

# **Einflüsse der Reibdauerbeanspruchung auf die Tragfähigkeit von P4C-Welle-Nabe-Verbindungen**

vorgelegt von  
Dipl.-Ing. Jens Winterfeld  
aus Berlin

vom Fachbereich 11 - Maschinenbau und Produktionstechnik -  
der Technischen Universität Berlin  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor der Ingenieurwissenschaften  
- Dr.-Ing. -  
genehmigte Dissertation

Promotionsausschuß:

Vorsitzende: Prof. Dr. Ir. Lucienne Blessing

1. Bericht: Prof. Dr.-Ing. Heinz Mertens

2. Bericht: Prof. Dr.-Ing. Erhardt Leidich

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 12. Februar 2001

ursprünglicher Doktorvater und wesentlicher Betreuer der Arbeit:

Prof. Dr.-Ing. E.h. Dr.-Ing. Wolfgang Beitz<sup>†</sup>

Berlin 2001

D 83

## Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenkonstruktion – Fachgebiet Konstruktionstechnik der Technischen Universität Berlin mit finanzieller Unterstützung der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG). Am Zustandekommen dieser Arbeit waren viele Menschen direkt und indirekt beteiligt, wofür ich ihnen an dieser Stelle ganz herzlich danken möchte.

Zuerst möchte ich meinen Doktorvater Prof. Dr.-Ing. E.h. Dr.-Ing. W. Beitz<sup>†</sup>, ehemaliger Leiter des Fachgebiets Konstruktionstechnik am Institut für Maschinenkonstruktion der TU Berlin, nennen. Das mir von ihm entgegengebrachte Vertrauen, die Schaffung einer idealen Arbeitsatmosphäre am Institut und sein Ansporn waren die Grundlage für das Gelingen der Arbeit. Hierfür bin ich ihm zu großem Dank verpflichtet, auch wenn ich es ihm nicht mehr persönlich sagen kann.

Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Mertens, Leiter des Fachgebiets Konstruktionslehre der TU Berlin, gilt mein besonderer Dank, nicht nur für sein Interesse an der Arbeit und die Übernahme der Aufgaben des Berichters, sondern für sein besonderes Engagement, die Arbeit und das Promotionsverfahren im Sinne von Prof. Dr.-Ing. E.h. Dr.-Ing. W. Beitz abzuschließen. Durch wertvolle Diskussionen und Anregungen hat er wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. E. Leidich, Leiter der Professur Konstruktionslehre der TU Chemnitz, danke ich für das mir und meiner Arbeit entgegengebrachte Interesse sowie die kritische Durchsicht des Manuskripts ganz herzlich.

Ferner bedanke ich mich bei Frau Prof. Dr. Ir. L. Blessing, Leiterin des Fachgebiets Konstruktionstechnik der TU Berlin, für die Bereitschaft, den Vorsitz des Promotionsausschusses zu übernehmen.

Bedanken möchte ich mich ebenso bei allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Fachgebiets Konstruktionstechnik, die mich auf verschiedene Weisen bei meiner Arbeit unterstützt haben.

Besonders erwähnen möchte ich die ehemalige Kolleginnen und Kollegen Frau Dr.-Ing. Gritt Ahrens, Herrn Dipl.-Ing. Sven Düselmann, Herrn Dr.-Ing. Götz von Esebeck, Herrn Dipl.-Ing. Uwe Kammerer, Frau Dagmar Prentzel und Herrn Dipl.-Ing. Jan Rösler. Herr Dr.-Ing. Oliver Tegel sei darüber hinaus für sein besonderes Engagement als Institutsleiter gedankt, wodurch er auch meine Arbeit stark förderte. Herr Dipl.-Ing. Attila Alt hat durch seine Auseinandersetzung mit meiner Arbeit und seine stete Diskussionsbereitschaft diese wesentlich beeinflusst.

Weiterhin gilt mein Dank meinen studentischen Mitarbeitern sowie meinen Studien- und Diplomarbeitern für ihr Engagement in dem Forschungsprojekt.

Danken möchte ich auch den Projektkollegen Dipl.-Ing. Ulrich Hartmann, Dr.-Ing. Gerald Paysan, beide TU Berlin, sowie Dr.-Ing. Masoud Ziaei, TU Darmstadt/TU Chemnitz für ihre gute kooperative Zusammenarbeit.

Stellvertretend für die Forschungseinrichtungen, die mich in meinem Projekt unterstützt haben, möchte ich Herrn Dipl.-Phys. Henrik Herklotz vom Bereich Qualitätswissenschaft der TU Berlin erwähnen, der durch sein besonderes Engagement mir die aufwendigen Messungen meiner Proben ermöglichte.

Schließlich war für mich die Familie und der Freundeskreis sehr wichtig für den notwendigen Rückhalt und Ausgleich während der Forschungstätigkeit und dem Verfassen der Dissertation. Meinen Eltern, meinem Bruder und meinen Freunden danke ich für ihre vielfältige Unterstützung. Ganz besonders möchte ich mich bei meiner lieben Frau Sabine für ihre liebevolle Unterstützung sowie bei ihr und unseren Söhnen Paul und Mats für so manche entgangene gemeinsame Stunde bedanken.

Jens Winterfeld

Leonberg, Juni 2001

# Inhaltsverzeichnis

<b>1 Einleitung und Ziel der Arbeit</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Grundlagen und Stand der Forschung</b> .....	<b>3</b>
2.1 P4C-Welle-Nabe-Verbindungen .....	3
2.1.1 Geometrische Grundlagen .....	4
2.1.2 Eigenschaften der genormten P4C-Welle-Nabe-Verbindungen.....	7
2.1.3 Analytische Berechnungsmodelle.....	9
2.1.4 Numerische Untersuchungen .....	9
2.1.5 Experimentelle Untersuchungen.....	12
2.2 Reibkorrosion.....	13
<b>3 Versuchsplanung und Festlegung der Versuchsparameter</b> .....	<b>16</b>
3.1 Versuchsplanung .....	16
3.2 Belastung.....	19
3.2.1 Schwellende Torsionsbelastung .....	19
3.2.2 Kombinierte Umlaufbiege- und statische Torsionsbelastung .....	19
3.3 Geometrie der P4C-Wellen und -Naben .....	20
3.3.1 Geometrische Größen .....	20
3.3.2 Fertigung.....	21
3.3.3 Maßgenauigkeit und Profilabweichung .....	22
3.3.4 Oberflächenrauheit.....	24
3.4 Werkstoffe .....	25
3.4.1 Werkstoffkennwerte .....	25
3.4.2 Härteprüfungen .....	27
3.4.3 Gefügestruktur .....	29
3.4.4 Oberflächenbeschichtung.....	30
3.4.5 Modelluntersuchungen zur Charakterisierung der Werkstoffpaarungen ..	32
3.5 Umgebungsbedingungen.....	34
<b>4 Versuchseinrichtungen</b> .....	<b>36</b>
4.1 Wechseltorsionsprüfmaschine (WTM) .....	36
4.1.1 Prinzip der Lasterzeugung und mechanischer Aufbau.....	36
4.1.2 Messung der Prüfparameter und Kalibrierung der Meßsysteme.....	37
4.1.3 Regelung der Wechseltorsionsprüfmaschine .....	38
4.2 Umlaufbiegeprüfmaschine mit überlagerter statischer Torsion (UBMT) .....	39
4.2.1 Prinzip der Lasterzeugung und mechanischer Aufbau.....	39
4.2.2 Messung der Prüfparameter und Kalibrierung der Meßsysteme.....	41
4.2.3 Regelung der Umlaufbiegeprüfmaschine.....	42
4.3 Fehlerbetrachtung.....	42
4.3.1 Fehlerbetrachtung für die schwellende Torsionsprüfung .....	43
4.3.2 Fehlerbetrachtung für die kombinierte Umlaufbiege- und statische Torsionsprüfung .....	43

<b>5 Versuchsdurchführung und -auswertung .....</b>	<b>44</b>
5.1 Vorbereitung und Behandlung der Proben .....	44
5.2 Bestimmung der Belastungshöhe und Definition der Grenzlastspielzahl .....	46
5.3 Auswertung und Dokumentation der Versuchsergebnisse .....	47
5.3.1 Statistische Auswertung der Dauerschwingversuche .....	47
5.3.2 Verschleißbezogene Auswertung der Versuche .....	51
<b>6 Ergebnisse der Dauerschwingversuche.....</b>	<b>54</b>
6.1 P4C-Welle-Nabe-Verbindung unter schwellender Torsionsbelastung .....	54
6.1.1 Gegenüberstellung der P4C- und P3G-Welle-Nabe- Verbindungen unter schwellender Torsion .....	54
6.1.2 Einfluß des Werkstoffes unter schwellender Torsion .....	57
6.1.3 Einfluß der Passung unter schwellender Torsion.....	59
6.1.4 Einfluß der Schmierung unter schwellender Torsion.....	60
6.1.5 Einfluß der Beschichtung der P4C-Welle mit Wolframcarbid unter schwellender Torsion .....	61
6.1.6 Gegenüberstellung der P4C-WNV mit geschliffenen und strang- gezogenen Polygonwellen unter schwellender Torsion .....	63
6.2 P4C-Welle-Nabe-Verbindungen unter kombinierter Umlaufbiege- und statischer Torsionsbelastung.....	65
6.2.1 Gegenüberstellung der P4C- und P3G-Welle-Nabe-Verbindungen unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion .....	65
6.2.2 Einfluß des Werkstoffes unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion.....	67
6.2.3 Einfluß der Passung unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion.....	68
6.2.4 Einfluß der statischen Vorspannung unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion.....	69
6.2.5 Einfluß der Schmierung unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion.....	70
6.2.6. Einfluß der Beschichtung der P4C-Welle mit Wolframcarbid unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion .....	71
6.3 Zusammenfassung und Diskussion der Ergebnisse der Dauerschwingversuche .....	72
<b>7 Verschleiß- und Rißanalyse.....</b>	<b>77</b>
7.1 Verschleiß- und Rißanalyse der P4C-Welle-Nabe-Verbindungen unter schwellender Torsion .....	77
7.1.1 Einfluß der Schmierung auf den Verschleiß .....	83
7.1.2 Einfluß der WC/C-Beschichtung auf den Verschleiß .....	86
7.1.3 Einfluß der Profilmartung auf den Verschleiß .....	87
7.2 Verschleiß- und Rißanalyse der P4C-Welle-Nabe-Verbindungen unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion .....	89
7.2.1 Einfluß der Schmierung auf den Verschleiß .....	93
7.2.2 Einfluß der WC/C-Beschichtung auf den Verschleiß .....	97
7.3 Diskussion der Analyseergebnisse.....	99

---

<b>8 Vergleich der experimentellen mit numerisch analytischen Ergebnissen.....</b>	<b>103</b>
8.1 Anwendung des Ruiz-Chen-Kriteriums auf P4C-Welle-Nabe-Verbindungen unter schwellender Torsion .....	103
8.2 Anwendung des Ruiz-Chen-Kriteriums auf P4C-Welle-Nabe-Verbindungen unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion .....	105
<b>9 Konstruktive Hinweise zur Auslegung und Gestaltung der P4C-Welle-Nabe- Verbindungen unter Dauerschwingbelastung.....</b>	<b>107</b>
<b>10 Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>110</b>
10.1 Zusammenfassung .....	110
10.2 Ausblick .....	111
<b>11 Literatur .....</b>	<b>113</b>
<b>12 Anhang.....</b>	<b>121</b>
Anhang A: Technische Zeichnungen der verwendeten Prüfkörper.....	121
Anhang B: Modelluntersuchungen .....	124
Anhang C: Fehlerbetrachtung .....	125
Anhang D: Statistische Auswertung .....	129
Anhang E: Blockprotokolle aller ausgewerteten Versuchsblöcke .....	130

## Verwendete Formelzeichen und Abkürzungen

Symbol	Einheit	Bezeichnung
A	%	Bruchdehnung
A	cm <sup>2</sup>	Querschnittsfläche
a	-	Konstante der arcsin- $\sqrt{P_B}$ -Verteilung
b	-	Konstante der arcsin- $\sqrt{P_B}$ -Verteilung
c	-	Exponentialkonstante der Extremwert-Verteilung
D <sub>m</sub>	mm	mittlerer Durchmesser der Epitrochoide
d <sub>A</sub>	mm	Außendurchmesser der Nabe
d <sub>a</sub>	mm	Außenkreisdurchmesser des Polygonprofils
d <sub>abs</sub>	mm	Durchmesser eines Wellenabsatzes
d <sub>i</sub>	mm	Innenkreisdurchmesser des Polygonprofils
d <sub>m</sub>	mm	mittlerer Durchmesser
d <sub>nenn</sub>	mm	Nenndurchmesser
dx	µm	Schwingweite
d <sub>0</sub>	mm	Probendurchmesser der Zugprobe
d <sub>1</sub>	mm	siehe geometrische Beschreibung der Polygonprofile, Bild 2.1
d <sub>2</sub>	mm	siehe geometrische Beschreibung der Polygonprofile, Bild 2.1
d <sub>3</sub>	mm	siehe geometrische Beschreibung der Polygonprofile, Bild 2.1
E <sub>N</sub>	N/mm <sup>2</sup>	E-Modul des Nabenwerkstoffes
E <sub>W</sub>	N/mm <sup>2</sup>	E-Modul des Wellenwerkstoffes
e	mm	Exzentrizität
e <sub>Grenz</sub>	mm	Grenzexzentrizität
F <sub>b</sub>	N	resultierende Kraft zur Biegemomenterzeugung
F <sub>N</sub>	N	Normalkraft
F <sub>R</sub>	N	Reibkraft
F <sub>r</sub>	-	relativer Fehler
F <sub>rw</sub>	-	relativer wahrscheinlicher Fehler
FFDP	-	Fretting-Fatigue-Damage-Parameter
f	Hz	Frequenz
h <sub>N</sub>	mm	Hebelarm der Normalkraft
h <sub>R</sub>	mm	Hebelarm der Reibkraft
k	-	Verteilungsparameter
L <sub>0</sub>	mm	Anfangsmeßlänge beim Zugversuch
l	mm	Fügelänge
M <sub>ba</sub>	Nm	Biegemomentamplitude
M <sub>t</sub>	Nm	Torsionsmoment
M <sub>tm</sub>	Nm	statisches Torsionsmoment
m	-	Anzahl der Laststufen
m	-	Weibullmodul
n	-	Lastspielzahl
n	-	Stichprobenumfang pro Laststufe
n <sub>P</sub>	-	Periodizität, Anzahl der „Ecken“ des Polygonprofils
P	-	Punkt zur Darstellung der Epitrochoide
P <sub>B</sub>	%	Bruchwahrscheinlichkeit

$P_{\ddot{u}}$	%	Überlebenswahrscheinlichkeit
P4C	-	Polygonprofil mit vier maximalen Krümmungen und einem zentrischen Überschliff
P3G	-	Polygonprofil mit drei maximalen Krümmungen und Gleichdickeneigenschaft
$p$	N/mm <sup>2</sup>	Flächenpressung
$Q_A$	-	Nabendurchmesser Verhältnis
$R_a$	μm	Mittenrauhwert
$R_m$	N/mm <sup>2</sup>	Zugfestigkeit
$R_{p0,2}$	N/mm <sup>2</sup>	Dehngrenze
$R_z$	μm	gemittelte Rauhtiefe
$r$	-	Anzahl der Brüche pro Laststufe
$r_1$	mm	Radius des Grundkreises
$r_2$	mm	Radius des Rollkreises
$W_p$	cm <sup>3</sup>	polares Widerstandsmoment
$W_x$	cm <sup>3</sup>	äquatoriales Widerstandsmoment
$W_{V_{Ges}}$	10 <sup>-6</sup> mm <sup>3</sup>	Verschleißvolumen
WC/C	-	Wolframcarbid(-Beschichtung) mit eingelagertem Graphit
WNV	-	Welle-Nabe-Verbindungen
X	-	Koordinate im kartesischen Koordinatensystem
$x_i$	-	Variable (Fehlerbetrachtung)
Y	-	Arbeitspunkt (Fehlerbetrachtung)
Y	-	Koordinate im kartesischen Koordinatensystem
Z	-	Koordinate im kartesischen Koordinatensystem
z	-	Exponentialkonstante der Extremwert-Verteilung
$\alpha$	°	Erzeugungswinkel
$\beta$	°	Anlagewinkel
$\beta_{\text{eff-max}}$	°	effektiver maximaler Anlagewinkel
$\beta_{kb}$	-	Kerbwirkungsfaktor für Biegung
$\beta_{kcb}$	-	Reibkerbwirkungsfaktor für Biegung
$\beta_{kct}$	-	Reibkerbwirkungsfaktor für Torsion
$\beta_{kt}$	-	Kerbwirkungsfaktor für Torsion
$\beta_{\text{max}}$	°	maximaler Anlagewinkel
$\Delta$	-	Abweichung, Differenz
$\delta$	μm	Schlupfweg
$\Phi$	°	Winkel zur Polygondarstellung
$\kappa$	°	Neigungswinkel
$\mu$	-	Reibungskoeffizient
$\sigma_a$	N/mm <sup>2</sup>	Spannungsamplitude
$\sigma_{\text{arc}}$	N/mm <sup>2</sup>	ertragbare Spannung in Abhängigkeit von der Ausfallwahrscheinlichkeit auf der Grundlage der arcsin- $\sqrt{P_B}$ -Verteilung
$\sigma_{ba}$	N/mm <sup>2</sup>	Biegespannungsamplitude
$\sigma_{\text{ext.}}$	N/mm <sup>2</sup>	ertragbare Spannung in Abhängigkeit von der Ausfallwahrscheinlichkeit auf der Grundlage der Extremwert-Verteilung
$\sigma_m$	N/mm <sup>2</sup>	Mittelspannung
$\sigma_{nn}$	N/mm <sup>2</sup>	Normalspannung
$\sigma_T$	N/mm <sup>2</sup>	Zugspannung in tangentialer Richtung

---

$\sigma_V$	N/mm <sup>2</sup>	Vergleichsspannung
$\sigma_{V1}$	N/mm <sup>2</sup>	Lageparameter der Extremwert-Verteilung
$\Delta u$	$\mu\text{m}$	Relativbewegung
$\tau$	N/mm <sup>2</sup>	Reibschubspannung
$\tau$	N/mm <sup>2</sup>	Torsionsspannung
$\tau_{ta}$	N/mm <sup>2</sup>	Torsionsspannungsamplitude
$\tau_{tm}$	N/mm <sup>2</sup>	statische Torsionsspannung
$\tau_F$	N/mm <sup>2</sup>	Torsionsfließgrenze
$\tau_{Schw}$	N/mm <sup>2</sup>	Torsionsschwellfestigkeit

## 1 Einleitung und Ziel der Arbeit

Die P4C-Welle-Nabe-Verbindungen (im folgenden P4C-WNV abgekürzt) zählen zu den formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen (WNV), obwohl sie Drehmomente sowohl durch Kraft- als auch Reibschluß übertragen. Der Formschluß wird mittels Polygonprofilen hergestellt, der Reibschluß ergibt sich aufgrund der Elastizitäten von Welle und Nabe. Die P4C-WNV erlauben im allgemeinen eine axiale Verschiebbarkeit zwischen Welle und Nabe unter Drehmomentbelastung, wodurch ihr Hauptvorteil gegenüber anderen formschlüssigen WNV begründet ist [WiZiFrPfBeLe-99]. Die in der Vergangenheit eingeschränkten Fertigungsmöglichkeiten des Profils sind mit der CNC-Technik praktisch beseitigt [FrPf-85].

Als Nachteil sind noch die wissenschaftlich unzureichend abgesicherten Auslegungsvorschriften für Dauerschwingbelastung zu sehen. DIN 32712, welche die P4C-WNV beschreibt, bietet hier nur unzureichende Hinweise. Dies führt bis heute zu einer seltenen Anwendung bzw. zu einer Auslegung der P4C-WNV mit hohen Sicherheitsfaktoren. Mit numerisch analytischen Untersuchungen wurden auf theoretischer Seite erste wichtige Arbeiten abgeschlossen [Mec-88], [Zia-97].

Auf experimenteller Seite liegen bis heute kaum wissenschaftliche Ergebnisse von P4C-WNV vor, die diese Modelle verifizieren. Speziell Schädigungsprozesse und Einflüsse auf die Tragfähigkeit infolge einer Reibdauerbeanspruchung, wie sie auch für P4C-WNV unter Dauerschwingbelastung zu erwarten sind, sind bis heute noch nicht ausreichend beschrieben. So zeigten beispielsweise die Ergebnisse experimenteller Untersuchungen an P3G-WNV, daß in erster Linie Reibkorrosionsprozesse für den Verschleiß und den Rißursprung verantwortlich sind, womit die Tragfähigkeit nicht von geometrischen Kerben, sondern von verschleißbedingten Mikrorissen abhängt. Der immense Einfluß der Reibkorrosion auf die Tragfähigkeit wird durch die Ergebnisse dieser Untersuchung deutlich. So wurden Kerbwirkungszahlen infolge der Reibdauererschwingbeanspruchung von  $\beta_k = 3$  bis 6 für P3G-WNV ermittelt [Rei-94].

Um dem Konstrukteur für die P4C-WNV ein geeignetes Auslegungsmodell zur Verfügung stellen zu können, müssen in erster Linie die zum Ausfall der Verbindung führenden Mechanismen experimentell untersucht und beschrieben werden. Gleiches gilt für die Einflüsse einzelner Parameter auf den Schädigungsprozeß. Mit einer derartigen Informationsbasis lassen sich bisherige Modelle hinsichtlich ihrer Eignung zur Beschreibung der Prozesse bzw. zur Auslegung der Verbindungen bewerten und neue Modelle, speziell über numerisch analytische Verfahren, entwickeln. Gerade die Thematik der Reibkorrosion an Maschinenelementen ist ein sehr komplexes Forschungsgebiet, welches die Zusammenarbeit unterschiedlicher Fachbereiche benötigt. Dies wird dadurch offensichtlich, daß bis heute noch kein allgemeingültiges Auslegungskonzept gegen Reibdauerbruch existiert.

In der vorliegenden Arbeit werden Einflüsse auf die Reibdauererschwingbeanspruchung und damit auf die Tragfähigkeit von P4C-WNV experimentell untersucht. Im einzelnen werden folgende Ziele verfolgt:

- Ermittlung der auftretenden Verschleißformen und -mechanismen in Abhängigkeit der Versuchsparameter, um daraus Erkenntnisse über den Schädigungsprozeß zu gewinnen; als Versuchsparameter werden verschiedene geometrische, tribologische, werkstoff- und fertigungstechnische Randbedingungen bei zwei unterschiedlichen Belastungsarten untersucht,
- Analyse und Lokalisierung der Rißursprünge, um diese mit theoretischen Untersuchungen, die am Institut für Maschinenelemente und Maschinenakustik der TU Darmstadt durchgeführt wurden, vergleichen zu können,
- Darstellung von statistisch abgesicherten experimentell ermittelten Tragfähigkeitskennwerten der P4C-WNV unter Dauerschwingbelastung,
- Ableitung von Gestaltungshinweisen für den Anwender der P4C-WNV.

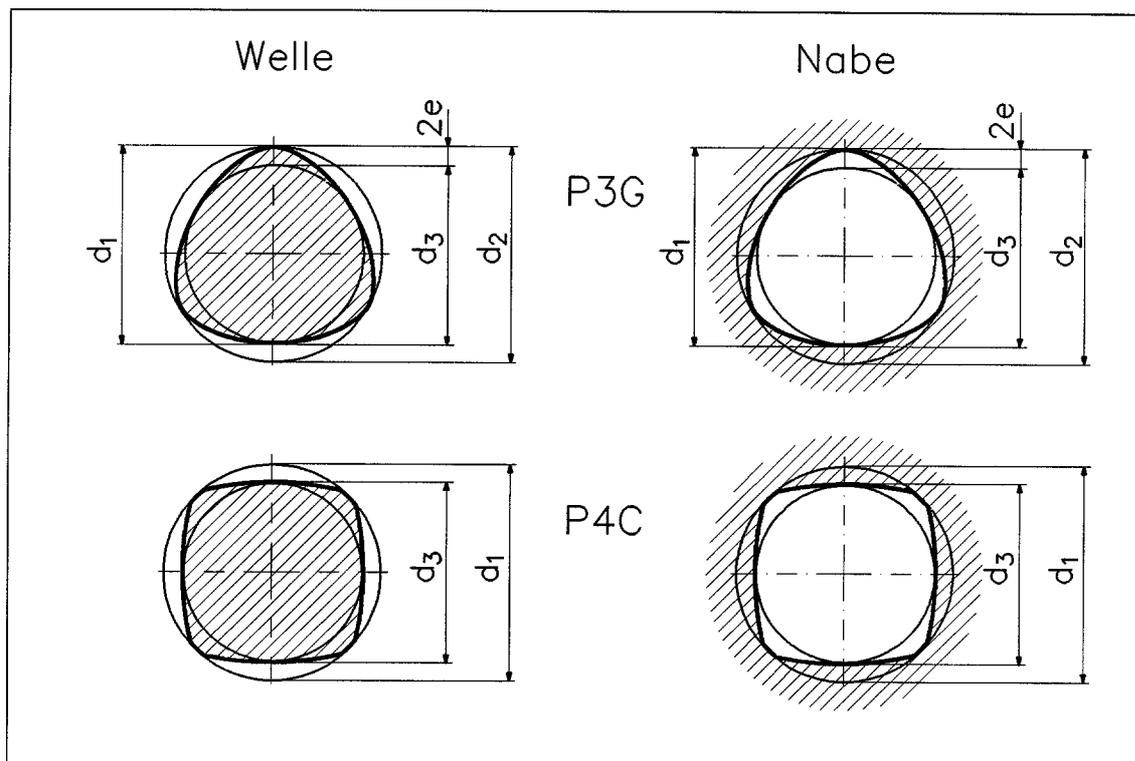
Die Ausgangsbasis für die in der vorliegenden Arbeit beschriebenen Untersuchungen bilden die experimentell ermittelten Ergebnisse an P3G-WNV [Rei-94]. Des weiteren werden numerisch analytische Ergebnisse an P4C-WNV berücksichtigt, die phasenweise parallel am Institut für Maschinenelemente und Maschinenakustik der TU Darmstadt erarbeitet wurden [Zia-97]. Die parallel verlaufenden theoretischen Arbeiten am Institut für Maschinenkonstruktion - Konstruktionslehre der TU Berlin zur Lebensdauervorhersage reibkorrosionsgefährdeter Maschinenelemente finden ebenfalls Berücksichtigung [MePa-98], [Pay-00].

## 2 Grundlagen und Stand der Forschung

### 2.1 P4C-Welle-Nabe-Verbindungen

Der Ursprung der Polygon-WNV im industriellen Einsatz ist in dem K-Profil zu sehen. Mit der Entwicklung einer kinematisch gekoppelten Schleifmaschine<sup>1</sup> im Jahre 1938 war es das erste Mal möglich, diese unrunder dreieckähnlichen Wellen- und Nabenprofile im industriellen Maßstab genau zu fertigen [FrPf-98]. Die aufwendige Kinematik sowie die notwendigen Beschleunigungen von Werkstück und Werkzeug waren jedoch bei der Erzeugung des K-Profiles derart ungünstig, daß MUSYL [Mus-55b] dieses Profil weiterentwickelte und zu den heute bekannten Polygonprofilen kam.

Diese formschlüssigen WNV sind zum einen das in DIN 32711 genormte harmonische P3G-Profil und zum anderen das in DIN 32712 genormte disharmonische P4C-Profil. Dabei ist die Nomenklatur wie folgt festgelegt: das P steht für Polygon, die Zahl gibt die Anzahl der „Ecken“ bzw. der maximalen Krümmungen an, das G bezeichnet das Gleichdick und das C beschreibt den zentrischen Überschliff. Fast ausschließlich diese beiden kommen in der Praxis zum Einsatz. Bild 2.1 zeigt die beiden Profile sowie deren in den Normen festgelegte geometrische Größen.

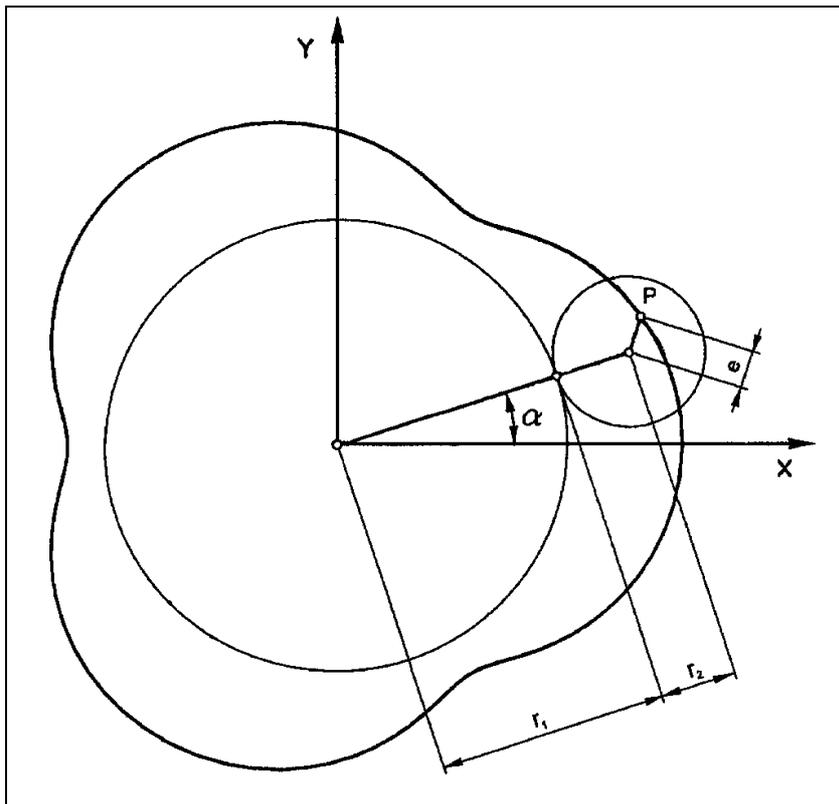


**Bild 2.1:** P3G-Profil nach DIN 32711 und P4C-Profil nach DIN 32712

<sup>1</sup> Die Fa. Ernst Krause & Co. in Wien entwickelte und produzierte die sogenannte K-Profil-Maschine.

### 2.1.1 Geometrische Grundlagen

Die Kurven der Polygonprofile lassen sich mathematisch exakt beschreiben. Wenn auf einem festen Grundkreis mit dem Radius  $r_1$  ein beweglicher Rollkreis mit dem Radius  $r_2$  schlupffrei abrollt, so erzeugt ein mit dem Rollkreis im Abstand  $e$  von dessen Mittelpunkt verbundener Punkt  $P$  eine Epitrochoide (vgl. Bild 2.2). Das Polygonprofil stellt eine Sonderform der Epitrochoiden dar. Es ist definiert als eine im Endlichen befindliche Parallelkurve zu einer im Unendlichen erzeugten Trochoide [FrPf-98].



**Bild 2.2:** Allgemeine Trochoide

Die Durchmesser der beiden Kreise müssen in einem ganzzahligen Verhältnis stehen, um eine geschlossene Kurve zu erzeugen und daraus eine technisch sinnvolle Anwendung abzuleiten. Das ganzzahlige Verhältnis von Grundkreisradius  $r_1$  zu Rollkreisradius  $r_2$  wird Periodizität  $n_p$  genannt und gibt die Anzahl der „Ecken“ an.

$$n_p = \frac{r_1}{r_2} \quad (2-1)$$

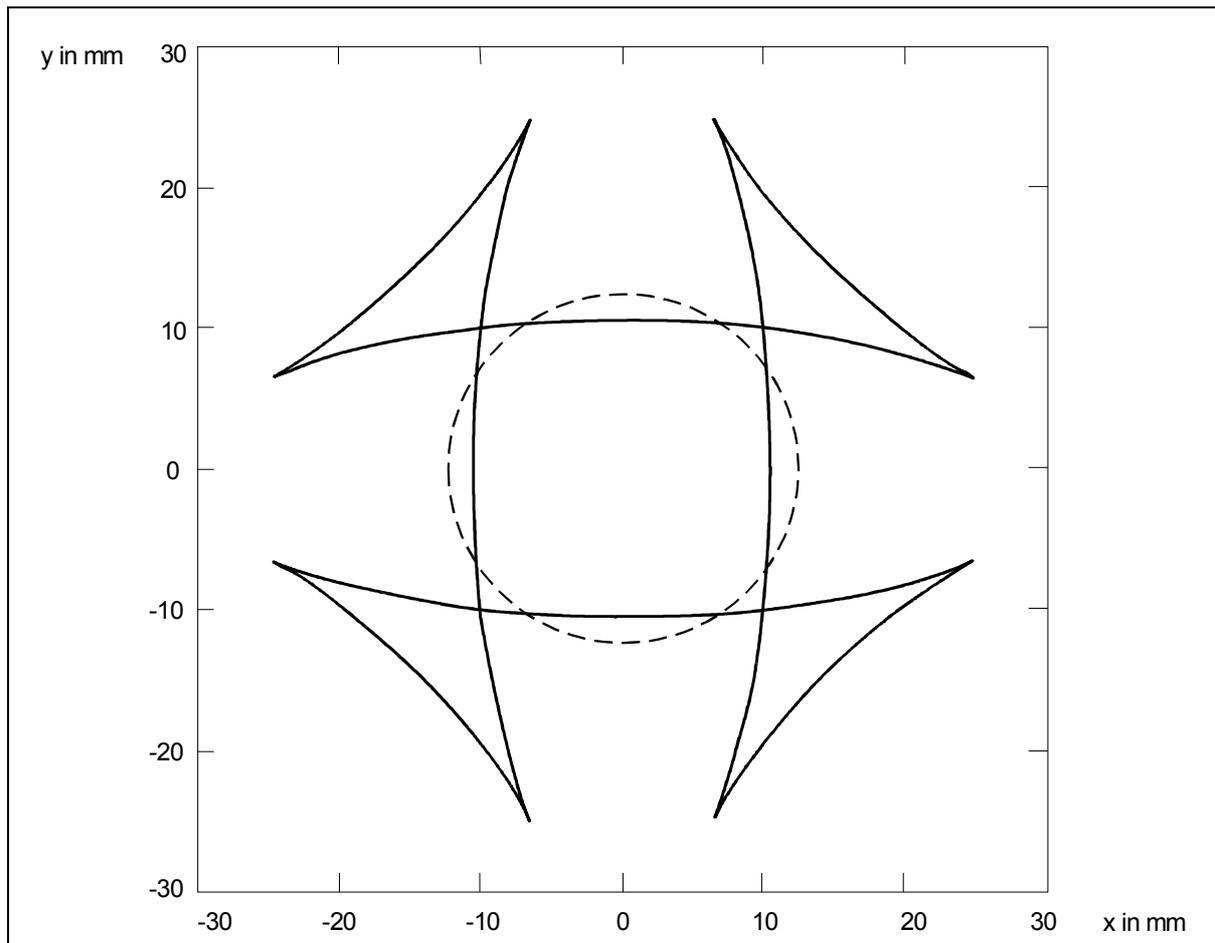
$$D_m = r_1 + r_2 \quad (2-2)$$

Die allgemeine Parametergleichung für die Abbildung eines Polygons in Abhängigkeit vom mittleren Durchmesser der Epitrochoide  $D_m$ , der „Eckenzahl“  $n_p$  sowie der Exzentrizität  $e$ , wobei die Exzentrizität die Abweichung der Polygonkurve vom Kreis angibt, lautet:

$$x(\alpha) = \frac{D_m}{2} \cdot \cos \alpha - e \cdot \cos(n_p \cdot \alpha) \cdot \cos \alpha - n_p \cdot e \cdot \sin(n_p \cdot \alpha) \cdot \sin \alpha \quad (2-3)$$

$$y(\alpha) = \frac{D_m}{2} \cdot \sin \alpha - e \cdot \cos(n_p \cdot \alpha) \cdot \sin \alpha + n_p \cdot e \cdot \sin(n_p \cdot \alpha) \cdot \cos \alpha \quad (2-4)$$

Bild 2.3 zeigt eine Erzeugungskurve<sup>2</sup> für das P4C-Profil, wie sie sich aus den Parametergleichungen (2-3) und (2-4) berechnen läßt. Weitere Details zur Entwicklung dieser Kurven für den technischen Gebrauch sind in [Mus-55b] zu finden.



**Bild 2.3:** Maßstäbliche Erzeugungskurve und Hüllkreis der verwendeten P4C-Wellen

Eine wichtige Einflußgröße auf die mechanischen Eigenschaften dieser Profile ist der Anlagewinkel  $\beta$ , der als Winkel zwischen der Kurvennormalen und dem Radiusvektor definiert ist. Er ist ein Maß für die Abweichung des Polygonprofils vom Kreis und stellt sich in kartesischen Koordinaten wie folgt dar [FrPf-98]:

<sup>2</sup> Die Erzeugungskurve entsteht durch die Relativbewegungen von Werkzeug und Werkstück. Signifikant für die Erzeugungskinematik der P4C-Profile sind die vier Schleifen, bei denen das Werkzeug vom Werkstück abhebt.

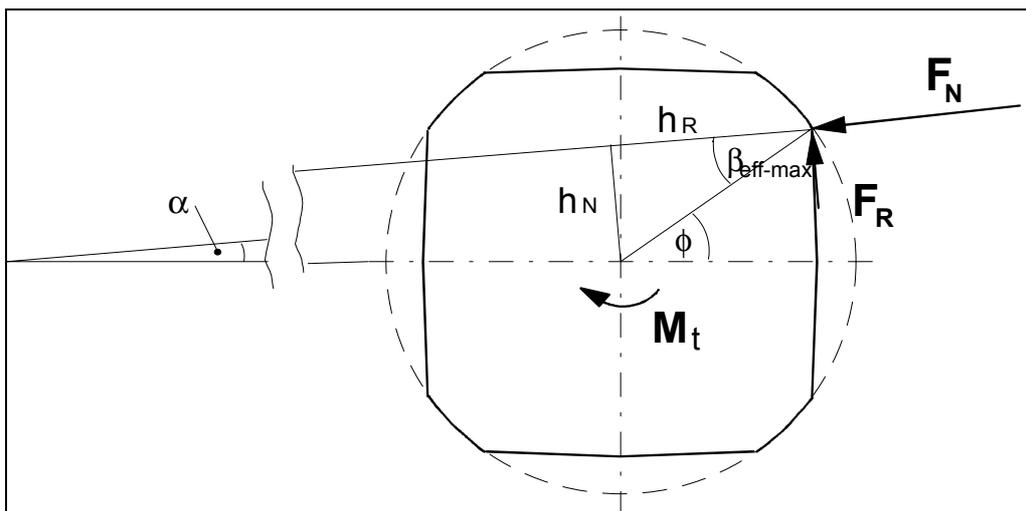
$$\beta(\alpha) = \arctan \left[ \frac{n_p \cdot e \cdot \sin(n_p \cdot \alpha)}{\frac{D_m}{2} - e \cdot \cos(n_p \cdot \alpha)} \right] \quad (2-5)$$

$$\tan \beta_{\max} = \frac{n_p \cdot e}{\sqrt{\frac{D_m^2}{4} - e^2}} \quad (2-6)$$

Durch die Ableitung der Gleichung (2-5) nach dem Erzeugungswinkel  $\alpha$  lässt sich der maximale Anlagewinkel  $\beta_{\max}$  ermitteln (siehe Gleichung (2-6)). Der maximale Anlagewinkel  $\beta_{\max}$  hängt nur, bei gegebener Periodizität  $n_p$ , von dem Verhältnis der Exzentrizität  $e$  und des mittleren Durchmessers  $D_m$ , welches auch als relative Exzentrizität bezeichnet wird, ab. Diese bestimmt die Profilform. Je größer das Verhältnis  $e/D_m$  ist, desto spitzer ist das Profil und desto größer ist der Anlagewinkel. Wird die Grenzexzentrizität  $e_{\text{Grenz}}$  überschritten, entstehen an der Erzeugungskurve Umkehrschleifen, an denen das Werkzeug vom Werkstück abhebt.

$$e_{\text{Grenz}} = \frac{D_m}{2 \cdot (n_p^2 - 1)} \quad (2-7)$$

Bei den genormten P4C-Profilen wird diese Grenzexzentrizität überschritten (siehe Bild 2.3). Das mathematische Maximum des Anlagewinkels  $\beta_{\max}$  liegt außerhalb der Profilflanke in der Bewegungsschleife des Werkzeuges. Für das P4C-Profil ergeben sich die effektiven Maxima  $\beta_{\text{eff-max}}$  dort, wo die Flanken von dem zentrischen Überschliff geschnitten werden (siehe Bild 2.4).



**Bild 2.4:** Theoretische Eingriffsverhältnisse am P4C-Profil

Durch den Anlagewinkel  $\beta(\alpha)$  werden die Hebel  $h_N(\alpha)$  und  $h_R(\alpha)$  für die Normal- und Reibkraftanteile, die für die Drehmomentübertragung verantwortlich sind, festgelegt.

$$\tan \beta(\alpha) = \frac{h_N}{h_R} \quad (2-8)$$

Je größer der effektive Anlagewinkel  $\beta_{\text{eff-max}}$  ist, desto geringer sind die für die Drehmomentübertragung notwendigen Kraftanteile bei gegebenem Reibungskoeffizienten  $\mu$ . Bild 2.4 zeigt die geometrischen Eingriffsverhältnisse eines P4C-Profiles unter Drehmomentbelastung.

Die Anlagewinkel  $\beta_{\text{eff-max}}$  nehmen bei der in DIN 32712 genormten Reihe unterschiedliche Werte an. Dieses ist die Folge der nicht konstanten relativen Exzentrizität  $e/D_m$  und der verschiedenen Überschliffbreiten. Die Werte der maximalen effektiven Anlagewinkel bewegen sich zwischen  $\beta_{\text{eff max}} = 21,7^\circ$  bei einem Nenndurchmesser von  $d_{\text{nenn}} = 100$  mm und  $\beta_{\text{eff max}} = 33,6^\circ$  bei einem Nenndurchmesser von  $d_{\text{nenn}} = 14$  mm [Mec-88].

Im Vergleich zum P3G-Profil DIN 32711, bei dem die maximalen Anlagewinkel Werte zwischen  $\beta_{\text{max}} = 10,6^\circ$  bei einem Nenndurchmesser  $d_{\text{nenn}} = 18$  mm und  $\beta_{\text{max}} = 15,2^\circ$  bei einem Nenndurchmesser  $d_{\text{nenn}} = 100$  mm annehmen, wurden deutlich höhere Werte beim P4C-Profil gewählt. Der Anlagewinkel ist größer als der Reibungswinkel, wodurch kleinere Normal- und Reibkräfte bei gleicher Drehmomentbelastung eine axiale Verschiebbarkeit von Welle und Nabe ermöglichen.

### 2.1.2 Eigenschaften der genormten P4C-Welle-Nabe-Verbindungen

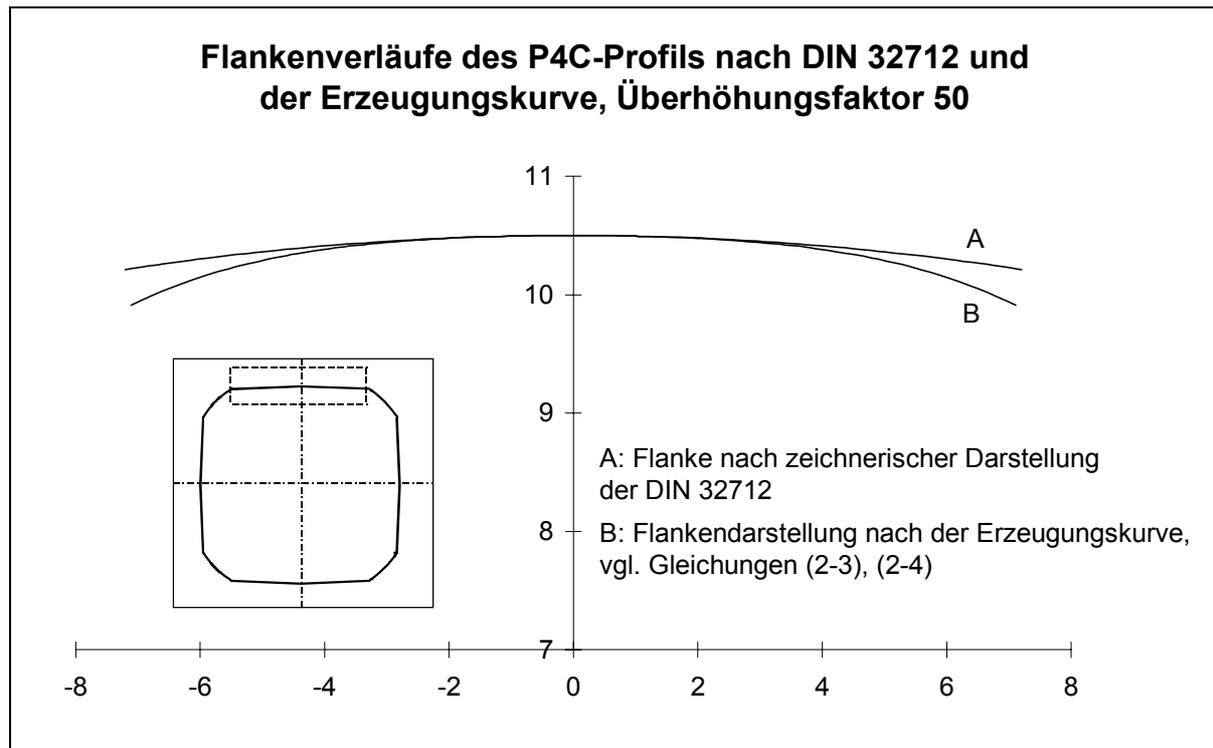
Die axiale Verschiebbarkeit stellt die wichtigste Eigenschaft der P4C-WNV dar. Aufgrund ihrer abgerundeten und konvexen Kontur tritt eine deutlich geringere Kerbwirkung im Vergleich zu anderen formschlüssigen WNV, wie z. B. Paßfeder-, Keilwellen- und Zahnwellenverbindung, auf. Dadurch ergibt sich eine hohe Drehmomentübertragung bei raumsparender Bauweise [Göt-94]. Die P4C-Wellen sind durch schleifende Bearbeitung paßgenau fertigbar, wodurch auch gehärtete Wellen einfach gefertigt werden können. Es ist kein axialer Werkzeugauslauf wie bei dem Keilwellenprofil notwendig.

Das Innenprofil der P4C-Polygons ist aufgrund der Umkehrschleifen der Erzeugungskinetik nicht mit Hilfe der klassischen Unrundschleifmaschinen herstellbar (siehe Bild 2.3). Es wird in der Regel durch Räumen oder durch Wälzstoßen gefertigt [Mus-55a]. CNC-Schleifen oder Drahterodieren stellen zu hierzu eine Alternative dar.

Durch die nicht streng geometrische Reihung der P4C-Profile in der Norm DIN 32712 ergeben sich in Abhängigkeit der Nenngrößen unterschiedliche Eingriffsverhältnisse, so daß die Beanspruchungsverhältnisse der einzelnen Größenstufen stark voneinander abweichen. Damit wird die allgemeingültige Modellbildung für die Auslegung und Berechnung dieser Profilverbindung erschwert. Des weiteren wird in der DIN 32712 die explizite mathematische Gleichung zur Erzeugung der Polygonkurve nicht dargestellt. Statt dessen werden nur einzelne Kreissegmente, die der zeichnerischen Darstellung dienen, angegeben.

Der Profilunterschied, der zwischen der exakten Erzeugungskurve und der zeichnerischen Darstellung besteht, wird in Bild 2.5 am Beispiel des P4C-Profiles mit einem Nenndurchmesser  $d_{\text{nenn}} = 25$  mm bei einer 50-fachen Überhöhung der Differenz zwischen

beiden Flankendarstellungen gezeigt. Die nach der Erzeugungskinetik der Polygone (vgl. Gleichungen (2-3) und (2-4)) erzeugten Flanken sind stärker gekrümmt als die in der zeichnerischen Darstellung nach DIN 32712. Die maximalen Unterschiede treten an den Flankenanfängs- bzw. -endpunkten am Übergang zum zentrischen Überschliff auf. Es ergeben sich dort Differenzen von rund fünf Hunderstel Millimetern. Das zeigt die Problematik dieser Norm, wenn fälschlicherweise die angegebenen Geometriewerte für die zeichnerische Darstellung aufgrund der fehlenden exakten Geometriedaten bei der Fertigung verwendet werden. Im schlechtesten Fall ließe sich die Verbindung nicht fügen oder sie besäße andere Beanspruchungsverhältnisse.



**Bild 2.5:** Gegenüberstellung der Flankenverläufe des P4C-Profiles mit einem Nenndurchmesser  $d_{\text{enn}} = 25 \text{ mm}$

Zusammenfassend ergeben sich folgende Vorteile für die P4C-Profile:

- axiale Verschiebbarkeit von Welle zu Nabe unter Drehmomentbelastung,
- unmittelbare Leistungsübertragung im Vergleich zur Paßfederverbindung,
- geringe Kerbwirkung aufgrund der Profilform,
- Schleifbarkeit und somit paßgenaue Fertigung auch gehärteter P4C-Wellen,
- axialer Werkzeugauslauf ist nicht vorgeschrieben.

Dem stehen folgende Nachteile gegenüber:

- wenig Erfahrungen beim Einsatz des Profils,
- kein experimentell abgesichertes Auslegungsverfahren gegen Dauerbruch,
- unzureichende Norm.

### 2.1.3 Analytische Berechnungsmodelle

Für die Berechnung und Auslegung von Polygon-WNV existieren verschiedene Verfahren. Eine genaue Berechnung der Beanspruchung dieser Bauteilverbindung ist wegen der Komplexität von Geometrie, Anlage- und Reibverhältnissen bis heute nicht möglich. Für die jeweiligen Berechnungsmodelle werden starke Vereinfachungen getroffen. Als kritisches Bauteil der Polygon-WNV wird fast ausschließlich die Nabe im Gegensatz zu anderen Welle-Nabe-Verbindungen angenommen. Dies gilt in erster Linie für dünnwandige Polygon-Naben, die unter Torsionsbelastung von der Welle wie durch einen Keil aufgeweitet werden und zum Bruch der Polygon-Nabe führen können.

Eine mögliche Schädigung der Polygonwelle infolge der Reibkorrosion unter Dauerschwingbeanspruchung ist bis heute in der Auslegung nicht berücksichtigt worden [Zia-97]. Bei den analytischen Modellen wird die Welle als starr angenommen. Die Kerbwirkungszahlen des Profils werden mit  $\beta_{kt} = 1$  und  $\beta_{kb} = 1$  für Torsion bzw. Biegung angegeben [For], [Hag-75]. Die Werte wurden aus Versuchsreihen abgeleitet, die an Polygonwellen ohne Nabeneinfluß an der TH Stuttgart und der TH Graz durchgeführt wurden [Völ-64]. Aus den in DIN 32711 und DIN 32712 angegebenen Widerstandsmomenten lassen sich die Polygon-Wellen über ein Nennspannungskonzept berechnen. Dabei bleibt der Kerbwirkungseinfluß der Nabe auf die Welle völlig unberücksichtigt.

Bei der analytischen Berechnung der Nabe als kritischem Bauteil zur Dimensionierung der Polygon-WNV wurden drei Verfahren entwickelt, die Berechnungsmodelle nach MUSYL [Mus-62], MANURHIN [Man-55] sowie nach LEROY und VISEUR [LeV-67a], [LeV-67b]. Sowohl bei der Berechnung nach MUSYL als auch nach MANURHIN wird die Nabe als Kreisring mit konstantem Kreisquerschnitt modelliert. Je nach Polygonprofil wird der Kreisring in drei bzw. vier gleiche Segmente geteilt, an denen die Kräfte angreifen. Während MUSYL sowohl Radial- als auch Tangentialkräfte berücksichtigt, werden in der Methode nach MANURHIN ausschließlich die Radialkräfte betrachtet, aus denen sich die Spannungen und Verschiebungen der Kreissegmente berechnen lassen.

Im Vergleich dazu berücksichtigen LEROY und VISEUR bei ihrem Modell zum einen die besondere Nabengeometrie und zum anderen die geometrische Verträglichkeit zwischen Welle und Nabe. Eine ausführliche Darstellung und Beurteilung der oben genannten Berechnungsverfahren liefern die Arbeiten von MECHNIK [Mec-88] und von MAYR [May-91]. In der Industrie ist das Berechnungsverfahren von MUSYL am meisten verbreitet, da es vom Hersteller der Polygonschleifmaschinen an die Kunden weitergegeben wurde [Rei-94].

### 2.1.4 Numerische Untersuchungen

Die ersten numerischen Analysen an Polygonwellen mittels der Finite-Elemente-Methode (im folgenden FEM genannt) wurden von BRASCHEL ET AL. veröffentlicht [BrHaMü-83]. Diese untersuchten die Spannungs- und Verschiebungszustände einer Polygon-WNV. Es handelte sich jedoch nicht um eines der genormten Profile, sondern um ein Sechskantprofil. Diese Untersuchungen wurden an zweidimensionalen Modellen durchgeführt und zielten in erster Linie auf die Einsatzmöglichkeiten der FEM für ebene Probleme ab.

MECHNIK untersuchte die genormten Polygon-WNV [Mec-88]. Mittels FEM-Analysen berechnete er die dreidimensionalen Spannungs- und Verformungszustände der Naben von Polygon-WNV. Dabei betrachtete er sowohl genormte als auch optimierte P3G-WNV mit Nabenschulter unter reiner Torsionsbelastung für den reibungsfreien und den reibungsbehafteten Fall. Als Ort der maximalen Beanspruchung der Nabe ermittelte er nicht, wie in der Literatur bis dahin zumeist angenommen, den Kontaktpunkt zwischen Welle und Nabe. Das Maximum liegt an einer freien gebogenen Nabenfaser, also in einem Bereich, wo Welle und Nabe auseinanderklaffen. Der genaue Ort ist von der Parameterkonstellation abhängig [Mec-91]. Auf Grundlage seiner Untersuchungsergebnisse leitete er Hinweise zur Optimierung der Nabenbeanspruchung ab. Er verifizierte diese analytischen und numerischen Ergebnisse durch spannungsoptische Versuche, bei denen er auch genormte P4C-WNV untersuchte.

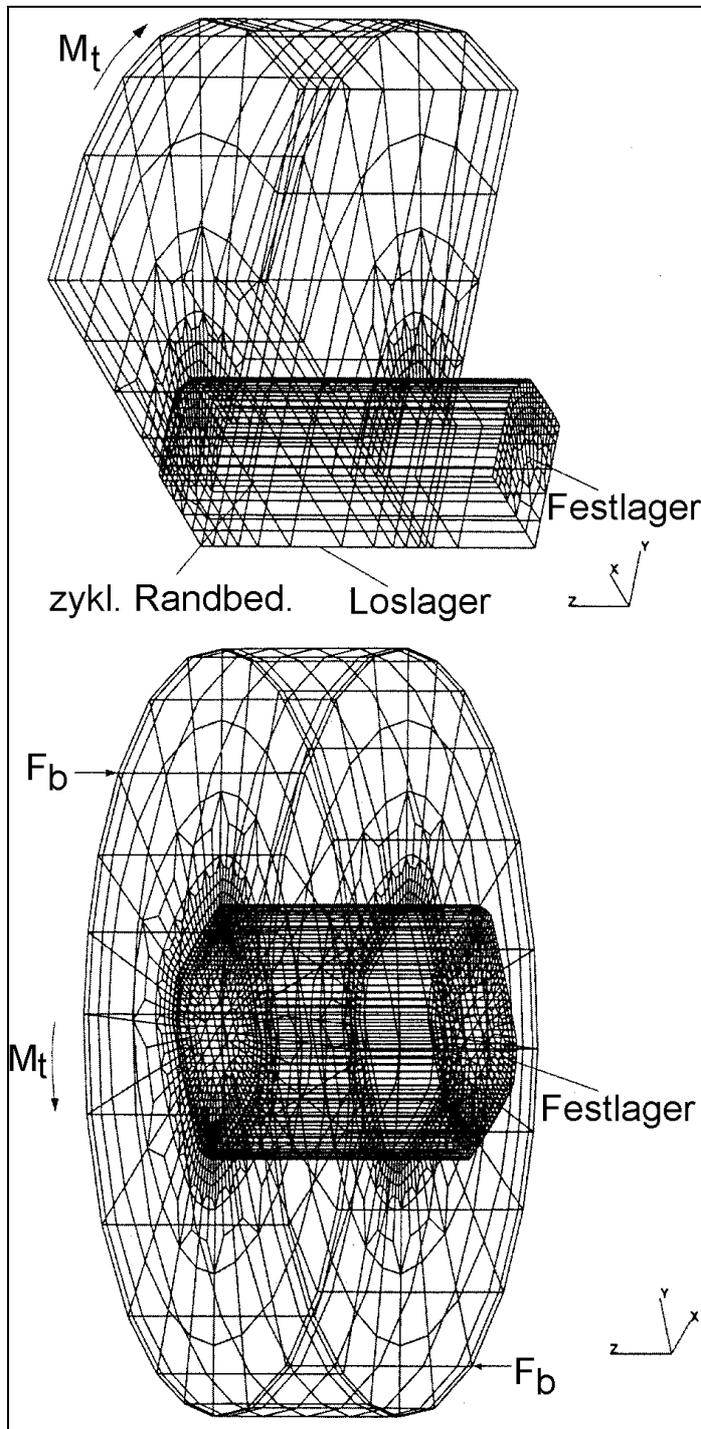
CZYZEWSKI und ODMAN [CzOd-88] führten zweidimensionale FEM-Analysen an P3G-WNV unter Torsionsbelastung durch. Sie nahmen die Polygon-Verbindung als reibungsfrei an. Das Ziel dieser Untersuchungen war die Ermittlung des Einflusses des Torsionsmomentes sowie des Spiels zwischen Welle und Nabe auf die Höhe und Verteilung der Flächenpressung in der Kontaktzone. Sie stellten fest, daß mit zunehmendem Spiel die Kontaktzone geringer und die Druckspannungen bei gleicher Torsionsbelastung größer werden. Ferner wiesen sie nach, daß mit steigendem Torsionsmoment sowohl die Kontaktzone als auch die Flächenpressung zunehmen.

MAYR verwendete für seine zweidimensionalen numerischen Berechnungen an Polygon-WNV die Boundary-Element-Methode (BEM) und stellte damit die Spannungs- und Verschiebungszustände der Polygon-Nabe in Abhängigkeit von der Profilexzentrizität und der Nabenwandstärke dar [May-93]. Auf der Grundlage dieser Ergebnisse schlug er Verbesserungen des von MUSYL entwickelten Berechnungsmodells der Polygon-Nabe vor.

Aufbauend auf den Ergebnissen von MECHNIK führte GÖTLICHER dreidimensionale FEM-Berechnungen an P3G-WNV durch [Göt-94]. Neben der reinen Torsionsbelastung modellierte er erstmals auch eine kombinierte Umlaufbiege- und statische Torsionsbelastung. Die parallel von REINHOLZ durchgeführten experimentellen Untersuchungen zeigten, daß der Ausfall der P3G-WNV durch den Bruch der Welle infolge der Reibdauerbeanspruchung bedingt war [Rei-94]. Durch die numerischen Untersuchungen konnte die Gültigkeit des Ortskriteriums von RUIZ und CHEN [RuCh-86] für P3G-WNV unter schwellender Torsion nachgewiesen werden, welches bis dato nur an speziellen Prüfkörpern bestätigt werden konnte. Als wesentliche Maßnahmen zur Erhöhung der Lebensdauer identifizierte GÖTLICHER zum einen die fertigungsabhängige Maximierung der Exzentrizität, zum anderen die Überlagerung einer Vorspannung in der Trennfuge durch ein Übermaß, welches das Klaffen von Welle und Nabe unter Torsionsbelastung verhindert [Göt-94].

Parallel zu der vorliegenden Arbeit führte ZIAEI an der TH Darmstadt dreidimensionale FEM-Analysen an P4C-WNV durch [Zia-97]. Er untersuchte die Auswirkungen von verschiedenen mechanischen und geometrischen Parametern auf die Verschiebungen und Spannungen in P4C-WNV. Als Belastungsfälle modellierte er wiederum reine Torsion und kombinierte Umlaufbiegung mit statischer Torsion (siehe Bild 2.6). Neben der Belastungsart und -höhe variierte er die Elastizitätskonstanten der Welle und Nabe, die Profilgröße, die

Nabenwandstärke, die Nabenbreite und den Reibwert. In seinen Untersuchungen zeigte ZIAEI, daß unter reiner Torsion vor allem lokale Effekte im Anlagebereich für die Rißentstehung verantwortlich sind, während globale Effekte die Beanspruchung der Verbindung in der Fügezone außerhalb des Anlagebereichs und den Rißverlauf beeinflussen [Zia-98]. Die Gültigkeit des RUIZ-CHEN-Kriteriums wird auch für die P4C-WNV nachgewiesen. In den Kapiteln 2.2 sowie 8 wird dieses näher erläutert.



**Bild 2.6:** Räumliche Modelle für Torsionsbelastung und überlagerte Torsions- und Biegebelastung,  $M_t$ : Torsionsmoment,  $F_b$ : resultierende Kraft zur Biegemomentenerzeugung [Zia-97]

### 2.1.5 Experimentelle Untersuchungen

In der Arbeit von SEEFLUTH wurden die Dauerfestigkeitskennwerte von verschiedenen reib-, form- und stoffschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen durch eigene experimentelle Untersuchungen und Literaturstudien bis zum Jahr 1969 zusammengestellt [See-70]. Die Arbeiten von ALLSOPP ET AL. lieferten experimentell ermittelte Dauerfestigkeitskennwerte für unterschiedliche formschlüssige WNV unter Torsionsbelastung, unter anderem auch für P3G-WNV und für eine Vierkantprofilverbindung mit abgerundeten Ecken [AlLoAn-59]. Aus diesen Ergebnissen leitete SEEFLUTH die Kerbwirkungszahlen für die P3G-WNV mit  $\beta_{kt P3G} = 3,03$  und für die Vierkant-WNV mit abgerundeten Ecken mit  $\beta_{kt Vierk.} = 2,7$  ab. Die Ergebnisse zeigten, daß der Kontaktbereich der Verbindungspartner versagenskritisch ist. Bei den P3G-WNV wurde ein deutlicher Oberflächenverschleiß festgestellt. Die Höhe der Kerbwirkungszahlen war zum Teil durch die Versuchsparameter bedingt. So wurden dünnwandige Naben und eine für die Spannungsverteilung ungünstige Einspannung der Proben verwendet.

Experimentelle Untersuchungen an P3G- und P4C-Wellen an der TH Graz und der TH Stuttgart zeigten, daß der Einfluß der Polygonform auf die Tragfähigkeit dieser Profilwelle sehr gering ist (siehe Kapitel 2.1.3) [Völ-64]. Gegenüber einer 6-Keilwelle konnte bei den Polygonwellen eine um 35% höhere Dauerfestigkeit ermittelt werden [Hag-75].

JUCKENACK führte an verschiedenen Profilwellenverbindungen, u.a. auch P3G-WNV, Verformungsanalysen mittels der holografischen Interferometrie durch [Juc-83]. Neben der Lastaufteilung bei verschiedenen Gestaltvarianten wurden die Querschnittsverwölbungen der formschlüssigen WNV unter Torsionslast untersucht. Es zeigte sich eine ausgeprägte Verwölbung bei den P3G-WNV, während bei den Zahnwellen- und Kerbzahnwellenverbindungen kaum Wölbefekte auftraten.

HOVE baute seine Arbeit auf diesen Ergebnissen auf. Zusätzlich zur Torsion belastete er die Profilverbindungen durch Biegung [Hov-86]. Durch diese Lastkombination ergeben sich völlig veränderte Beanspruchungs- und Verschleißverhältnisse. Mittels der holografischen Interferometrie und spannungsoptischer Einfrierversuche führte er Relativwegmessungen zwischen Welle und Nabe unter kombinierter Belastung durch und bestimmte die Reibarbeit. Das Verschleißverhalten und somit die Funktionsfähigkeit von Profilwellenverbindungen werden über die Reibarbeit entscheidend beeinflusst. Er bestätigte durch seine Versuche, daß die Polygon- und Keilwellenverbindung deutlich größere Verformungsdifferenzen aufwiesen, während an Zahnwellen- und Kerbzahnwellenverbindung nur kleine Schlupfwege auftraten.

Zur Verifizierung seiner numerischen Modelle führte MECHNIK spannungsoptische Versuche an P3G- und P4C-WNV durch [Mec-88]. Das Übertragungsverhalten von beiden Verbindungen unter reiner Torsionsbelastung stimmte qualitativ sehr gut überein. Die P4C-WNV zeigte durch die disharmonische Profilform zwei Eigenheiten. Zum einen entstand durch den zentrischen Überschliff eine singuläre Belastung an der Kontaktstelle der Nabe. Zum anderen stellte sich ein ungleichmäßiges Tragen der einzelnen Flanken ein.

REINHOLZ führte parallel zu den numerischen Untersuchungen von GÖTLICHER Dauerfestigkeitsversuche zur Ermittlung der Tragfähigkeiten von P3G-WNV durch [Rei-94]. Die Untersuchungsparameter wählte er entsprechend den der numerischen Untersuchungen. Seine Ergebnisse zeigten, daß das Polygonprofil einer P3G-Welle ohne Nabeneinfluß eine Kerbwirkung besitzt. Die Kerbwirkungsfaktoren lagen bei  $\beta_{kt} = 1,3$  unter wechselnder Torsion und bei  $\beta_{kb} = 2,0$  unter Umlaufbiegung.

Ein entscheidendes Ergebnis der experimentellen Untersuchungen von REINHOLZ war, daß die P3G-WNV in der Regel aufgrund des Wellenbruches versagten, welcher auf die Reibdauerbeanspruchung zurückzuführen war. Dieser Schädigungsmechanismus war mit elastizitätstheoretischen Ansätzen nicht beschreibbar. Auch klassische Dauerfestigkeitsgrenzen wie bei geometrisch bedingten Kerben wurden nicht festgestellt. Brüche traten auch noch oberhalb von 20 Millionen Schwingspielen auf. Zusammen mit den Spannungs- und Schlupfberechnungen von GÖTLICHER konnte die Gültigkeit des semiempirischen Ortskriteriums von RUIZ und CHEN für schwellende Torsion nachgewiesen werden. Die durch Reibkorrosion verursachte Tragfähigkeitsminderung der P3G-WNV war groß und wurde so in der einschlägigen Literatur über WNV [Kol-84] noch nicht beschrieben. Es wurden Kerbwirkungsfaktoren<sup>3</sup> unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion von  $\beta_{kb} = 4,8$  bis 6,0 und unter schwellender Torsion von  $\beta_{kt} = 3,1$  bis 3,6 je nach Prüfbedingungen ermittelt. Diese Untersuchungsergebnisse verdeutlichten die Problematik, Maschinenelemente bis dato nicht gegen Reibdauerbruch berechnen und auslegen zu können.

## 2.2 Reibkorrosion

Wie experimentelle Untersuchungen sowohl an form- als auch kraftschlüssig verbundenen Maschinenelementen gezeigt haben, z.B. [Rei-94], [Rom-91], [GrKI-98], stellt eine Reibdauerbeanspruchung für die Dauerhaltbarkeit von Maschinenelementen ein besonderes Problem dar. Es treten komplexe Beanspruchungsverhältnisse zwischen den Bauteilen auf, die eine starke Schädigung nach sich ziehen. In der Literatur werden Schädigungen infolge dieser komplexen Beanspruchungen mit unterschiedlichen Begriffen, wie z.B. „Reibkorrosion“, „Reiboxidation“, „Passungsrost“, „Tribokorrosion“ bzw. „fretting“, „fretting corrosion“ oder „fretting fatigue“ im englischen Sprachgebrauch, beschrieben [Grä-88]. In der vorliegenden Arbeit wird der Begriff Reibkorrosion für dieses Phänomen verwendet.

Nach DIN 50323 versteht man unter Reibkorrosion einen Materialabtrag sich berührender Körper bei oszillierender Relativbewegung kleiner Amplituden in Gegenwart korrosiver Medien. Die Reibkorrosion stellt nach VDI 3822 eine Sonderform des Schwingungsverschleisses dar. Kennzeichnend sind unterschiedliche Verschleißformen, einschließlich von tribokorrosiven Schädigungen, infolge von tangentialen Bewegungen unter Normalkraft verbundener Kontaktflächen. Dabei können die vier grundlegenden Verschleißmechanismen wirken [CzHa-92]:

---

<sup>3</sup> Genauer müßten diese Faktoren, die die Tragfähigkeitsminderung infolge der Reibdauerbeanspruchung beschreiben, Reibkerbwirkungsfaktoren heißen, um eindeutig auf diese Beanspruchungsart hinzuweisen.

- Adhäsion,
- Abrasion,
- Oberflächenzerrüttung,
- Tribochemische Reaktionen.

Bei den Verschleißprozessen bilden sich Mikrorisse, die Spannungsspitzen nach sich ziehen und bei ausreichend hoher dynamischer Belastung zum Ausfall des Maschinenelements durch Reibdauerbruch führen. Eine klassische Dauerfestigkeit wie bei geometrisch bedingten Kerben an Stahlproben existiert nicht. So wurden Reibdauerbrüche auch deutlich oberhalb der Dauerfestigkeitsgrenze von  $5 \cdot 10^6$  Schwingspielen festgestellt. Die Tragfähigkeiten der Bauteilverbindungen betragen unter Reibkorrosion nur noch ein Bruchteil der Dauerhaltbarkeitskennwerte des Grundwerkstoffs.

Obwohl seit über sieben Jahrzehnten das Thema Reibkorrosion Forschungsgegenstand ist [Bar-75], existiert bis heute kein allgemeingültiges Modell zur Auslegung von Maschinenelementen gegen Reibdauerbruch.

Die Forschung zum Thema Reibkorrosion läßt sich in zwei Bereiche einteilen. Zum einen sind das Modelluntersuchungen, die an einfachen Geometrien und mit vereinfachenden Annahmen durchgeführt wurden, um die Verschleißprozesse, Schädigungen und Einflußparameter beschreiben zu können. Die bei der Modellbildung getroffenen Vereinfachungen geben die realen Verhältnisse an Bauteilen nicht immer ausreichend genau wider. Speziell die Verschleißpartikelbildung und der -transport in der Kontaktzone, die einen großen Einfluß auf die Tragfähigkeit haben, wie z. B. die experimentellen Untersuchungen von HEINZ und HEINKE [HeHe-81] zeigen, finden nicht ausreichend Berücksichtigung. Zum anderen sind das Untersuchungen an Bauteilen, aus denen die Schädigungen und die Einflußfaktoren bestimmt werden, um theoretische Modelle erarbeiten zu können. In der Regel werden Kerbwirkungsfaktoren unter Reibdauerschwingbeanspruchung ermittelt, mit denen die Bauteilverbindungen über ein Nennspannungskonzept ausgelegt werden können. Auch die Norm für die Berechnung und Auslegung von Paßfederverbindungen beschreibt ein solches Vorgehen [DIN 6892]. Die ermittelten Kerbwirkungsfaktoren gelten nur für die Randbedingungen des Versuchs. Der Einfluß veränderter Randbedingungen kann nur bedingt abgeschätzt werden.

Die meisten Untersuchungen über Schädigungen infolge von Reibkorrosion an Bauteilen wurden bei Preßverbindungen durchgeführt. Umfangreiche Versuche führten zu wichtigen Erkenntnissen über den Verschleißprozeß sowie zu Optimierungen in der Gestaltung der Preßverbindungen. Theoretische Modelle bauten auf diesen Ergebnissen auf und unterstützen die Auslegung. Die wichtigsten Arbeiten sind [NiKo-67], [HaKaOk-81], [Lei-83], [Rom-91], [Gro-97].

Sehr umfangreiche Modellversuche und theoretische Betrachtungen zur Reibkorrosion sowie Versuche an Preßverbindungen hinsichtlich des Verschleißverhaltens führten NISHIOKA ET AL. durch [NiNiHi-68], [NiHi-69a], [NiHi-69b], [NiHi-69c], [NiHi-69d], [NiHi-72]. Die Effekte verschiedener Einflußgrößen auf die Schädigung unter Reibdauerbeanspruchung wurden dargestellt und einfache mechanische Modelle zur Erklärung dieser Phänomene entwickelt.

Ebenfalls sehr umfangreiche und grundlegende Betrachtungen zum Thema Reibkorrosion stellte WATERMAN an. Auch in seinen Arbeiten werden die verschiedenen Phänomene der Reibkorrosion über Modellversuche und mechanische Darstellungen beleuchtet [Wat-72], [Wat-81]. Einen guten Überblick über den Stand der Forschung auf diesem Gebiet bis 1992 bietet [Wat-92]. Vor allem mittels mechanischer Modelle beschrieben HILLS und NOWELL Reibkorrosion und Reibdauerbruch. Ihre Arbeit beinhaltet wichtige Erklärungsansätze und stellt ein Standardwerk von der mechanischen Blickrichtung dieses Problems dar [HiNo-94].

Ein erstes allgemeingültiges Kriterium für einen Reibdauerbruch wurde von FUNK definiert [Fun-68]. Anhand von Reibkufenversuchen stellte er fest, daß die spezifische Reibarbeit, die als das Produkt der Flächenpressung  $p$  und des Schlupfes  $\delta$  definiert wurde, in der Kontaktfläche für den Anriß verantwortlich war. Dieses Schädigungskriterium wurde auch von JULIUS und KREITNER in ihren Arbeiten übernommen [Jul-72], [Kre-76].

$$\text{spez. Reibarbeit} = p \cdot \delta \quad (2-9)$$

Später stellte sich heraus, daß der Ort des Bauteilversagens nicht mit dem Maximum der spezifischen Reibleistung übereinstimmte, wenn an dieser Stelle die für den Rißwachstum notwendigen Zugspannungen fehlen. RUIZ und CHEN entdeckten diesen Zusammenhang in gebrochenen Turbinenschaufeln, deren Rißursprünge in den Schwalbenschwanzführungen zu finden waren [RuCh-86]. Das semi-empirische Kriterium auf Basis eines Spannungsmodells besagt, daß im Falle zweier berührender Körper unter dynamischer Belastung der Ort des Anrisses dort zu finden ist, wo das Produkt aus dem Schlupfweg  $\delta$  und der Reibschubspannung  $\tau$  sowie der tangentialen Zugspannung  $\sigma_{\tau}$  in Schlupfrichtung maximal wird. Das Produkt wird als Fretting-Fatigue-Damage-Parameter (FFDP) bezeichnet und wie folgt dargestellt:

$$FFDP = \sigma_{\tau} \cdot \tau \cdot \delta \quad (2-10)$$

Das RUIZ-CHEN-Kriterium ist nur ein Ortskriterium, welches den Ort einer Bauteilverbindung mit der höchsten Rißwahrscheinlichkeit beschreibt. Es existieren aber keine kritischen Werte, nach denen eine Verbindung ausgelegt werden kann. REINHOLZ und GÖTTLICHER zeigten die Gültigkeit dieses Kriteriums für P3G-WNV unter schwellender Torsion (siehe Kapitel 2.1.5). Einen sehr guten Literaturüberblick über die Arbeiten zur Untersuchung und Auslegung reibkorrosionsgefährdeter Maschinenelemente liefert [MePa-98].

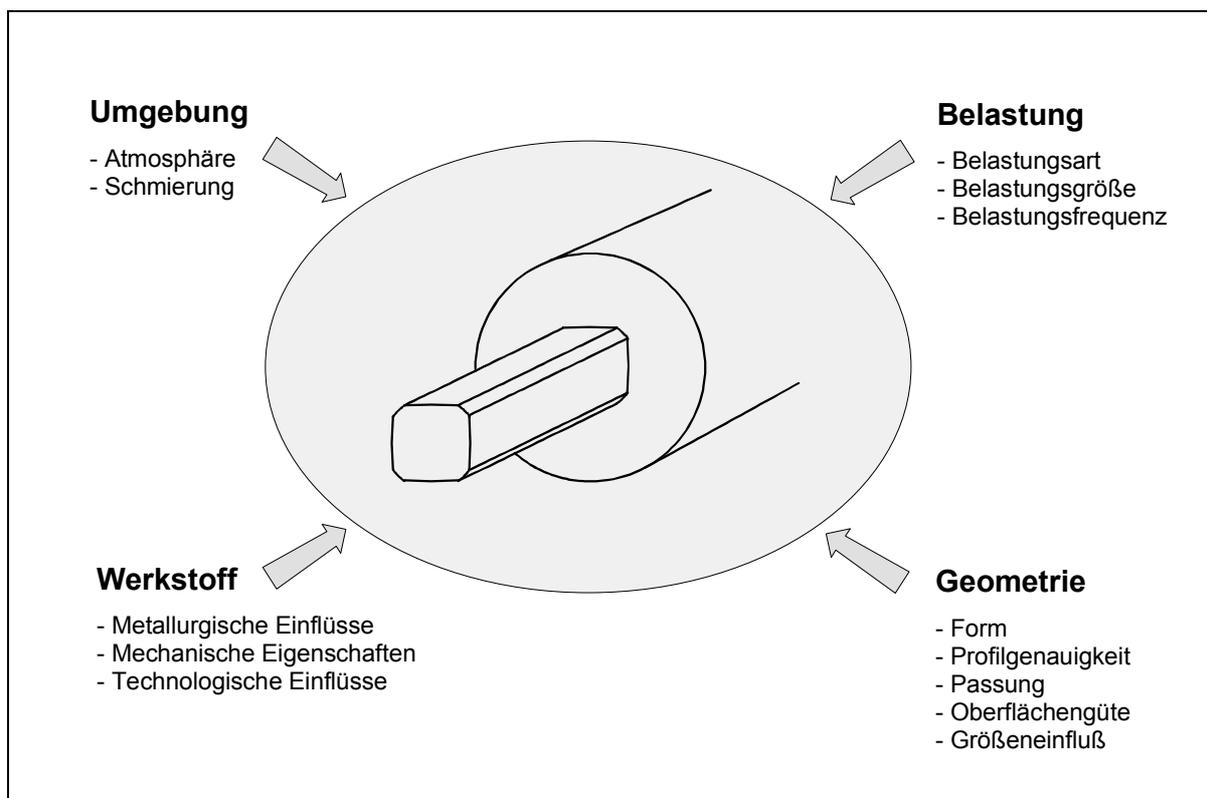
PAYSAN entwickelte parallel zu der vorliegenden Arbeit ein völlig neuartiges Wirkzonenkonzept, das die Verschleißpartikelbildungs- und -transportprozesse sowie Reibzahlveränderungen berücksichtigt [MePa-98], [Pay-00]. Die zeitlichen und örtlichen Änderungen der Kontaktzustände werden über die Modellierung des Verschleißabtrags sowie über die Modellierung des Verschleißpartikeltransports beschrieben. Dadurch besteht die Möglichkeit, eine sicherere Auslegung reibkorrosionsgefährdeter Maschinenelemente sowohl im Zeit- als auch im Dauerfestigkeitsbereich als bisher zu erzielen.

## 3 Versuchsplanung und Festlegung der Versuchsparameter

### 3.1 Versuchsplanung

Für den beanspruchungsgerechten Einsatz von Maschinenelementen sind Berechnungsmodelle notwendig. Sie müssen mit Ergebnissen experimenteller Untersuchungen verifiziert werden. Für P4C-WNV existieren bis heute keine experimentell abgesicherten Erkenntnisse über die Tragfähigkeit und das Verschleißverhalten unter Dauerschwingbelastung, wie bereits im Kapitel 2.1.3 dargestellt wurde. Ein Grund hierfür ist die Komplexität von Einflußparametern bei Reibkorrosion im Vergleich zu geometrischen Einflüssen auf die Dauerhaltbarkeit.

Nach DIN 50100 ist die Dauerschwingfestigkeit bzw. Dauerfestigkeit wie folgt definiert: „Die Dauerfestigkeit ist der um eine gegebene Mittelspannung schwingende größte Spannungsausschlag, den eine Probe „unendlich oft“ ohne Bruch und ohne unzulässige Verformung aushält“. Für Stahlproben beträgt die Grenz-Lastspielzahl normalerweise  $5 \cdot 10^6$  bzw.  $10^7$ . Bei gleichen Spannungsausschlägen ist auch bei höheren Schwingspielzahlen kein Dauerbruch zu erwarten. Jedoch gilt diese Annahme nicht für reibbeanspruchte Verbindungen, da Verschleißmechanismen wirken, die bis heute noch nicht exakt beschrieben sind. Dieses ist bei der Versuchsplanung zu berücksichtigen.



**Bild 3.1:** Einflußgrößen auf die Beanspruchung von Welle-Nabe-Verbindungen

Eine Reihe von Faktoren beeinflussen die Beanspruchung der WNV und wirken sich somit auf die Tragfähigkeit aus. In Anlehnung an die VDI-Richtlinie VDI 2227 und MERTENS [Mer-97] lassen sie sich, wie in Bild 3.1 dargestellt, in vier Gruppen einteilen, die im Konstruktionsprozeß festgelegt werden müssen: Belastung, Geometrie, Werkstoff und

Umgebung. Die tribologischen Bedingungen zwischen Welle und Nabe werden hier nicht explizit als Gruppe aufgeführt, genauso wie die abgeleiteten Größen, wie z.B. Flächenpressung, hier nicht gesondert dargestellt werden. Sie leiten sich aus den vier vorhandenen Gruppen bzw. aus deren Größen ab. So wird z.B. der Reibungskoeffizient durch den Schmierzustand der Verbindung beeinflusst, oder die Flächenpressung ergibt sich aus geometrischen und belastungsabhängigen Größen.

Die experimentellen Untersuchungen in dieser Arbeit verfolgen zwei Ziele. Zum einen sollen dem Konstrukteur Kennwerte und Hinweise für die beanspruchungsgerechte und wirtschaftliche Auslegung der P4C-WNV unter Dauerschwingbeanspruchung geliefert werden. Dabei ist diese Verbindung möglichst unter praxisrelevanten Bedingungen zu überprüfen. Zum anderen liegt ein besonderes Augenmerk auf den unter Dauerschwingbelastung stattfindenden Reibkorrosionsprozessen in der Fügezone der Verbindung. Durch die Untersuchung des Schädigungsprozesses und die Beschreibung verschiedener Einflußparameter auf die Reibbeanspruchung sollen die Optimierungspotentiale hinsichtlich der Schädigung infolge von Reibkorrosion im allgemeinen und im speziellen an P4C-WNV aufgezeigt werden. Die Kennwerte und Erkenntnisse zu den Reibkorrosionsvorgängen können wichtige Basisinformationen für die Erarbeitung eines theoretischen Modells zur Auslegung reibkorrosionsgefährdeter Maschinenelemente liefern, wie es von MERTENS und PAYSAN [MePa-98] erstellt wird.

Die experimentellen Untersuchungen bauen dabei auf den Ergebnissen an P3G-WNV [Rei-94], [Göt-94] auf. Des Weiteren werden die Ergebnisse der FEM-Analysen an P4C-WNV [Zia-97] sowie Erkenntnisse zu Reibkorrosion und reibbeanspruchten WNV berücksichtigt. Die Dauerschwingversuche werden so durchgeführt, daß nach Möglichkeit nur ein Versuchsparameter pro Versuchsblock verändert wird, um einzelne Einflußfaktoren auf die Tragfähigkeit der P4C-WNV darstellen zu können. Die vergleichbaren Größen stellen die ertragbaren Nennspannungsamplituden der einzelnen Versuchsblöcke dar. Um statistisch abgesicherte Ergebnisse für die Ermittlung der Übergangsgebiete der Wöhlerkurven zu den jeweiligen Versuchsblöcken zu erhalten, muß eine ausreichende Anzahl an Versuchen pro Versuchsblock durchgeführt werden.

In den numerischen Untersuchungen an P4C- und P3G-WNV von ZIAEI bzw. GÖTLICHER sowie den experimentellen Untersuchungen von REINHOLZ wurden diverse Parameter hinsichtlich ihres Verhaltens auf den Verschleiß sowie die Tragfähigkeit dargestellt. In dieser Arbeit werden daher sowohl neue als auch bereits betrachtete Parameter untersucht, um die beiden Polygonprofile und die numerischen und experimentellen Ergebnisse vergleichen zu können sowie neue Erkenntnisse bei dem Einsatz dieser Verbindung zu gewinnen. In der Tabelle 3.1 ist der zusammenfassende Versuchsplan mit den im einzelnen untersuchten Parametern dargestellt.

Die Dauerschwingversuche wurden durch Stufenversuche ergänzt, um Verschleißprozesse in Abhängigkeit der Schwingspielzahl zu erfassen. Bei den Stufenversuchen wurden die Versuchsparameter in Analogie zu den Dauerschwingversuchen festgelegt. Der Abbruch der Versuche erfolgte nach wachsenden Schwingspielzahlen. Der Verschleiß der P4C-WNV wurde an den Prüflingen untersucht.

**Tabelle 3.1:** Zusammenfassender Versuchsplan (Die Versuchsparameter werden detailliert in den folgenden Unterkapiteln 3.2 bis 3.5 beschrieben.)

P4C d <sub>nenn</sub> = 25 mm nach DIN 32712															
Versuchsblock	Dauerschwingversuche											Stufenversuche			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	3A	4A	6A
<b>Belastung</b>															
schwellige Torsion	■		■		■			■				■			
Umlaufbiegung + stat. Torsion		■		■		■			■				■		
unterschiedl. Mittelspannung															
<b>Werkstoff</b>															
42CrMoS4V	■														
2C45N			■		■		■			■			■		
1C45												■			
<b>Fertigung</b>															
P4C-Nabe geräumt	■		■		■		■			■			■		
P4C-Welle geschliffen	■		■		■		■			■			■		
P4C-Welle stranggezogen															
<b>Passung</b>															
Spielpassung (H7/g6)	■		■		■		■			■			■		
Übergangspassung (H7/n6)															
<b>Tribologie</b>															
entfettet	■		■		■		■			■			■		
ölgeschmiert															
WC/C-beschichtet															
<b>Grenzlastspielzahl</b>															
25 Millionen	■														
20 Millionen			■		■		■			■			■		
0,1 bis 100 Millionen															

■ gewählte Parameter der einzelnen Versuchsblöcke

In den folgenden Unterkapiteln werden die einzelnen festgelegten Versuchsbedingungen für die Dauerschwingversuche dargestellt und diskutiert. Dabei sind die Unterkapitel den vier Gruppen Belastung, Geometrie, Werkstoff und Umgebung entsprechend gegliedert.

## 3.2 Belastung

WNV und damit auch P4C-WNV gehören zu den Antriebselementen, die primär Drehmomente übertragen. Ihnen sind je nach Einsatzgebiet weitere Kräfte und Momente überlagert, so daß auf die Verbindungen zusammengesetzte Belastungen wirken, die auch schwingende Anteile enthalten. Für die in dieser Arbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen wurden als Belastungsparameter zum einen schwellige Torsion und zum anderen kombinierte Umlaufbiegung mit statischer Torsion gewählt. Diese Belastungsparameter korrelieren mit denen der analytisch numerischen Untersuchungen an P4C-WNV von ZIAEI sowie weiteren experimentellen Untersuchungen an WNV [Zia-97].

Wie die Ergebnisse der Untersuchungen an P3G-WNV zeigten, liegt bei den Polygonprofilverbindungen kein reiner Formschluß, sondern eine Kombination aus Form- und Reibschluß vor, was zu einem komplexen Übertragungsverhalten und entsprechenden Schädigungsmechanismen führt [BeRe-94]. Durch die Festlegung der Belastungsparameter, wie z. B. des Verhältnisses des statischen zum schwingenden Lastanteil, ergeben sich tribologische Einflüsse auf die Tragfähigkeit der P4C-WNV, die bei den experimentellen Untersuchungen Berücksichtigung fanden.

### 3.2.1 Schwellende Torsionsbelastung

In Anlehnung an die Definitionen nach DIN 50100 und HAIBACH [Hai-89] beschreibt in der vorliegenden Arbeit die schwellige Torsion den Fall, bei dem die statische Torsionsnennspannung  $\tau_{tm}$  größer oder gleich der Torsionsnennspannungsamplitude  $\tau_{ta}$  ist. Die Torsionsbeanspruchung wirkt nur in eine Richtung. Dadurch ist ein eindeutiges Anlageverhalten in der Kontaktzone zwischen Welle und Nabe gewährleistet. Eine Wechselbeanspruchung<sup>4</sup>, die unterschiedliche Anlagebereiche nach sich ziehen würde, wurde durch eine entsprechende Versuchsführung vermieden (vgl. Kap. 5.2). Neben der reinen Torsionsbeanspruchung in der Welle bzw. Nabe wirken in der Kontaktzone an den Oberflächen der Verbindungspartner Reibbeanspruchungen, die den Verschleiß und auch die Tragfähigkeit der Verbindung maßgeblich beeinflussen. Aus diesem Grund wurde bei den experimentellen Untersuchungen das Verhältnis der statischen zur dynamischen Last auf einem ähnlichen Niveau gehalten.

### 3.2.2 Kombinierte Umlaufbiege- und statische Torsionsbelastung

Als zweiter Belastungsfall für die Untersuchungen an den P4C-WNV wurde die kombinierte Umlaufbiegung mit überlagerter statischer Torsion gewählt. In der industriellen Praxis tritt dieser Belastungsfall beispielsweise an WNV auf, die in einem konstant angetriebenen Zahnradgetriebe eingesetzt werden.

---

<sup>4</sup> Bei einer „Wechselbeanspruchung“ ist die Torsionsnennspannungsamplitude  $\tau_{ta}$  größer als die statische Torsionsnennspannung  $\tau_{tm}$ .

Das statische Torsionsmoment wirkt in der Kontaktzone wie eine Vorspannung und beeinflusst somit die Reibbeanspruchung in der Kontaktzone. Für den kombinierten Belastungsfall wurde deshalb der Einfluß der statischen Vorspannung auf die ertragbare Umlaufbiegespannungsamplitude als Versuchsparameter untersucht.

### 3.3 Geometrie

Die für die experimentellen Untersuchungen an den P4C-WNV festgelegten geometrischen Parameter werden in den folgenden Unterkapiteln beschrieben und die wichtigsten Einflußgrößen auf die Tragfähigkeit und den Verschleiß diskutiert. Daneben werden auch die durch die Fertigung dieser Geometrie bedingten Einflüsse dargestellt.

#### 3.3.1 Geometrische Größen

Die Auswahl der in dieser Arbeit untersuchten P4C-WNV erfolgte nach DIN 32712. Der Nenndurchmesser wurde mit  $d_{\text{Nenn}} = 25 \text{ mm}$  für alle Versuchsblöcke festgelegt. Daraus leiten sich die profilbestimmenden Größen, wie z. B. Exzentrizität und Außenkreisdurchmesser, ab (siehe Tabelle 3.2). Als Vergleich sind die geometrischen Größen des P3G-Profiles für den gleichen Nenndurchmesser in dieser Tabelle aufgeführt. Die Exzentrizität des P4C-Profiles ist mit  $e = 5 \text{ mm}$  um ein Vielfaches größer als beim P3G-Profil und wirkt sich positiv auf die Reibbeanspruchung der P4C-WNV aus (vgl. Kap. 2.1.1). Jedoch führen die kleinere Querschnittsfläche sowie das geringere polare Widerstandsmoment bei einer elastizitätstheoretischen Betrachtung zu einer höheren Beanspruchung.

**Tabelle 3.2:** Geometrische Größen der untersuchten P4C-Profile und der P3G-Profile

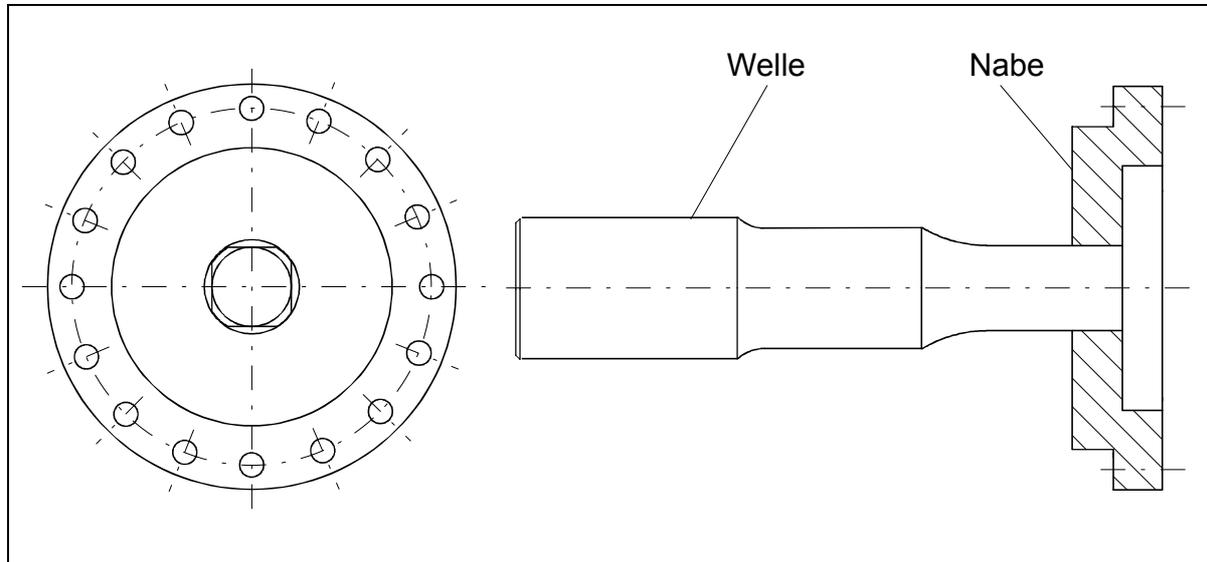
Polygonprofil	P4C nach DIN 32712	P3G nach DIN 32711
Nenndurchmesser $d_{\text{Nenn}}$	25 mm	25 mm
Außenkreisdurchmesser $d_a$	25 mm	26,6 mm
Innenkreisdurchmesser $d_i$	21 mm	23,4 mm
mittlerer Durchmesser $d_m$	23 mm	25 mm
Exzentrizität $e$	5 mm	0,8 mm
Querschnitt $A$	4,15 cm <sup>2</sup>	4,83 cm <sup>2</sup>
polares Widerstandsmoment $W_p$	1,85 cm <sup>3</sup>	2,56 cm <sup>3</sup>
äquatoriales Widerstandsmoment $W_x$	1,39 cm <sup>3</sup>	1,40 cm <sup>3</sup>

**Tabelle 3.3:** Geometrische Größen der untersuchten P4C-Nabenprofile und der P3G-Nabenprofile nach [Rei-94]

Nabenprofil	P4C	P3G nach [Rei-94]
Fügelänge $l$	17 mm	18 mm
Fügelänge-Durchmesser-Verhältnis $l/d_m$	0,74	0,72
Nabenaußendurchmesser $d_A$	80 mm	80 mm
Nabdurchmesser Verhältnis $Q_A = d_m/d_A$	0,29	0,31

Die P4C-WNV wurden derart gestaltet, daß die höchste Beanspruchung in der Fügezone zwischen Welle und Nabe zu erwarten war (siehe Bild 3.2). Des weiteren wurden die

geometrischen Verhältnisse der untersuchten P3G-WNV [Rei-94] berücksichtigt, um Gestaltungs- und Prüfmaschineneinflüsse beim Vergleich beider Profile im wesentlichen zu eliminieren. In der Tabelle 3.3 sind die geometrischen Größen der P4C-Naben denen der P3G-Naben gegenübergestellt.



**Bild 3.2:** Verwendete P4C-Welle-Nabe-Verbindung

Ein weiterer wichtiger Einflußfaktor auf die Beanspruchung der Verbindung stellt die Passung zwischen Welle und Nabe dar. Dieses zeigten die Untersuchungen an P3G-WNV sowohl von HOVE [Hov-86] als auch von CZYZEWSKI und ODMAN [CzOd-88]. In der Praxis werden die P4C-WNV in der Regel als Spielpassung ausgelegt, um die axiale Verschiebbarkeit unter Drehmomentbelastung zu gewährleisten. Für die experimentellen Untersuchungen wurden eine Spielpassung (P4C 25 H7/g6)<sup>5</sup> und als Vergleich eine Übergangspassung mit Festsitz (P4C 25 H7/n6) ausgewählt.

In Bezug auf die Beanspruchung unter schwingender Belastung stellt sich die Übergangspassung mit Festsitz günstiger als die Spielpassung dar. Der Anteil der tragenden Flächen wird vergrößert und somit die Flächenpressung reduziert. Zusätzlich wird die Bewegung zwischen Welle und Nabe verringert, was sich positiv auf die Reibbeanspruchung auswirkt. Die an der Leistungsübertragung beteiligten Bereiche beschränken sich bei der P4C-WNV auf die vier Flankenbereiche, für welche die oben genannten Passungen gelten. Die vier Abschnitte des zentrischen Überschliffs sind sowohl wellen- als auch nabenseitig wesentlich gröber toleriert, so daß diese Bereiche nicht im Kontakt stehen.

### 3.3.2 Fertigung

Die Innen- und Außenprofile des P4C-Profils wurden bei der Fa. SCHAUDT, Stuttgart, sowie am Institut für Fertigungstechnik an der TU Graz, Österreich, gefertigt. Die P4C-Außenprofile wurden auf vorgedrehten Wellen mit speziellen Unrundsleifmaschinen, die über eine kinematische Kopplung zwischen Werkzeug und Werkstück zur Profildarstellung

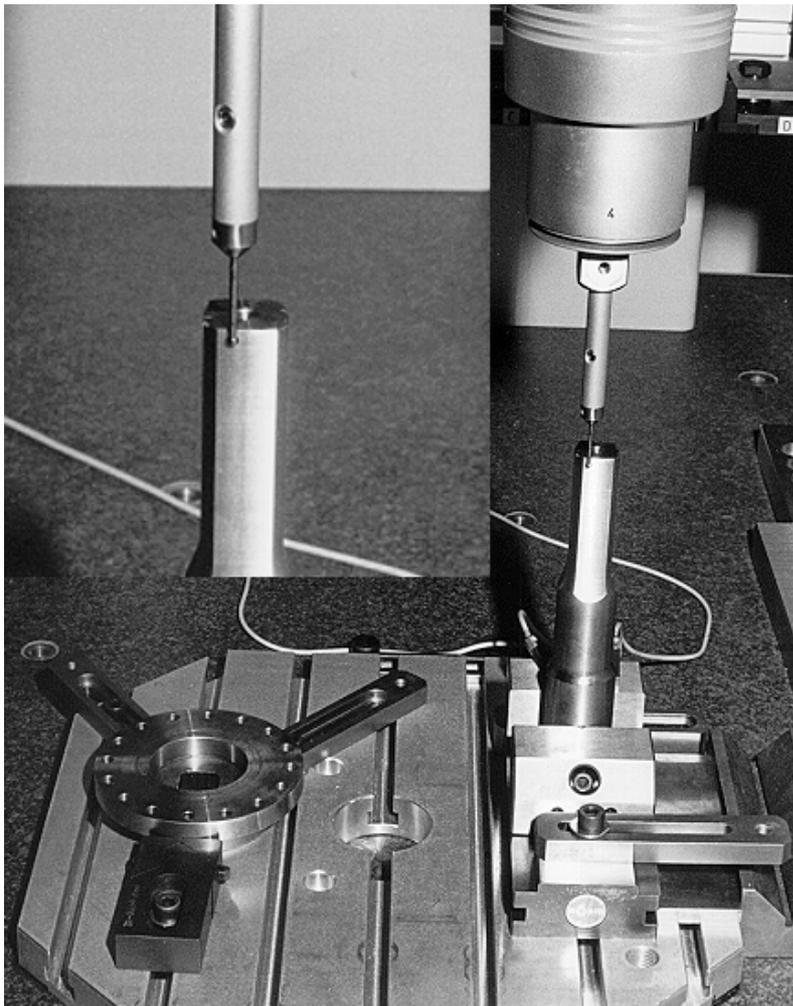
<sup>5</sup> Die letzte Zahl der Bezeichnung P4C 25 bezieht sich auf den Nenndurchmesser zur eindeutigen Beschreibung des Profils.

verfügten, gefertigt. Die Fertigung des Innenprofils erfolgte an den vorgedrehten Naben durch Räumen.

Als alternative kostengünstige Fertigungsmethode für das Schleifen der P4C-Wellen wurde das Strangziehen ausgewählt. Die P4C-Wellen wurden bei der Fa. INKOMA, Cremlingen, bezogen. Um die stranggezogenen Profile in der gleichen Anordnung wie die geschliffenen in den Prüfmaschinen testen zu können, wurde zusätzlich eine Hülse auf das Strangprofil aufgeschraubt. Alle drei Verfahren zur Fertigung von P4C-Profilen sind in der industriellen Praxis üblich, weshalb sie auch für die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen ausgewählt wurden.

### 3.3.3 Maßgenauigkeit und Profilabweichung

Zur Überprüfung der Qualität der Verbindungspartner wurden die P4C-Wellen und -Naben auch hinsichtlich ihrer Maßgenauigkeit und ihrer Profilabweichung untersucht. Aus den Maßgenauigkeiten von Wellen und Naben resultieren die Passungsverhältnisse, z. B. Spiel oder Übermaß zwischen den Verbindungspartnern. Die Profilabweichungen stellen sich als Differenzen zwischen Soll- und Istprofil der Wellen und Naben dar. Beide Qualitätsmerkmale beeinflussen die Eingriffsverhältnisse. Schon kleine Abweichungen können zu höheren Beanspruchungen führen.



**Bild 3.3:** 3D-Koordinatenmeßsystem UPMC 550 Carat zur Vermessung der P4C-Wellen und -Naben

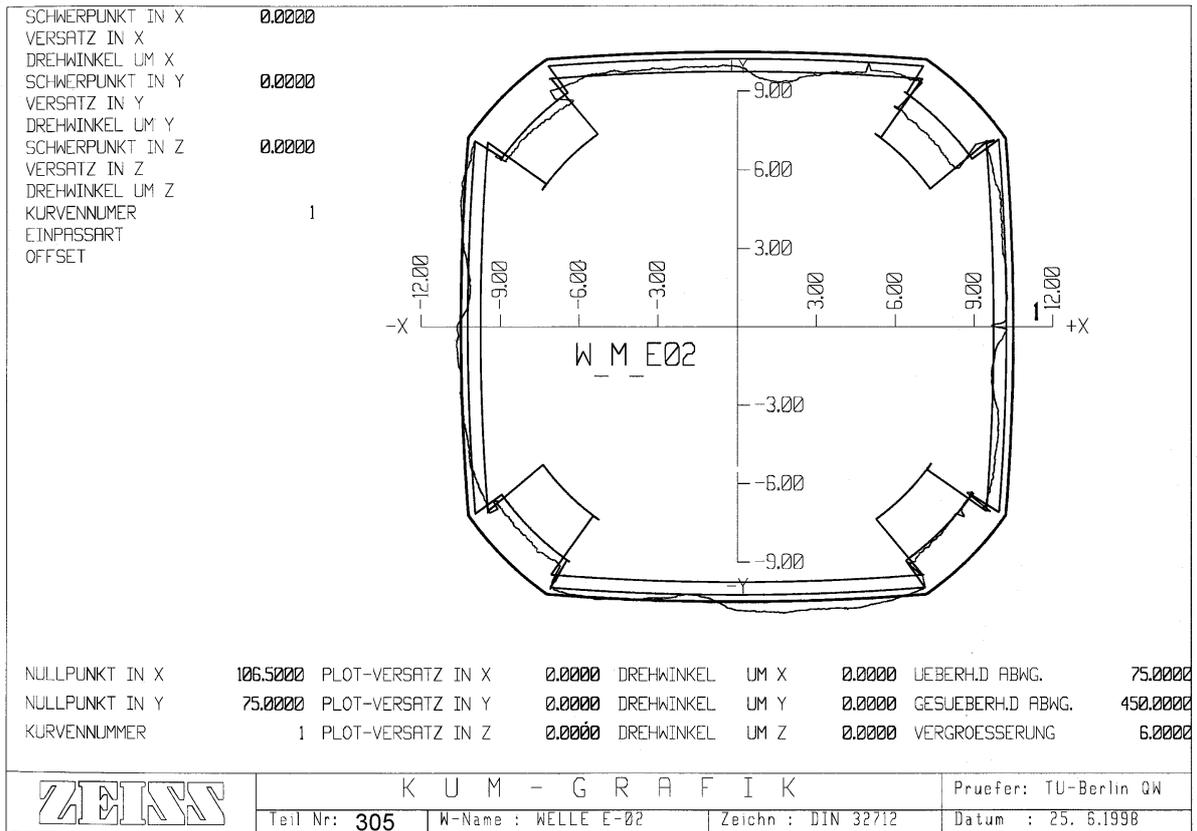


Bild 3.4: Meßplot eines P4C-Wellenprofils, Welle-Nr. 305, Ebene 2

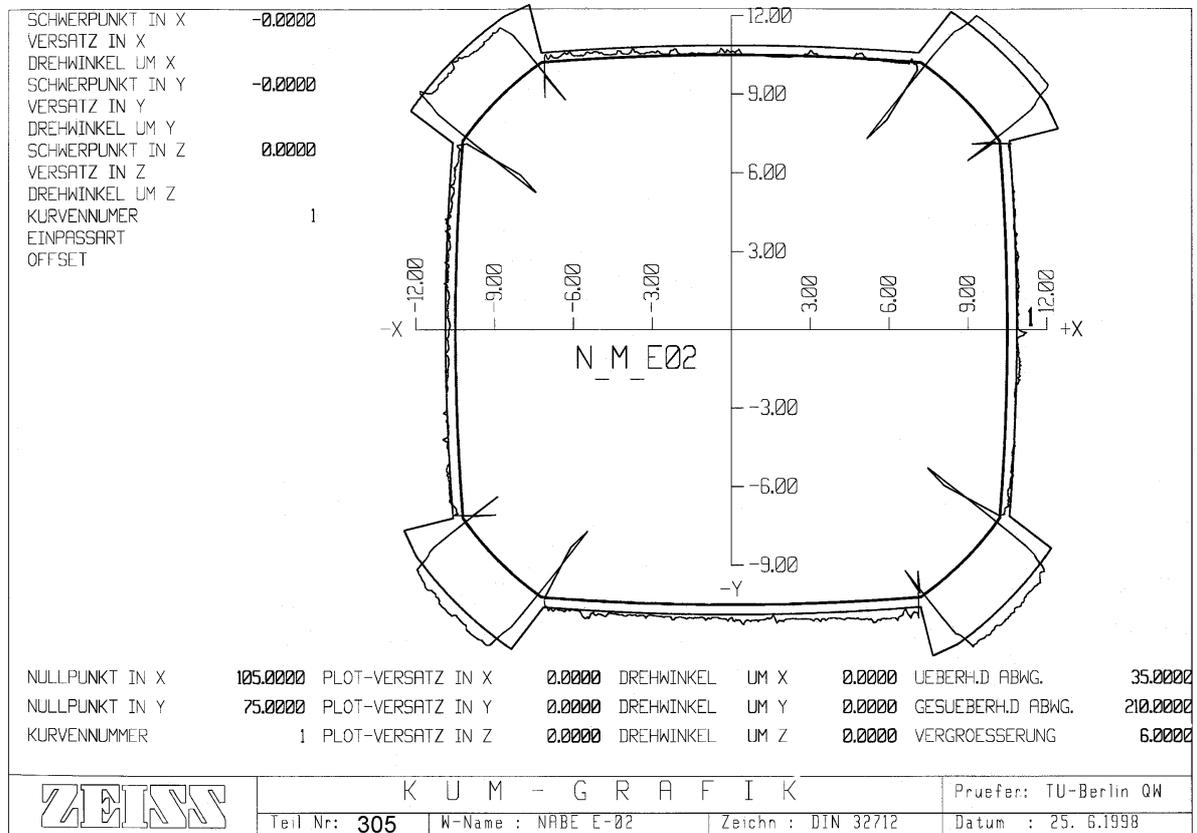


Bild 3.5: Meßplot eines P4C-Nabenprofils, Nabe-Nr. 305, Ebene 2

Die P4C-Innen- und -Außenprofile wurden auf einem 3D-Koordinatenmeßsystem UPMC (Universal-Präzisions-Meß-Centrum) 550 Carat der Fa. CARL ZEISS am Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik, Bereich Qualitätswissenschaft der TU Berlin vermessen (siehe Bild 3.3). Die Profile wurden stichprobenartig auf drei Ebenen nach Sollkurven über einen Kugeltaster abgescannt. Die gemessenen Werte wurden über einen Soll-/Ist-Vergleich in numerischer und grafischer Form ausgewertet (siehe Bilder 3.4, 3.5).

Die Ergebnisse der Auswertungen sind in Tabelle 3.4 für die einzelnen Fertigungschargen mit den jeweiligen Sollwerten zusammengestellt. Die P4C-Wellen lagen alle innerhalb der vorgegebenen Toleranzen. Dabei sind fertigungsbedingt die stranggezogenen Wellenprofile gröber toleriert als die geschliffenen. Die Fertigungschargen der Nabenprofile zeigten maßliche Unterschiede. Während die Nabenprofile der Fertigungscharge 5 im Durchschnitt 9  $\mu\text{m}$  oberhalb der Toleranz lagen, bewegten sich die Nabenprofile der Fertigungscharge 6 am oberen Ende noch innerhalb des Toleranzfeldes.

Die P4C-WNV wurden für die einzelnen Versuchsblöcke derart zusammengestellt, daß möglichst nur Proben aus gleichen Fertigungschargen innerhalb eines Versuchsblocks gefahren wurden, um Streuungen innerhalb der Versuchsreihe zu minimieren.

**Tabelle 3.4:** Paßmaße der P4C-Wellen und -Naben in Abhängigkeit der Toleranzvorgaben und Fertigungschargen<sup>6</sup>

	Fertigungscharge	Profil nach DIN 32712	Sollwerte in $\mu\text{m}$ (obere / untere Toleranzgrenze)	Istwerte in $\mu\text{m}$ (Mittelwert / Standardabweichung)
<b>Welle</b>	1	A P4C 25g6	20,993 / 20,980	20,984 / 0,004
	2	A P4C 25g6	20,993 / 20,980	20,987 / 0,003
	3	A P4C 25n6	21,028 / 21,015	21,016 / 0,005
	4	P4C stranggezogen	20,990 / 20,950	20,972 / 0,011
<b>Nabe</b>	5	B P4C 25H7	21,000 / 21,021	21,030 / 0,005
	6	B P4C 25H7	21,000 / 21,021	21,020 / 0,007

Die Ergebnisse der Profilabweichungen lassen sich wie folgt zusammenfassen. Die für die Untersuchungen eingesetzten P4C-Wellen und -Naben entsprachen den Toleranzvorgaben. Die Wellen besaßen im mittleren Flankenbereich eine durch die Dynamik der Unrundschleifmaschine hervorgerufene Welligkeit mit einer Amplitude bis zu 10  $\mu\text{m}$ , die sich innerhalb der vorgegebenen Toleranzen bewegte.

### 3.3.4 Oberflächenrauheit

Die Oberflächenstruktur der Verbindungspartner beeinflusst das Kontakt- und Verschleißverhalten. Die Oberflächenrauheiten der P4C-Wellen und -Naben wurden

<sup>6</sup> Als Referenzmaß des Profils dient der Innenkreisdurchmesser  $d_i$ , der die vier Flanken im Flankenmittelpunkt tangiert.

stichprobenartig vor dem Fügen im Bereich der Kontaktzonen gemessen. Der Stichprobenumfang betrug fünf für die stranggezogenen Profile und mindestens fünfzehn für die restlichen Profile pro Fertigungscharge. Die Messungen wurden mit einem Oberflächenmeßgerät der Fa. HOMMEL (Hommel Tester T2000 mit der Vorschubeinheit LV-50 E) nach DIN 4768 im Tastschnittverfahren durchgeführt. In Tabelle 3.5 sind die für die einzelnen P4C-Wellen und -Naben gemittelten Oberflächenrauheitskennwerte  $R_z$  und  $R_a$  nach DIN EN ISO 4287 aufgeführt.

**Tabelle 3.5:** Gemittelte Oberflächenrauheitskennwerte  $R_z$  und  $R_a$  nach DIN EN ISO 4287 der P4C-Wellen und -Naben

Profil	$R_z$ in $\mu\text{m}$	$R_a$ in $\mu\text{m}$
P4C-Welle, geschliffen, 42CrMoS4V	3,7	0,6
P4C-Welle, geschliffen, 2C45N	4,3	0,7
P4C-Welle, stranggezogen, 1C45	8,7	1,3
P4C-Nabe, geräumt, 42CrMoS4V	12,8	2,2
P4C-Nabe, geräumt, 2C45N	11,6	2,0

Ein deutlicher Unterschied bestand in der Oberflächengüte der geschliffenen und stranggezogenen Wellenprofile. Während die Oberflächen der geschliffenen P4C-Wellen einen  $R_z$ -Wert von 3,7  $\mu\text{m}$  bzw. 4,3  $\mu\text{m}$  besaßen, waren die Werte der stranggezogenen mit  $R_z = 8,7 \mu\text{m}$  mehr als doppelt hoch. Die geräumten Innenprofile besaßen fertigungsbedingt schlechtere Oberflächen als die geschliffenen. Im Verhältnis zu denen betrug ihre  $R_z$ -Werte ungefähr das Dreifache. Mikroskopische Untersuchungen zeigten für die Innenprofile sehr heterogene Oberflächen, die durch Riefen in Schnittrichtung und Mikroverschweißungen gekennzeichnet waren. Ähnliches wurde auch bei den stranggezogenen Profilen festgestellt, die eine zerklüftete, in Fertigungsrichtung orientierte Oberflächenstruktur besaßen.

Nach industriellen Maßstäben lagen die Oberflächengüten der bei den experimentellen Untersuchungen verwendeten Profile in einer praxisrelevanten Größenordnung vor. Die Oberflächenrauheiten zeigten eine starke Abhängigkeit von den Polygonfertigungsverfahren, die in der heutigen industriellen Praxis üblich sind.

### 3.4 Werkstoffe

#### 3.4.1 Werkstoffkennwerte

Zwei verschiedene Stähle wurden als Werkstoffe für die zu untersuchenden P4C-WNV ausgewählt. Beide Stähle waren Vergütungsstähle nach DIN EN 10083-1, DIN EN 10083-2, zum einen ein 42CrMoS4V und zum anderen ein 2C45N. Bei diesen Werkstoffen handelt es sich um sowohl häufig in der industriellen Praxis als auch bei wissenschaftlichen Untersuchungen für Wellen und Welle-Nabe-Verbindungen eingesetzte Stähle [Rom-91], [Mey-96]. Dieses bestätigte auch eine Umfrage von REINHOLZ unter Industrieanwendern von Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen [Rei-95].

Der 42CrMoS4V wurde im vergüteten Zustand angeliefert. Nach der Fertigung der Polygon-Wellen und -Naben aus dem angelieferten Stangenmaterial wurde der Stahl keiner weiteren werkstofftechnischen Behandlung unterzogen. Der Werkstoff stammte aus derselben Charge, aus der bereits REINHOLZ für seine Untersuchungen P3G-WNV fertigen ließ [Rei-94]. Dadurch konnte ein Werkstoffeinfluß beim direkten Vergleich der P3G- mit dem P4C-WNV ausgeschlossen werden. Im folgenden sind die werkstoffspezifischen Werte des 42CrMoS4V aus dem Abnahmezeugnis der Charge tabellarisch dargestellt (siehe Tabelle 3.6).

Der Stahl 2C45N wurde ebenfalls als Stangenmaterial im normalisierten Zustand angeliefert und nach der Fertigung des Innen- bzw. Außenprofils nicht weiter werkstofftechnisch behandelt. Dieser Werkstoff entspricht einem Stahl Ck45N nach der bereits nicht mehr gültigen DIN 17200. Die werkstoffspezifischen Kennwerte dieser Charge wurden den vom Hersteller mitgelieferten Abnahmeprüfzeugnissen entnommen und sind in Tabelle 3.7 dargestellt.

**Tabelle 3.6:** Werkstoffkennwerte des verwendeten Werkstoffes 42CrMoS4V [Rei-94]

<b>42CrMoS4V</b>	<b>Legierungselemente</b>						
Rohmaterial-Ø	% C	% Si	% Mn	% P	% S	% Cr	% Mo
Welle Ø 36 mm	0,42	0,28	0,71	0,015	0,023	1,07	0,21
Nabe Ø 110 mm	0,44	0,25	0,72	0,010	0,030	1,07	0,2
<b>Festigkeitskennwerte</b>							
	Probe in mm	R <sub>p0,2</sub> in N/mm <sup>2</sup>	R <sub>m</sub> in N/mm <sup>2</sup>	A in %	Z in %	A <sub>v</sub> ISO-V J	
Welle Ø 36 mm	Ø12	863	1048	14,0	54,0	39-37-38	
Nabe Ø 110 mm	Ø12	664	844	19,0	66,0	108-99-101	

**Tabelle 3.7:** Werkstoffkennwerte des verwendeten Werkstoffes 2C45N

<b>2C45N</b>	<b>Legierungselemente</b>							
Rohmaterial-Ø	% C	% Si	% Mn	% P	% S	% Cr	% Ni	% Cu
Welle Ø 40 mm	0,49	0,25	0,75	0,023	0,034	0,16	0,07	0,20
Nabe Ø 110 mm	0,48	0,23	0,76	0,016	0,028	0,13	0,06	0,14
<b>Festigkeitskennwerte</b>								
	Probe in mm	R <sub>p0,2</sub> in N/mm <sup>2</sup>	R <sub>m</sub> in N/mm <sup>2</sup>	A in %	Z in %	A <sub>v</sub> ISO-V 20°C		
Welle Ø 40 mm	-	444	716	23,4	-	24-24-22		
Nabe Ø 110 mm	-	400	684	23,0	-	25-28-29		

Bei den stranggezogenen P4C-Wellen wurde aus Kosten- und Fertigungsgründen auf einen Stahl 1C45 nach DIN EN 10083 zurückgegriffen, der dem 2C45 sehr ähnlich ist und sich in der chemischen Zusammensetzung bei etwas höheren Schwefel- und Phosphoranteilen unterscheidet. Des weiteren wurde das Gefüge des 1C45 nicht normalisiert. Die stranggezogenen Profile wurden ohne ein Abnahmeprüfzeugnis des Werkstoffes geliefert, so daß zur Ermittlung der mechanischen Kennwerte ein Zugversuch durchgeführt wurde.

Aus den vorhandenen Profilverellen wurden Rundproben der Form A mit einem Durchmesser  $d_0 = 8 \text{ mm}$  und einer Anfangsmeßlänge  $L_0 = 40 \text{ mm}$  nach DIN 50125 für den Zugversuch gefertigt. Insgesamt wurden vier gleiche Proben einer Zugprüfung nach DIN EN 10002 am Institut für Werkstofftechnik der TU Berlin unterzogen. Die erzielten Ergebnisse wurden statistisch gemittelt und sind in Tabelle 3.7 dargestellt. Eine Dehngrenze  $R_{p0,2}$  konnte nicht angegeben werden, da bei diesen Versuchen lediglich ein Meßplot erstellt wurde, der nur eine Aussage über diese Größe mit einem sehr großen Streubereich zugelassen hätte. Die Zugfestigkeit  $R_m$  des 1C45 war etwas höher als die des 2C45N. Ein deutlicher Unterschied war bei der Bruchdehnung  $A$  der beiden Stähle zu erkennen. Beim 1C45 lag dieser Wert bei  $A_{1C45} = 9,9\%$ , während er beim 2C45N mit  $A_{2C45N} = 23,4\%$  mehr als doppelt so groß war.

**Tabelle 3.8:** Werkstoffkennwerte des verwendeten Werkstoffes 1C45, aus den stranggezogenen P4C-Wellen

1C45	Festigkeitskennwerte					
	Probe in mm	$R_{p0,2}$ in N/mm <sup>2</sup>	$R_m$ in N/mm <sup>2</sup>	A in %	Z in %	$A_v$ ISO-V 20°C
P4C-Welle $\varnothing 25 \text{ mm}$	8	-	740	9,9	-	-

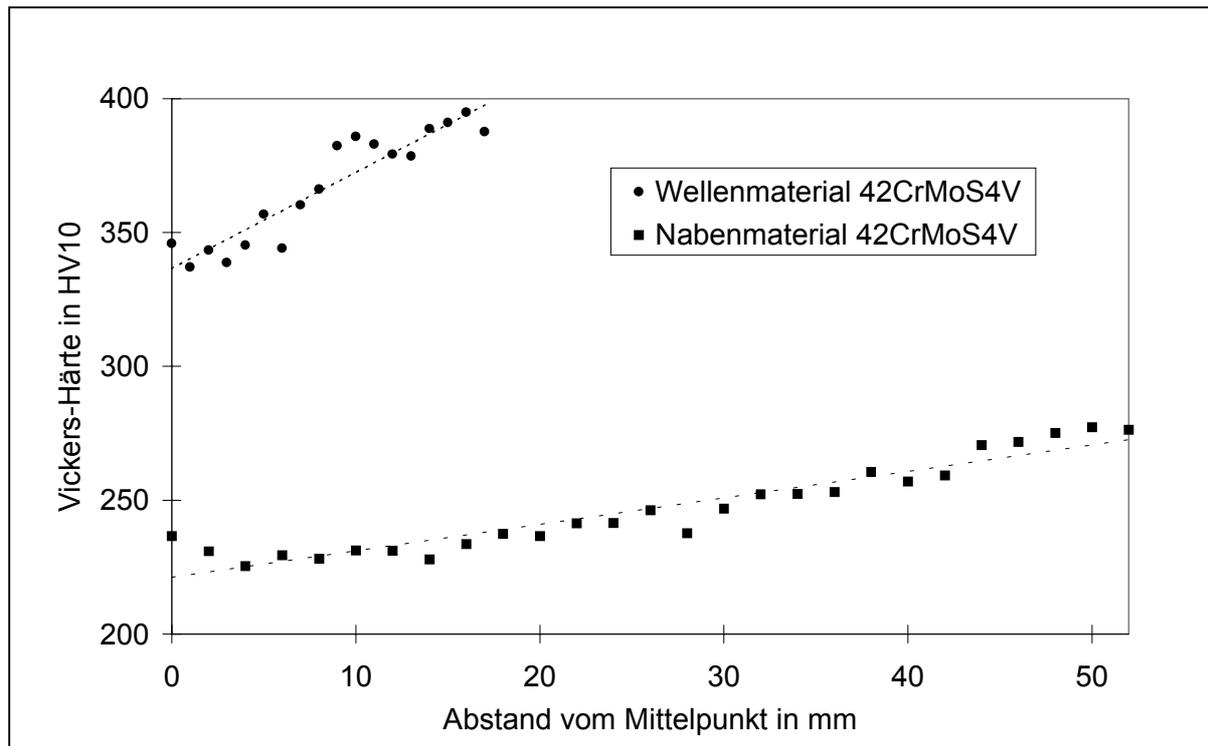
### 3.4.2 Härteprüfungen

Zur Verifizierung der Festigkeitswerte der verwendeten Werkstoffe wurden Härtemessungen an Proben des Ausgangsmaterials vorgenommen. Aus dem angelieferten Stangenmaterial wurden Scheiben herausgeschnitten und geschliffen. An den Scheiben wurden dann mittels eines Härteprüfgerätes der Firma ZWICK Härtemessungen nach dem Vickers-Verfahren durchgeführt [DIN EN ISO 6507]. Die Härteverläufe über den Querschnitt des Gefüges wurden durch Messungen in X- und Y-Richtung vom Mittelpunkt zum Rand im Abstand von je 1 mm beim Wellen- bzw. 2 mm beim Nabenmaterial ermittelt.

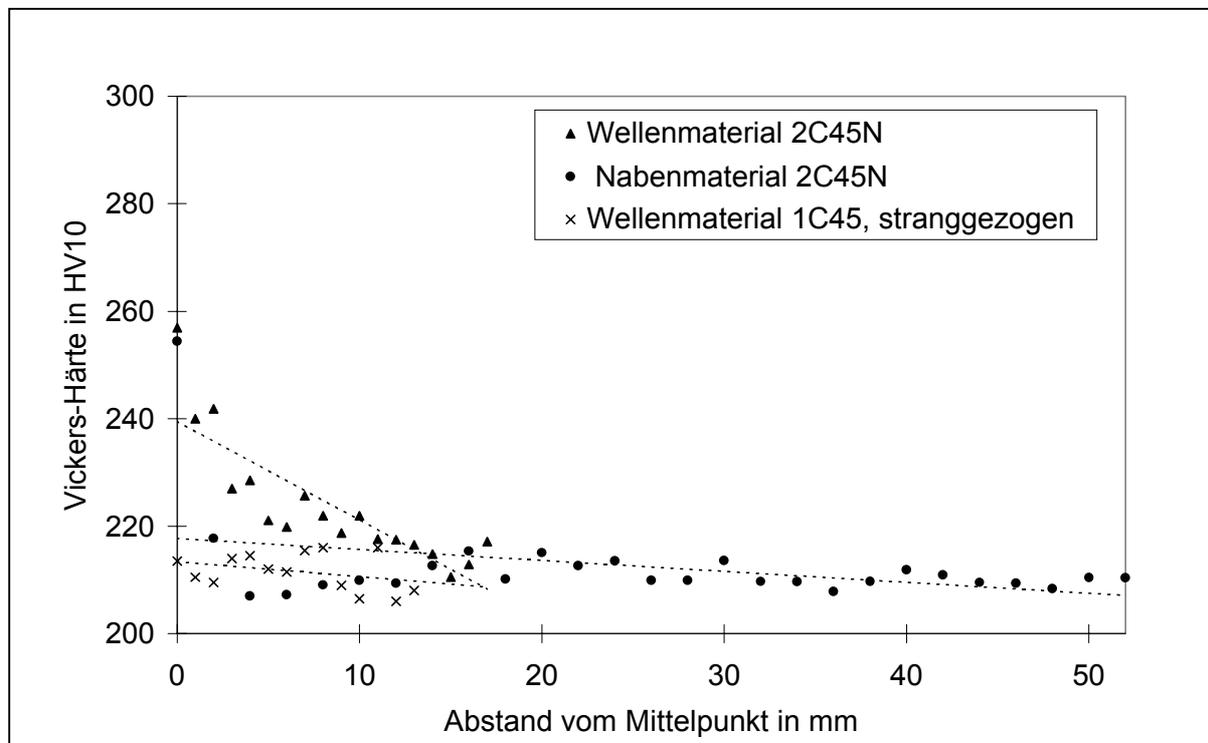
Bild 3.6 zeigt einen deutlichen Unterschied zwischen den Durchschnittshärten des 42CrMoS4V des Wellen- und des Nabenmaterials. Das Wellenmaterial befindet sich auf einem wesentlich höheren Härteniveau als das Nabenmaterial, obwohl es sich um den gleichen Werkstoff handelt. Der Grund hierfür liegt in den unterschiedlichen Stangendurchmessern der Materialien, die beim Vergütungsprozeß eine unterschiedlich schnelle Wärmezufuhr bzw. -abfuhr erfahren. Der Härteverlauf ist sowohl beim Wellen- als auch beim Nabenmaterial vom Mittelpunkt zum Rand des Stangenmaterials hin ansteigend. Auch dieser Verlauf hat seine Ursache in den unterschiedlichen Abkühlgeschwindigkeiten des Materials von außen nach innen.

Beim 2C45N ist dagegen kein so starker Unterschied zwischen den Härten des Wellen- und des Nabenmaterials feststellbar. Die Werte liegen deutlich unter denen des 42CrMoS4V. Die Härte für die Nabe verläuft relativ gleichmäßig auf einem Niveau, die Härte der Welle zeigt dagegen eine leichte Erhöhung im Zentrum der Scheibe (vgl. Bild 3.7). Die Gleichmäßigkeit des Gefügezustandes wurde durch Normalisieren erzielt. Der Härteverlauf der stranggezogenen P4C-Profile zeigte ebenfalls einen annähernd konstanten Verlauf, der sich auf einem ähnlichen Niveau wie der des 2C45N bewegte (siehe Bild 3.7). Ein Vergleich der

Zugfestigkeiten  $R_m$  mit den ermittelten Härtewerten der einzelnen Werkstoffe brachte eine gute Übereinstimmung nach DIN 50150.



**Bild 3.6:** Darstellung des radialen Härteverlaufs des Wellen- und Nabenmaterials 42CrMoS4V<sup>7</sup>

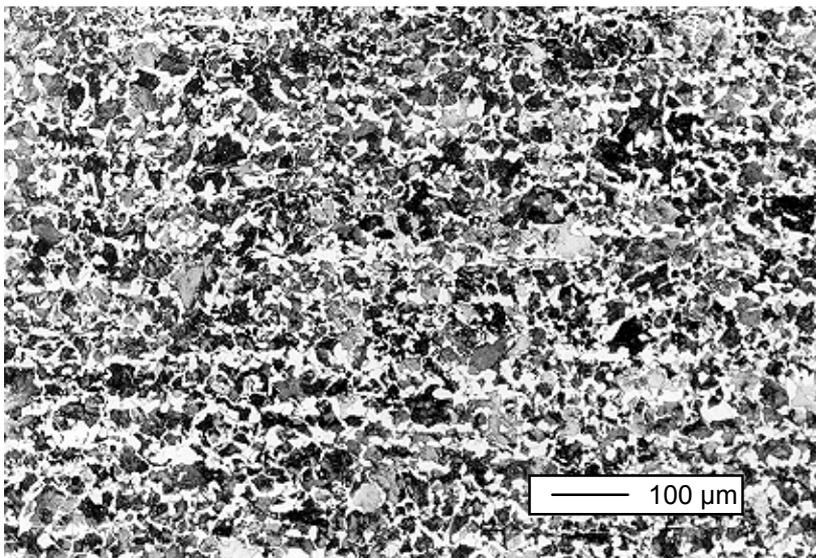


**Bild 3.7:** Darstellung der radialen Härteverläufe des Wellen- und Nabenmaterials 2C45N sowie des stranggezogenen Wellenmaterials 1C45

<sup>7</sup> Der Scheibendurchmesser des Ausgangsmaterials betrug  $\varnothing$  36 mm für die Wellen und  $\varnothing$  110 mm für die Naben.

### 3.4.3 Gefügestruktur

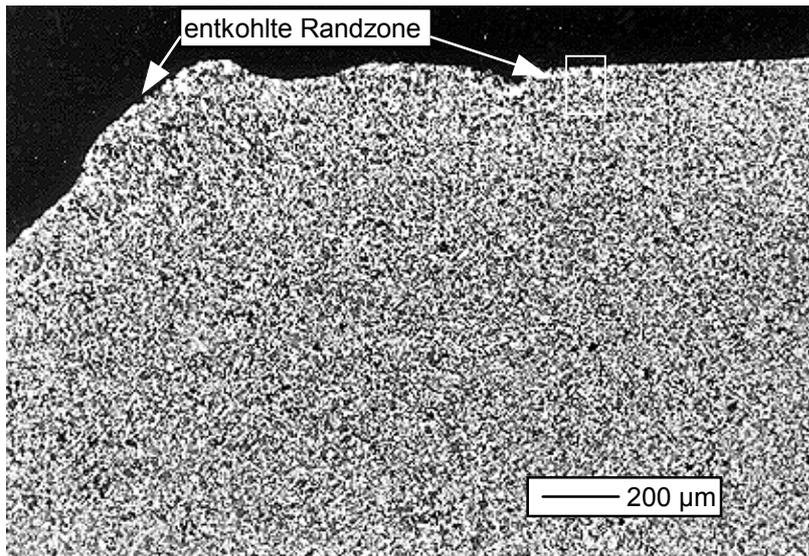
Am Institut für Werkstofftechnik der TU Berlin durchgeführte metallografische Untersuchungen stellen die Gefügestände der Ausgangsmaterialien dar. Die Gefügeschliffe der Ausgangsmaterialien aus 42CrMoS4V sind in [Rei-94] dokumentiert. Sowohl beim Wellen- als auch beim Nabenmaterial wurde ein gleichmäßiges Vergütungsgefüge vom Kern bis zum Rand hin festgestellt. Für das Wellen- und Nabenmaterial aus 2C45N war ebenfalls eine sehr gleichmäßige Gefügestruktur über dem jeweiligen Querschnitt bestehend aus ferritischen und perlitischen Anteilen erkennbar (vgl. Bild 3.8).



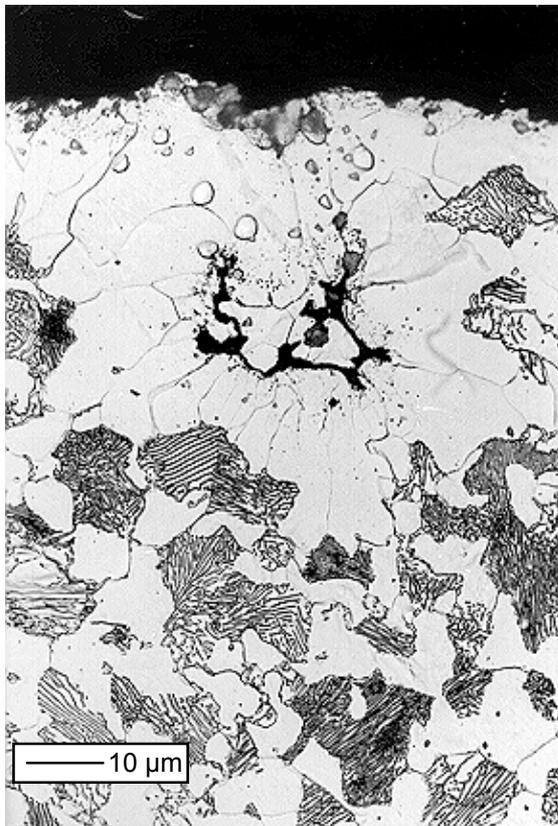
**Bild 3.8:** Gefügeschliff des Kernbereichs des Wellenausgangsmaterials 2C45N

Beim stranggezogenen Wellenprofil aus 1C45 zeigte sich eine derartige Homogenität des Gefüges nicht. Der Randbereich war bis zu einer Tiefe von 30 µm entkohlt und bestand aus Ferrit. Im übrigen Profilquerschnitt ist ein gleichmäßiges, aus Ferrit und Perlit bestehendes Gefüge erkennbar (siehe Bilder 3.9 und 3.10). Die Ursache der Entkohlung resultiert aus dem Fertigungsprozeß. Beim Strangziehen wurde das Ausgangsmaterial im erwärmten Zustand verpresst. Infolge des Energieeintrags in den Werkstoff diffundierte der Kohlenstoff aus der Randschicht und reagierte mit dem Sauerstoff der Umgebungsluft.

Zur Überprüfung der Härte der einzelnen Gefügebereiche wurden Mikrohärtmessungen nach Vickers vorgenommen. Die Ferritstruktur im Randbereich wies ein höheres Härteniveau mit 248 HV<sub>0,01</sub> auf als das Ferrit im übrigen Bereich mit 168 HV<sub>0,01</sub>. Dieser deutliche Unterschied ist auf die Plastifizierung des Randbereichs durch den Fertigungsprozeß zurückzuführen. Eine Vergleichsmessung des Perlits ergab einen Härtewert von 305 HV<sub>0,01</sub>.



**Bild 3.9:** Gefüge des stranggezogenen P4C-Profiles aus 1C45, entkohlter Randbereich



**Bild 3.10:** Ausschnittsvergrößerung von Bild 3.9, entkohlte Randschicht

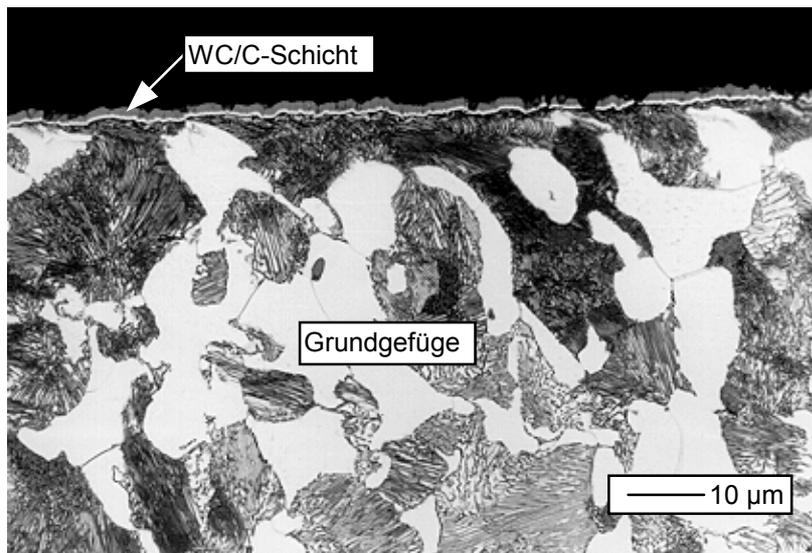
#### 3.4.4 Oberflächenbeschichtung

Die Ergebnisse verschiedener Untersuchungen an Verbindungselementen zeigen, daß Oberflächenbeschichtungen den Verschleiß zwischen den Verbindungselementen deutlich senken und damit positiv auf die Tragfähigkeit wirken können. Einerseits kann mit einer solchen Schicht der Verschleißwiderstand erhöht und andererseits der Reibungskoeffizient in der Fügezone je nach Einsatzbedingung gesenkt oder erhöht werden. Umfangreiche

Untersuchungen hierzu wurden beispielsweise an Preßverbindungen oder auch an Zahnwellenverbindungen durchgeführt [Gro-97], [Sch-95].

Die P4C-WNV werden in der Regel als Spielpassung ausgelegt, um eine axiale Verschiebbarkeit zwischen Welle und Nabe zu gewähren. Eine Erhöhung des Reibungskoeffizienten wirkt der Verschiebbarkeit entgegen. Numerische Untersuchungen zeigen, daß unter schwellender Torsion die Schlupfampplituden mit zunehmendem Reibungskoeffizienten abnehmen, wobei gleichzeitig die Normalspannungen in der Verbindung sinken (vgl. Kapitel 3.5) [Zia-97].

In Vorversuchen an P4C-WNV wurden adhäsive und tribooxidative Schädigungsmechanismen beobachtet. Bei diesen Versuchen stellte sich als geeignetste Beschichtung für die geplanten Versuche eine industrieübliche Wolframcarbidbeschichtung mit eingelagertem Graphit (im folgendem WC/C abgekürzt) heraus. Diese Beschichtung besitzt vor allem sehr günstige Eigenschaften gegen Adhäsivverschleiß, aber auch gegen Oberflächenzerrüttung und Tribooxidation. Der eingelagerte Graphit senkt den Reibungswiderstand zwischen den Verbindungspartnern deutlich. Die Firma BALZERS, der Hersteller dieser Beschichtungen, gibt als Reibwert  $\mu = 0,2^8$  für diese Beschichtung gegen Stahl im ungeschmierten Zustand an [Bal-96]. Die WC/C-Beschichtung wird in der Regel nur an einem Verbindungspartner aufgebracht.



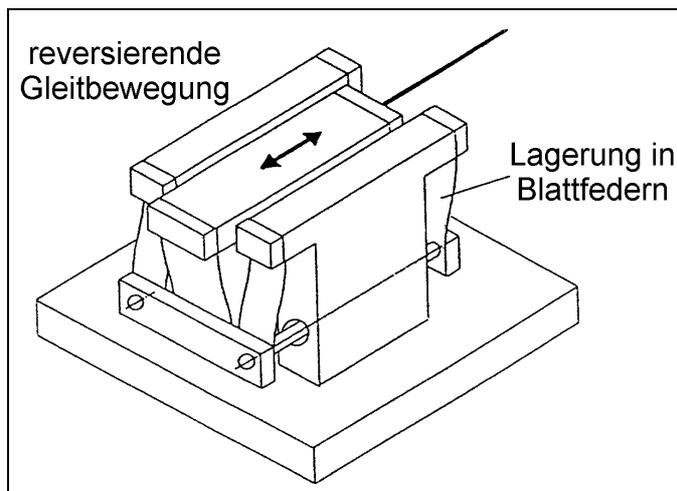
**Bild 3.11:** Gefügeschliff einer geschliffenen und WC/C-beschichteten P4C-Welle

Die P4C-Wellen wurden nach dem Schleifen mittels des PVD-Verfahrens beschichtet. Die Schichtdicke betrug  $2 \mu\text{m}$ . Eine deutlich stärkere Schicht neigt wegen ihrer Härte zum Abplatzen. In Bild 3.11 ist der Gefügeschliff einer WC/C-beschichteten Welle zu sehen. Die Beschichtung ist nicht vollständig durchgehend, sondern weist einzelne kleine Lücken auf. Die Oberflächenstruktur des geschliffenen und beschichteten Profils wird durch die Beschichtung unwesentlich verändert, wie die Analyse der Gefügeschliffe zeigt.

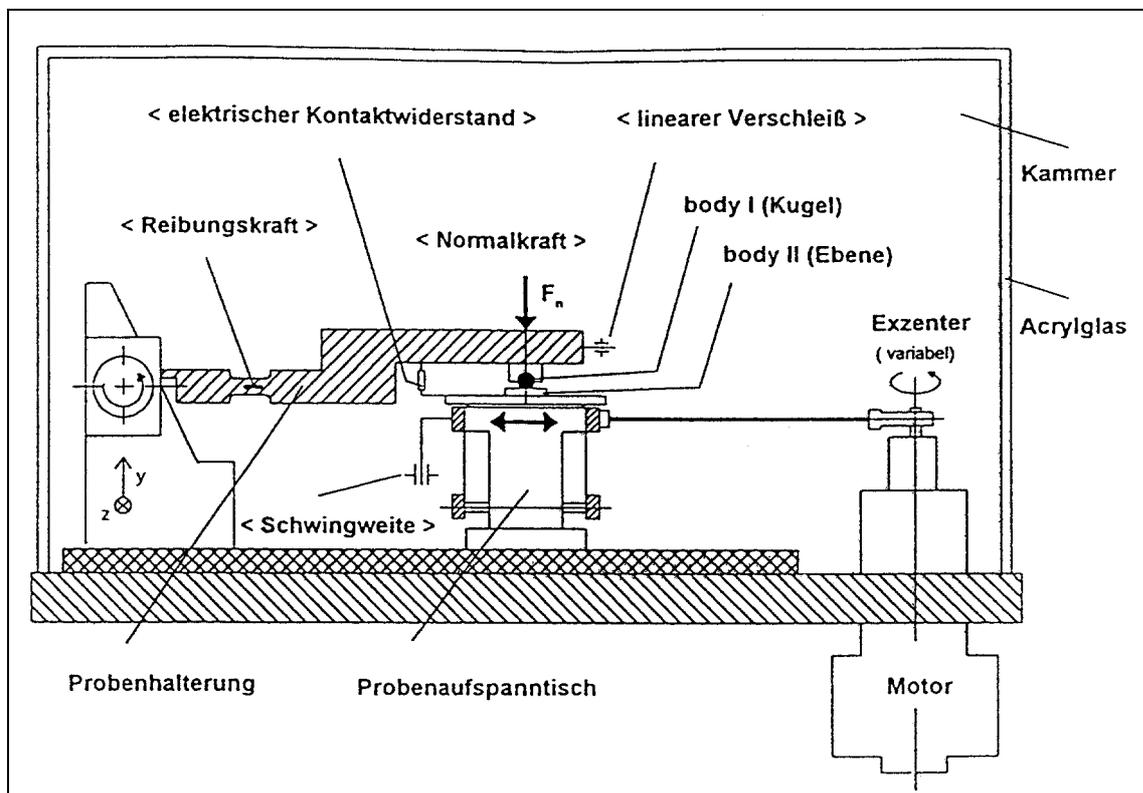
<sup>8</sup> gemessen im Gleitverschleißtest Stift - Scheibe (Stahl gegen Stahl:  $\mu = 0,7$ )

### 3.4.5 Modelluntersuchungen zur Charakterisierung der Werkstoffpaarungen

Die bei Polygon-WNV ablaufenden Verschleiß- und Schädigungsprozesse infolge einer Reibdauerbeanspruchung sind sehr komplex, wie die experimentellen Untersuchungen an P3G-WNV zeigten. Eine exakte Quantifizierung der einzelnen Beanspruchungsgrößen der Bauteile stellt sich schwierig dar, da es zu zeitlichen und örtlichen Änderungen der tribologischen Bedingungen kommt. Wichtige Größen zur Beschreibung des tribologischen Verhaltens von Werkstoffpaarungen stellen die Reibungskoeffizienten  $\mu$  sowie die Verschleißvolumina in Abhängigkeit der Lastzyklenzahl bei gegebenen Belastungsbedingungen dar. Auch im Hinblick auf eine numerische Simulation der Beanspruchung der P4C-WNV sind diese beiden Werte von großem Interesse.



**Bild 3.12:** Funktionsschema des Tribometers für reversierende Gleitbewegung [KIHa-96]

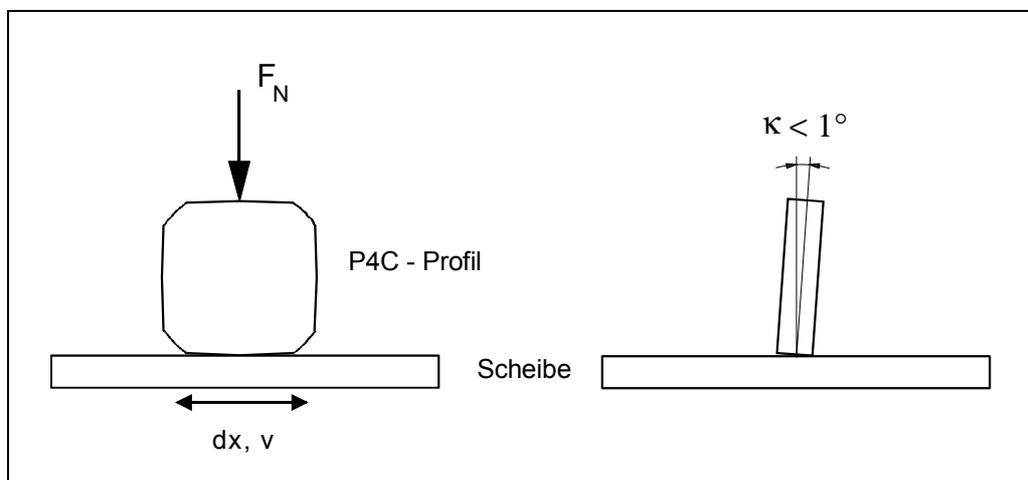


**Bild 3.13:** Seitenansicht des Tribometers mit reversierender Gleitbewegung [KIHa-96]

Aus diesem Grunde wurden Modelluntersuchungen mit den Werkstoffpaarungen, die auch bei den Bauteilversuchen verwendet wurden, an der Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung (BAM) durchgeführt. Entscheidend für die Güte der ermittelten Werte war, daß möglichst ähnliche tribologische Verhältnisse wie bei den P4C-WNV vorlagen. Charakteristisch für Polygon-WNV sind kleinste Schlupfwege und hohe lokale Flächenpressungen in der Kontaktzone. Daher wurde als Prüfapparatur ein Tribometer für reversierende Gleitbewegung gewählt, wie es in den Bildern 3.12 und 3.13 dargestellt ist. Vorversuche zeigten eine gute Übereinstimmung der Verschleißerscheinungsformen mit denen der Bauteilversuche.

Die Proben wurden den realen Bauteilen angepaßt. Aus den P4C-Wellen wurde jeweils eine Scheibe mit einer Dicke von 6 mm herausgetrennt, so daß bezüglich der Oberflächengüte, des Materials und des Profils dieselben Verhältnisse wie bei der Originalwelle vorlagen. Als Gegenkörper wurde jeweils eine plane Scheibe aus den für die Nabenherstellung verwendeten Werkstoffchargen eingesetzt. Dabei wurde die Oberfläche derart gefertigt, daß sie der heterogenen Oberflächenstruktur der geräumten Innenprofile entsprach. Die Beanspruchungsbedingungen waren wie folgt festgelegt:

- Schwingweite:  $dx = 48 - 57 \mu\text{m}$ ,
- Normalkraft:  $F_N = 10 \text{ N}$ ,
- Frequenz:  $f = 10 \text{ Hz}$ ,
- Lastzyklenzahl:  $n = 500.000$ ,
- Schmierung: keine, entfettet.



**Bild 3.14:** Schematische Darstellung des Tribosystems

In Bild 3.14 ist das Tribosystem schematisch dargestellt. Das Polygonsegment wurde mit einer Normalkraft  $F_N$  belastet. Durch die reversierende Bewegung der Scheibe entstand in der Kontaktzone der beiden Probekörper eine Gleitbewegung. Zur besseren Verschleißgrößendarstellung wurde das Polygonsegment leicht schräg (Winkel  $\kappa < 1^\circ$ ) gestellt, weshalb sich parabelförmige Verschleißspuren auf der Scheibe ergaben, aus denen das jeweilige gesamte Verschleißvolumen der einzelnen Paarungen bestimmt wurde. In der Tabelle 3.8 sind die über die gesamte Zyklenzahl gemittelten Reibungszahlen  $\mu$  und die Gesamtverschleißvolumina der einzelnen Werkstoffpaarungen aufgeführt.

Die Bestimmung der Verschleißvolumina unterlag aufgrund der rauhen und gerichteten Oberfläche der Scheiben gewissen Unsicherheiten, so daß das Verschleißverhalten der Werkstoffpaarungen vergleichend und nicht absolut betrachtet wurde. Den geringsten Verschleiß wies die Paarung mit der WC/C-beschichteten Welle auf. Zum einen beeinflusste der in der WC/C-Beschichtung eingelagerte Graphit das Reibungsverhalten der Verbindung positiv. Der ermittelte Reibungskoeffizient lag mit 0,44 deutlich unter denen der anderen Paarungen. Zum anderen konnte durch das Wolfram-Carbid ein hoher Verschleißwiderstand auf dem Wellensegment aufgebracht werden. Jedoch zeigte sich bei diesem Versuch, daß nach 500.000 Lastspielen diese Beschichtung durchbrochen war.

**Tabelle 3.9:** Zusammenstellung der Reibungs- und Verschleißkennwerte

Versuch	Werkstoffpaarung		Gleitreibungs- koeffizient $\mu$	Verschleiß $W_{V\text{Ges}}$ in $10^{-6} \text{ mm}^3$
	Polygon-Welle	Scheibe		
5095	2C45N, geschliffen	2C45N	0,70	4337
5092	42CrMoS4V, geschliffen	42CrMoS4V	0,66	10489
5093	2C45N, geschliffen mit WC/C-Beschichtung	2C45N	0,44	584
5094	1C45, stranggezogen	2C45N	0,78	3576

Das Verschleißverhalten der Paarungen mit dem stranggezogenen Wellensegment aus dem Stahl 1C45 sowie der Paarung mit dem geschliffenen Profil aus dem Stahl 2C45N war sehr ähnlich. Während der Reibungskoeffizient bei der erstgenannten Paarung etwas höher lag, wurde bei der zweiten Paarung ein etwas höherer Verschleißbetrag ermittelt.

Der mit Abstand höchste Verschleißbetrag wurde bei der Paarung aus dem Stahl 42CrMoS4V festgestellt. Dieser betrug mehr als das Doppelte der vergleichbaren Paarung aus dem Stahl 2C45N, obwohl der gemittelte Reibungskoeffizient mit einem Wert von 0,66 gegenüber 0,70 sogar etwas niedriger war. Der ermittelte Reibungskoeffizient stimmte sehr gut mit dem von REINHOLZ ermittelten Wert ( $\mu = 0,6$  für Gleitreibung bei einer Paarung aus 42CrMoS4V) für dieselbe Werkstoffpaarung überein (vergl. [Rei-94], Kap. 3.4.4). Unter Ölschmierung wurde in seiner Arbeit für dieselbe Werkstoffkombination ein Gleitreibungskoeffizient von  $\mu = 0,13$  ermittelt.

### 3.5 Umgebungsbedingungen

Unter dem Begriff Umgebungsbedingungen werden in dieser Arbeit alle Versuchsparameter verstanden, die sich aus den atmosphärischen Versuchsbedingungen sowie dem Schmierzustand der P4C-WNV ergeben. Zu den Erstgenannten gehören Temperatur, Luftfeuchtigkeit, Luftdruck et cetera. Sie waren bei den experimentellen Untersuchungen keine Versuchsparameter und wurden als konstant angenommen.

Der Schmierzustand, speziell einer formschlüssigen WNV, ist für den Verschleiß und die Tragfähigkeit ein entscheidender Einflußfaktor. Bei den P4C-WNV wird der größte Teil der Leistung über den Formschluß, also durch Normalkraftanteile übertragen, und die

Reibkraftanteile übernehmen nur einen geringen Teil [Zai-97]. Mit einer Reduzierung des Reibungskoeffizienten sinkt der Reibkraft- und steigt der Normalkraftanteil bei gleicher Drehmomentübertragung. Gleichzeitig nimmt der Schlupf zwischen Welle und Nabe zu. Während die Reduzierung der Reibschubspannungen das RUIZ-CHEN-Kriterium positiv beeinflusst, wirkt sich eine Zunahme des Schlupfes negativ aus.

Des Weiteren sind die Wahl des Schmiermittels sowie die Form der Schmierung für die Verschleißbildung von Bedeutung. Bei Untersuchungen an Zahnwellenverbindungen wurde festgestellt, daß eine Fettschmierung keine positive Wirkung auf den Verschleiß hat, wenn sie als Lebensdauerschmierung angelegt ist, da sie die Verschleißpartikel in der Kontaktzone festhält. Dagegen konnte bei einer Ölschmierung eine beträchtliche Verbesserung festgestellt werden, da neben der Reduzierung der Reibung auch das Herausspülen der Verschleißpartikel eine wesentliche Rolle spielte [DiScWe-93]. Die gleiche positive Wirkung der Ölschmierung stellte auch REINHOLZ bei den P3G-WNV fest [Rei-94].

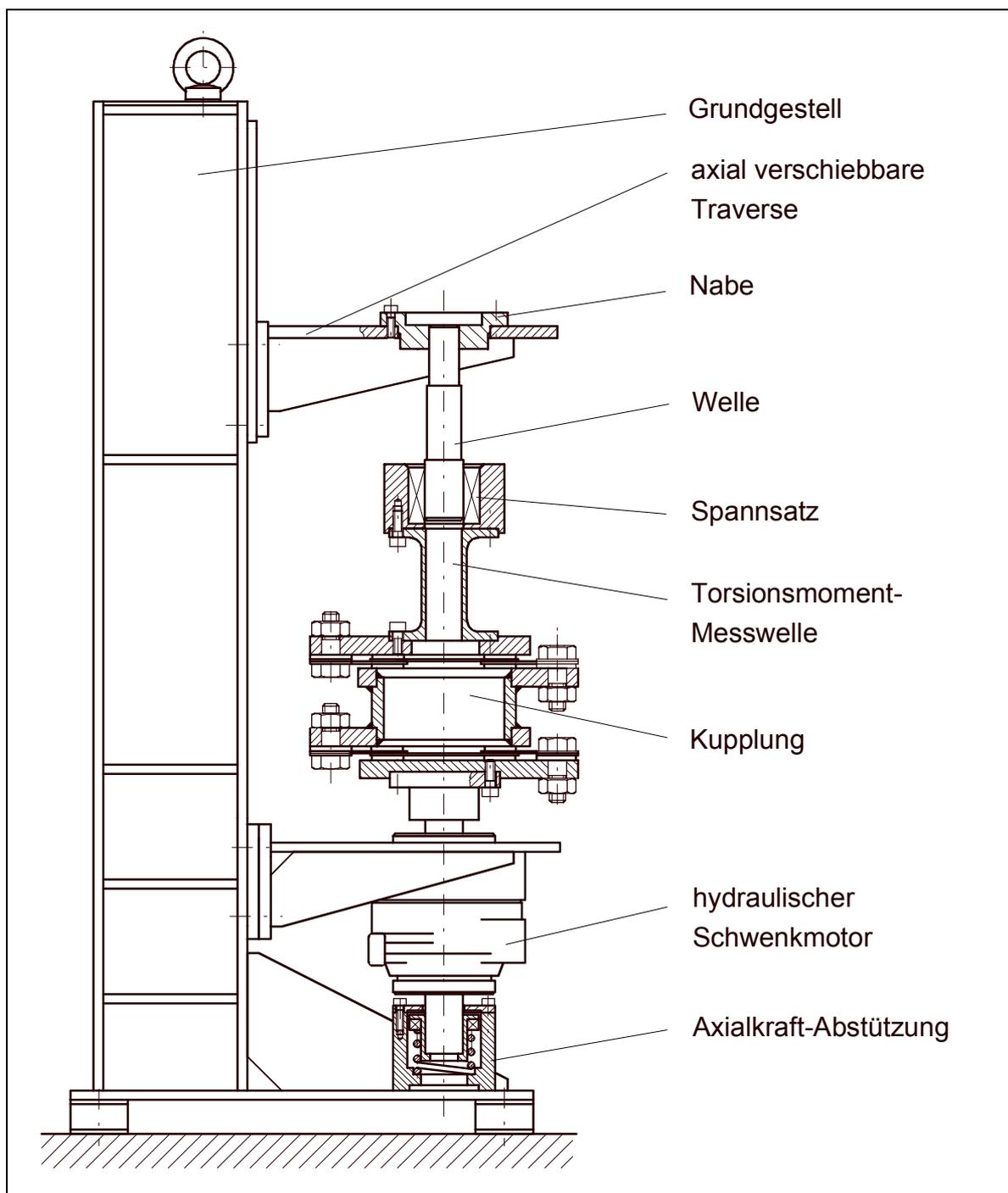
Für den Vergleich entfettet-geschmiert wurden die P4C-WNV daher im ölgeschmierten Zustand untersucht. Bei der Wahl des Schmiermittels wurde ein Industriegetriebeöl verwendet, wie es auch schon bei den Untersuchungen an den P3G-WNV verwendet wurde [Rei-94]. Es handelte sich um das Getriebeöl Degol BG 32 der Marke ARAL, das nach DIN 51517, Teil 3 einem Schmieröltyp CLP 32 mit einer Viskosität von 32 mm<sup>2</sup>/s entspricht und damit auch der Anforderung an Praxisbedingungen gerecht wird.

## 4 Verwendete Prüfmaschinen

### 4.1 Wechseltorsionsprüfmaschine (WTM)

#### 4.1.1 Prinzip der Lasterzeugung und mechanischer Aufbau

Für die Durchführung der Versuche unter schwelender Torsionsbelastung standen zwei Prüfmaschinen zur Verfügung, die bereits REINHOLZ bei seinen Untersuchungen verwendet hatte (vgl. Bild 4.1) [Rei-94].



**Bild 4.1:** Zeichnung der Wechseltorsionsprüfmaschine

Diese Prüfmaschinen, die im folgenden Wechseltorsionsprüfmaschinen (WTM) genannt werden, wurden servohydraulisch angetrieben. Der Antrieb ermöglichte große Leistungsübertragungen bei hohen Prüffrequenzen sowie beliebige Verhältnisse von dynamischen zu statischen Torsionsmomenten.

Das Torsionsmoment wurde durch einen hydraulischen Schwenkmotor, der als Drehzylinder ausgeführt war, aufgebracht. Die Leistung lieferte eine Zentralhydraulik, die einen Öldruck von 210 bar erzeugte. Über ein Wegeventil wurde der hydraulische Druck zu- bzw. abgeschaltet. Ein Frequenzgenerator erzeugte eine Sinusschwingung, welche den Drehzylinder über ein Servoventil ansteuerte. Aus Gründen der Maschinendynamik und des Verschleißes wurde die Prüfmaschine mit einer Frequenz zwischen 60 Hz und 66 Hz betrieben.

Das Torsionsmoment wurde über eine biegeeweiche und torsionssteife Kupplung, die Torsionsmomentmeßwelle sowie einen Spannsatz an die zu untersuchende P4C-WNV weitergeleitet. Die biegeeweiche Kupplung diente zum Ausgleich eventuell auftretender Fluchtungsfehler. Die Lage der Torsionsmomentmeßwelle erlaubte eine Messung der Torsionsbeanspruchung dicht an den Prüflingen. Während das Wellenende im Spannsatz fixiert wurde, wurde die Nabe auf einer Traverse verschraubt. Sie konnte axial verschoben und an verschiedene Fügelängen der WNV angepaßt werden. Durch die senkrechte Anordnung des Antriebsstrangs wurden zusätzliche Biegebelastungen infolge des Eigengewichts vermieden.

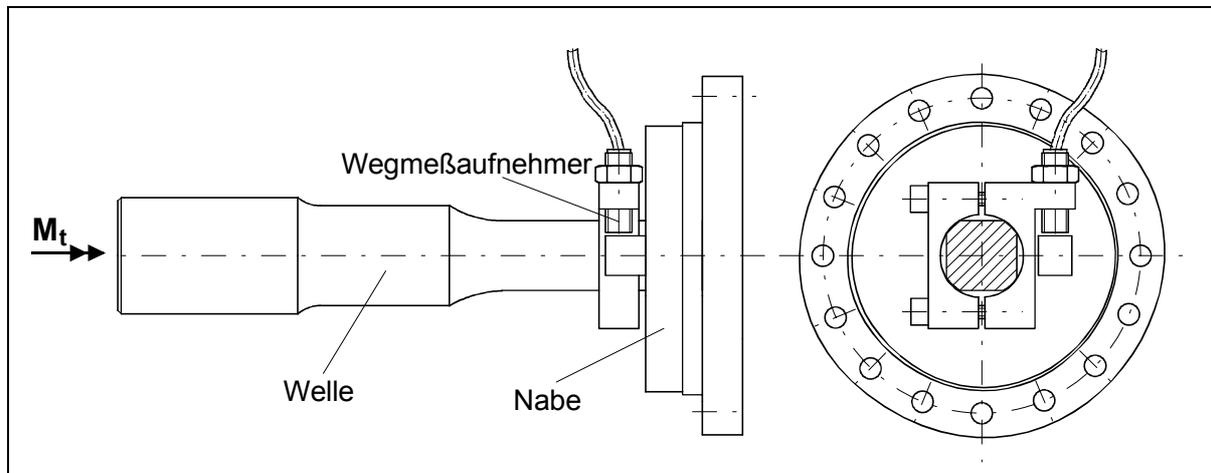
#### **4.1.2 Messung der Prüfparameter und Kalibrierung der Meßsysteme**

Für die Torsionsprüfung der P4C-WNV wurden als Prüfparameter das statische und dynamische Torsionsmoment, der Verdrehwinkel sowie die Schwingenspielzahl gemessen. Auf die Messung der Prüflingstemperatur wurde verzichtet, da die Prüflingsverbindungen unter den gefahrenen Lasten keine merkbare Temperaturerhöhung im Gegensatz zu einzelnen Versuchen von REINHOLZ erfuhren, wie in Vorversuchen festgestellt werden konnte.

Die Torsionsbelastungen wurden mittels einer auf der Torsionsmomentmeßwelle applizierten DMS-(Dehnungsmeßstreifen-)Vollbrücke und einem 5kHz-Trägerfrequenzmeßverstärker gemessen. Dieses Meßsystem wurde regelmäßig im statischen Zustand auf einer geeichten Torsionsmeßmaschine der Fa. MOHR UND FEDERHAFF kalibriert. Mit einem Zählwerk wurde die Schwingenspielzahl festgehalten. Die Messung des Verdrehwinkels diente in erster Linie der Überwachung des Prüfsystems. Über einen induktiven Wegaufnehmer, der am Grundgestell befestigt war, wurde die Verdrehung der Welle gemessen. Dabei fungierte eine an der Welle befestigte Halterung aus Blech als Gegenstück zum induktiven Wegaufnehmer.

Die Anordnung und das Meßsystem waren jedoch nicht in der Lage, die Schlupfamplituden, die eine entscheidende Verschleißgröße darstellen, in tangentialer Richtung zwischen Welle und Nabe ausreichend genau abzubilden. Es wurde deshalb für einige ausgewählte Stufenversuche ein Meßsystem auf Wirbelstrombasis der Fa. MICRO-EPSILON MEßTECHNIK verwendet, das eine Auflösung von 0,1  $\mu\text{m}$  besitzt. Der Sensor wurde mit einer Halterung an der Welle bei einem axialen Abstand von 1 mm zur Nabe verschraubt (vgl. Bild 4.2), um die

Weganteile infolge der elastischen Verdrehung der Welle im Verhältnis der Relativbewegung zwischen Welle und Nabe nicht zu groß werden zu lassen. Das Gegenstück bildete ein an der Nabe in Höhe des Anlagebereiches applizierter Stahlwürfel.



**Bild 4.2:** Meßsystem zur Erfassung der tangentialen Bewegung zwischen Welle und Nabe unter schwelliger Torsion

#### 4.1.3 Regelung der Wechseltorsionsprüfmaschine

Die Wechseltorsionsprüfmaschine wurde mit PID-Verhalten geregelt. Dabei diente das Spannungssignal des Trägerfrequenzmeßverstärkers des Torsionsmomentes als Istgröße. Die Sollgröße des statischen und des dynamischen Torsionsmomentes wurden über Potentiometer eingestellt. Die Frequenz wurde als Stellgröße am Frequenzgenerator für die Ansteuerung des Servoventils ebenfalls über ein Potentiometer festgelegt.

Um die Prüfmaschine vor Beschädigungen oder Zerstörung zu schützen bzw. sichere Prüfprozesse zu gewähren, wurden für bestimmte Ereignisse Abschaltkriterien definiert. So wurden für die Torsionsmomente und auch für die Verdrehwinkel Grenzwerte definiert, um kleinere Schwankungen der Istwerte zuzulassen. Bei Über- oder Unterschreiten dieser Grenzen des Torsionsmoment- oder des Wegsignals schaltete die Prüfmaschine ab. Ein Überschreiten des Wegsignals war normalerweise auf den Bruch der Welle zurückzuführen. Beim Erreichen der Grenzlastspielzahl schaltete das System ebenfalls ab.

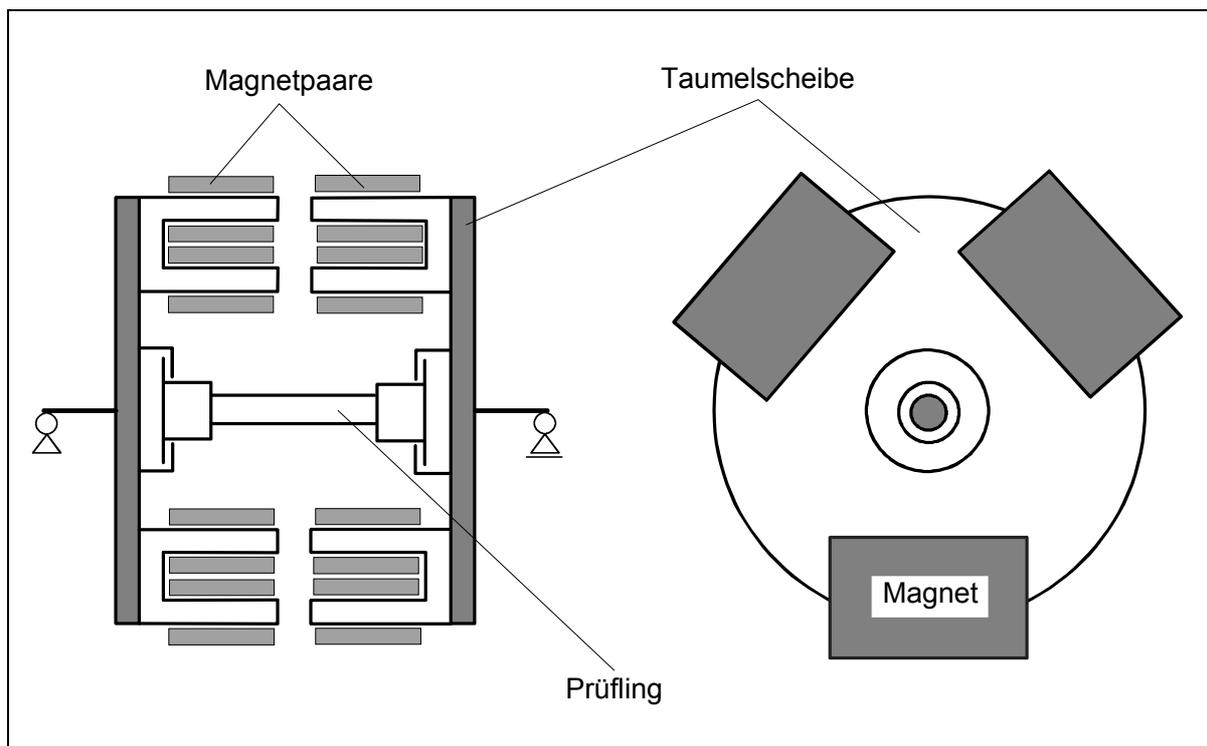
Stichprobenartig wurden bei verschiedenen Versuchen die Meßdaten aufgezeichnet, um das gesamte Meß- und Regelsystem zu überprüfen. Dazu wurde ein PC mit der Meßkarte PCI-20428W-1 der Fa. INTELLIGENT INSTRUMENTATION sowie der Meßdatenerfassungssoftware Diadem 2.0 der Fa. GESELLSCHAFT FÜR STRUKTURANALYSE ausgerüstet. Dabei zeigte sich, daß Meß- und Regelungseinheiten präzise und stabil arbeiteten.

Weitere Details zum Aufbau und Betrieb der Wechseltorsionsprüfmaschinen sowie der Meß- und Regelungseinheiten sind in [Rei-94] zu finden.

## 4.2 Umlaufbiegeprüfmaschine mit statischer Torsion (UBMT)

### 4.2.1 Prinzip der Lasterzeugung und mechanischer Aufbau

Für die Prüfung der P4C-WNV unter kombinierter Umlaufbiege- und statischer Torsionsbelastung standen ebenfalls zwei Prüfmaschinen zur Verfügung. Im folgenden werden diese als Umlaufbiegeprüfmaschinen bezeichnet und mit UBMT abgekürzt. Auch die Umlaufbiegeprüfmaschinen wurden bereits für die experimentellen Untersuchungen an P3G-WNV eingesetzt [Rei-94]. Zur Erzeugung des umlaufenden Biegemomentes wird das Prinzip der Eigenschwingungserregung angewendet. Dieses Prüfmaschinenkonzept geht auf KLAMKA und WELTZ zurück [KIWe-89].

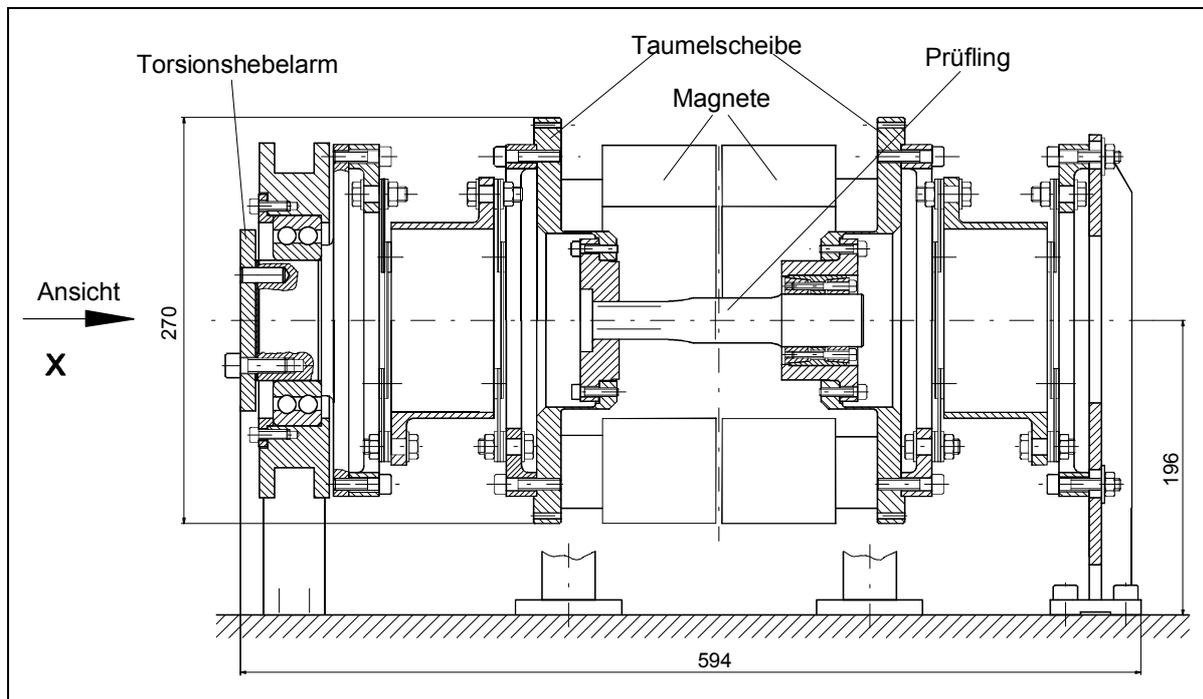


**Bild 4.3:** Prinzipskizze der Umlaufbiegeprüfmaschine mit elektromagnetischem Antrieb [Rei-94]

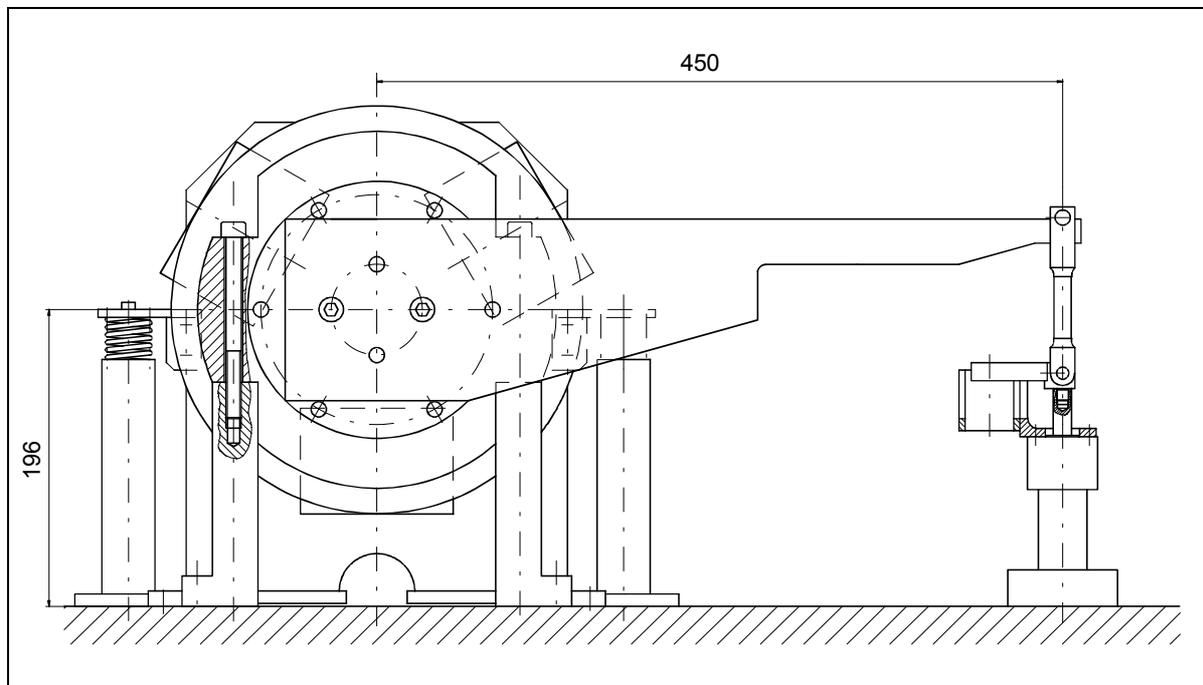
Dabei bildet der Prüfling zusammen mit den beiden Taumelscheiben einen Zweimassenschwinger. Die P4C-WNV dient als Biegefeder, die die beiden Schwungmassen in Form der Taumelscheiben miteinander verbindet (siehe Bild 4.3). Drei im Winkel von  $120^\circ$  versetzte Magnetpaare an den Taumelscheiben sorgen in axialer Richtung für die Anregung des Schwingungssystems im Resonanzbereich, wobei die Elektromagnete so geschaltet sind, daß die Anziehungskräfte an den beiden Taumelscheiben umlaufen. Durch die Ausnutzung des Resonanzeffekts ist der Energieeintrag äußerst gering, da ausschließlich die Hysteresearbeit der Prüfkörperschwingung in der Resonanz geleistet werden muß. Weitere Vorteile ergeben sich durch eine mögliche hohe Prüffrequenz, die bei den P4C-WNV zwischen 100 Hz und 110 Hz lag, sowie die stillstehende Probe, wodurch Lagerungsprobleme vermieden werden können.

Zusätzlich zur Umlaufbiegung konnte eine statische Torsion auf den Prüfling aufgebracht werden. Ein Zug-/Druckzylinder sowie ein Torsionshebel erzeugten das an der Stirnseite der

Prüfmaschine angreifende Torsionsmoment. Über ein Lager und eine biegeeweiche und torsionssteife Kupplung wurde das statische Torsionsmoment auf die P4C-WNV geleitet. Die Bilder 4.4 und 4.5 zeigen die Umlaufbiegeprüfmaschine mit dem Torsionshebel.



**Bild 4.4:** Hauptschnitt der Umlaufbiegemaschine mit statischer Torsion



**Bild 4.5:** Seitenansicht der Umlaufbiegemaschine mit statischer Torsion

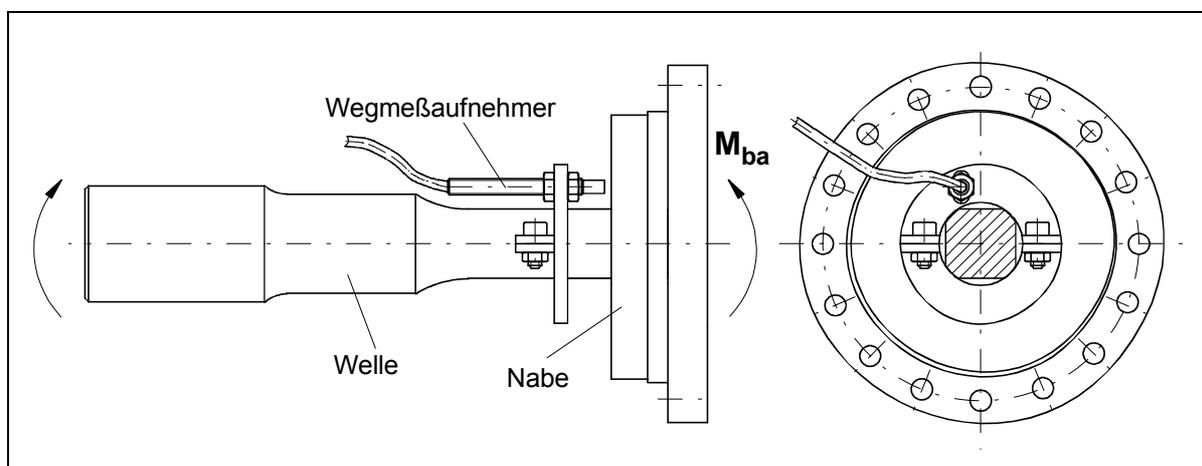
#### 4.2.2 Messung der Prüfparameter und Kalibrierung der Meßsysteme

Für die kombinierte Umlaufbiege- und statische Torsionsprüfung an den P4C-WNV wurden die Prüfparameter horizontale und vertikale Biegung, statische Torsion sowie die Schwingenzahl gemessen. Auch bei dieser Belastungsart wurde auf eine Temperaturmessung der Prüfverbindung verzichtet, da keine größere Temperaturveränderung während der Versuche festgestellt wurde.

Über jeweils eine in horizontaler und eine in vertikaler Ebene auf der Nabenaufnahme der Taumelscheibe applizierte DMS-Halbbrücke mit jeweils einem 5kHz-Trägerfrequenzmeßverstärker wurde die Umlaufbiegebelastung gemessen. Dieses Meßsystem wurde in zwei Schritten kalibriert. Eine spezielle Meßwelle, die ebenfalls mit DMS-Halbbrücken präpariert wurde, wurde zuerst über einen Hebel und entsprechende Gewichte statisch kalibriert. Anschließend erfolgte die dynamische Kalibrierung mit dieser Meßwelle für beide Ebenen in der Umlaufbiegeprüfmaschine.

Das statische Torsionsmoment wurde ebenfalls mit einer auf dem Torsionshebel applizierten Halbbrücke und einem 5kHz-Trägerfrequenzmeßverstärker gemessen. Die Kalibrierung des Meßsystems erfolgte mit Gewichten und dem Torsionshebel.

Um auch Wegamplituden zwischen Welle und Nabe aufzeichnen zu können, wurde ähnlich des Meßsystems der Wechseltorsionsprüfmaschine ein Wegmeßaufnehmer, welcher nach dem Wirbelstromprinzip arbeitet, verwendet. Aufgrund der sehr hohen Frequenzen der Wirbelströme sind die elektromagnetischen Anregungen der UBMT auf das Meßsignal völlig unkritisch. Unter Umlaufbiegung treten die größten Schlupfampplituden in axialer Richtung auf. Mit einem Sensor positioniert in axialer Richtung zur Nabe wurden hebelverstärkte Kippwege gemessen. Die maximale Auflösung dieses Wegmeßsystems der Fa. KAMAN betrug  $0,2 \mu\text{m}$ . Mittels einer Halterung wurde der Sensor auf der Welle in der Höhe des Anlagebereichs unter Torsion fixiert. Die Nabe diente dabei als Gegenkörper. Auf diese Weise war es möglich, die Wegverläufe über die Schwingenspiele zu ermitteln, wobei sich der gemessene Weg aus einem elastischen Verformungsanteil der Welle und dem Relativweg zwischen Welle und Nabe zusammensetzte. In Bild 4.6 ist die Anordnung dargestellt.



**Bild 4.6:** Meßsystem zur Erfassung der axialen Bewegung zwischen Welle und Nabe unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion

### 4.2.3 Regelung der Umlaufbiegeprüfmaschine

Die Umlaufbiegeprüfmaschine wurde über die Stromzufuhr der Elektromagnete geregelt. Als Regelgröße diente das horizontale Istsignal des Biegemomentes. Im Idealfall ergaben das horizontale und vertikale Signal in einer X-Y-Darstellung einen Kreis, da in diesem Fall die Amplituden in beiden Ebenen gleich und die Signale um 90° phasenverschoben waren. Durch kleine Gewichte konnte der Rundlauf der Umlaufbiegung angepaßt werden. Eine deutliche Verschiebung der Kreisform zu einer Ellipse wies auf einen Riß der Welle hin. Als Abschaltkriterien wurden das Erreichen der Schwingspielzahl, eine Verschiebung des Phasenwinkels, ein Überschreiten einer vorher festgelegten Differenz zwischen den Biegeamplituden der horizontalen und vertikalen Ebene, ein Über- bzw. Unterschreiten der Biegegrenzamplituden sowie Störungen des mechanischen Systems und der Hilfsaggregate gewählt.

Die Frequenz wurde nicht geregelt, sondern nur als Führungsgröße über ein Potentiometer eingestellt. Ebenfalls nur gesteuert wurde der Hydraulikzylinder zur Aufbringung der statischen Torsion mittels eines Hebels. Weitere Details zu den Prüfmaschinen sowie zur Messung, Regelung und Kalibrierung sind in [Rei-94] beschrieben.

### 4.3 Fehlerbetrachtung

Jede Messung unterliegt bestimmten Unsicherheiten, die es bei der Ergebnisdarstellung abzuschätzen gilt. In einer Meßkette ergibt sich der Fehler des Gesamtergebnisses aus der Summe der Fehler der einzelnen Meßglieder. Unter der Voraussetzung, daß eine solche Meßkette mit dem Arbeitspunkt  $y$  aus unabhängigen Variablen  $x_i$  mit den jeweiligen Abweichungen  $\Delta x_i$  besteht, läßt sich der relative Fehler  $F_r$  der Meßkette im Arbeitspunkt  $y$  nach dem Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetz wie folgt berechnen [VDI/VDE 2620]:

$$F_r = \frac{\Delta y}{y} = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta x_i}{x_i} \quad (4-1)$$

In dieser Gleichung fließen die relativen Fehler der einzelnen Meßglieder mit dem maximalen Ausschlag jeweils in die gleiche Richtung ein. Das Auftreten dieses Fehlers ist jedoch nicht mit einer sehr großen Wahrscheinlichkeit verbunden.

Unter den Voraussetzungen, daß die Fehlergrenzen normalverteilt sind und daß die Fehler nicht alle voll sowie nicht in die gleiche Richtung ausschlagen, ist es möglich, den relativen wahrscheinlichen Fehler einer Messung mit Hilfe der Statistik und des Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetzes zu beschreiben. Danach berechnet sich der relative wahrscheinliche Gesamtfehler  $F_{rw}$  einer Messung aus der Wurzel der Summe der einzelnen Fehlerquadrate.

$$F_{rw} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\Delta x_i}{x_i}\right)^2} \quad (4-2)$$

Sowohl bei der schwellenden Torsionsprüfung als auch bei der kombinierten Umlaufbiegung und statischen Torsionsprüfung werden alle möglichen Fehler betrachtet. Dabei werden die relativen Fehler der einzelnen Meßgeräte durch die Herstellerangaben gegeben, die relativen Fehler der Messungen werden durch die Unsicherheiten, bezogen auf den kleinsten zu messenden Absolutwert, gebildet. Die einzelnen Meßglieder sind im Anhang C detailliert aufgeführt.

#### 4.3.1 Fehlerbetrachtung für die schwellende Torsionsprüfung

In der Fehlerbetrachtung der Messungen an der Wechseltorsionsprüfmaschine werden alle Meßglieder berücksichtigt, die sowohl bei der Kalibrierung des Meßsystems als auch bei der eigentlichen schwellenden Torsionsprüfung einen Einfluß haben. Es ergeben sich folgende relative Fehler  $F_r$  sowie relative wahrscheinliche Fehler  $F_{rw}$  für die Messung des schwellenden Torsionsmomentes.

- Fehler bei der Messung des statischen Torsionsmomentes:  $F_{rsT} = 4,8\%$ ,  
 $F_{rwsT} = 2,6\%$ ,
- Fehler bei der Messung des dynamischen Torsionsmomentes:  $F_{rdT} = 5,1\%$ ,  
 $F_{rdwT} = 2,7\%$ .

#### 4.3.2 Fehlerbetrachtung für die kombinierte Umlaufbiege- und statische Torsionsprüfung

Bei der Umlaufbiegeprüfmaschine sind die Messungen der Umlaufbiegung und der statischen Torsion zu unterscheiden. Für die Messung des Umlaufbiegemomentes fließen die Fehler der einzelnen Meßglieder der statischen und dynamischen Kalibrierung des Biegemomentes sowie die Fehler, die bei der Messung während der Umlaufbiegeprüfung entstehen, in die Fehlerberechnung mit ein. Bei der Fehlerberechnung des statischen Torsionsmomentes werden die Fehler aus der statischen Kalibrierung und der Messung während des Versuchs berücksichtigt. Es ergeben sich folgende relative und relative wahrscheinliche Fehler:

- Fehler bei der Messung des Umlaufbiegemomentes:  $F_{rUBM} = 9,5\%$ ,  
 $F_{rwUBM} = 3,7\%$ ,
- Fehler bei der Messung des statischen Torsionsmomentes:  $F_{rT} = 4,5\%$ ,  
 $F_{rwT} = 2,4\%$ .

## 5 Versuchsdurchführung und -auswertung

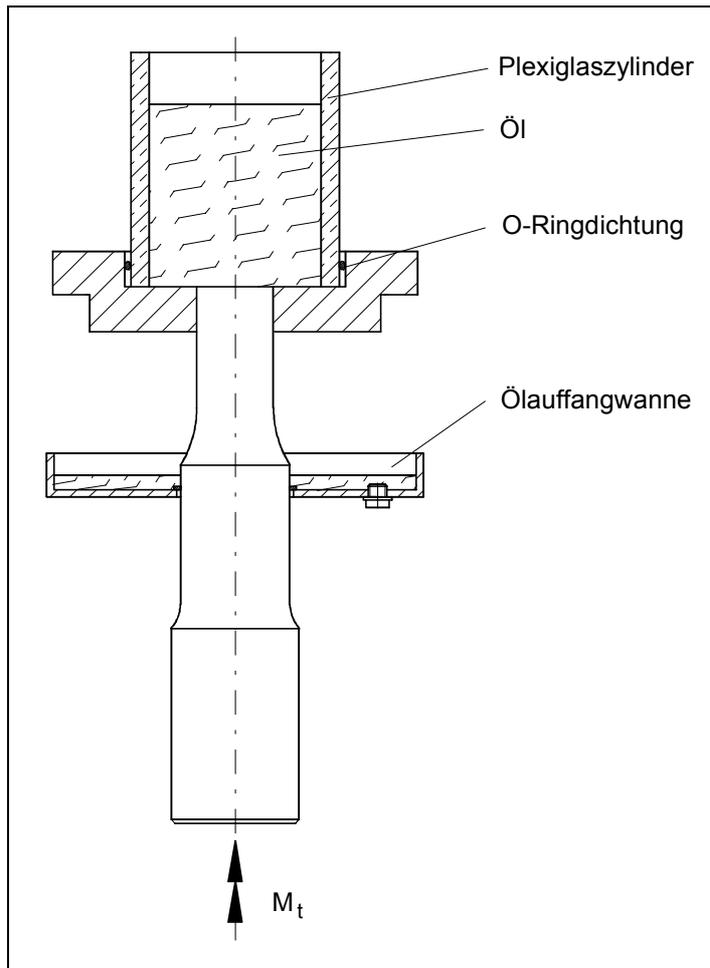
### 5.1 Vorbereitung und Behandlung der Proben

Um eine eindeutige Zuordnung der Prüflinge vor, während und nach den Versuchen zu gewährleisten, wurden die Rohlinge entsprechend ihrer Werkstoffcharge markiert und jede einzelne Welle und Nabe vor der Fertigung des Polygonprofils numeriert. Hierdurch sollten eventuell auftretende Besonderheiten während des Fertigungsprozesses festgehalten sowie Fertigungsreihenfolgen zurück verfolgt werden. Aus Gründen des Korrosionsschutzes wurden die Proben nach der Fertigung mit einem Konservierungsoil eingesprüht und gelagert.

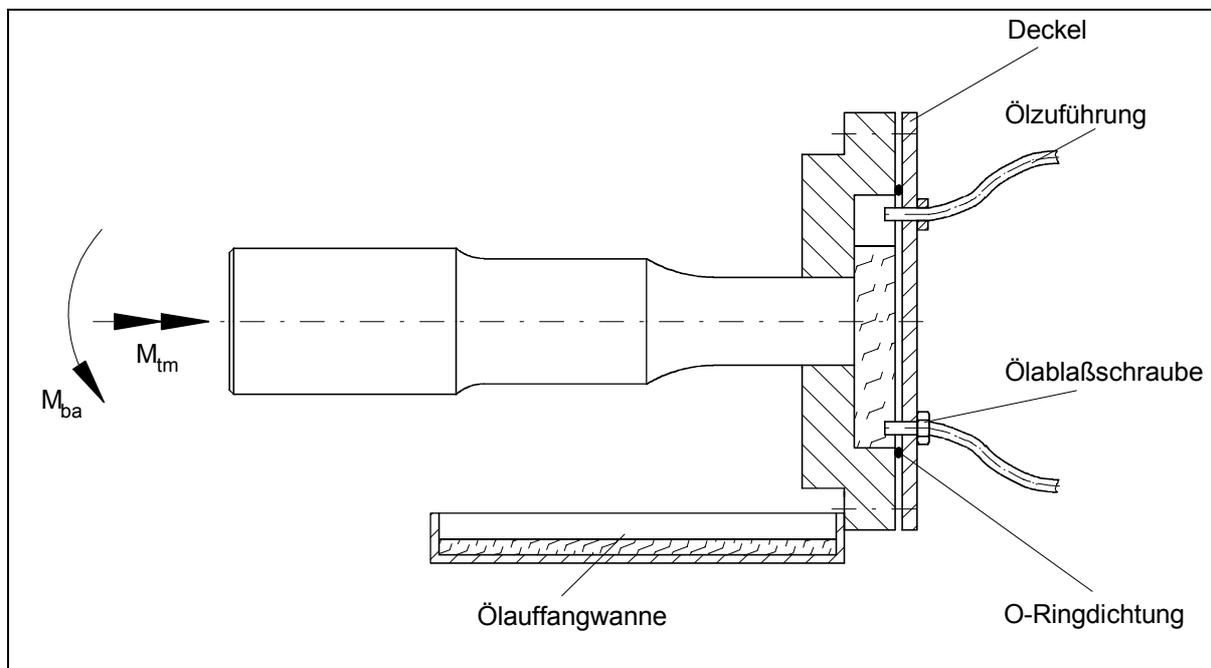
Alle nicht beschichteten Wellen und Naben, auch die später ölgeschmierten, wurden vor ihrem Einbau gründlich gereinigt und entfettet, um bei den Versuchen möglichst gleiche Randbedingungen zu erhalten. Dazu wurde das Lösungsmittel ES-Detergent verwendet. Die Verbindungen mit einer Spielpassung wurden jeweils direkt vor dem Einbau präpariert; zum Fügen waren keine besonderen Maßnahmen notwendig. Dagegen bedurften die mit einer Übergangspassung gefertigten P4C-WNV zum Fügen einer speziellen thermischen Behandlung. Die entfetteten P4C-WNV wurden nach Herunterkühlen der P4C-Wellen mit flüssigem Stickstoff gefügt, so daß die P4C-Naben nicht erwärmt werden mußten. In der Regel wurden nur drei bis vier Paarungen auf diese Weise gleichzeitig vorbereitet, um korrosive Einflüsse während der Lagerung zu vermeiden.

Die mit Wolframcarbid beschichteten Wellen wurden weder entfettet noch wurde die Welle im flüssigen Stickstoff tiefgekühlt, um die Oberflächenbeschichtung, in der Graphit eingelagert war (vgl. Kapitel 3.4.4), nicht zu verändern. Zum Fügen wurden die Naben dieser Verbindungen auf 200°C erwärmt. Auch bei den ölgeschmierten P4C-WNV mit einer Übergangspassung wurden die Naben erwärmt und mit den Wellen im geölten Zustand gefügt. Der Temperatenausgleich zwischen Welle und Nabe vollzog sich schnell, so daß es keines besonderen Abkühl- bzw. Erwärmungsprozesses bedurfte. Die Proben konnten direkt nach dem Fügen in die Prüfmaschinen eingebaut werden.

Die entfetteten und die WC/C-beschichteten P4C-WNV konnten nach dem Einbau in die Prüfmaschinen unmittelbar den jeweiligen Prüfungen unterzogen werden. Die ölgeschmierten Verbindungen wurden dagegen vor dem Versuchsbeginn präpariert. Vor dem Versuchsstart wurde die Fügezone auf der Lasteinleitungsseite mit einer Pipette ölgeschmiert. Vor und während des Versuchsbetriebs wurden die präparierten Proben auf der gegenüberliegenden Seite durch eine Badschmierung versorgt. Bei der Wechseltorsionsprüfmaschine wurde hierzu ein Hohlzylinder aus Plexiglas mit einer O-Ringdichtung auf der Nabe fixiert, der als Ölreservoir diente. Bild 5.1 zeigt den Aufbau der Schmiereinrichtung. Durch die senkrechte Position und die sich während der Belastung ständig ändernden Kontaktverhältnisse durchlief das Öl die Fügezone von oben nach unten. Hierdurch sollte erreicht werden, daß sich die Verschleißpartikel nicht in der Fügezone stauen.



**Bild 5.1:** Aufbau der Schmiereinrichtung an der Wechseltorsionsprüfmaschine



**Bild 5.2:** Aufbau der Schmiereinrichtung an der Umlaufbiegeprüfmaschine

Im Gegensatz zur Wechseltorsionsprüfmaschine wurde die P4C-WNV in der Umlaufbiegeprüfmaschine in waagerechter Lage eingebaut. Die Badschmierung wurde

durch einen auf der Nabe verschraubten Deckel ermöglicht, der das Ölreservoir abschloß und eine Ölzuführung sowie einen Ölablaß besaß (vgl. Bild 5.2). Trotz der waagerechten Lage wurde die Fügezone in Richtung Lasteinleitungsseite mit Öl durchspült, wie Vorversuche zeigten, weshalb auf eine zusätzliche Ölzuföhreinrichtung auf der Lasteinleitungsseite verzichtet werden konnte.

Alternativ zur Badschmierung wurden einzelne P4C-WNV unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion lediglich einmalig bei der Montage mit Öl geschmiert.

## 5.2 Bestimmung der Belastungshöhe und Definition der Grenzlastspielzahl

Die experimentellen Untersuchungen zielten darauf ab, für die P4C-WNV Tragfähigkeitswerte für Dauerschwingbelastung zu ermitteln. Da bei Polygon-WNV die Risse durch Reibkorrosion induziert werden, ist strenggenommen eine klassische Dauerfestigkeitsgrenze unter diesen Bedingungen nicht zu erwarten [Rei-94]. Dennoch verändert sich die Bruchwahrscheinlichkeit unterhalb eines gewissen Lastniveaus nur noch wenig mit steigender Lastspielzahl. Dieses Lastniveau sollte gefunden werden.

In der vorliegenden Arbeit wurden Nennspannungen als Beanspruchungsgröße zur Beschreibung der „Dauerfestigkeit mit gleichzeitiger Reibbeanspruchung“, kurz „Reibdauerfestigkeit“ genannt, gewählt. Auf die Reibdauerfestigkeit wird bei der Festlegung der Grenzlastspielzahl näher eingegangen. Die Nennspannungen wurden aus den in DIN 32712 angegebenen äquatorialen und polaren Widerstandsmomenten berechnet. Die Belastungshöhe des jeweiligen Versuchsblocks wurde mit Vorversuchen bestimmt, wobei sich diese Vorversuche an den Tragfähigkeitskennwerten der Vergleichsblöcke bzw. an den Werkstoffkennwerten orientierten. Um das Übergangsbereich der Reibdauerfestigkeit mit wenigen Versuchen ermitteln zu können, war es sinnvoll, Lastniveaus mit jeweils niedrigen, mittleren und hohen Bruchwahrscheinlichkeiten auszuwählen, denen weitgehend gleiche Verhältnisse zwischen gebrochenen und durchgelaufenen Proben zuzuordnen waren (vgl. Kapitel 5.3.1). Auf diese Weise wurden drei Lastniveaus pro Versuchsblock festgelegt. Aus statistischen Gründen wurden pro Laststufe mindestens sieben Prüflinge untersucht.

Unter Reibdauerbeanspruchung existiert, wie bereits erwähnt, keine Dauerfestigkeit im klassischen Sinne wie bei Stahlbauteilen mit rein geometrisch bedingten Kerben und beanspruchungsfreier Oberfläche. Die klassische Dauerfestigkeit von Stahlproben liegt bei einer Grenz-Schwingspielzahl von  $5 \cdot 10^6$  bzw.  $10^7$  [DIN 50100]. Unter Reibdauerbeanspruchung stellte REINHOLZ Brüche auch noch oberhalb von  $2 \cdot 10^7$  Schwingspielen fest [Rei-94]. KREITNER vermutete aufgrund seiner Ergebnisse an Modellversuchen, daß mit großer Wahrscheinlichkeit erst ab  $4 \cdot 10^7$  Schwingspielen keine Brüche mehr auftreten [Kre-76]. Diese Grenz-Schwingspielzahl wurde jedoch bis heute nicht für allgemeine Stahlbauteile unter Reibdauerbeanspruchung bestätigt. Für die in der vorliegenden Arbeit beschriebenen Dauerschwingversuche wurde die Grenz-Schwingspielzahl mit  $2 \cdot 10^7$  festgelegt. Einzelne Versuche wurden auch mit höheren Lastspielen gefahren, um das Verschleiß- und Tragfähigkeitsverhalten oberhalb der festgelegten Grenze abschätzen zu können.

Weitere Aufschlüsse zum Schädigungsfortschritt wurden von Stufenversuchen erwartet. Hierzu wurden die Versuche nach bestimmten Schwingspielen abgebrochen und verschleißanalytisch ausgewertet. Die Versuchslastspielzahlen wurden für diese experimentellen Untersuchungen zwischen  $10^5$  und  $10^8$  gewählt.

### 5.3 Auswertung und Dokumentation der Versuchsergebnisse

Die Dauerschwingversuche wurden für die jeweiligen Versuchsblöcke nacheinander durchgeführt. Dazu wurde für jeden Versuch ein eigenes Protokoll erstellt, in dem alle Spezifikationen der Prüflinge, die Versuchsbedingungen sowie das Versuchsergebnis als Bruch oder Durchläufer dokumentiert wurden. Damit wurde sichergestellt, daß stets die Versuchsbedingungen reproduziert und die Prüflinge eindeutig den Versuchen zugeordnet werden können. Die Einzelergebnisse der Dauerschwing- und Stufenversuche wurden in Blockprotokolle der jeweiligen Versuchsblöcke eingetragen. Im Anhang E sind alle Blockprotokolle aufgeführt.

Die Dauerschwingversuche wurden unter zwei Gesichtspunkten ausgewertet. Zum einen erfolgten statistische Auswertungen, um Tragfähigkeitskennwerte der P4C-WNV unter den verschiedenen Versuchsparametern zu finden und deren Einflüsse zu erkennen; die statistische Auswertung wird im folgenden Unterkapitel 5.3.1 erläutert. Zum anderen wurden Schädigungsanalysen an den einzelnen Proben vorgenommen, um die wirkenden Verschleißmechanismen mit ihren typischen Verschleißerscheinungsformen, die in der Regel für den Reißinitiation verantwortlich sind, zu erkennen; in Kapitel 5.3.2 wird die Auswertung der Versuche hinsichtlich des Verschleißes beschrieben.

#### 5.3.1 Statistische Auswertung der Dauerschwingversuche

Ein Ziel der Dauerschwingversuche ist die Ermittlung der Festigkeitskennwerte des Übergangsbereiches zwischen Zeit- und Dauerfestigkeit. Da nur eine begrenzte Anzahl an Proben für die verschiedenen Versuchsparameter untersucht werden konnte, unterliegen die experimentell ermittelten Schätzwerte der Dauerschwingversuche nicht unerheblichen Streuungen im Vergleich zu Versuchen mit sehr vielen Proben. Zur Abschätzung der Grundgesamtheit mit unendlich vielen Proben sind deshalb die ermittelten Werte statistisch abzusichern und notwendige Grenzwerte über mathematisch-statistische Gesetze zu beschreiben [Mae-76].

Im Rahmen der Dauerschwinguntersuchungen wurden pro Versuchsblock drei Laststufen untersucht, denen je eine Bruchwahrscheinlichkeit  $P_B$  zugeordnet wurde. Um eine Aussage für alle Bruchwahrscheinlichkeiten des Übergangsbereiches in Abhängigkeit des Nennspannungsniveaus machen zu können, war es notwendig, eine Verteilungsannahme zu treffen, welche das reale Bruch- bzw. Ausfallverhalten der Verbindung gut widerspiegelt.

Für die Abschätzung der Bruchwahrscheinlichkeiten existieren verschiedene Annahmen auf Grundlage der Bruchergebnisse jeder Laststufe. Im folgenden werden drei häufig angewendete Bruchwahrscheinlichkeitsannahmen kurz diskutiert, wobei die Anzahl der Brüche mit  $r$  und der Stichprobenumfang mit  $n$  gekennzeichnet sind.

$$P_B = \frac{r}{n} \quad (5-1)$$

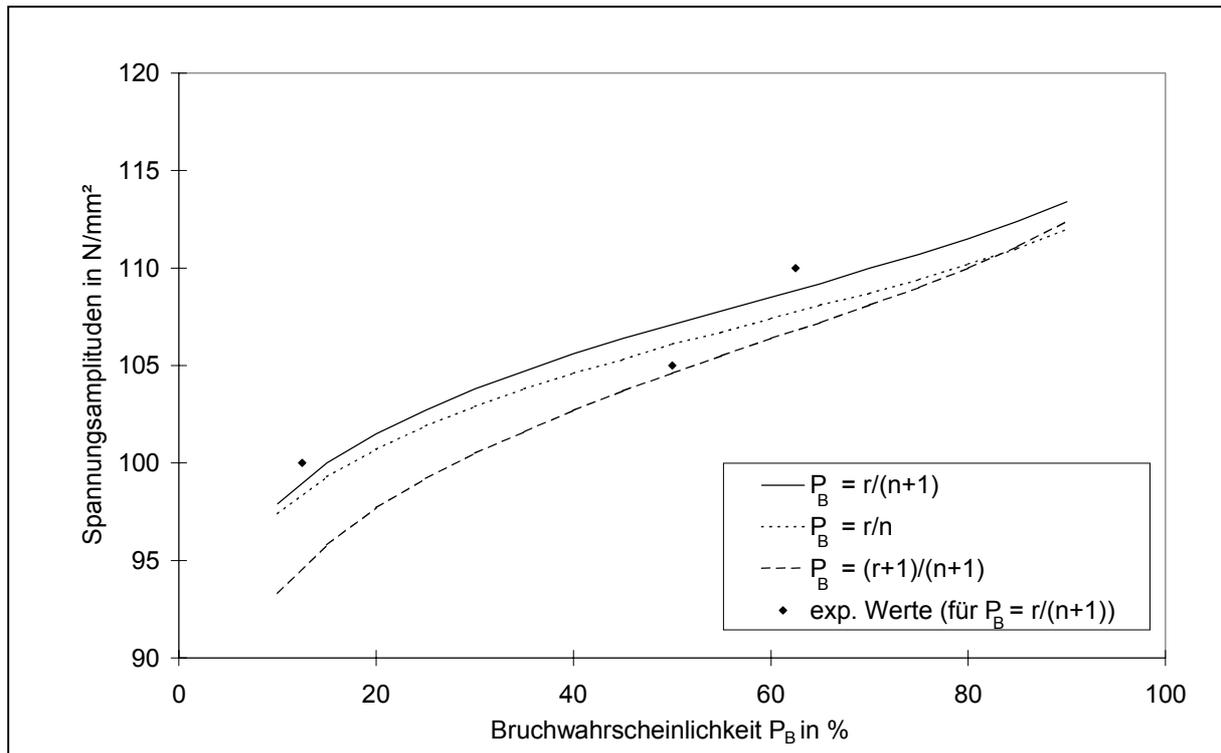
$$P_B = \frac{r+1}{n+1}, \quad \text{falls } r = n: P_B = 0,5 \cdot \left(1 + \frac{n}{n+1}\right) \quad (5-2)$$

$$P_B = \frac{r}{n+1}, \quad \text{falls } r = 0: P_B = \frac{1}{2 \cdot n} \quad (5-3)$$

Die einfachste Form stellt die Formel (5-1) dar, bei der die Bruchwahrscheinlichkeit über das Verhältnis der Anzahl der gebrochenen Proben zum Stichprobenumfang gebildet wird. Bei diesem Ansatz sind jedoch die beiden Extremfälle kritisch zu betrachten, bei denen alle Proben brechen oder alle Proben durchlaufen. So würde dieses rechnerisch zu Bruchwahrscheinlichkeiten mit  $P_B = 100\%$  bzw.  $P_B = 0\%$  führen, was aus technischer Sicht eine in der Realität nicht vorhandene Sicherheit wiedergibt. Ein weiterer nachteiliger Punkt dieser Bruchwahrscheinlichkeitsschätzung sind eine Medianverschiebung und eine Unsymmetrie der Verteilung [Mae-81].

Eine Modifizierung dieser Annahme stellt die Formel (5-2) dar. Sie wurde von DENGEL [Den-75] für die Bestimmung der Bruchwahrscheinlichkeiten im Übergangsbereich vorgeschlagen und vielfach auch bei Dauerschwinguntersuchungen an Maschinenelementen angewendet, u.a. [Bru-91], [Rei-94], [Mey-96]. Durch die Erhöhung der Anzahl der gebrochenen Proben und der Anzahl der Stichprobe um jeweils eins kommt es zu einer Verschiebung der Funktion in Richtung zur „sicheren Seite“. Bruchwahrscheinlichkeiten von  $P_B = 0\%$  treten nicht mehr auf. Jedoch liegen auch bei dieser Annahme eine Medianverschiebung und Unsymmetrie vor. Bei dem Bruchwahrscheinlichkeitsgesetz nach der Formel (5-3) sind die beiden Nachteile der Unsymmetrie und Medianverschiebung nicht vorhanden. Durch die Addition von eins im Nenner beinhaltet dieser Ansatz eine Korrektur der Stichprobe zur Grundgesamtheit hin [Mae-81].

Vergleicht man diese drei Bruchwahrscheinlichkeitsgesetze miteinander, so zeigen sich bei einem geringen Stichprobenumfang von  $n = 7$  bzw.  $n = 8$  pro Laststufe, wie er bei den durchgeführten Dauerschwinguntersuchungen vorliegt, deutliche Unterschiede bei der Berechnung der Bruchwahrscheinlichkeiten. Beispielsweise erhält man bei einem Stichprobenumfang von  $n = 7$ , einer gebrochenen Probe und sechs „Durchläufern“ nach Formel (5-2) eine Bruchwahrscheinlichkeit von  $P_B = 25\%$ , während nach der Formel (5-3)  $P_B = 12,5\%$  berechnet wird. Bei gleicher Steigung unterscheiden sich diese Funktionen durch eine Nullpunktverschiebung. Die Formel (5-1) gibt eine Funktion an, die einen flacheren Verlauf besitzt und somit zu einem schmaleren Übergangsbereich führen würde. Bild 5.3 zeigt exemplarisch anhand der Ergebnisse des Versuchsblocks 11 die Unterschiede zwischen den drei Formeln bei einer jeweiligen Auswertung mittels der Extremwertverteilung. Bei gleichen Bruchwahrscheinlichkeiten differieren die ertragbaren Spannungsamplituden je nach angewendetem Bruchgesetz bis zu 5%. Die Versuchsergebnisse der Dauerschwinguntersuchungen an P4C-WNV werden im folgenden mit der Formel (5-3) ausgewertet.



**Bild 5.3:** Einfluß unterschiedlicher Bruchgesetze auf die Verteilung der Bruchwahrscheinlichkeiten am Beispiel des Versuchsblocks 11 bei einer Auswertung nach der Extremwert-Verteilung

Die Überlebenswahrscheinlichkeit  $P_U$  ist definiert als Funktion der Bruchwahrscheinlichkeit  $P_B$  wie folgt:

$$P_U(P_B) = 1 - P_B \tag{5-4}$$

Um von diesen drei in Abhängigkeit des Lastniveaus ermittelten Bruchwahrscheinlichkeiten eine Aussage auch für die nicht explizit untersuchten Lastniveaus treffen zu können, bedarf es der Anwendung von statistischen Modellgesetzen, die einen funktionellen Zusammenhang zwischen dem Nennspannungsniveau und der Bruchwahrscheinlichkeit herstellen. Für die Auswertung von Dauerschwinguntersuchungen an metallischen Maschinenelementen haben sich zwei statistische Modellgesetze vielfach bewährt: Diese sind die  $\arcsin\sqrt{P_B}$ -Verteilung und die Extremwert-Verteilung.

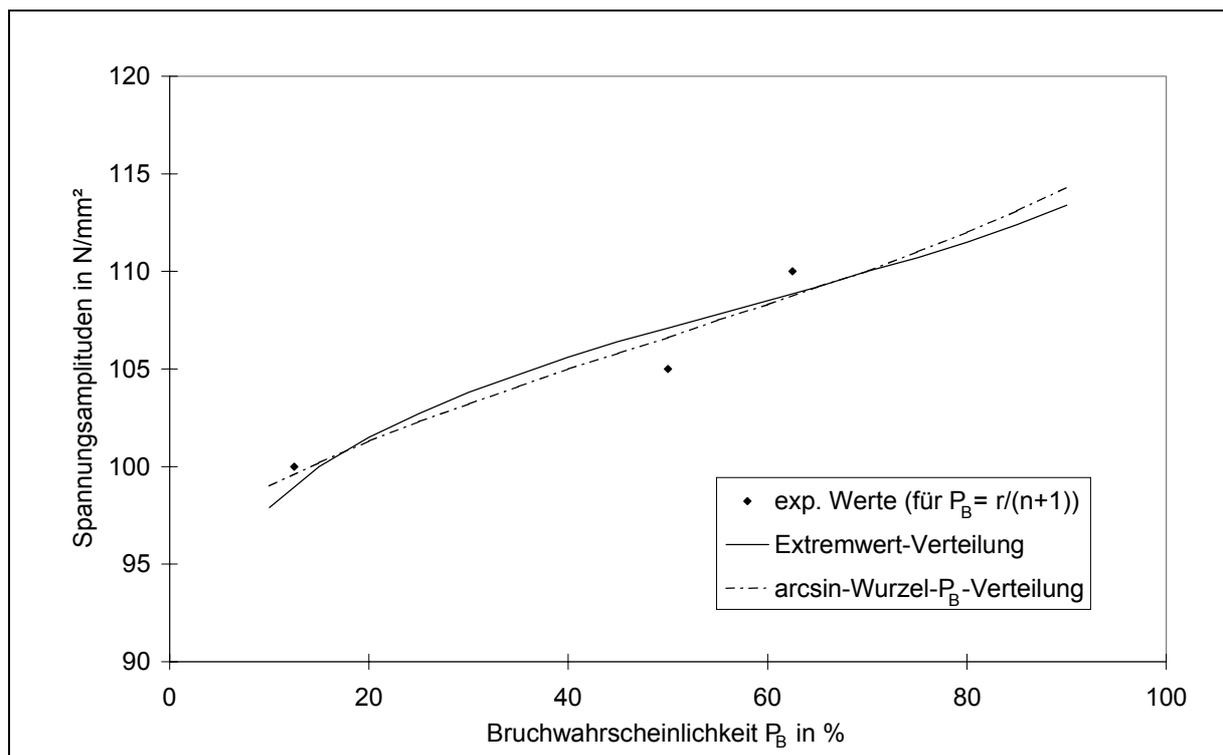
Die  $\arcsin\sqrt{P_B}$ -Verteilung ist laut DENGEL [Den-89] eine einfache, robuste und zuverlässige Auswertmethode für Schwingfestigkeitsuntersuchungen von metallischen Proben, vor allem bei geringem Versuchsumfang. Kritisch ist anzumerken, daß dieses statistische Verfahren auch die Angabe von Werten von 0% bzw. 100% Bruchwahrscheinlichkeit erlaubt, die, wie bereits oben erwähnt, praktisch inakzeptabel sind. Die  $\arcsin\sqrt{P_B}$ -Verteilung basiert auf rein mathematisch-statistischen Modellen. Bei der Auswertung mit der  $\arcsin\sqrt{P_B}$ -Verteilung werden die Bruchwahrscheinlichkeiten nach einer Regressionsrechnung in eine transformierte Geradengleichung überführt, mit deren Hilfe eine Bestimmung der einzelnen Lashorizonte in Abhängigkeit der Bruchwahrscheinlichkeiten möglich ist.

$$\sigma_{arc} = a + b \cdot \arcsin(\sqrt{P_B}) \tag{5-5}$$

Dagegen ist die auf Weibull zurückgehende Extremwert-Verteilung ein heuristisches Verfahren, welches auf der werkstofftechnischen Annahme eines „Weakest Link“ (Fehlstellenmodell) beruht [Gum-54]. Die Extremwert-Verteilung kann den spezifischen Bruchgegebenheiten der Dauerschwingversuche angepaßt werden. Sie besitzt den Vorteil, daß somit auch Brüche bei geringen Lasten berücksichtigt werden können. Diese Verteilung wird im folgenden in der zweiparametrischen Form angewendet, da die Anwendung der dreiparametrischen Form aufgrund des geringen Stichprobenumfangs in diesem Fall nicht sinnvoll ist. Die Gleichung, welche durch eine Logarithmierung in eine Geradengleichung überführt wird, läßt sich für die Auswertung nach dem Extremwert-Verteilung wie folgt darstellen:

$$\sigma_{ext} = \sigma_{V1} \cdot \exp\left(\frac{\ln(-\ln(1 - P_B))}{c}\right) \quad (5-6)$$

Die Formeln zur Berechnung der Konstanten sowohl bei der arcsin $\sqrt{P_B}$ -Verteilung als auch bei dem Extremwert-Verteilung werden im Anhang D dargestellt.



**Bild 5.4:** Vergleich der Extremwert-Verteilung mit der arcsin $\sqrt{P_B}$ -Verteilung bei der Darstellung der Nennspannungsamplituden über der Bruchwahrscheinlichkeit (Versuchsblock 11)

Bild 5.4 zeigt die Bruchwahrscheinlichkeit in Abhängigkeit von der Spannungsamplitude beispielhaft für den Versuchsblock 11. Die beiden statistischen Auswertverfahren zeigen für das vorliegende Beispiel im betrachteten Bereich zwischen 10% und 90% Bruchwahrscheinlichkeit ein sehr ähnliches Verhalten. Die größte Abweichung zwischen den berechneten Spannungsamplituden beträgt 1% bei einer Bruchwahrscheinlichkeit von 10%. Die Extremwert-Verteilung liegt bei den niedrigen Bruchwahrscheinlichkeiten auf der sicheren Seite gegenüber der arcsin $\sqrt{P_B}$ -Verteilung. Für die Auswertung der Versuche

werden beide Verteilungen angewendet und in den Blockprotokollen im Anhang E für die einzelnen Versuchsblöcke dargestellt. Für den Vergleich der einzelnen Einflußparameter werden die Ergebnisse der Auswertung der Tragfähigkeitskennwerte mit der Extremwert-Verteilung verwendet.

### 5.3.2 Verschleißbezogene Auswertung der Versuche

Aufgrund der Tatsache, daß die Risse an Polygon-WNV in der Regel durch Verschleiß induziert werden, stellt die verschleißbezogene Auswertung einen wichtigen Punkt im Rahmen der experimentellen Untersuchungen an P4C-WNV dar. Verschleiß läßt sich prinzipiell qualitativ und quantitativ beschreiben. Qualitativ werden die Verschleißerscheinungsformen analysiert, um die wirkenden Verschleißmechanismen abzuleiten. Mit diesem Verständnis läßt sich der Verschleiß bereits durch konstruktive Maßnahmen beeinflussen. Verschleiß ist meßbar, wenn geeignete Meßgrößen und Maßzahlen definiert werden. Im folgenden werden die Möglichkeiten dieser beiden verschleißbezogenen Auswertestrategien hinsichtlich der Anwendbarkeit auf die hier beschriebenen P4C-WNV dargestellt. Die durchgeführten verschleißbezogenen Auswertungen an den beanspruchten P4C-WNV werden beschrieben.

Alle P4C-WNV wurden nach der Demontage aus den Prüfmaschinen getrennt. Während die mit einer Spielpassung versehenen Verbindungen relativ leicht lösbar waren, mußten die Verbindungen mit einer Übergangspassung aufgesägt werden. Danach wurde jede Probe unter einem Lichtmikroskop im Hinblick auf Risse und die aufgetretenen Verschleißformen untersucht. Zur Analyse des Verschleißes und der Risse wurden jeweils die vier Flanken im Bereich der Fügezone der P4C-Wellen fotografiert. Eine Zusammenstellung der Fotografien (siehe beispielhaft die Bilder 7.4a-7.4d) und der den Wellen zugeordneten Versuchsparametern erfolgte auf einzelnen Bögen.

Weitere Aufschlüsse wurden durch metallografische Gefügeschliffe erzielt, die am Institut für Werkstofftechnik der TU Berlin angefertigt wurden. Dabei zielten die Untersuchungen vor allem auf Veränderungen des Gefüges in der reibbeanspruchten Randzone ab. Mit Hilfe von Mikrohärtemessungen konnten einzelne veränderte Gefügebereiche gefunden werden. Ferner konnten durch die Gefügeschliffe auch die Anrisse und deren Umgebung sowie die Rißverläufe ins Probeninnere sichtbar gemacht werden. Diese Untersuchungen wurden stichprobenartig durchgeführt. Für jeden Versuchsblock wurden aus drei Wellen Gefügeschliffe angefertigt. Die Ergebnisse wurden fotografisch dokumentiert (siehe beispielhaft Bilder 7.7a und 7.7b).

Die Rasterelektronenmikroskopie (im folgenden REM genannt) bietet im Vergleich zur Mikroskopie mit Lichtmikroskopen den großen Vorteil, daß sie bei sehr hohen Auflösungen eine ausreichende Tiefenschärfe besitzt. Dadurch lassen sich im Mikrobereich Verschleißerscheinungsformen analysieren. Anhand von stichprobenartig für jeden Versuchsblock bei der Zentraleinrichtung Elektronenmikroskopie der TU Berlin durchgeführten Sekundärelektronenmikroskopieaufnahmen wurden weitere qualitative Ergebnisse gewonnen. Ergänzt wurden diese Untersuchungen durch energiedispersive Röntgenanalysen, die auch unter der Abkürzung EDX-Analyse bekannt sind. Dabei werden aus Energiespektren die einzelnen chemischen Elemente des vermessenen

Oberflächenbereichs der Probe bestimmt. Rückstreuелеktronenmikroskopieaufnahmen unterstützen die Elementanalyse. Dieses Verfahren zielte in erster Linie auf die Darstellung der Veränderungen des Grundwerkstoffs infolge von Oxidation oder Reaktionen mit anderen Elementen, z.B. aus Schmierstoffen, ab.

Während die oben beschriebenen Verfahren der qualitativen Verschleißanalyse dienen, werden im folgenden Möglichkeiten der quantitativen Verschleißanalyse erläutert. Nach der mittlerweile zurückgezogenen DIN 50321 kennzeichnen Verschleißmeßgrößen durch Maßzahlen direkt oder indirekt die Änderung der Gestalt oder Masse eines Körpers durch Verschleiß. Diese Verschleißbeträge können in unterschiedlichen meßtechnischen Dimensionen angegeben werden. Üblicherweise werden Längen, Flächen, Volumen oder Massen als direkte Verschleißgrößen angewendet [CzHa-92]. Aus diesen lassen sich indirekte Verschleißkenngrößen, wie z.B. die Verschleißgeschwindigkeit, die Verschleißintensität oder auch der Verschleißkoeffizient, ableiten.

Für jede Verschleißmessung von P4C-WNV ist die Ausgangsgeometrie der Proben als Referenz zu berücksichtigen. Die Proben, die im Kapitel 3 beschrieben sind, zeigten zum einen stark unterschiedliche Oberflächengüten zwischen Wellen und Naben und zum anderen eine gewisse Streuung hinsichtlich der Profilabweichungen und Maßgenauigkeiten der Proben. Alle drei Größen spielen für die partielle Beanspruchung und damit für den Verschleiß eine wichtige Rolle.

Aufgrund des Verhältnisses der Bauteilmasse zur Gesamtmasse war es nicht möglich, die Verschleißmasse an der P4C-WNV zu bestimmen. Auch eine Wägung der Verschleißpartikel war nicht in der notwendigen Genauigkeit durchführbar, da die Verschleißpartikel aufgrund der Prüfanordnung nicht vollständig aufgefangen werden konnten. Ein weiteres Problem stellt die Gewichtszunahme durch tribooxidative Reaktionen mit Umgebungsmedien dar.

Adhäsive Verschleißmechanismen, wie sie an den P4C-WNV wirken, erschweren ebenfalls eine quantitative Aussage, da es keine eindeutige Verschleißrichtung gibt. Durch Materialübergänge als Folge von Mikroverschweißungen kann dies zu Materialanhäufungen oder -verlusten an beiden Bauteilen führen. Dieses zieht auch zeitlich und örtlich veränderliche Kontaktzonen nach sich, so daß keine durchgängige gleichmäßige Kontakt- und Verschleißfläche vorhanden ist. Bedingt durch diesen ungleichmäßigen Verschleiß ist es mit der vorhandenen Meßtechnik nicht möglich, die Verschleißvolumina zu messen.

Die zum Stand der Technik gehörenden Meßsysteme, die eine Oberflächenstruktur dreidimensional im Bereich von Mikrometern vermessen können, besitzen nur einen kleinen Meßbereich. Dieser beträgt nur ein Bruchteil der Fügebereiche von Welle und Nabe. Aus diesem Grund wurden ein- und zweidimensionale Messungen an der Verschleißzone vorgenommen. Zum einen wurden in großem Umfang die vier Verschleißflächen der P4C-Wellen mit einem Planimeter gemessen. Daneben wurden an verschiedenen P4C-WNV die verschlissenen Profile in drei Ebenen auf der 3D-Koordinatenmeßmaschine, die im Kapitel 3.3.3 beschrieben ist, ermittelt. Die Ergebnisse dieser Messungen lassen jedoch nur Aussagen über die jeweilige Ebene, aber nicht über den gesamten Verschleißbereich zu.

Schließlich wurden Oberflächenrauheitsmessungen mit dem Tastschnittverfahren durchgeführt. Das Ziel dieser Messungen war es, Aufschlüsse über den Verschleißfortschritt an der Verschleißkante der P4C-Wellen auf der Lasteinleitungsseite in Abhängigkeit der Lastspiele zu erhalten. Alle Proben der Stufenversuche wurden auf diese Weise ausgewertet.

## 6 Ergebnisse der Dauerschwingversuche

Im folgenden werden die Ergebnisse der Dauerschwinguntersuchungen unter schwellender Torsion und unter kombinierter Umlaufbiegung mit statischer Torsion quantitativ dargestellt. Dabei werden die Versuchsblöcke paarweise einander gegenübergestellt, um die jeweiligen Einflüsse darzustellen. Weitere indirekte Einflußfaktoren auf die Tragfähigkeit werden in der Diskussion aufgegriffen. Die Auswertung der Versuchsblöcke bezieht sich auf die Grenzlastspielzahl 20 Millionen, auch wenn einzelne Versuche mit größerer Lastspielzahl gefahren wurden. Die Spannungsangaben in diesem Kapitel werden mit den in DIN 32711 und DIN 32712 angegebenen Widerstandsmomenten berechnet. Die Versuchsblöcke werden bei einer Überlebenswahrscheinlichkeit  $P_0 = 50\%$  miteinander verglichen, wenn kein anderer Wert explizit angegeben ist.

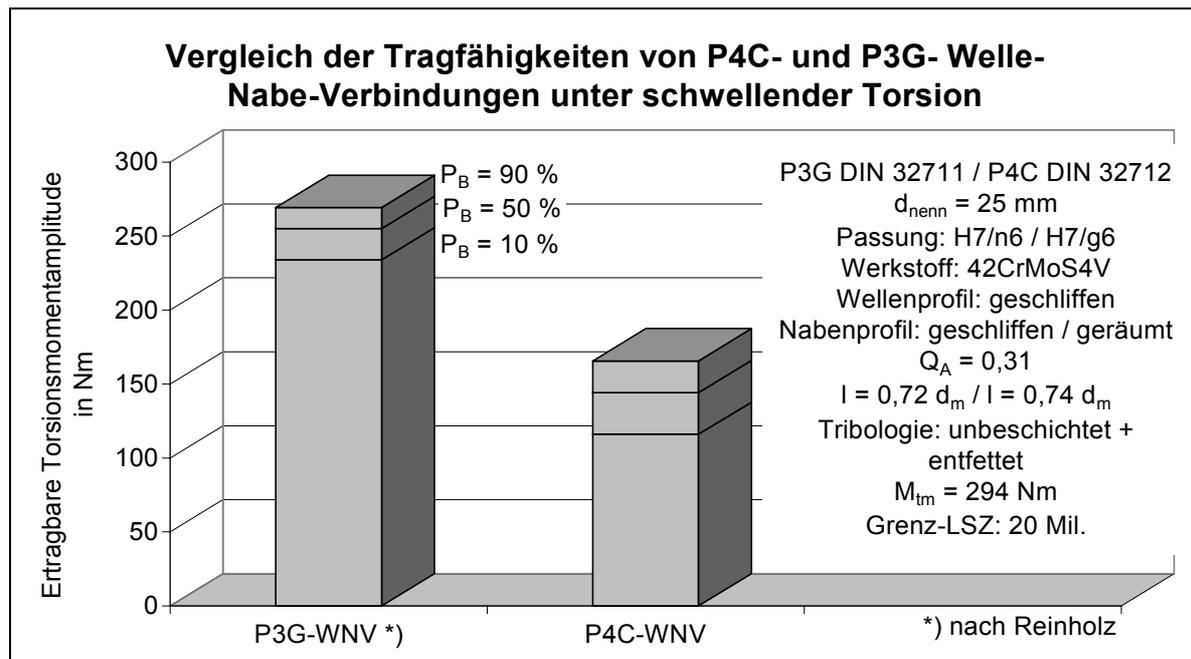
### 6.1 P4C-Welle-Nabe-Verbindungen unter schwellender Torsionsbelastung

#### 6.1.1 Gegenüberstellung der P4C- und P3G-Welle-Nabe-Verbindungen unter schwellender Torsion

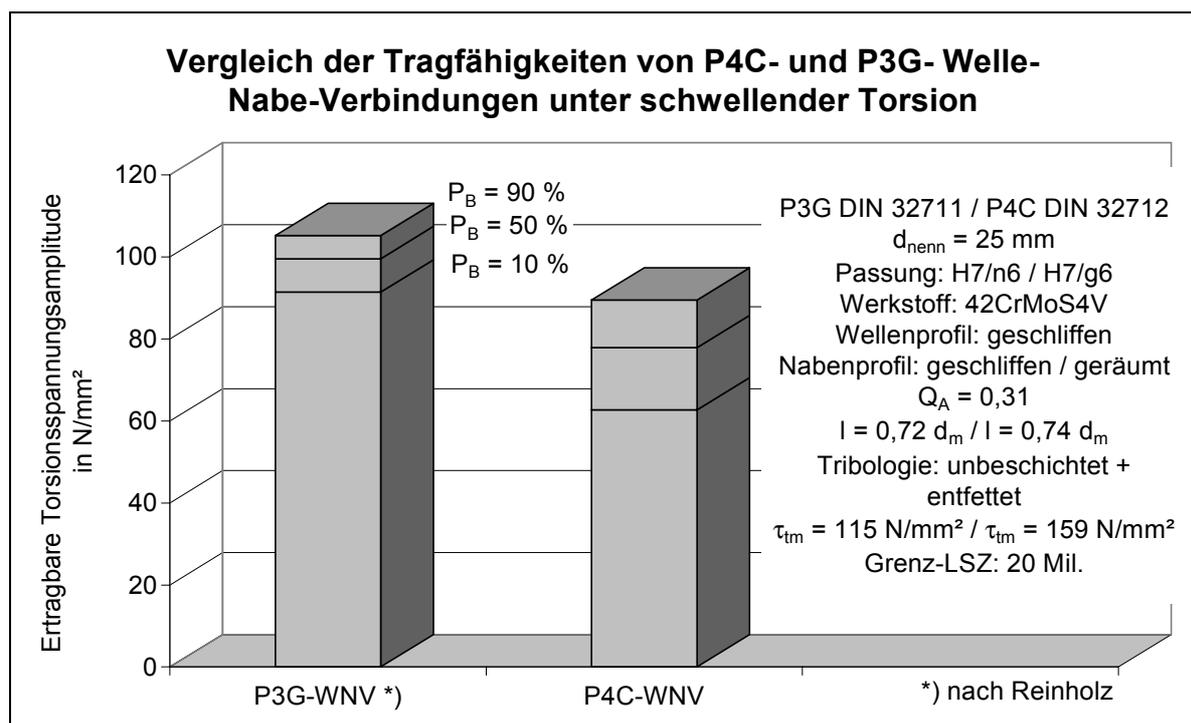
Die beiden genormten Polygonprofile haben trotz vieler Gemeinsamkeiten einige grundlegend verschiedene Eigenschaften. Bei der Festlegung der Versuchsparameter wurde diese Tatsache berücksichtigt, um einerseits die Praxisrelevanz zu gewährleisten und andererseits eine Vergleichbarkeit zu den untersuchten P3G-WNV herstellen zu können [Rei-94].

Als eine wichtige charakteristische Auslegungsgröße für den Konstrukteur ist der Nenndurchmesser zu sehen. In Analogie zu REINHOLZ' experimentellen Untersuchungen wurde auch der Nenndurchmesser für die P4C-WNV mit  $d_{\text{Nenn}} = 25 \text{ mm}$  festgelegt. Die P4C-Profile besitzen jedoch bei gleichem Nenndurchmesser einen kleineren Querschnitt und kleinere Widerstandsmomente als die P3G-Profile. Bei den P4C-WNV ist die axiale Verschiebbarkeit der Welle in der Nabe unter Drehmomentbelastung kennzeichnend. Dieses setzte jedoch voraus, daß die Verbindung mit einer Spielpassung im Gegensatz zu den mit einer Übergangspassung untersuchten P3G-WNV ausgelegt wurde. Weitere Unterschiede liegen in der Fertigung der Naben. Die P4C-Naben wurden geräumt und die P3G-Naben geschliffen. Die Fügelänge war bei den P4C-WNV um einen Millimeter kürzer, damit das Verhältnis von Fügelänge zum mittleren Durchmesser ( $l/d_m$ ) dem der P3G-WNV von REINHOLZ angepaßt war.

Bild 6.1 zeigt die Gegenüberstellung der ertragbaren Torsionsmomentamplituden bei gleicher statischer Torsionsbelastung. Die ertragbaren Torsionsmomentamplituden liegen bei der P3G-WNV um 77% höher als bei der P4C-WNV. Stellt man diesen Tragfähigkeitsvergleich auf der Basis von Nennspannungen an (siehe Bild 6.2), so liegen die ertragbaren Torsionsspannungsamplituden bei der P3G-WNV um 28% höher als bei der P4C-WNV, wobei die statische Torsionsspannung bei der P4C-WNV um 28% größer ist als bei der P3G-WNV. Es wirkt sich deutlich aus, daß die polaren Widerstandsmomente dieser beiden Profile bei gleichem Nenndurchmesser stark unterschiedlich sind:  $W_{P, P3G25mm} = 2,56 \text{ cm}^3$ ,  $W_{P, P4C25mm} = 1,85 \text{ cm}^3$ .



**Bild 6.1:** Gegenüberstellung der ertragbaren Torsionsmomentamplituden der P4C- und P3G-WNV unter schwelender Torsion, Versuchsblöcke VIII [Rei-94] und 1 unter Angabe der Randbedingungen<sup>9</sup>



**Bild 6.2:** Gegenüberstellung der ertragbaren Torsionsspannungsamplituden der P4C- und P3G-WNV unter schwelender Torsion, Versuchsblöcke VIII [Rei-94] und 1

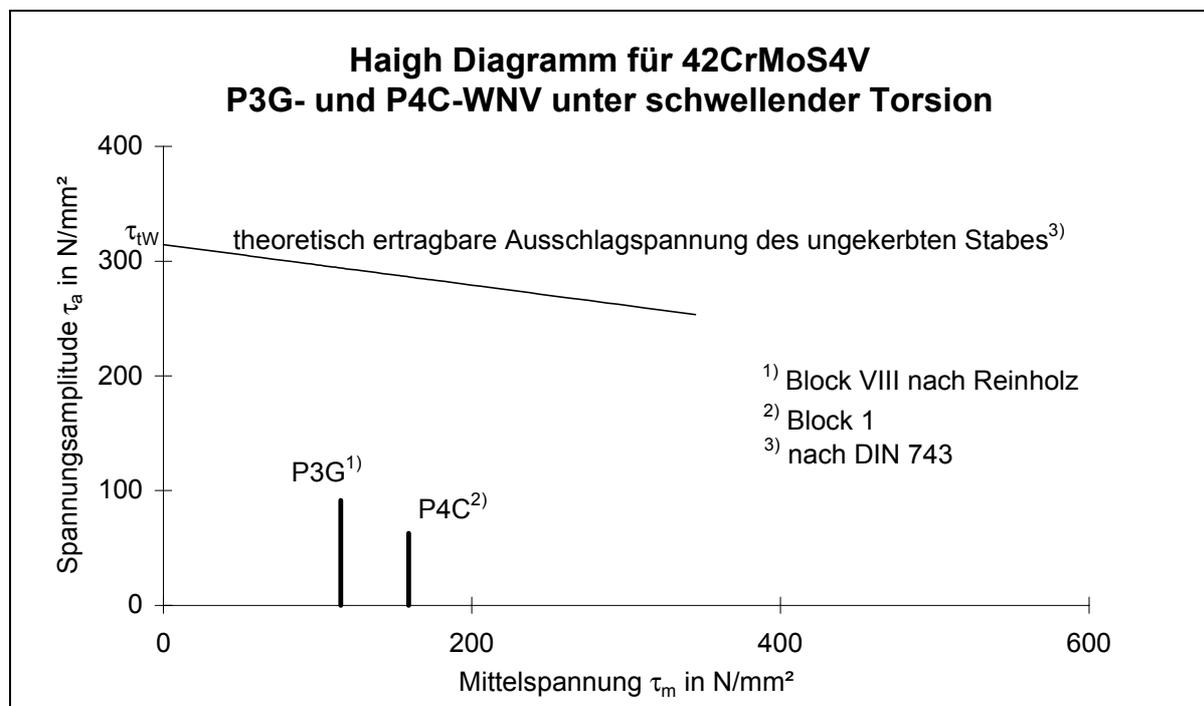
<sup>9</sup> Die Randbedingungen für die beiden verglichenen Versuchsblöcke sind im rechten Teil des Diagramms stichpunktartig aufgeführt. Sie sind im Kapitel 3 ausführlich beschrieben (vgl. Tab. 3.1). Steht in den Zeilen jeweils nur ein Merkmal/Wert, so gilt dieses/dieser für die beide verglichenen Versuchsblöcke. Sofern zwei Merkmale/Werte nebeneinander geschrieben sind, gilt das/der linke für den links dargestellten und das/der rechte für den rechts dargestellten Versuchsblock.

Im einzelnen sind folgende Randbedingungen von oben nach unten aufgeführt:

1. Profilform, 2. Nenndurchmesser, 3. Passung der WNV, 4. Werkstoff der Welle und Nabe, 5. Fertigung des Wellenprofils, 6. Fertigung des Nabenprofils, 7. Nabendurchmesser Verhältnis, 8. Fügelänge, 9. Tribologischer Zustand, 10. Statische Vorspannung, 11. Grenzlastspielzahl

Ein weiterer Grund für die niedrigere Tragfähigkeit der P4C-WNV ist in den unterschiedlichen Passungen zu sehen. Eine Übergangspassung mit leichtem Festsitz induziert Druckspannungen in der Kontaktzone. Die Traganteile der Fügeflächen werden größer und gleichmäßiger verteilt als bei einer Spielpassung. Dadurch sind die lokalen Beanspruchungsmaxima geringer. Ferner werden die für den Verschleiß und damit auch für die Tragfähigkeit einer Verbindung mitentscheidenden Relativbewegungen zwischen Welle und Nabe reduziert, so daß sich die Übergangspassung mit Festsitz bei den P3G-WNV positiv auswirkt. Weiterhin konnten die P4C-Naben nicht geschliffen werden - sie wurden geräumt. Dadurch sind sowohl die Oberflächenrauheiten und auch die Profilabweichungen der P4C-Naben größer als bei den P3G-Naben. Beide Randbedingungen fördern lokale Spannungsüberhöhungen.

Bezieht man die ermittelten Tragfähigkeitswerte auf die Werkstoffestigkeitskenngößen, so ist eine deutliche Reduzierung infolge der komplexen Spannungsverhältnisse zwischen Welle und Nabe erkennbar. Bild 6.3 zeigt das Haigh-Diagramm des verwendeten Werkstoffes.

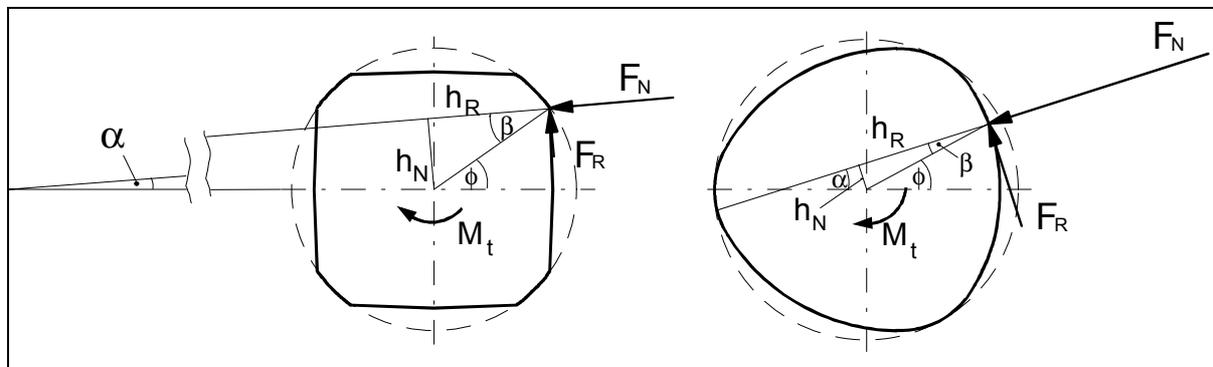


**Bild 6.3:** Gegenüberstellung der experimentell ermittelten Tragfähigkeiten der P3G- und P4C-WNV zu den theoretisch ertragbaren Ausschlagspannungen des ungekerbten Stabes nach DIN 743 bei  $P_{\dot{u}} = 90\%$ , Block VIII [Rei-94] und 1

Die notwendigen Torsionsspannungsverläufe zur Konstruktion eines Haigh-Diagramms wurden nach DIN 743 berechnet und in das Diagramm eingetragen. Dabei diente die für die verwendete Werkstoffcharge experimentell ermittelte Zugfestigkeit als Berechnungsgröße, so daß der Größeneinfluß nicht gesondert berücksichtigt werden muß. Die Reibkerbwirkungszahlen  $\beta_{kc}$ <sup>10</sup> für diese beiden Versuchsblöcke liegen bei  $\beta_{kct\ P4C} (P_{\dot{u}}=90\%) = 4,6$  bzw.  $\beta_{kct\ P3G} (P_{\dot{u}}=90\%) = 3,2$ . Neben einem möglichen Profileinfluß

<sup>10</sup> Die Reibkerbwirkungszahl  $\beta_{kc}$  ist definiert als die Tragfähigkeitsminderung der Bauteilverbindung unter Reibdauerbeanspruchung gegenüber dem glatten ungekerbten Stab unter reiner Dauerbeanspruchung.

wird damit auch quantitativ deutlich, daß sich die oben diskutierten Parameter bei den P4C-WNV nachteilig auf die Tragfähigkeit auswirken. Diese Aussage ist um so beachtenswerter, als die resultierenden Kräfte pro Flanke infolge des Drehmomentes bei gleichen Bedingungen bei den P3G-WNV um das 1,9-fache größer als bei den P4C-WNV sind (vgl. Bild 6.4).



**Bild 6.4:** Maßstäbliche Gegenüberstellung der Kraftverhältnisse beim P3G- und P4C-Polygon unter Torsionsbelastung [WiBe-98b]

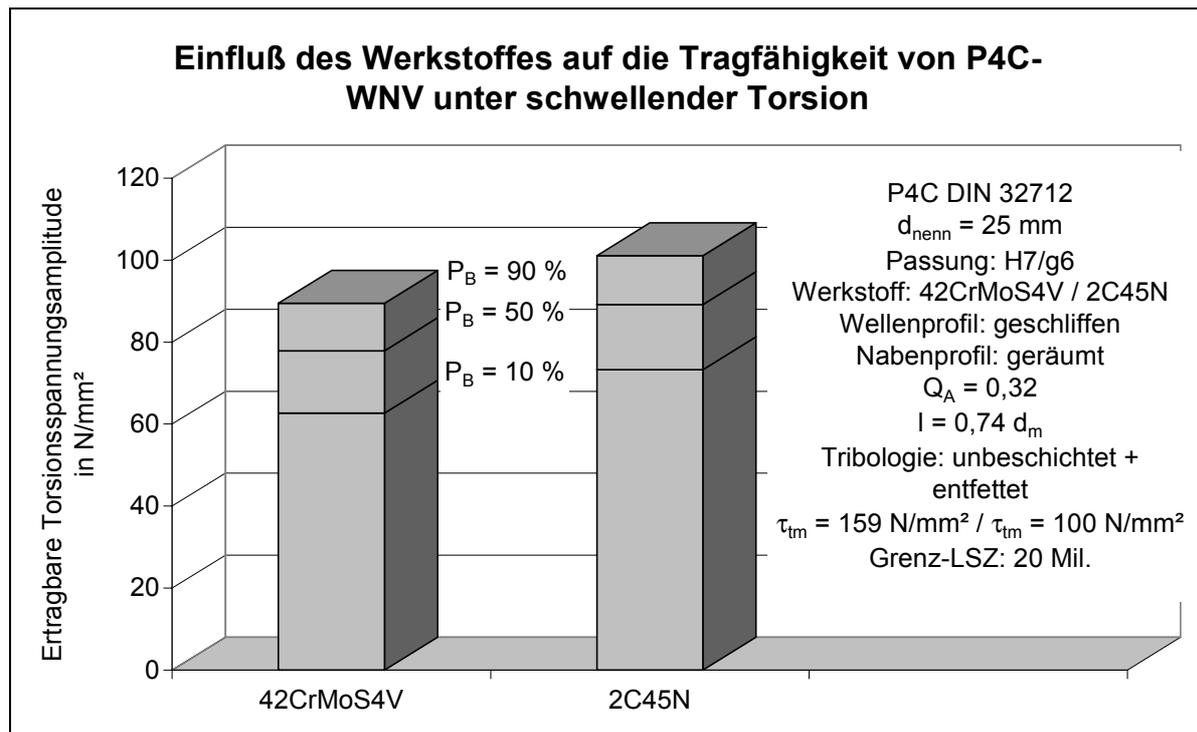
Ein Vergleich der auftretenden Flächenpressungen nach den in DIN 32711 und DIN 32712 angegebenen Näherungsformeln allein gibt keinen sinnvollen Bewertungsansatz. Es ergibt sich für die P4C-WNV mit  $p_{P4C} = 257 \text{ N/mm}^2$  ein nicht mal halb so großer Wert bei gleicher Überlebenswahrscheinlichkeit wie für die P3G-WNV mit  $p_{P3G} = 660 \text{ N/mm}^2$ . Der entscheidende Punkt liegt darin, daß insbesondere die Reibbeanspruchungen und die Passungsverhältnisse keine Berücksichtigung in diesen Formeln finden.

### 6.1.2 Einfluß des Werkstoffes unter schwelender Torsion

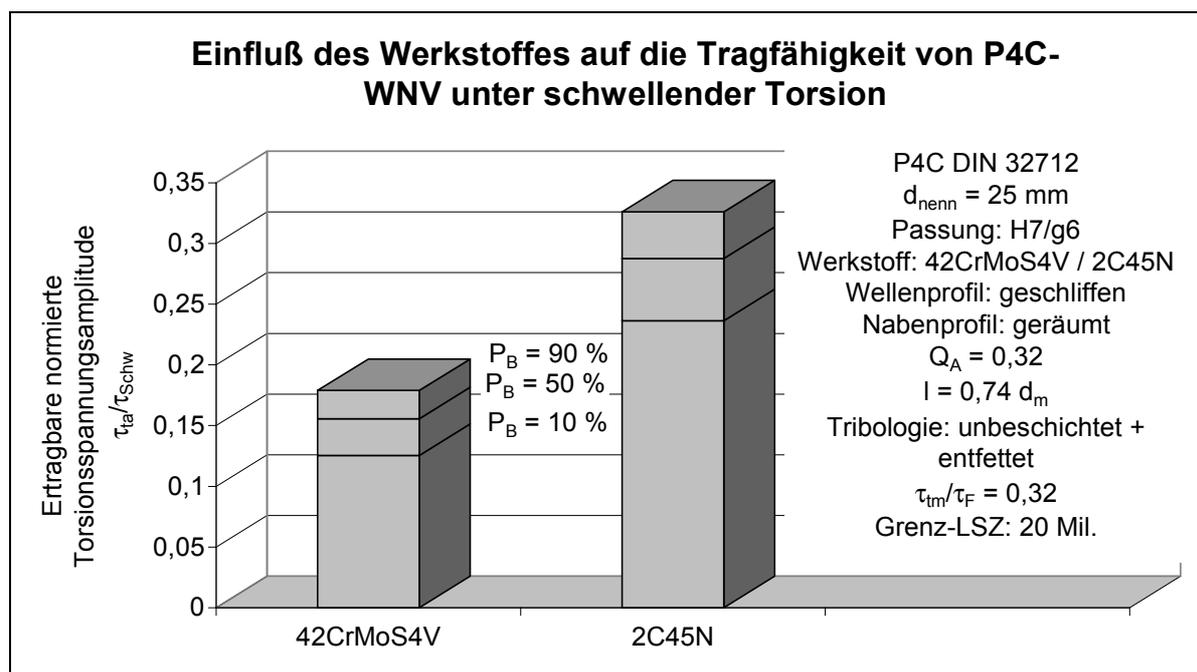
Beide verwendeten Werkstoffe gehören zu den Vergütungsstählen nach DIN EN 10083. 2C45N wurde im normalisierten Zustand verwendet, während 42CrMoS4V mit einem vergüteten Gefüge untersucht wurde. Dadurch waren nicht nur im Hinblick auf die Festigkeit, sondern auch im Verschleißverhalten Unterschiede zu erwarten.

Die Versuchsparameter wurden für beide Versuche gleich gewählt. Der einzige Unterschied bestand in der statischen Torsionsspannung. Sie wurde für den Versuchsblock 3 derart gewählt, daß das Verhältnis der statischen Torsionsspannung  $\tau_{tm}$  zu der Torsionsfließgrenze  $\tau_F$  des 2C45N gleich dem Verhältnis des 42CrMoS4V des Versuchsblocks 1 ist ( $\tau_{tm}/\tau_F = 0,32$ ).

Bild 6.5 zeigt die ertragbaren Torsionsspannungsamplituden der Versuchsblöcke 1 und 3. Die Proben aus dem 2C45N ertrugen eine um 14,5% höhere Amplitude als die aus 42CrMoS4V. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, daß die statische Torsion bei dem 42CrMoS4V um 59% größer als beim 2C45N war. Bezieht man die Spannungsamplituden auf die Torsionsschwellfestigkeit  $\tau_{Schw}$  der Werkstoffe, so wird dieser Unterschied noch deutlicher. Die ertragbaren normierten Torsionsspannungsamplituden des 2C45N liegen um fast 85% über denen des 42CrMoS4V bei gleichen normierten statischen Torsionsspannungen (siehe Bild 6.6).



**Bild 6.5:** Vergleich der Tragfähigkeiten von P4C-WNV aus 42CrMoS4V und 2C45N unter schwellender Torsion, Versuchsblöcke 1 und 3



**Bild 6.6:** Vergleich der normierten Tragfähigkeiten von P4C-WNV aus 42CrMoS4V und 2C45N unter schwellender Torsion, Versuchsblöcke 1 und 3

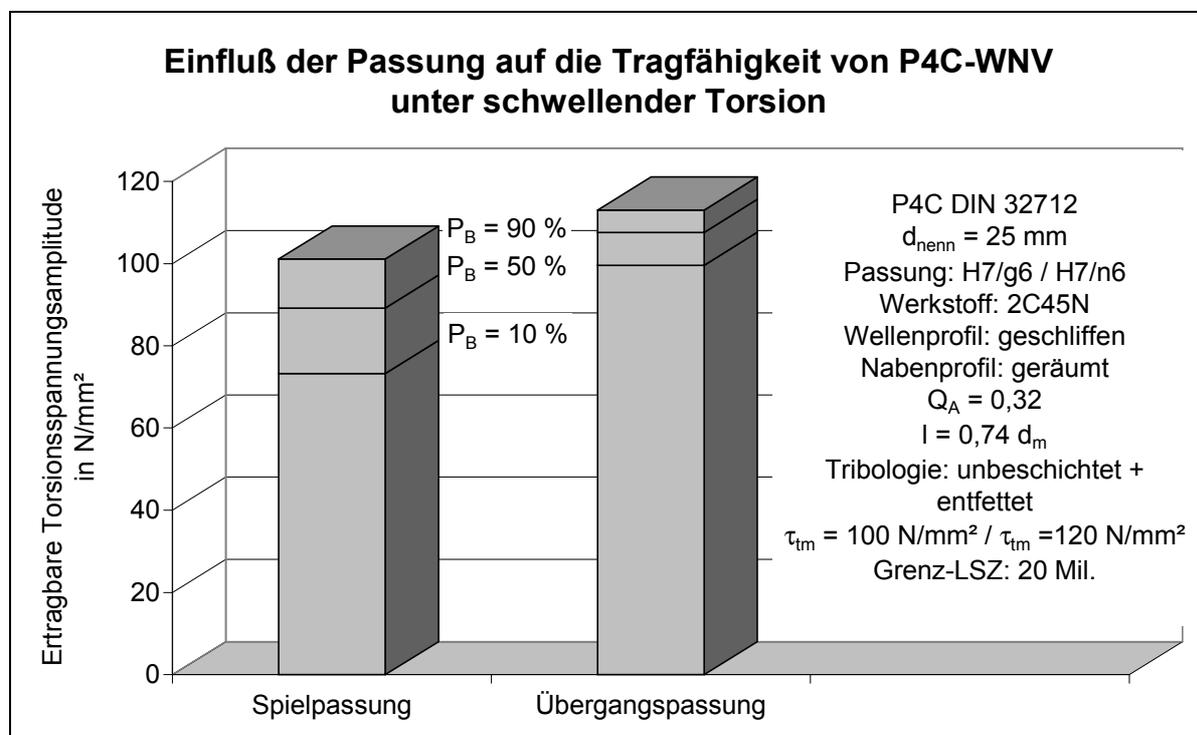
Die höhere statische Torsionsspannung beim 42CrMoS4V verursacht eine Reduzierung der Relativbewegungen zwischen Welle und Nabe, die sich positiv auf die Reibbeanspruchung auswirkt. Gleichzeitig steigen die Spannungen im Kontaktbereich an. Die Reibbeanspruchung ist verantwortlich für die Oberflächenschädigung und die dadurch induzierten Risse. Trotz des positiven Effekts der höheren Vorspannung zeigte sich der 42CrMoS4V wesentlich verschleiß- und kerbempfindlicher als der 2C45N. Die Ergebnisse

der Bauteilversuche bestätigen ebenfalls die Modelluntersuchungen mit den in dieser Arbeit verwendeten Werkstoffen (siehe Kapitel 3.4.5). Quantifiziert man diese Tragfähigkeitsminderung mit den aus den Ergebnissen ermittelten Reibkerbwirkungszahlen, dann wird der Verschleißeinfluß sehr deutlich. Für den 42CrMoS4V liegt die Reibkerbwirkungszahl bei  $\beta_{kct\ 42CrMoS4V} (P_{\bar{u}}=90\%) = 4,6$  im Vergleich zum 2C45N mit  $\beta_{kct\ 2C45N} (P_{\bar{u}}=90\%) = 2,7$ . Ein sehr ähnliches Verhalten der Werkstoffe wurden auch bei Untersuchungen an Paßfederverbindungen festgestellt [Old-99].

Ebenfalls korrelieren die Untersuchungen von WATERHOUSE sehr gut mit den ermittelten Ergebnissen. So stellte er eine deutliche Reduzierung der Tragfähigkeit unter Reibdauerbeanspruchung fest, die bei hochfesten Stählen besonders ausgeprägt ist [Wat-81]. Beispielsweise erreichte ein kaltgezogener C70 Stahl eine Reibdauerfestigkeit, die nur bei 26% des Festigkeitswertes unter reiner Dauerschwingbelastung ohne Reibwirkung lag.

### 6.1.3 Einfluß der Passung unter schwellender Torsion

Der Einsatz der P4C-WNV erfolgt in der Regel mit einer Spielpassung, da nur diese eine axiale Verschiebbarkeit unter Drehmomentbelastung zuläßt. In der Praxis kommt es immer wieder zu Konstruktionslösungen, bei denen das Prinzip der Eindeutigkeit nicht beachtet wird und WNV mit einem kombinierten Form- und Reibschluß eingesetzt werden. Auf die Reibbeanspruchung der Oberflächen und damit auch auf die Tragfähigkeit dieser Verbindungen haben diese Parameter einen starken Einfluß. Aus diesem Grund wurde der Passungseinfluß mit einer Spiel- und einer Übergangspassung mit Festsitz an P4C-WNV unter schwellender Torsion untersucht.



**Bild 6.7:** Vergleich der Tragfähigkeiten von P4C-WNV mit Spiel- und Übergangspassung unter schwellender Torsion, Versuchsblöcke 3 und 5

Aufgrund der Vorversuche wurde die statische Torsionslast bei den Verbindungen mit einer Übergangspassung um 20% gegenüber denen mit einer Spielpassung erhöht, um nicht von der schwelenden in eine wechselnde Torsionsbelastung zu gelangen. Die Verbindungen mit einer Übergangspassung ertragen eine 21% höhere Torsionsspannungsamplitude als jene mit einer Spielpassung (siehe Bild 6.7). Eine Übergangspassung besitzt Vorteile hinsichtlich der Beanspruchung. Die tragende Fläche ist deutlich größer, damit sinken die lokalen Spannungsmaxima. Des Weiteren wird durch den vorliegenden Festsitz eine verschleißfördernde Relativbewegung zwischen Welle und Nabe behindert. Die höhere statische Torsion wirkt ebenfalls einer Relativbewegung entgegen.

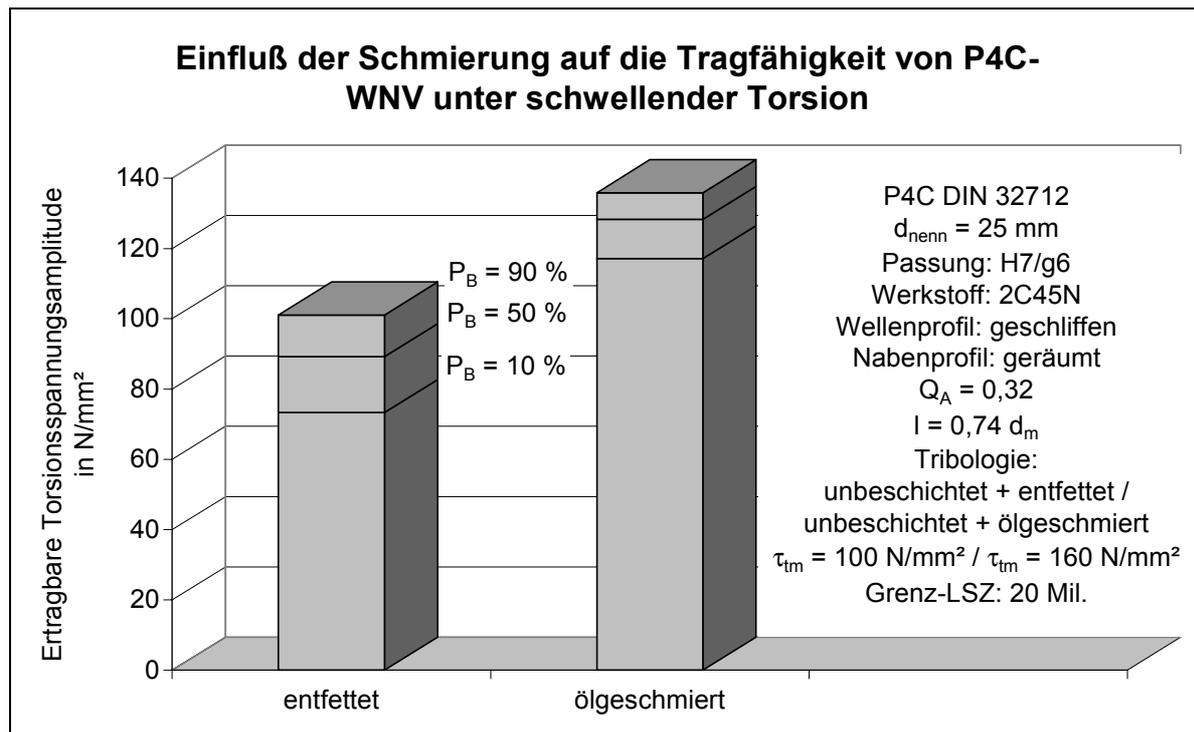
Ferner ist bei dem Vergleich der beiden Versuchsblöcke auffällig, daß die Breite des ermittelten Übergangsbereichs bei dem Versuchsblock mit Übergangspassung nur rund 40% der des Versuchsblocks mit Spielpassung beträgt. Ein Grund liegt in der gleichmäßigeren Verteilung der Lasten. Die Reibkerbwirkungszahl liegt bei dem Versuchsblock mit Übergangspassung mit  $\beta_{kct \text{ Überg.}} (P_{\dot{u}}=90\%) = 1,9$  deutlich unter der mit Spielpassung  $\beta_{kct \text{ Spiel.}} (P_{\dot{u}}=90\%) = 2,7$ .

#### 6.1.4 Einfluß der Schmierung unter schwelender Torsion

Unter Reibdauerbeanspruchung spielt der Reibungskoeffizient  $\mu$  für den Verschleiß zwischen Welle und Nabe eine entscheidende Rolle. Untersuchungen an verschiedenen WNV beschreiben diesen Effekt [Rei-94], [Sch-95]. Bei den hier durchgeführten Versuchen wurde die Polygon-Verbindung permanent mit einem Getriebeöl geschmiert. Auch bei diesem Versuchsblock wurde die statische Torsionsspannung nach Vorversuchen erhöht, um schwelende Torsion beizubehalten. Sie lag bei  $\tau_{tm} = 160 \text{ N/mm}^2$  für die ölgeschmierten und bei  $\tau_{tm} = 100 \text{ N/mm}^2$  für die entfetteten Versuche.

Die ertragbaren Torsionsspannungsamplituden betragen bei Ölschmierung  $\tau_{ta} = 128 \text{ N/mm}^2$  gegenüber  $\tau_{ta} = 89 \text{ N/mm}^2$  bei entfetteten Polygon-Verbindungen (vgl. Bild 6.8). Durch Ölschmierung wird also eine Tragfähigkeitssteigerung von rund 44% erzielt. Positiv wirkte sich der Effekt der Reduzierung des Reibungskoeffizienten  $\mu$  aus. REINHOLZ ermittelte einen Gleitreibungskoeffizienten zwischen  $\mu = 0,1$  bis  $0,2$  für eine ölgeschmierte Verbindung, der somit nur einem Viertel des Wertes der entfetteten Verbindung entsprach. Damit verbunden war eine sehr gute Tragverteilung des Anlagebereiches über die gesamte Fügellänge. Die partielle Beanspruchung auf der Lasteinleitungsseite wurde verringert. Die Drehmomentübertragung erfolgte über deutlich erhöhte Normal- und geringere Reibkraftanteile.

Die Breite des Übergangsbereichs fiel bei dem ölgeschmierten Versuchsblock deutlich geringer aus. Die Ölschmierung kompensiert Streuungen in der Profilabweichung durch die gleichmäßige Anlage der Flanken. Der ölgeschmierte Versuchsblock ergibt einen Reibkerbwirkungsfaktor von  $\beta_{kct \text{ öl}} (P_{\dot{u}}=90\%) = 1,3$  im Vergleich zu dem Versuchsblock mit entfetteten Proben mit einem Reibkerbwirkungsfaktor von  $\beta_{kct \text{ entf}} (P_{\dot{u}}=90\%) = 2,7$ .



**Bild 6.8:** Vergleich der Tragfähigkeiten von P4C-WNV mit und ohne Ölschmierung unter schwellender Torsion, Versuchsblöcke 3 und 8

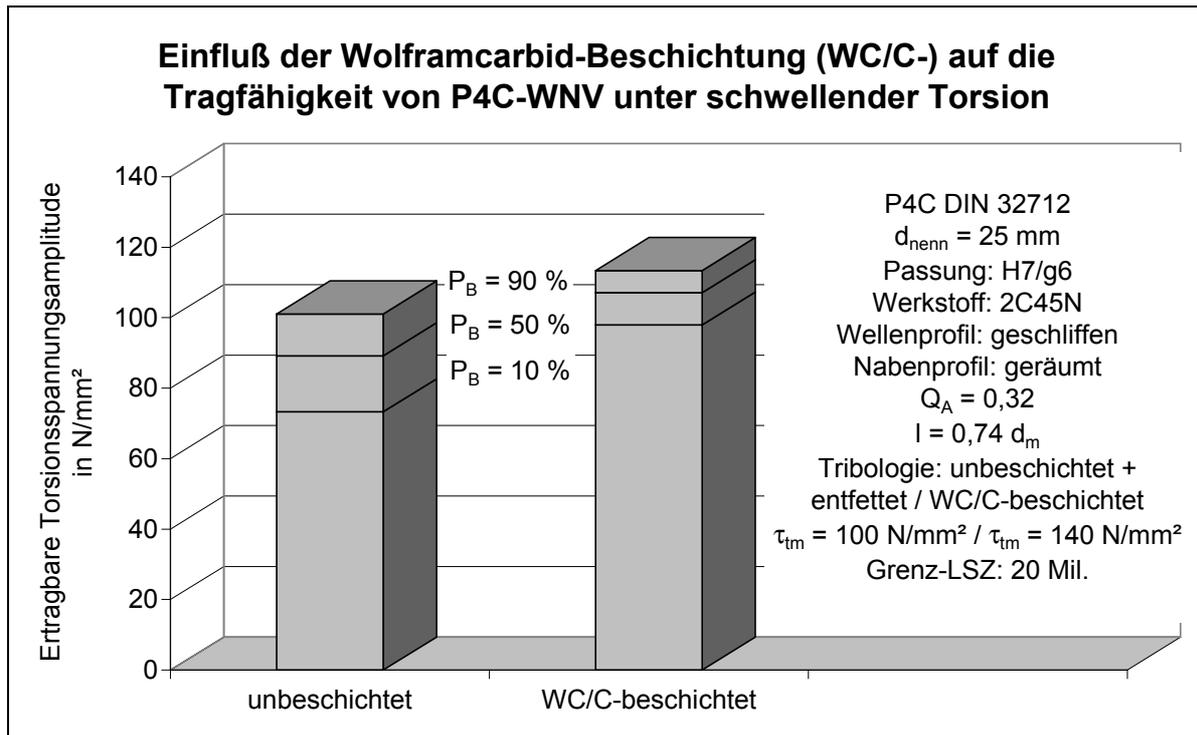
### 6.1.5 Einfluß der Beschichtung der P4C-Welle mit Wolframcarbid unter schwellender Torsion

Um einerseits die Reibungsverhältnisse und andererseits den Verschleißwiderstand der Wellenoberfläche zu erhöhen, wurden beim Versuchsblock 11 die Wellen mit Wolframcarbid (WC/C), in das Graphit eingelagert war, beschichtet. Als Vergleichsblock diente wiederum der Versuchsblock 3 mit den entfetteten unbeschichteten Proben. Die statische Torsionsspannung mußte auch bei diesem Versuchsblock nach den Vorversuchen auf  $\tau_{tm} = 140 \text{ N/mm}^2$  erhöht werden, um eine schwellige Torsionsbelastung beizubehalten.

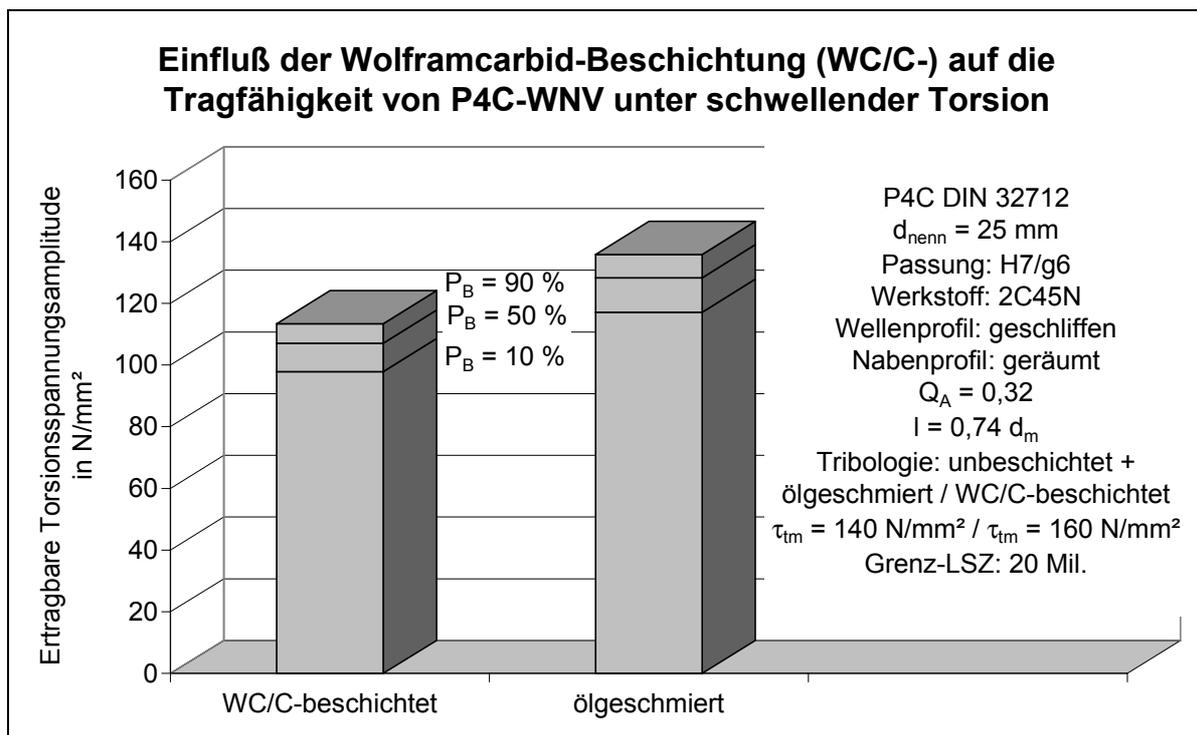
Die WC/C-Beschichtung wirkte sich positiv auf die Tragfähigkeit aus. Gegenüber dem Versuchsblock 3 mit den unbeschichteten und entfetteten Proben wurde mit der WC/C-Beschichtung eine um 20% höhere ertragbare Torsionsspannungsamplitude erzielt (siehe Bild 6.9). Dieses ist zum einem auf die Verminderung des Reibwiderstands durch das Graphit und einer damit verbundenen besseren Verteilung der Traganteile über die gesamte Fügelänge sowie auf die Erhöhung des Verschleißwiderstands der P4C-Welle zurückzuführen.

Im Vergleich zwischen ölgeschmierten P4C-WNV und den Verbindungen mit WC/C-beschichteten Wellen lagen die ertragbaren Torsionsspannungsamplituden bei Ölschmierung um rund 20% höher. Die statische Torsionsspannung betrug  $\tau_{tm} = 160 \text{ N/mm}^2$  gegenüber der des Versuchsblocks 11 von  $\tau_{tm} = 140 \text{ N/mm}^2$  (siehe Bild 6.10).

Die Reibkerbwirkungszahl für den Versuchsblock mit den WC/C-beschichteten Wellen liegt mit  $\beta_{kct \text{ WC/C}} = 1,7$  zwischen denen der unbeschichteten und entfetteten Verbindungen mit  $\beta_{kct \text{ entf.}} (P_{\dot{u}}=90\%) = 2,7$  sowie der ölgeschmierten Verbindungen mit  $\beta_{kct \text{ ölg.}} (P_{\dot{u}}=90\%) = 1,3$ .



**Bild 6.9:** Vergleich der Tragfähigkeiten von unbeschichteten und WC/C-beschichteten P4C-WNV unter schwelliger Torsion, Versuchsblöcke 3 und 11

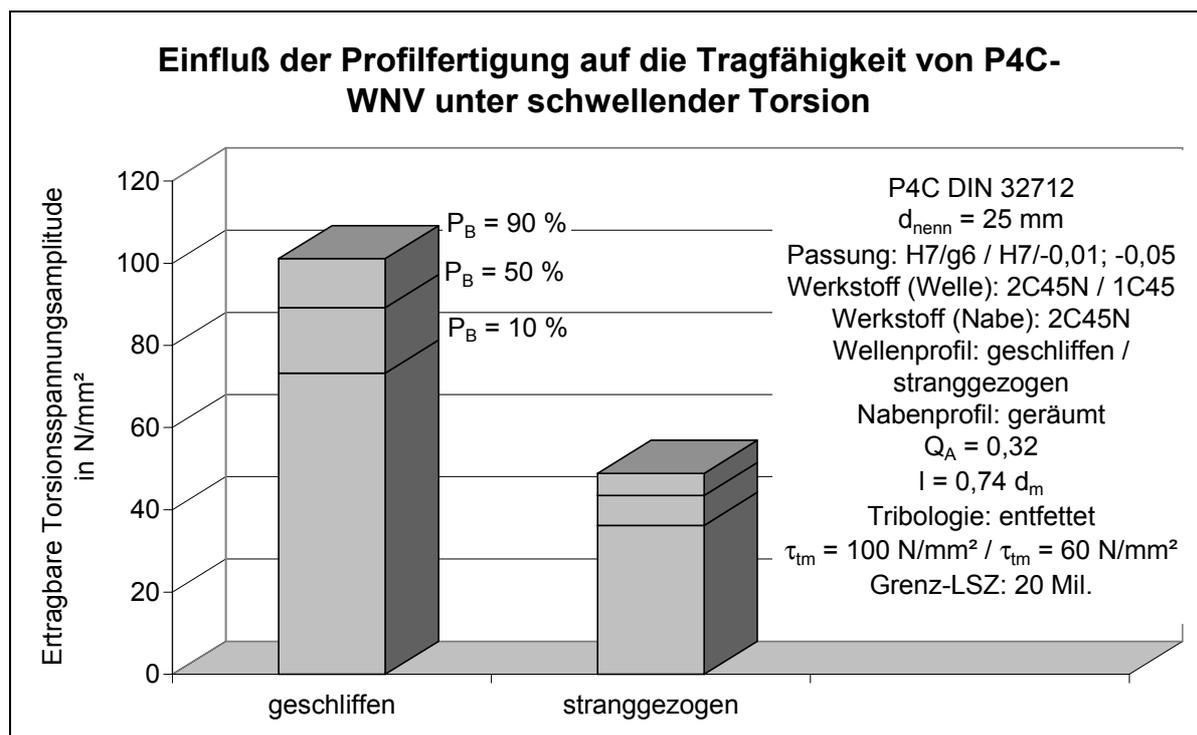


**Bild 6.10:** Vergleich der Tragfähigkeiten von ölgeschmierten und WC/C-beschichteten P4C-WNV unter schwelliger Torsion, Versuchsblöcke 11 und 8

### 6.1.6 Gegenüberstellung der P4C-WNV mit geschliffenen und stranggezogenen Polygonwellen unter schwellender Torsion

Als letzter Versuchsblock unter schwellender Torsion wurden P4C-WNV mit stranggezogenen Wellen untersucht. Während sich durch das Fertigungsverfahren bedingt die Herstellung des Profils im Vergleich zum Schleifen als kostengünstig und die Randschichtverfestigung hinsichtlich einer Erhöhung des Verschleißwiderstands positiv darstellten, ergaben sich Nachteile durch die Oberflächengüte sowie durch die deutlich größere Toleranz der Wellenprofile.

Aufgrund der Vorversuche mußten die statischen Torsionsspannungen von  $\tau_{tm} = 100 \text{ N/mm}^2$  auf  $\tau_{tm} = 60 \text{ N/mm}^2$  reduziert werden, um ein ähnliches Verhältnis von Mittelspannung zu Ausschlagspannung wie bei dem Vergleichsblock zu erhalten. Die ertragbare Torsionsspannungsamplitude betrug bei den stranggezogenen Profilen weniger als 50% gegenüber den geschliffenen Profilen des Versuchsblocks 3 (siehe Bild 6.11). Die geringe Oberflächengüte, die durch aus dem Fertigungsprozeß resultierende Ausbrüche bzw. Kerben charakterisiert ist, sowie die Profilabweichungen sind die Hauptursachen für den Ausfall der Wellen bei diesen geringen Lastniveaus.



**Bild 6.11:** Gegenüberstellung der Tragfähigkeiten der P4C-WNV mit geschliffenen und stranggezogenen Polygonwellen unter schwellender Torsion, Versuchsblöcke 3 und 12

Die Unterschiede der Werkstoffe 1C45 und 2C45N sind ein weiterer Grund für die verschiedenen Tragfähigkeitskennwerte. Die Zugfestigkeit des 1C45 sowie seine chemische Zusammensetzung sind sehr ähnlich denen des 2C45N. Jedoch liegt bei dem Material des stranggezogenen Profils eine deutlich geringere Zähigkeit vor. Diese Tendenz verstärkt sich im Randschichtbereich, der entkohlt und plastifiziert ist. Das stranggezogene P4C-Profil besitzt somit eine höhere Kerbempfindlichkeit als das geschliffene Profil mit normalisiertem Gefüge. Die Plastifizierung der Randschicht und eine damit verbundene Erhöhung des

Verschleißwiderstands kommt als positiver Einfluß gegenüber der Summe der oben aufgeführten Einflüsse offenbar nicht zum Tragen.

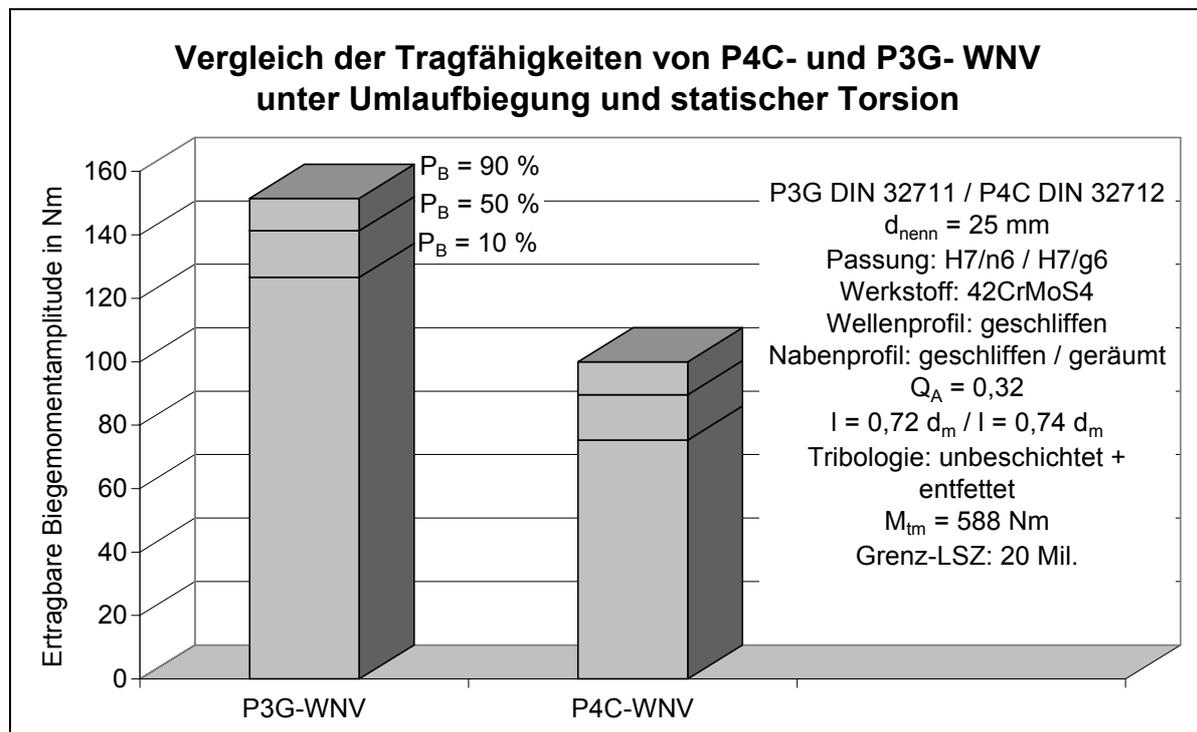
In Kapitel 6.3 sind die o.a. Reibkerbwirkungszahlen der einzelnen Versuchsblöcke zusammenfassend gegenübergestellt.

## 6.2 P4C-Welle-Nabe-Verbindungen unter kombinierter Umlaufbiege- und statischer Torsionsbelastung

### 6.2.1 Gegenüberstellung der P4C- und P3G-Welle-Nabe-Verbindungen unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion

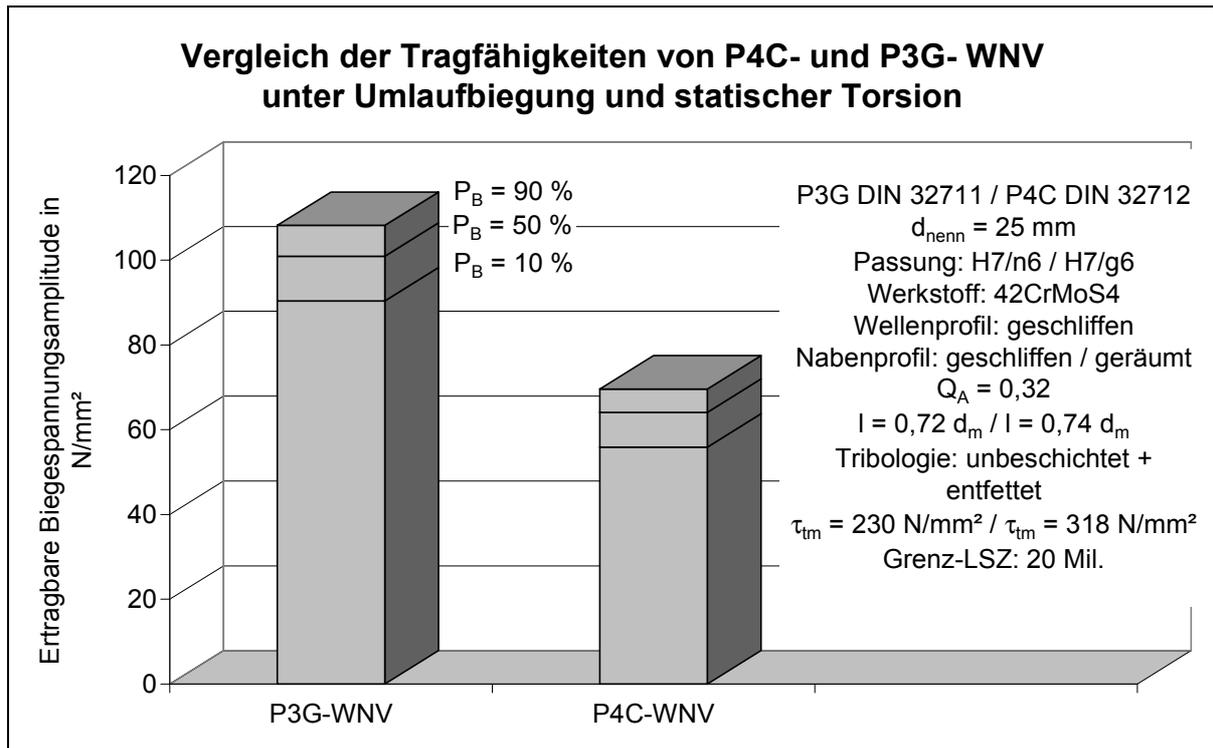
Zum Vergleich der beiden genormten Polygon-WNV unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion wurden die experimentellen Ergebnisse von REINHOLZ mit herangezogen [Rei-94]. Die Versuchsbedingungen für die P3G- und P4C-WNV waren ähnlich. Die Unterschiede betrafen das Nabenprofil (P4C geräumt, P3G geschliffen) und die Passungen (P4C mit Spielpassung und einer um einen Millimeter kürzeren Fügelänge gegenüber P3G mit Übergangspassung mit leichtem Festsitz).

Die statische Vorspannung wurde so gewählt, daß das statische Torsionsmoment identisch mit dem des Versuchsblocks XIII der P3G-WNV war. Die ertragbare Biegemomentamplitude liegt bei der P4C-WNV um rund 36% unter der bei der P3G-WNV (siehe Bild 6.12). Rechnet man diese Belastungen in Nennspannungen um, so ändert sich das Verhältnis der Ergebnisse der beiden Versuchsblöcke kaum (siehe Bild 6.13), da die äquatorialen Widerstandsmomente für den untersuchten Nenndurchmesser mit  $W_{X P3G25mm} = 1,40 \text{ cm}^3$ ,  $W_{X P4C25mm} = 1,39 \text{ cm}^3$  sehr dicht beieinander liegen.

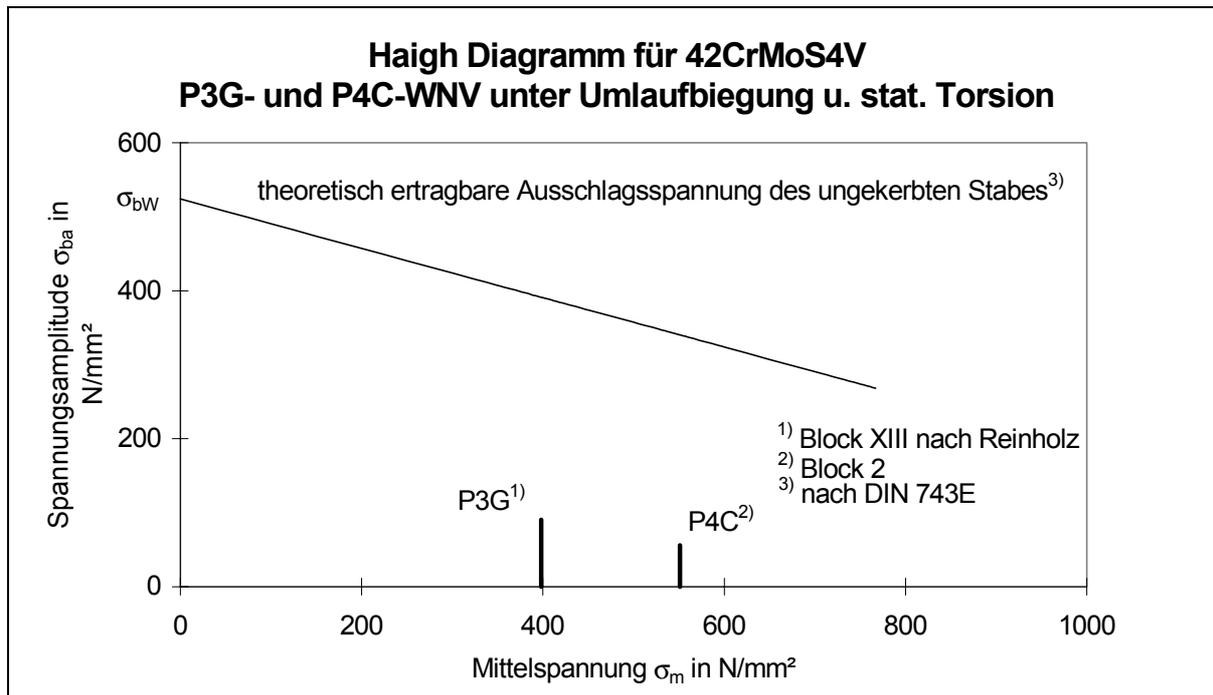


**Bild 6.12:** Gegenüberstellung der ertragbaren Umlaufbiegemomente der P4C- und P3G-WNV unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion, Versuchsblöcke XIII [Rei-94] und 2

Die deutlichen Tragfähigkeitsunterschiede der beiden Polygon-WNV gehen vor allem auf zwei Einflüsse zurück. Die Spielpassung führt zu einem kleineren Anlagebereich, wodurch höhere Beanspruchungen hervorgerufen werden. Mit der schlechten Oberflächengüte der geräumten Innenprofile sowie den größeren Profilabweichungen gegenüber den geschliffenen P3G-Naben werden die lokalen Beanspruchungsspitzen zusätzlich verstärkt.



**Bild 6.13:** Gegenüberstellung der ertragbaren Biegespannungsamplituden der P4C- und P3G-WNV unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion, Versuchsblöcke XIII [Rei-94] und 2



**Bild 6.14:** Gegenüberstellung der experimentell ermittelten Tragfähigkeiten der P3G- und P4C-WNV zu den theoretisch ertragbaren Ausschlagsspannungen des ungekerbten Stabes nach DIN 743 bei  $P_{\dot{u}} = 90\%$ , Block XIII [Rei-94] und 2

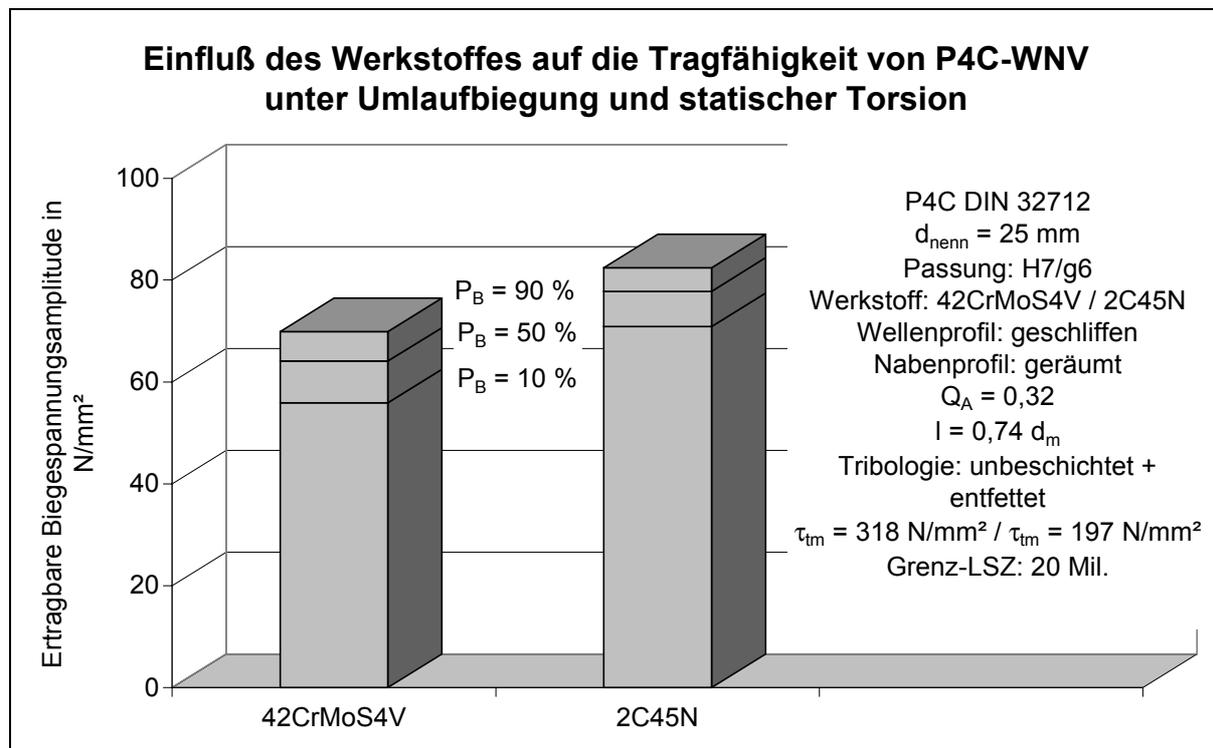
Bild 6.14 zeigt die Gegenüberstellung der ermittelten Tragfähigkeitskennwerte im Haigh-Diagramm. Die Gerade nach DIN 743 zeigt die theoretisch ertragbaren Ausschlagsspannungen in Abhängigkeit der Mittelspannung für den ungekerbten Stab. Dabei diente die für die verwendete Werkstoffcharge experimentell ermittelte Zugfestigkeit als Berechnungsgröße, so daß der Größeneinfluß nicht gesondert berücksichtigt werden muß.

Die experimentell ermittelten Tragfähigkeitsminderungen sind als Differenz der beiden senkrechten Abschnitte zur Geraden erkennbar. Es ergibt sich für die P4C-WNV des Versuchsblocks 2 eine Reibkerbwirkungszahl  $\beta_{kcb\ P4C}$  ( $P_{\bar{u}}=90\%$ ) = 6,1 und für die P3G-WNV des Versuchsblocks XIII eine Reibkerbwirkungszahl  $\beta_{kcb\ P3G}$  ( $P_{\bar{u}}=90\%$ ) = 4,3.

### 6.2.2 Einfluß des Werkstoffes unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion

Um den Einfluß des Werkstoffes zu ermitteln, wurden die P4C-WNV bei sonst gleichen Versuchsbedingungen mit einem 42CrMoS4V und einem 2C45N unter Dauerschwingbelastung untersucht. Die statische Torsionsspannung wurde so gewählt, daß das Verhältnis von statischer Torsionsspannung zur Torsionsfließgrenze gleich war. Daraus ergaben sich für die statischen Torsionsspannungen Werte von  $\tau_{tm} = 318\text{ N/mm}^2$  für den 42CrMoS4V und von  $\tau_{tm} = 197\text{ N/mm}^2$  für den 2C45N.

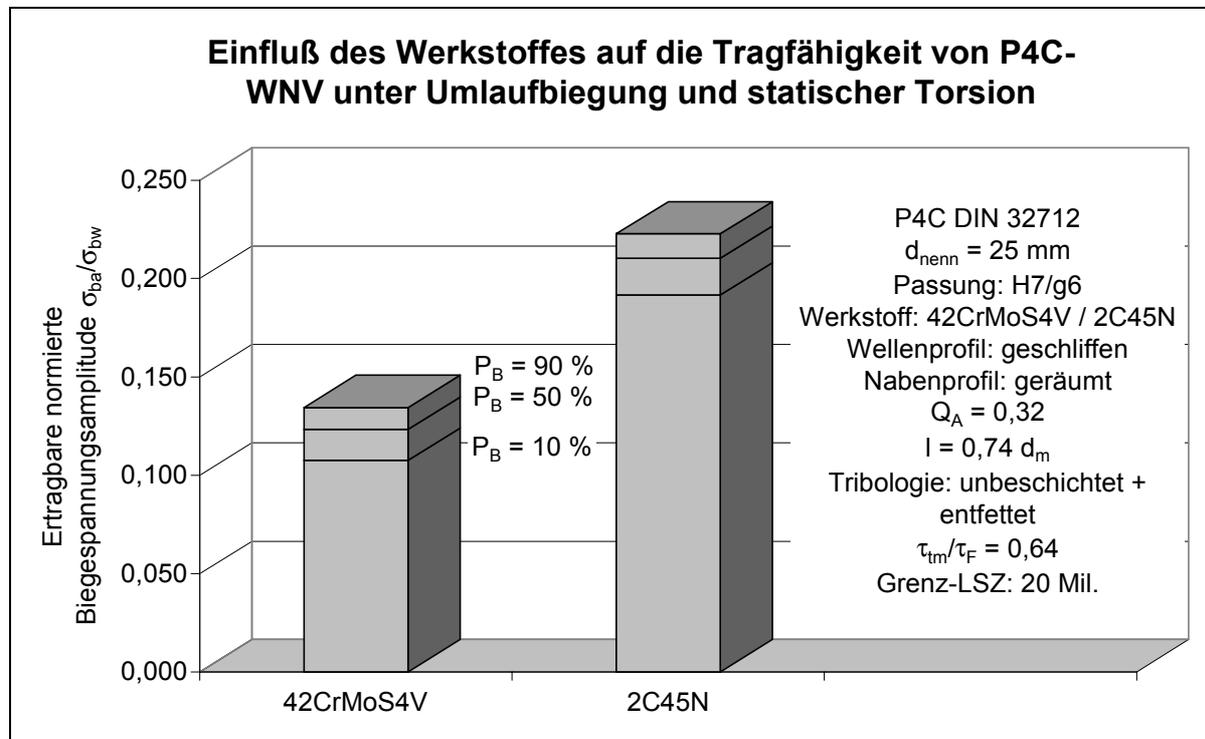
Die ertragbaren Biegespannungsamplituden waren bei den Proben aus dem 2C45N um 20% größer als jene aus dem 42CrMoS4V (siehe Bild 6.15). Dieser deutliche Tragfähigkeitsunterschied war in Anbetracht der absoluten Werkstoffestigkeitskennwerte besonders signifikant. Die statische Torsionsspannung lag zwar beim 42CrMoS4V um 60% höher als beim 2C45N, jedoch wurde dadurch auch die auf den Verschleiß wirkende Relativbewegung zwischen Welle und Nabe deutlich reduziert.



**Bild 6.15:** Vergleich der Tragfähigkeiten von P4C-WNV aus 42CrMoS4V und 2C45N unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion, Versuchsblöcke 2 und 7

Bezieht man die ermittelten ertragbaren Biegespannungsamplituden auf die absoluten Biegegewecheigenschaften der beiden Stähle nach [Dub-97], so wird die Reibkerbempfindlichkeit des 42CrMoS4V offensichtlich (siehe Bild 6.16). Die normierten

ertragbaren Biegespannungsamplituden des Versuchsblocks 7 liegen 70% über denen des Versuchsblocks 2. Dieses Ergebnis korreliert sehr gut mit dem Werkstoffverhalten unter schwellender Torsion (vgl. Kapitel 6.1.2) sowie den Ergebnissen der Modelluntersuchungen zum Verschleißverhalten der Werkstoffpaarungen (vgl. Kapitel 3.4.5.). Die Reibkerbwirkungszahlen betragen für den Versuchsblock 2  $\beta_{kcb\ 42CrMo4}$  ( $P_{\bar{u}}=90\%$ ) = 6,1 und für den Versuchsblock 7  $\beta_{kcb\ 2C45}$  ( $P_{\bar{u}}=90\%$ ) = 2,7.



**Bild 6.16:** Vergleich der normierten Tragfähigkeiten von P4C-WNV aus 42CrMoS4V und 2C45N unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion, Versuchsblöcke 2 und 7

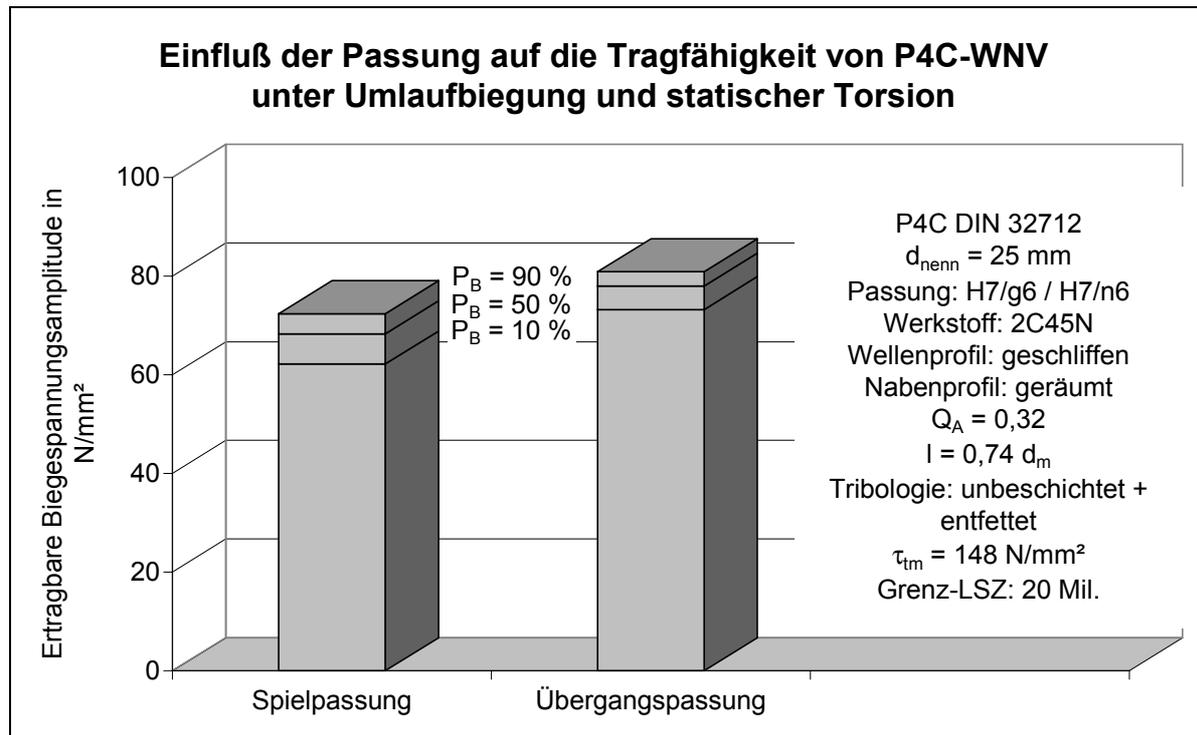
### 6.2.3 Einfluß der Passung unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion

Zur Darstellung des Passungseinflusses auf die Tragfähigkeit der P4C-WNV werden die Versuchsblöcke 4 und 6 miteinander verglichen. Bei dem Versuchsblock 4 wurden P4C-WNV mit einer Spielpassung (25H7/g6) und bei dem Versuchsblock 6 eine Übergangspassung mit leichtem Festsitz (25H7/n6) unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion belastet. Alle anderen Versuchsbedingungen waren identisch.

Die ertragbaren Torsionsspannungsamplituden bei den Verbindungen mit einer Übergangspassung lagen um 14% über den der Verbindungen mit den Spielpassungen (siehe Bild 6.17). Eine Übergangspassung mit Festsitz verringert aus den folgenden Gründen die Verschleißbildung. Größere Flächenanteile in der Kontaktzone sind an der Leistungsübertragung beteiligt. Damit wird die Beanspruchung gesenkt. Durch den Festsitz von Welle und Nabe sind in der Kontaktzone ohne äußere Belastungen Druckspannungen vorhanden, die zum einen die Relativbewegung in der Verbindung behindern und zum anderen Zugspannungen, die für eine Rißaufweitung verantwortlich sind, entgegenwirken.

Dieser positive Einfluß einer Übergangspassung spiegelt sich auch in dem Vergleich der Reibkerbwirkungszahlen wider. So erreicht die Reibkerbwirkungszahl für P4C-WNV mit

Spielpassung den Wert  $\beta_{kcb \text{ Spiel}} (P_{\dot{u}}=90\%) = 4,4$ . Dem gegenüber liegt der Wert für die P4C-WNV mit Übergangspassung bei  $\beta_{kcb \text{ Überg}} (P_{\dot{u}}=90\%) = 3,7$ .

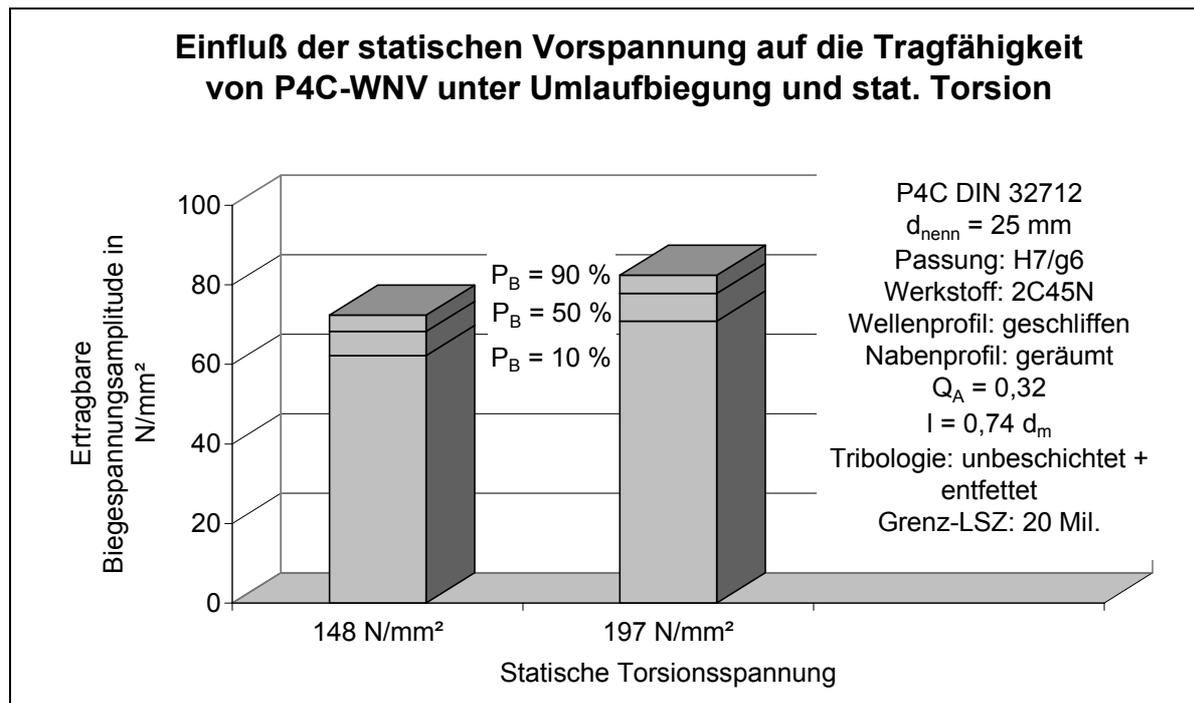


**Bild 6.17:** Vergleich der Tragfähigkeiten von P4C-WNV mit Spiel- und Übergangspassung unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion, Versuchsblöcke 4 und 6

#### 6.2.4 Einfluß der statischen Vorspannung unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion

Die statische Vorspannung von Verbindungen bewirkt einerseits eine Erhöhung der Nennspannung, andererseits wird dadurch die Relativbewegung zwischen den Verbindungspartnern reduziert. Um die Gesamtwirkung des Vorspannungseinflusses dieser beiden konträren Effekte zu beurteilen, werden die Ergebnisse der Versuchsblöcke 4 und 7 miteinander verglichen. Mit Ausnahme der statischen Torsionsspannung, die beim Versuchsblock 7 um ein Drittel gegenüber dem Wert des Versuchsblocks 4 erhöht wurde, wurden die Versuchsbedingungen für beide Versuchsblöcke gleich gewählt.

Die ertragbare Torsionsspannungsamplitude war bei den P4C-WNV mit der größeren statischen Torsion um 14% höher (siehe Bild 6.18). Die durch die Vorspannung reduzierte Relativbewegung und die daraus resultierende Verschleißminderung haben auf die Tragfähigkeit einen größeren Einfluß als die Erhöhung der statischen Nennspannungen. Dieses zeigt noch einmal, daß Reibung und daraus resultierender Verschleiß auf die Tragfähigkeit der P4C-WNV einen entscheidenden Einfluß hat und daß eine Berechnung ohne Verschleißberücksichtigung reibdauerbeanspruchte P4C-WNV nicht ausreichend beschreibt. Die Reibkerbwirkungszahl liegt bei  $\beta_{kcb \text{ VB7}} (P_{\dot{u}}=90\%) = 2,7$  für die höhere statische Vorspannung im Vergleich zum Versuchsblock 4 mit  $\beta_{kcb \text{ VB4}} (P_{\dot{u}}=90\%) = 4,4$ .

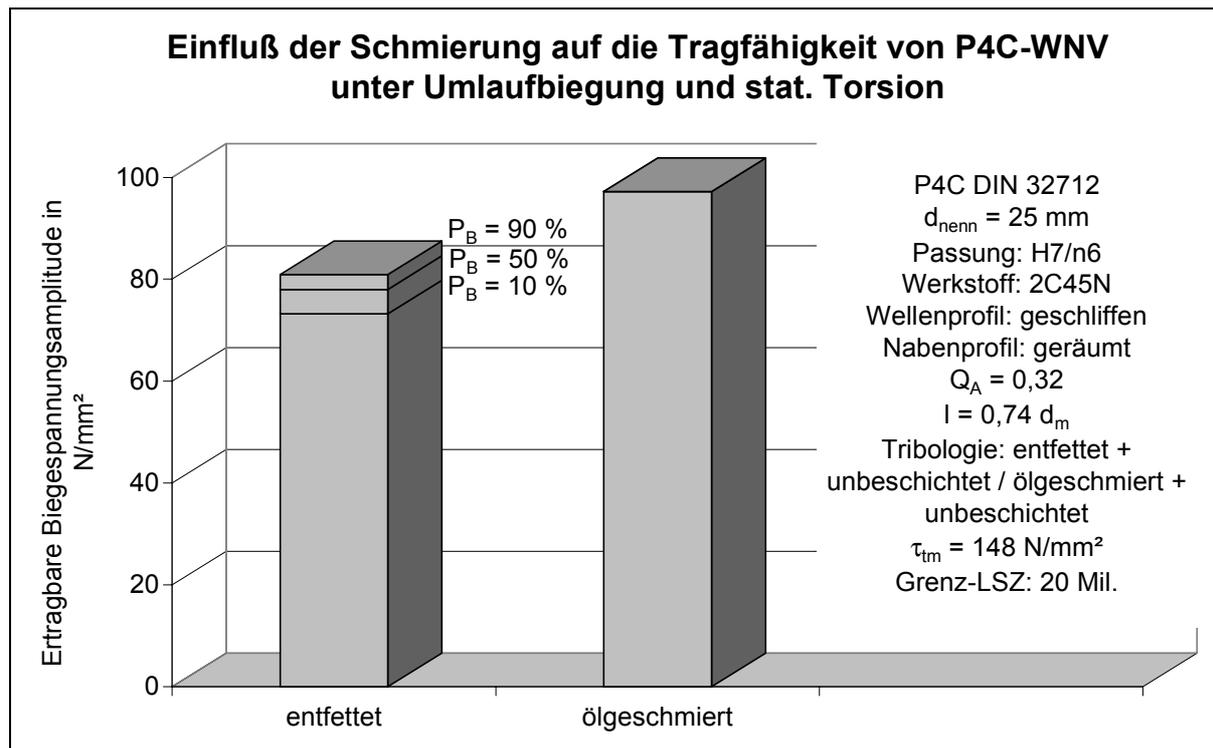


**Bild 6.18:** Vergleich der ertragbaren Biegespannungen bei unterschiedlicher statischer Torsion der P4C-WNV unter Umlaufbiegung, Versuchsblöcke 4 und 7

### 6.2.5 Einfluß der Schmierung unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion

Im folgenden Unterkapitel wird der Einfluß einer Ölschmierung der Verbindung dargestellt. In verschiedenen Vorversuchen wurde die Passung sowie die Art der Schmierung variiert. Letztendlich konnte aus versuchstechnischen Gründen nur eine begrenzte Anzahl an P4C-WNV untersucht werden, weshalb die Unsicherheit bei diesem Ergebnis größer ist als bei den anderen. Das Ergebnis ist als tendenzielles zu betrachten. Als Vergleich wurde der Versuchsblock 6 zu dem hier beschriebenen Versuchsblock 9 herangezogen. Die P4C-WNV besaßen eine Übergangspassung mit Festsitz. Abgesehen von der Schmierung waren die Versuchsbedingungen identisch. Die Schmierung wurde als permanente Ölschmierung ausgeführt (vgl. Kapitel 5.1.).

Durch die Ölschmierung wurde eine Steigerung der ertragbaren Biegespannungsamplituden von rund 25% erzielt (siehe Bild 6.19). Ein wichtiger Grund für die Tragfähigkeitssteigerung liegt in der Reduzierung des Reibungswiderstands. Dadurch werden eine gleichmäßigere Verteilung auf die an der Leistungsübertragung beteiligten Flanken sowie eine Reduzierung der Reibbeanspruchungen erreicht. Ferner werden durch die permanente Ölschmierung Verschleißpartikel aus der Fügezone herausgespült und verursachen dadurch keinen zusätzlichen Verschleiß. Im Vergleich mit Stichproben einmalig geschmierter P4C-WNV konnte dieser positive Effekt der permanenten Schmierung auf die Tragfähigkeit herausgearbeitet werden. Die Tragfähigkeit der wenigen untersuchten, einmalig geschmierten Proben lag zwischen den Tragfähigkeiten der entfetteten und der permanent ölgeschmierten. Aufgrund der geringen Probenanzahl und der damit verbundenen größeren Streuungen ergibt sich für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von  $P_{\bar{0}} = 90\%$  eine Reibkerbwirkungszahl  $\beta_{\text{kcb ölg.}} = 3,4$ .

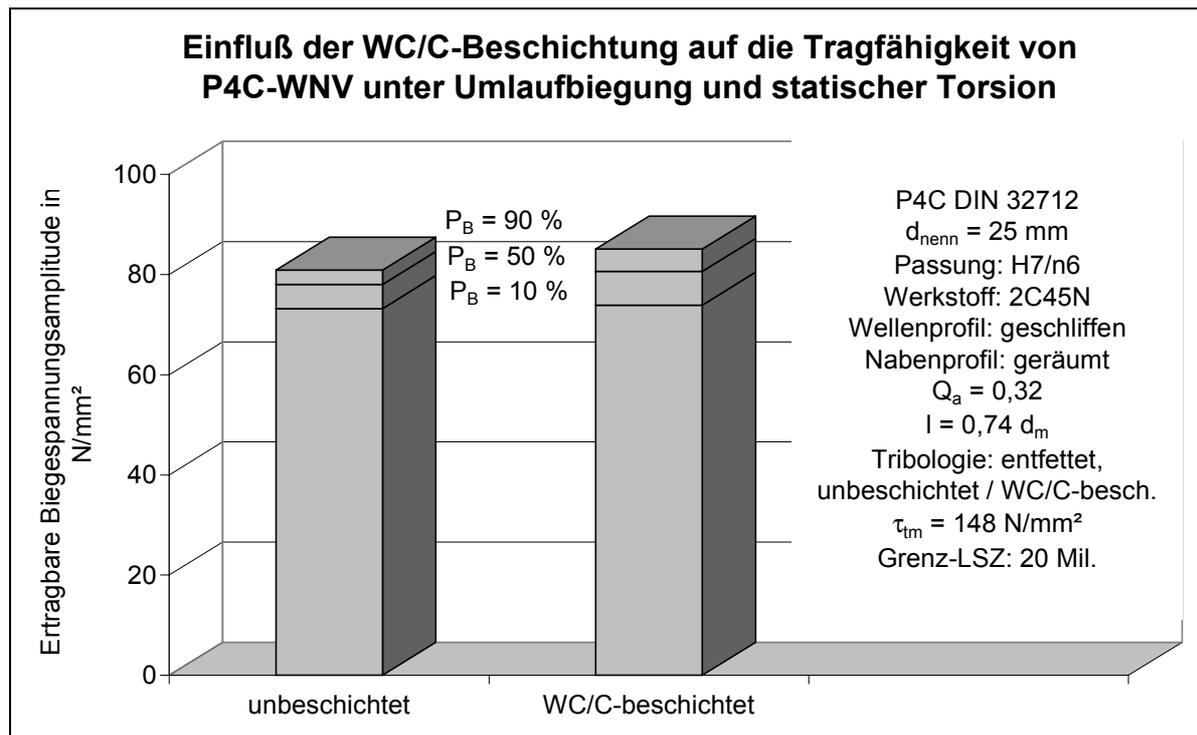


**Bild 6.19:** Vergleich der Tragfähigkeiten von ölgeschmierten und entfetteten P4C-WNV unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion, Versuchsblöcke 6 und 9

### 6.2.6 Einfluß der Beschichtung der P4C-Welle mit Wolframcarbid unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion

Bei dem Versuchsblock 10 wurden die P4C-Wellen mit Wolframcarbid und darin eingelagertem Graphit (WC/C) auf 2  $\mu\text{m}$  Dicke beschichtet. Dadurch konnte zum einen der Verschleißwiderstand erhöht werden. Die Mikrohärtigkeit dieser Schicht beträgt laut Herstellerangaben 1000 HV0,05. Zum anderen wurde der Gleitreibungskoeffizient auf  $\mu = 0,44$  im Vergleich zur unbeschichteten, entfetteten Paarung mit  $\mu = 0,70$  gesenkt (vgl. Kap. 3.4.5). Die Randbedingungen wurden für diesen Versuchsblock 10 analog denen des Versuchsblocks 6 mit den entfetteten, unbeschichteten P4C-WNV gewählt.

Die WC/C-beschichteten P4C-WNV ertrugen eine nur um 3% höhere Biegespannungsamplitude als die unbeschichteten und entfetteten P4C-Wellen (siehe Bild 6.20). Ein Grund für die geringe Tragfähigkeitssteigerung dürfte in der Zerstörung der WC/C-Beschichtung im Kontaktbereich mit der Nabenkante liegen. Nach der Zerstörung ist das Trag- und Verschleißverhalten des Grundmaterials für den Ausfall der Verbindung entscheidend. Der eingelagerte Graphit lag in zu geringen Mengen vor, um die Oberflächenrauheiten und Profilabweichungen im Kontaktbereich auszugleichen und damit eine Reduzierung der lokalen Beanspruchungen hervorzurufen. Ferner verblieb ein Teil der harten Verschleißpartikel in der Kontaktzone und konnte somit die Oberfläche zusätzlich schädigen. Die Reibkerbwirkungszahlen sind mit  $\beta_{\text{kcb}} (P_{\bar{u}}=90\%) = 3,7$  für die beiden Versuchsblöcke 6 und 10 gleich. Ein Vergleich zwischen WC/C-beschichteten und ölgeschmierten Verbindungen läßt sich aus diesem und dem Kapitel 6.2.5 ableiten.

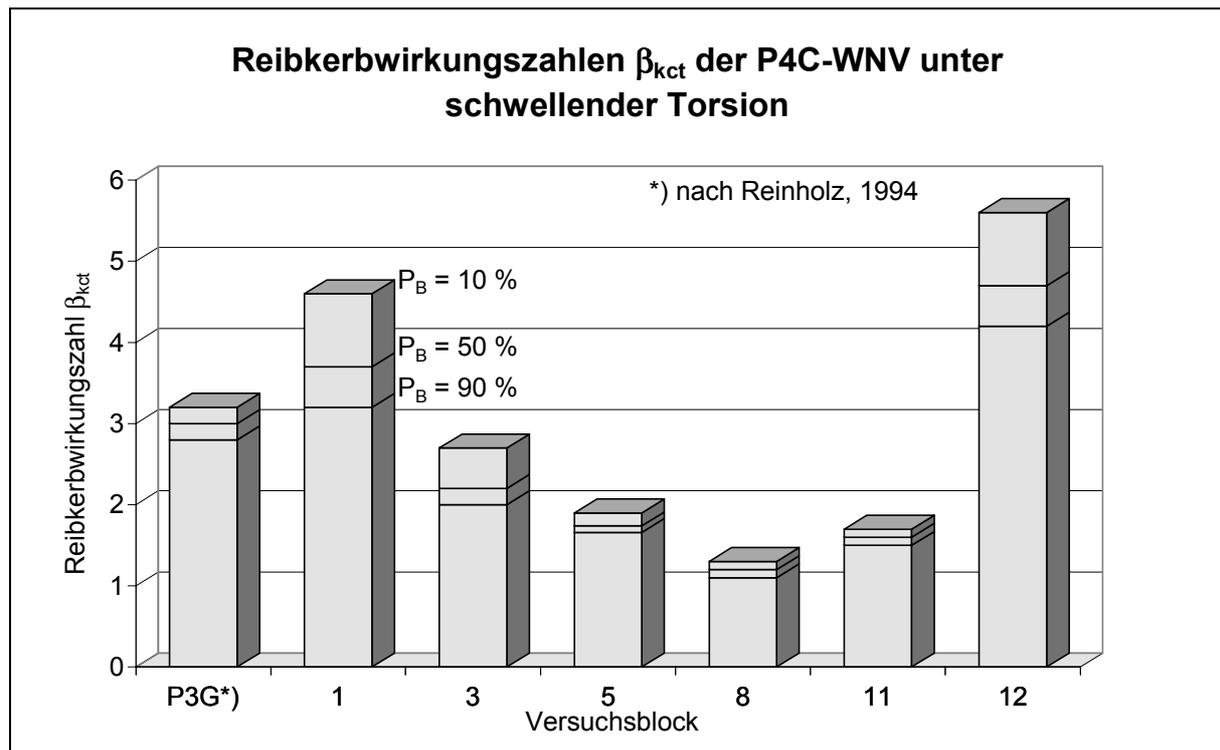


**Bild 6.20:** Vergleich der Tragfähigkeiten von unbeschichteten und WC/C-beschichteten P4C-WNV unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion, Versuchsblöcke 6 und 10

### 6.3 Zusammenfassung und Diskussion der Ergebnisse der Dauerschwingversuche

Aufgrund der komplexen Schädigungsprozesse infolge von Reibbeanspruchungen in den P4C-WNV zeigte sich eine starke Abhängigkeit der Tragfähigkeitskennwerte von den Versuchsparametern. Zur Verdeutlichung der Wirkung wurden Reibkerbwirkungszahlen  $\beta_{kc}$  der einzelnen Versuchsblöcke gegenübergestellt. Es sei noch einmal darauf hingewiesen, daß diese Faktoren wegen der starken Abhängigkeit von den Ausgangsbedingungen auch nur dort sicher angewendet werden können, wo gleiche Bedingungen vorliegen. Zu beachten ist die Definition der Reibdauerfestigkeit mit Bezug auf die Grenzlastspielzahl, da man nicht von einer klassischen Dauerfestigkeit wie bei Stahlbauteilen mit geometrischen Kerben ohne Oberflächenbeanspruchung ausgehen kann. Die hier dargestellten Ergebnisse beziehen sich auf eine Grenzlastspielzahl von  $2 \cdot 10^7$ . Die Wirkungen der einzelnen untersuchten Versuchsparameter auf die Tragfähigkeit werden im folgenden zusammenfassend dargestellt und diskutiert.

Bild 6.21 zeigt die Gegenüberstellung der einzelnen Reibkerbwirkungszahlen  $\beta_{kct}$  für P4C-WNV unter schwellender Torsion. Bei Veränderung der geometrischen, werkstoff- bzw. fertigungstechnischen Ausgangsbedingungen variierten die Reibkerbwirkungszahlen zwischen 1,3 und 5,6 für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von  $P_u = 90\%$ .



**Bild 6.21:** Zusammenstellung der ermittelten Reibkerbwirkungszahlen  $\beta_{kct}$  an P4C-WNV unter schwellender Torsion; die Kerbwirkungszahlen gelten für die folgenden Randbedingungen:

Versuchsblock/ Parameter	P3G*) nach [Rei-94]	1	3	5	8	11	12
Profil, $d_{\text{enn}} = 25 \text{ mm}$	P3G	P4C	P4C	P4C	P4C	P4C	P4C
Passung	25H7/n6	25H7/g6	25H7/g6	25H7/n6	25H7/g6	25H7/g6	25H7/-
Statische Torsionsspann.	115 N/mm <sup>2</sup>	159 N/mm <sup>2</sup>	100 N/mm <sup>2</sup>	120 N/mm <sup>2</sup>	160 N/mm <sup>2</sup>	140 N/mm <sup>2</sup>	60 N/mm <sup>2</sup>
Fügelänge	18 mm	17 mm	17 mm	17 mm	17 mm	17 mm	17 mm
Werkstoff	42CrMoS4V	42CrMoS4V	2C45N	2C45N	2C45N	2C45N	1C45/ 2C45N
Wellenfertigung	geschliffen	geschliffen	geschliff.	geschliff.	geschliff.	geschliff.	gezogen
Nabenfertigung	geschliffen	geräumt	geräumt	geräumt	geräumt	geräumt	geräumt
Tribologie	entfettet	entfettet	entfettet	entfettet	ölgesch.	WC/C-b.	entfettet
Nabenaußen- $\varnothing$	80mm						
Grenzlastspiele	$20 \cdot 10^6$						

Eine deutliche Steigerung der Tragfähigkeit bezogen auf den absoluten Werkstoffestigkeitskennwert von fast 85% konnte durch die Verwendung eines normalisierten 2C45N anstelle eines hochfesten vergüteten 42CrMoS4V erzielt werden (siehe Bild 6.21 Versuchsblöcke 1 und 3). Die Reibempfindlichkeit des 42CrMoS4V relativiert auch die von REINHOLZ ermittelten Reibkerbwirkungsfaktoren zwischen 3,1 und 3,6 an P3G-WNV unter schwellender Torsion [Rei-94].

Weitere Faktoren, die sich positiv auf die Tragfähigkeit der P4C-WNV auswirkten, sind die Wahl einer Übergangspassung anstelle einer Spielpassung und vor allem die Verwendung einer permanenten Ölschmierung. Die Übergangspassung erhöht den Anlagebereich und

reduziert die Relativbewegungen zwischen Welle und Nabe. Die permanente Ölschmierung zieht mehrere Effekte nach sich. Durch die Reduzierung des Reibungskoeffizienten bildet sich der Anlagebereich über die gesamte Breite und Fügelänge aus. Die an der Drehmomentübertragung beteiligten Reibkraftanteile und der reibbedingte Verschleiß an der Fügezone werden reduziert. Die Verschleißpartikel können aus der Fügezone herausgespült werden. Die Verwendung einer Ölschmierung in Kombination mit einer Spielpassung und einem 2C45N brachte die geringste Tragfähigkeitsminderung gegenüber der Werkstoffwechselfestigkeit mit einem Reibkerbwirkungsfaktor von  $\beta_{\text{kt}} = 1,3$  (siehe Bild 6.21, Versuchsblock 8).

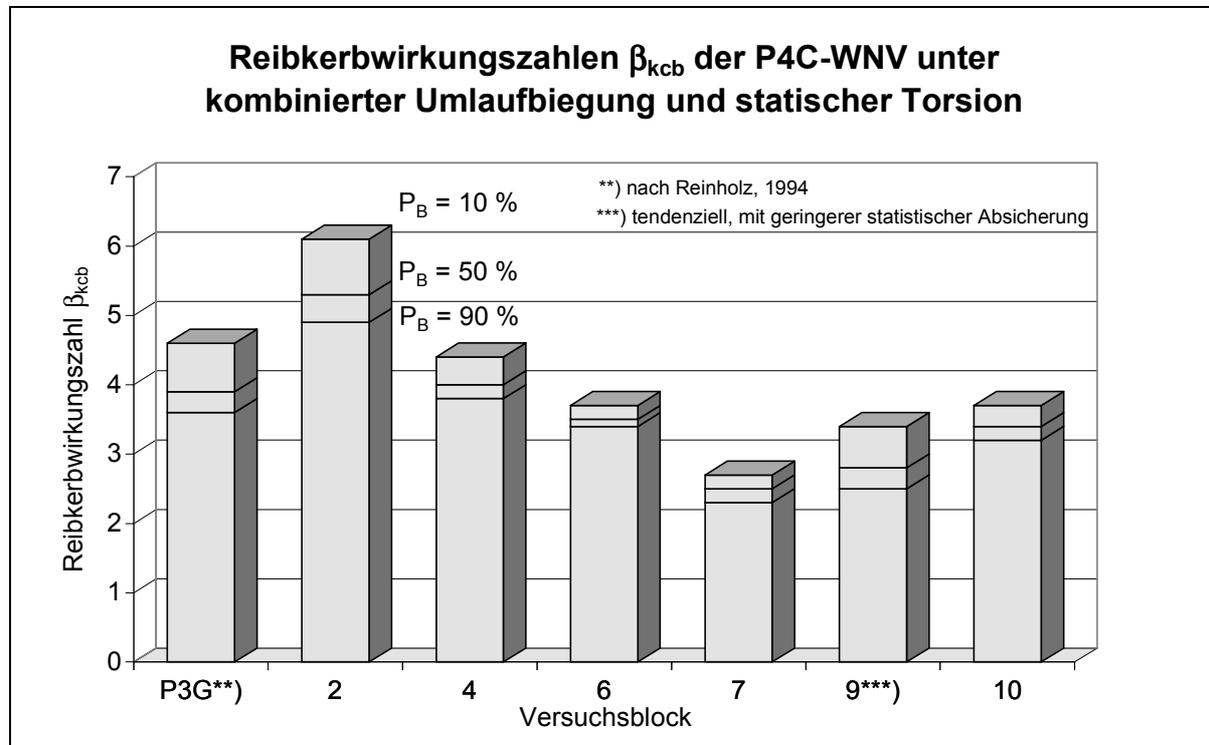
Einen günstigen Einfluß auf die Tragfähigkeit hatte auch die WC/C-Beschichtung der Welle. Durch den erhöhten Verschleißwiderstand der Wellenoberfläche aufgrund des Wolframcarbids sowie die Reduzierung des Reibungskoeffizienten infolge des Graphits konnte die Reibkerbwirkungszahl von 2,7 auf 1,7 gesenkt werden (siehe Bild 6.21, Versuchsblöcke 3 und 11). Jedoch ist der mit der Beschichtung verbundene Aufwand im Vergleich zu anderen Maßnahmen relativ groß.

Die stranggezogenen P4C-Profile zeigten im Vergleich zu den geschliffenen ein wesentlich schlechteres Tragverhalten. Wirtschaftlich stellt dieses Fertigungsverfahren eine gute Alternative dar, jedoch fiel bei den untersuchten Profilen die Tragfähigkeitsminderung mit einem Reibkerbwirkungsfaktor von 5,6 sehr deutlich aus (siehe Bild 6.21, Versuchsblock 12). Die Ursachen dafür sind ausführlich in den Kapiteln 3.4.3 und 7.1.5 beschrieben. Durch Verbesserung des Fertigungsprozesses des Strangziehens ist mit einer erheblichen Tragfähigkeitssteigerung zu rechnen.

Auffällig sind auch die deutlichen Unterschiede in den Streuungen der ermittelten Tragfähigkeitskennwerte bei den einzelnen Versuchsblöcken (siehe Bild 6.21). So treten die größten Streuungen in den Versuchsblöcken mit entfetteten Verbindungen sowie einer Spielpassung auf. Dieses Phänomen ist auf einen kleinen Anlagebereich sowie die Bewegungsbehinderung infolge des Reibungswiderstands zurückzuführen. Kleinste Fertigungsabweichungen von der Sollgeometrie speziell auf der Lasteinleitungsseite führen zu partiellen Beanspruchungsspitzen, die den Ausfall begünstigen. Durch die Übergangspassung bzw. durch eine Reduzierung der Reibung tragen deutlich größere Bereiche. Kleinere Fertigungsabweichungen beeinflussen die Tragfähigkeit unter diesen Randbedingungen kaum. Bei den stranggezogenen Profilen führen die inhomogene Oberflächengüte sowie die größeren Toleranzen im Vergleich zu den geschliffenen Profilen zu den großen Streuungen.

In Bild 6.22 sind die Tragfähigkeitskennwerte unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion gegenübergestellt. Die Tragfähigkeiten der untersuchten P4C-WNV lagen bei einer ähnlichen Streubreite wie die unter schwellender Torsion. Auch hier waren die entfetteten Verbindungen mit einer Spielpassung wegen der oben genannten Gründe besonders auffällig. Eine erhöhte statische Torsion sowie die Verwendung von Übergangspassungen mit Festsitz führten auch unter der kombinierten Belastungsart zu deutlich geringeren Streubreiten aufgrund einer günstigeren Lastverteilung. Die Reibkerbwirkungszahlen nahmen Werte zwischen 2,7 und 6,1 an. Ein wichtiger Grund für dieses niedrige Tragfähigkeitsniveau ist die kurze Fügelänge, die  $0,74 \cdot d_m$  beträgt und bei

Biege- im Gegensatz zur reinen Torsionsbelastung einen großen Einfluß auf die örtliche Beanspruchung besitzt. Mit einer Vergrößerung dieses Verhältnisses von Fügelänge zum mittleren Durchmesser auf einen Wert größer als eins ist eine erhebliche Verbesserung der Tragfähigkeiten zu erwarten.



**Bild 6.22:** Zusammenstellung der ermittelten Reibkerbwirkungszahlen  $\beta_{kcb}$  an P4C-WNV unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion; die Kerbwirkungszahlen gelten für die folgenden Randbedingungen:

Versuchsblock/ Parameter	P3G**) nach [Rei-94]	2	4	6	7	9	10
Profil, $d_{nenn} = 25$ mm	P3G	P4C	P4C	P4C	P4C	P4C	P4C
Passung	25H7/n6	25H7/g6	25H7/g6	25H7/n6	25H7/g6	25H7/n6	25H7/n6
Statische Torsionsspann.	230 N/mm <sup>2</sup>	318 N/mm <sup>2</sup>	148 N/mm <sup>2</sup>	148 N/mm <sup>2</sup>	197 N/mm <sup>2</sup>	148 N/mm <sup>2</sup>	148 N/mm <sup>2</sup>
Fügelänge	18mm	17mm	17mm	17mm	17mm	17mm	17mm
Werkstoff	42CrMoS4V	42CrMoS4V	2C45N	2C45N	2C45N	2C45N	2C45N
Nabenfertigung	geschliffen	geräumt	geräumt	geräumt	geräumt	geräumt	geräumt
Tribologie	entfettet	entfettet	entfettet	entfettet	entfettet	ölgesch.	WC/C-b.
Wellenfertigung	geschliffen						
Nabenaußen- $\emptyset$	80mm						
Grenzlastspiele	$20 \cdot 10^6$						

Wie unter schwelender Torsion zeigte sich auch unter kombinierter Belastung ein starker Werkstoffeinfluß. So wurde die höchste Reibkerbwirkungszahl mit 6,1 für die aus dem 42CrMoS4V gefertigten P4C-WNV ermittelt, während bei aus dem 2C45N gefertigten P4C-WNV bei sonst gleichen Randbedingungen die Reibkerbwirkungszahl auf 4,4 sank (siehe Bild 6.22, Versuchsblöcke 2 und 4). Neben dem bereits oben beschriebenen positiven Effekt

einer Übergangspassung anstelle einer Spielpassung verbesserte sich das Tragfähigkeitsverhalten unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion auch bei Erhöhung des statischen Lastanteils (siehe Bild 6.22, Versuchsblöcke 4 und 7). So wurde bei entfetteten, mit einer Spielpassung versehenen P4C-WNV, die mit einer um 33% gesteigerten statischen Torsion belastet wurden, die geringste Tragfähigkeitsminderung mit einem Reibkerbwirkungsfaktor von 2,7 festgestellt. Durch die höhere statische Torsion wird die auf den Verschleiß wirkende Relativbewegung zwischen Welle und Nabe reduziert. Eine gleichzeitige nominale Erhöhung der Nennspannungen zeigt keinen negativen Einfluß.

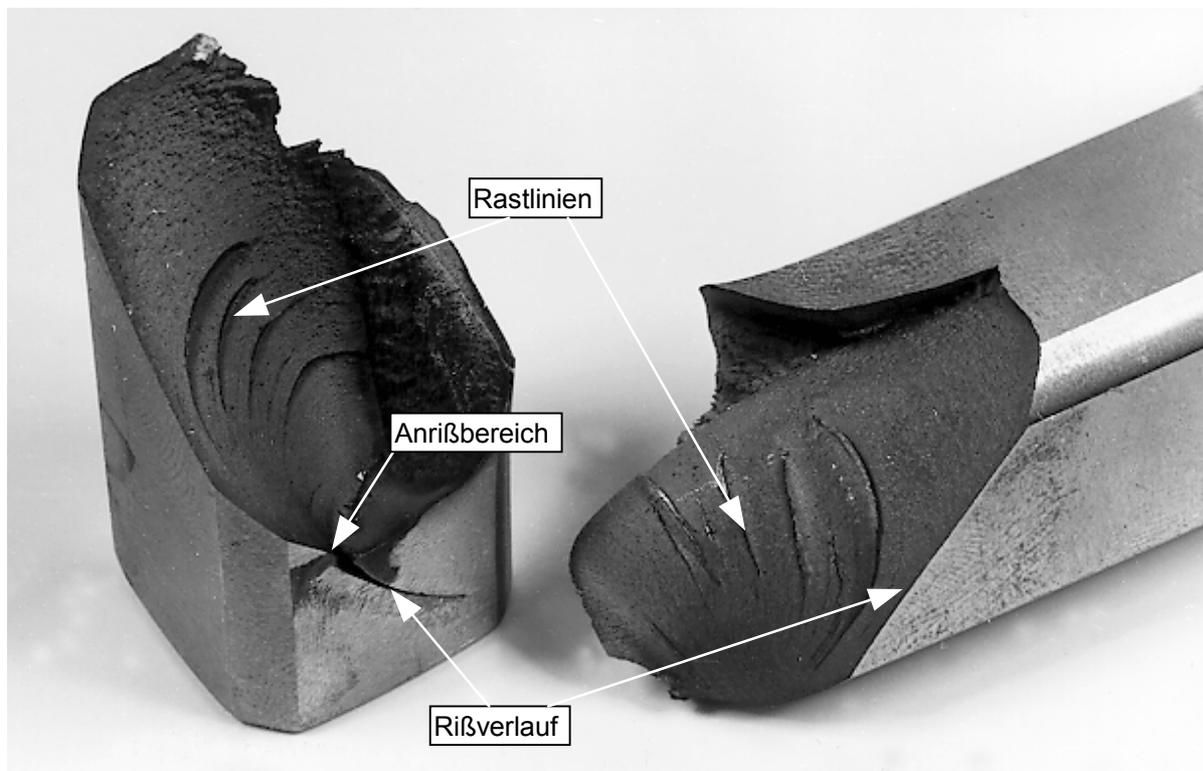
Positive Wirkungen auf die Tragfähigkeit der P4C-WNV konnten auch durch Ölschmierung sowie durch eine WC/C-Beschichtung der Wellen erzielt werden. Beide Maßnahmen führen jedoch nicht zu solchen Verbesserungen wie unter schwellender Torsion. Die Entlastungsmechanismen können bei der kurzen Fügelänge nur eingeschränkt wirksam werden.

## 7 Verschleiß- und Rißanalyse

Die P4C-WNV weisen für die beiden untersuchten Belastungsfälle typische Verschleißmerkmale und Rißverläufe auf. Die unterschiedlichen Schädigungsformen werden in Abhängigkeit der einzelnen Versuchsparameter erläutert und diskutiert. Als Referenz für den Vergleich der Einflüsse der Versuchsparameter auf die Schädigung der P4C-WNV werden die Proben des Versuchsblocks 1 unter schwellender Torsion und die des Versuchsblocks 2 unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion gewählt.

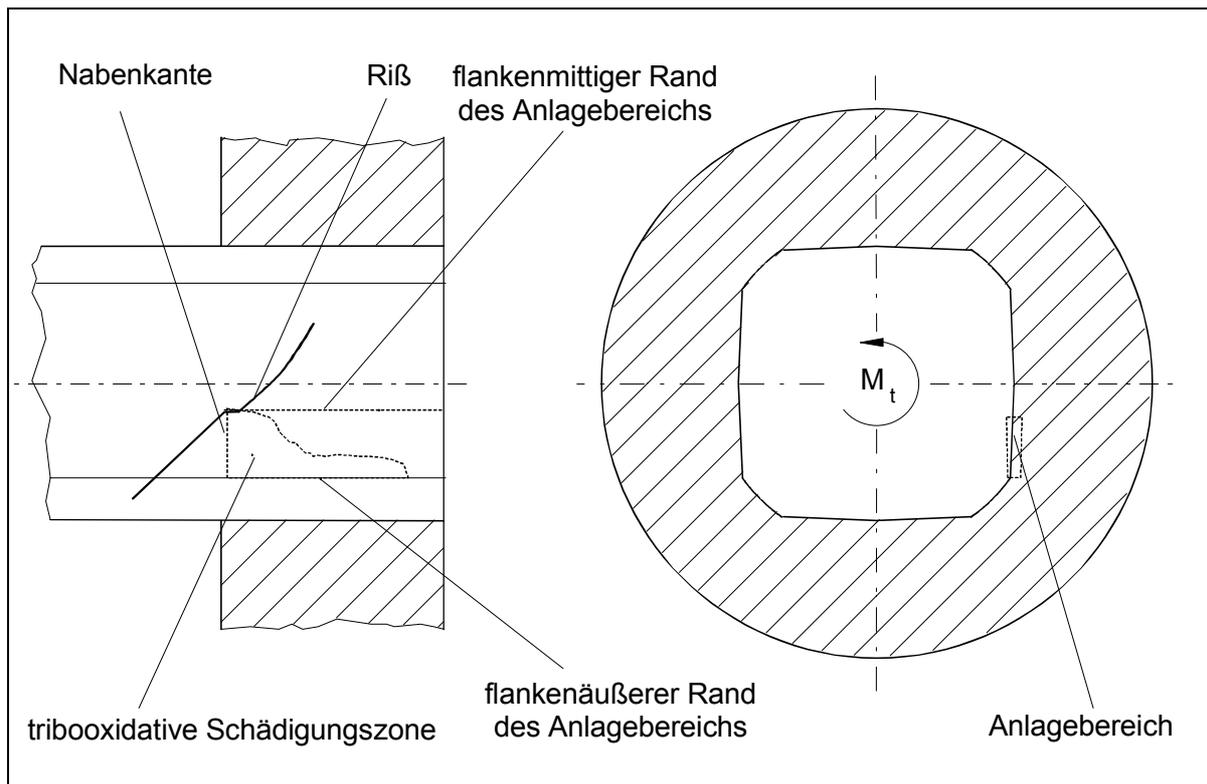
### 7.1 Verschleiß- und Rißanalyse der P4C-Welle-Nabe-Verbindungen unter schwellender Torsion

Die charakteristischen Versuchsparameter der P4C-WNV des Versuchsblocks 1 waren die Spielpassung sowie der entfettete Zustand der Fügezone. Als Werkstoff wurde ein 42CrMoS4V verwendet.



**Bild 7.1:** Reibdauerbruch einer P4C-Welle unter schwellender Torsion

Die P4C-WNV versagten alle aufgrund eines Wellenbruchs unter schwellender Torsion. An der Nabe wurden keine Makrorisse festgestellt. In der Regel ging der Bruch der Welle von nur einer Flanke aus. Vereinzelt wurden Risse auch an weiteren Flanken festgestellt. Der Anriß führt zu einer Verringerung des Widerstandsmomentes. Gleichzeitig wachsen die Hebel der Tangentialkräfte zum Rißgrund. Die Beanspruchung des Restquerschnitts steigt mit dem Rißwachstum und der Riß vergrößert sich progressiv. Der typische Reibdauerbruch einer P4C-Welle unter schwellender Torsion mit einem Makroriß und einer ausgeprägten Dauerbruchfläche ist in Bild 7.1 erkennbar.



**Bild 7.2:** Schematische Darstellung des Rißverlaufes und der Verschleißzonen der P4C-WNV unter schwelliger Torsion

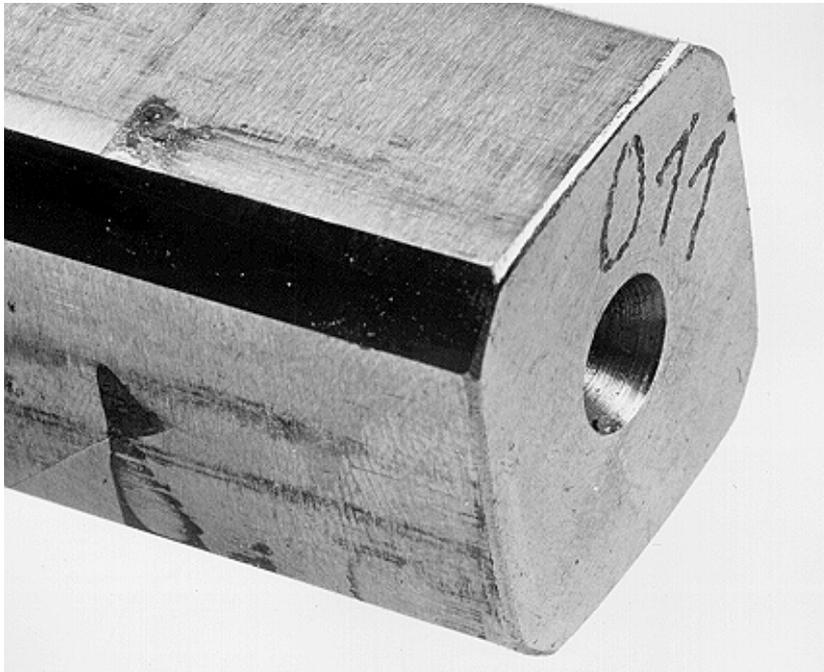
Der Anriß ist durch die Rastlinien eindeutig identifizierbar. Er befindet sich einige Zehntel Millimeter neben der Nabenkante auf der Lasteinleitungsseite am flankenmittigen Rand des Anlagebereichs innerhalb des Verschleißgebietes (vgl. Bild 7.2). Auf einer Länge von rund einem Millimeter verläuft der Riß in axialer Richtung zum Wellenende hin (vgl. Bild 7.5). Dieser Rißverlauf wird ausschließlich durch die Reibbeanspruchung bestimmt. Ober- und unterhalb dieses Abschnitts, jedoch noch innerhalb der Fügezone wechselt die Richtung des Risses auf die für eine Torsionsbeanspruchung entsprechenden  $45^\circ$ .

In Bild 7.2 ist neben dem Rißverlauf auch die charakteristische Verschleißzone schematisch dargestellt. Die Verschleißzonen der vier Flanken waren in Form und Größe teilweise sehr unterschiedlich ausgeprägt. Die größte Verschleißintensität einer Flanke trat grundsätzlich auf der Seite der Lasteinleitung auf, also dem Kontaktbereich mit den kürzesten Wegen der Momentübertragung. Sie stellte sich sowohl in der Breite des Verschleißfeldes als auch in den Verschleißerscheinungsformen, wie z. B. in einer deutlichen Reibrostbildung, dar. In axialer Richtung zur Mitte der Fügezonen hin nahmen die Verschleißmerkmale deutlich ab, so daß sich häufig dreieckförmige Verschleißflächen bildeten (siehe Bild 7.2). Die obere Hälfte des Anlagebereichs in Richtung Wellenende war verschleißfrei oder nur sehr gering verschliffen. Die Verschleißflächen einzelner Flanken waren nicht zusammenhängend, sondern es bildeten sich einzelne Verschleißinseln aus. Die Bilder 7.3 und 7.4a-d zeigen für eine unter schwelliger Torsion belastete P4C-WNV beispielhaft die einzelnen Flanken der Welle mit den jeweiligen Verschleißzonen.

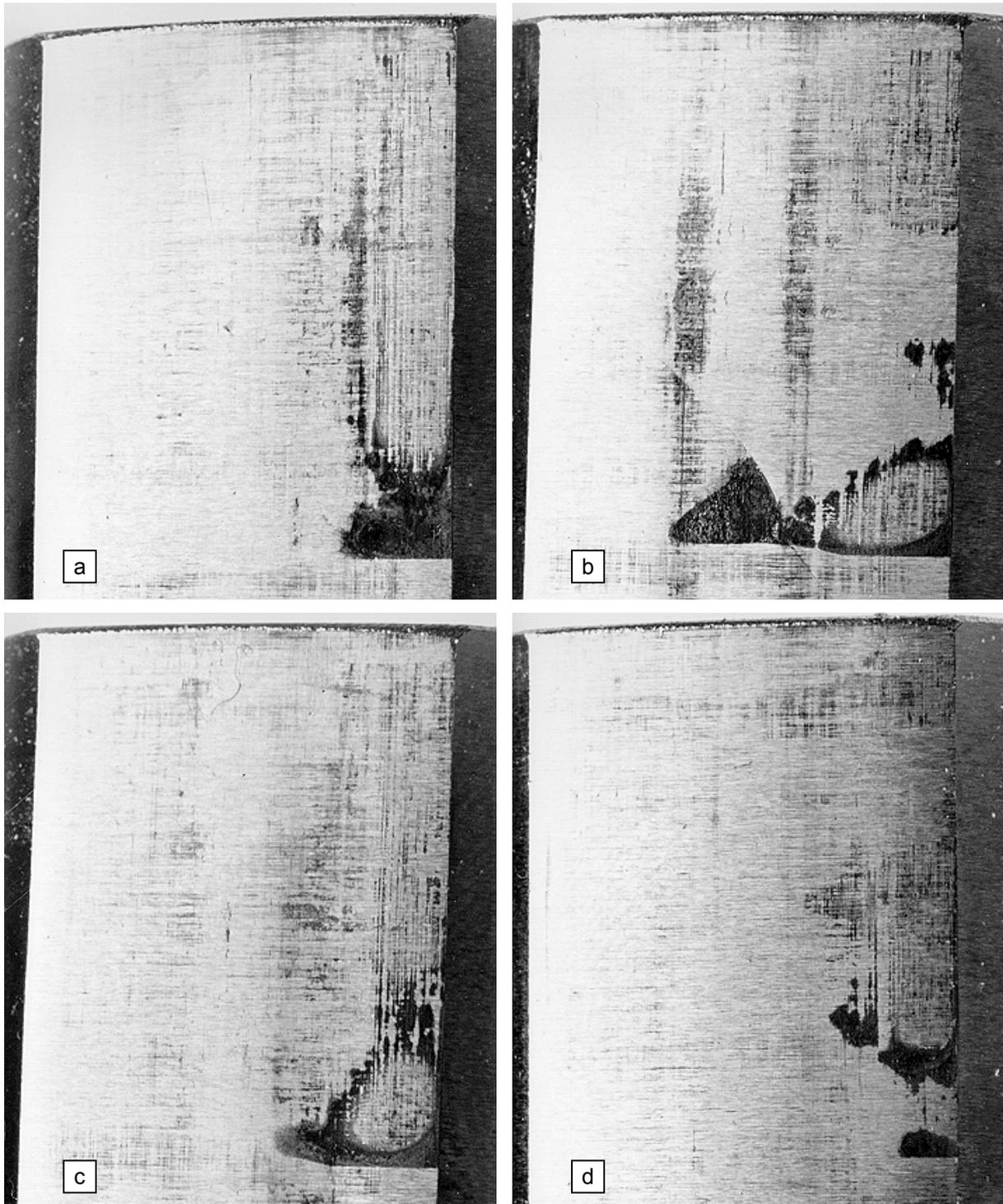
Die unterschiedlichen Ausprägungen der Verschleißbereiche sind auf verschiedene Faktoren zurückzuführen. Aufgrund von Profilabweichungen und großen Oberflächenrauheiten der Innenprofile ist ein gleichmäßiger Flächenkontakt in der Fügezone

nicht gewährleistet. Bei den P4C-Profilen zentrieren sich Welle und Nabe unter Last nicht, wodurch ein ungleichmäßiges Tragen der Flanken entsteht. Auf der Lasteinleitungsseite werden die größten Kräfte bei gleichzeitig auftretenden Reibbewegungen zwischen Welle und Nabe übertragen. Daher ist auch dort die größte Verschleißintensität feststellbar.

Auf der rißbehafteten Flanke bildete sich durch die veränderten Beanspruchungsverhältnisse der P4C-Welle infolge des Risses ein Sekundärverschleißbereich aus, der sich als eine dreieckförmige Fläche darstellt. Letzterer entsteht dadurch, daß infolge des Anrisses der Kraftangriffspunkt in Richtung Flankenmitte jenseits des Risses springt. Dort besitzt die Flanke eine geringere Krümmung, der Anlagewinkel  $\beta$  wird kleiner und der Reibanteil an der Drehmomentübertragung nimmt zu. Die zunehmende Differenz der Reibschubspannung vor und hinter dem Riß öffnet ihn weiter. Mit dem Rißwachstum vergrößern sich die Hebel von der Oberfläche zum Rißgrund der rißaufweitenden Reibschubspannungen. In Bild 7.4b ist ein derartiger Sekundärschaden erkennbar.



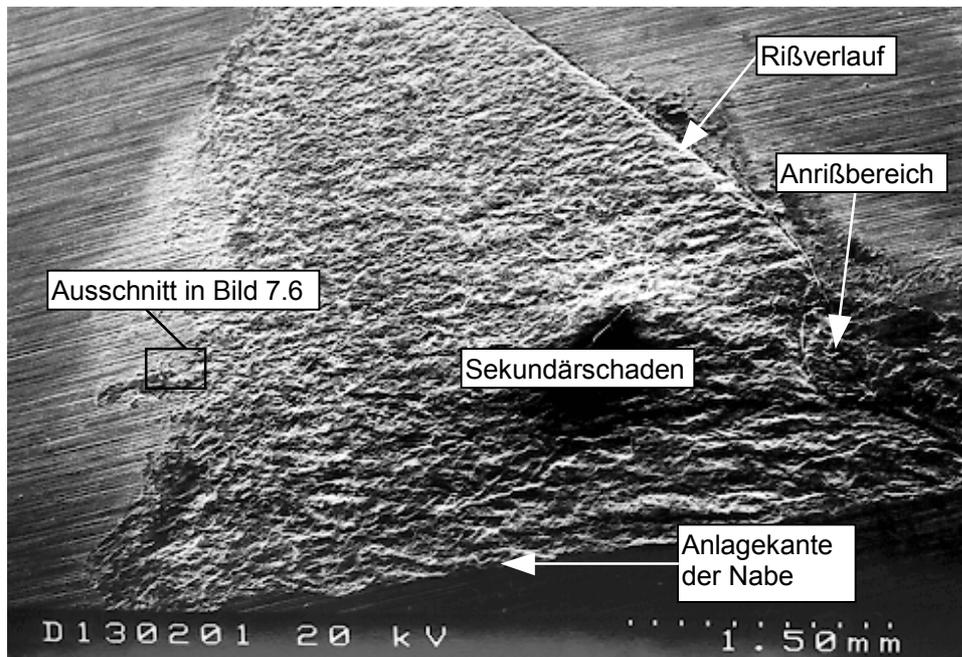
**Bild 7.3:** Unter schwellender Torsion verschlissene und gebrochene P4C-Welle



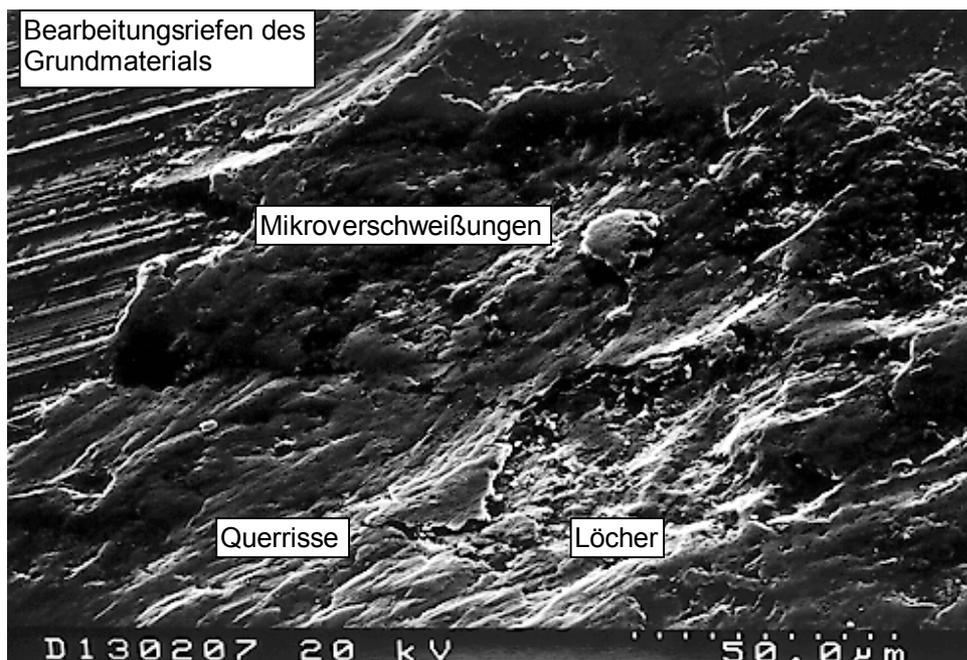
**Bilder 7.4a-d:** Verschleißzonen der vier verschiedenen Flanken einer P4C-Welle unter schwellender Torsion

Bild 7.5 zeigt die REM-Aufnahme des Anrißgebiets mit einer deutlich ausgeprägten dreieckförmigen Verschleißzone, die in diesem Fall einen Sekundärschaden darstellt. Zwischen Primär- und Sekundärschäden besteht hinsichtlich der auftretenden Verschleißerscheinungsformen und der wirkenden Verschleißmechanismen kein Unterschied. Das Verschleißgebiet ist durch eine scharfe Kante, die sich durch den Kontakt mit der Nabenkante ausbildete, begrenzt. Im Kontaktbereich nahe der Nabenkante verläuft der Anriß in axialer Wellenrichtung.

Im vergrößerten Ausschnitt ist der unverschlossene Grundwerkstoff mit seinen Bearbeitungsriefen im linken oberen Bildteil gut erkennbar. Das Verschleißfeld ist klar abgegrenzt. Es ist ein Materialübergang in Form von Mikroverschweißungen feststellbar. Das Material wurde in erster Linie von der Nabe auf die Welle übertragen. Die Struktur des Verschleißfeldes besitzt eine ausgeprägte Richtung, die auf eine tangentielle Bewegung zwischen Welle und Nabe zurückzuführen ist. Des weiteren sind Querrisse und Löcher sichtbar (siehe Bild 7.6).

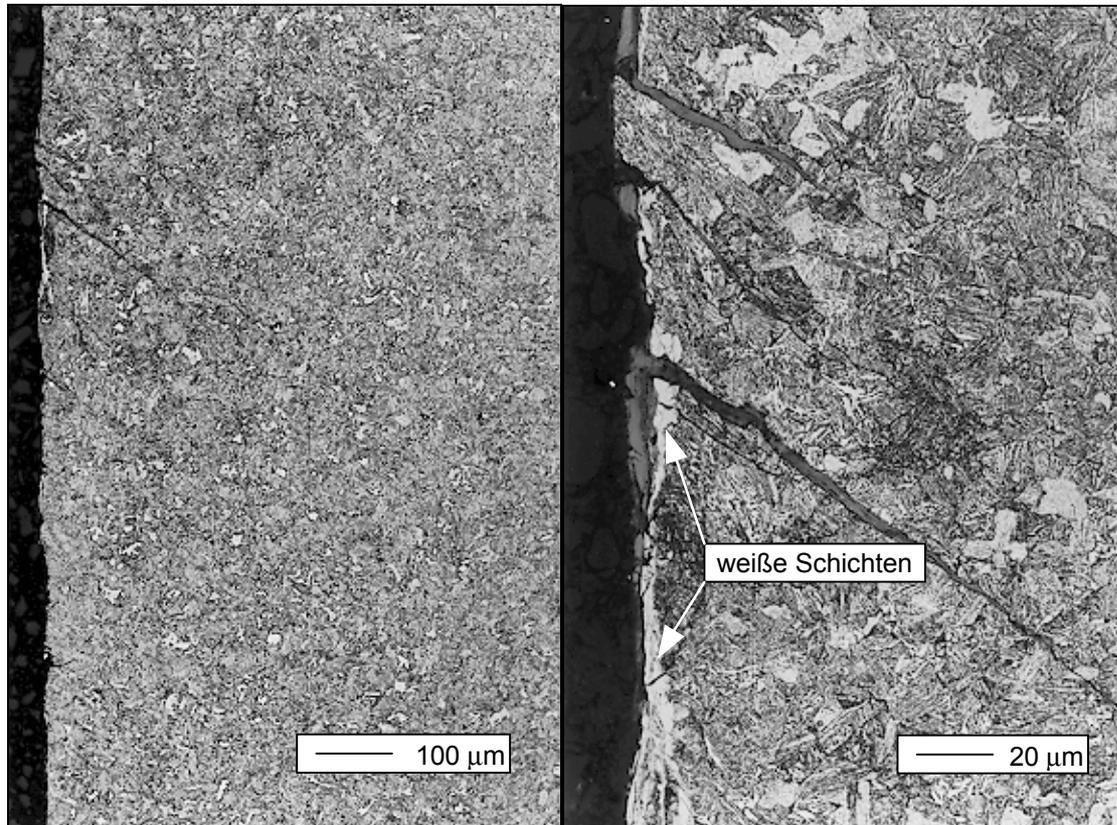


**Bild 7.5:** REM-Aufnahme des Verschleißfeldes und Anrißgebiets einer unter schweller Torsion gebrochenen P4C-Welle [WiBe-98a]



**Bild 7.6:** Vergrößerter Ausschnitt des Verschleißfeldes des Bildes 7.5 [WiBe-98a]

Die Verschleißerscheinungsformen lassen auf adhäsive Verschleißmechanismen und Oberflächenzerrüttung schließen. Daneben wurden auch tribochemische Reaktionen festgestellt, die sich in Form der Reibrostbildung darstellten. Die Verschleißanalysen nach verschiedenen Lastspielzahlen ergaben, daß die drei Verschleißmechanismen in keinem sequentiellen Prozeß auftraten, sondern daß sie gleichzeitig wirkten. Verschleißformen der Abrasion wurden nicht beobachtet.



**Bilder 7.7a und 7.7b:** Gefügeschliffbilder einer unter schwellender Torsion gerissenen P4C-Welle [WiBe-98a]

Die metallographischen Gefügeschliffe einer unter schwellender Torsion gebrochenen P4C-Welle zeigen, daß sich nicht nur ein Anriß, sondern mehrere Mikroanrisse über den Umfang im Anlagebereich verteilt ausbildeten (siehe Bilder 7.7a und 7.7b). Sie verlaufen alle unter einem Winkel von  $45^\circ$  zur Oberfläche ins Probeninnere. Der Riß verläuft interkristallin.

Im stark vergrößerten rechten Bild ist der Oberflächenverschleiß deutlich erkennbar. Die Oxidationspartikel sind zum Teil an der Oberfläche abgelagert, zum Teil befinden sie sich in den Rissen selbst. Ferner ist an der Oberfläche eine weiße Schicht zu erkennen. Mikrohärteprüfungen ergaben, daß es sich um ein stark aufgehärtetes Gefüge handelt. So wurde eine Härte von 1173 HV<sub>0,01</sub> im Vergleich zu einer Härte von 429 HV<sub>0,01</sub> des darunter liegenden Gefüges gemessen. Eine starke thermische Aufheizung des Prüflings konnte während der Versuche nicht beobachtet werden. Die Temperatur stieg nahe der Fügezone maximal um wenige Grad Celsius an. Die Bildung der weißen Schichten aufgrund einer spannungsbedingten Gefügeumwandlung, wie sie beispielsweise bei Rad-Schiene-Systemen beobachtet wurde, ist daher wahrscheinlich [BaFeLi-96].

Die Ergebnisse der EDX-Analysen zeigten bei allen entfetteten Verbindungen, daß in der Verschleißzone Sauerstoff im Vergleich zu den unverschlissenen Bereichen im starken Maße vorhanden war. Bei den roten Verschleißpartikeln handelte es sich um Eisenoxid in der Form  $\alpha\text{-Fe}_2\text{O}_3$ . Das „Bluten“ des Materials, also das Heraustreten roter Verschleißpartikel, war schon nach wenigen tausend Schwingspielen feststellbar.

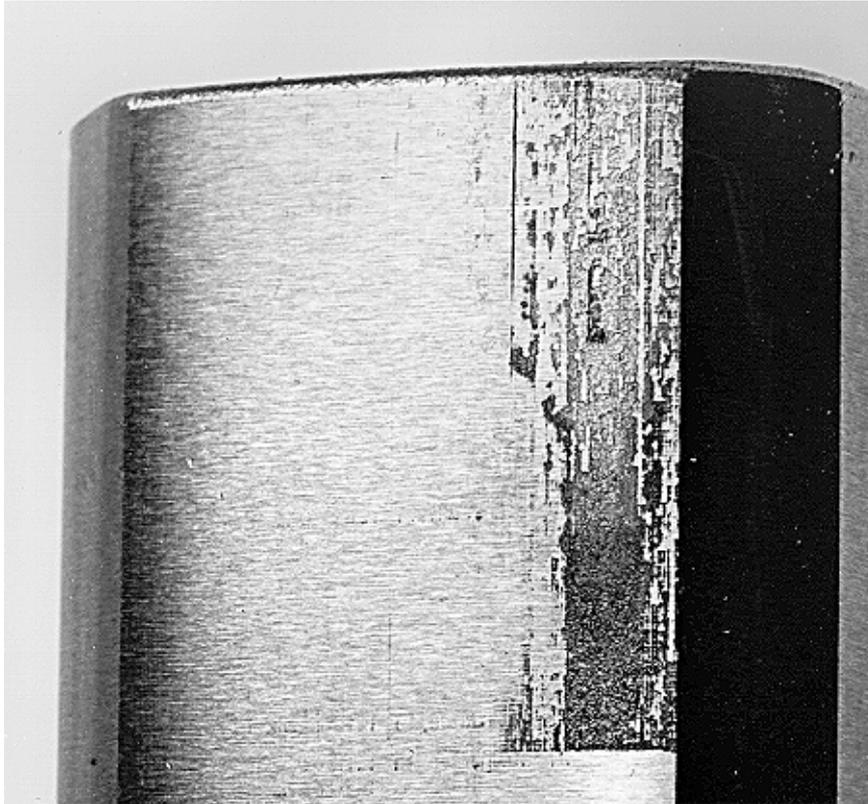
Zwischen den Werkstoffen 42CrMoS4V und 2C45N gab es hinsichtlich des Verschleißverhaltens sowie der Rißentstehung und -ausbreitung keine signifikanten Unterschiede unter schwellender Torsionsbelastung. Die aufgetretenen Verschleißerscheinungsformen sowie die wirkenden Verschleißmechanismen beim 2C45N unterschieden sich im Vergleich zum vergüteten Stahl nicht. Der Rißursprung lag beim 2C45N ebenfalls am flankenmittigen Rand der Anlagezone einige Zehntel Millimeter oberhalb der Nabenkante. Der weitere Rißverlauf war bei den Proben aus dem 2C45N gleich.

An den P4C-WNV mit einer Übergangspassung wurden gegenüber den Proben mit einer Spielpassung bei gleichem Werkstoff 2C45N ebenfalls keine signifikanten Unterschiede hinsichtlich der Verschleißerscheinungsformen und wirkenden Verschleißmechanismen festgestellt. Aufgrund der Übergangspassung mit leichtem Festsitz trugen größere Flächenanteile auf den Flanken. So fielen die Verschleißflächen um etwa 50% größer aus als bei den P4C-WNV mit einer Spielpassung. Das Anrißgebiet sowie der Rißverlauf waren bei den Proben mit Spiel- und mit Übergangspassung gleich.

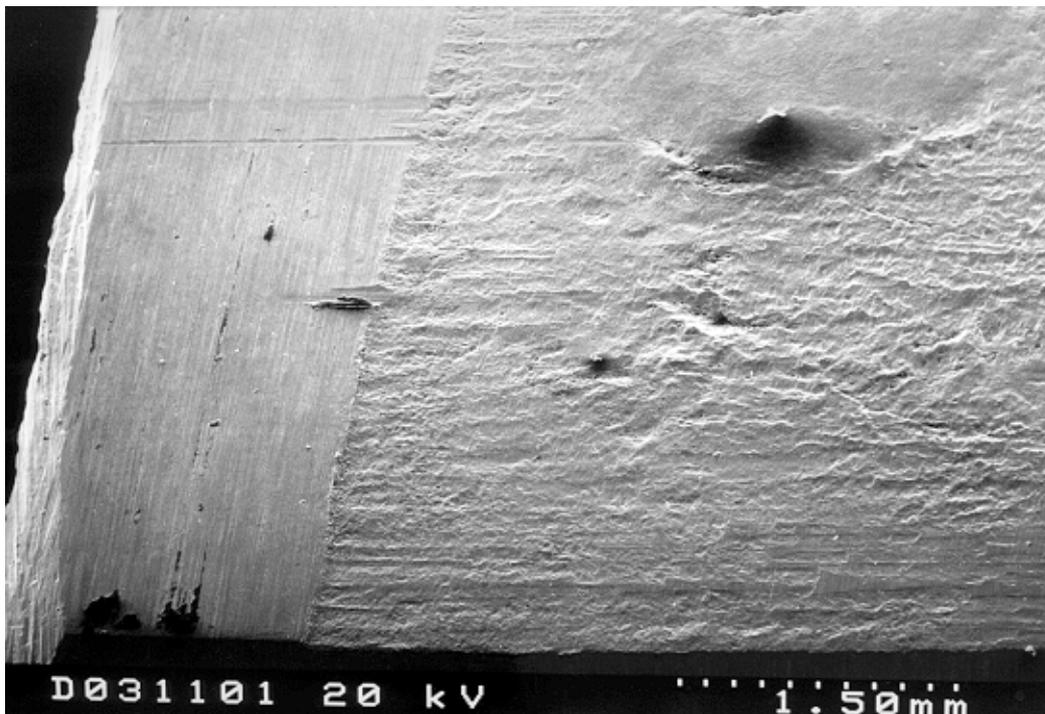
### **7.1.1 Einfluß der Schmierung auf den Verschleiß**

Bei den permanent ölgeschmierten P4C-WNV zeigte sich unter schwellender Torsionsbelastung ein verändertes Verschleißbild gegenüber den entfetteten Proben. Die Wellen besitzen ein gleichmäßiges von der Lasteinleitungsseite bis zum Wellenende durchgehendes Verschleißfeld (vgl. Bilder 7.8 und 7.9). Die Verschleißtiefe ist im Vergleich zu den entfetteten Verbindungen wesentlich vermindert. Durch die Reduzierung des Reibungswiderstands können sich die Kontaktflächen sehr gut über die gesamte Fügelänge anpassen, wodurch eine gleichmäßige Drehmomentübertragung von Welle zu Nabe über den gesamten Fügebereich entsteht. Partielle Beanspruchungsspitzen werden dadurch auf der Lasteinleitungsseite stark reduziert.

Der Anrißbereich der P4C-Wellen liegt im Vergleich zu den entfetteten Verbindungen nicht einige Zehntel, sondern wenige Millimeter oberhalb der Nabenkante auf der gleichen tangentialen Position. Durch die Ölschmierung wird auf der Lasteinleitungsseite die reibbedingte Bewegungsbehinderung zwischen Welle und Nabe gesenkt. Der Anteil der Wellenbeanspruchung durch die Kerbwirkung der Unstetigkeit an der Nabenkante ist im Verhältnis zur reinen Reibbeanspruchung abgeschwächt, so daß die rißkritische maximale Reibbeanspruchung einige Millimeter in der Fügezone liegt.



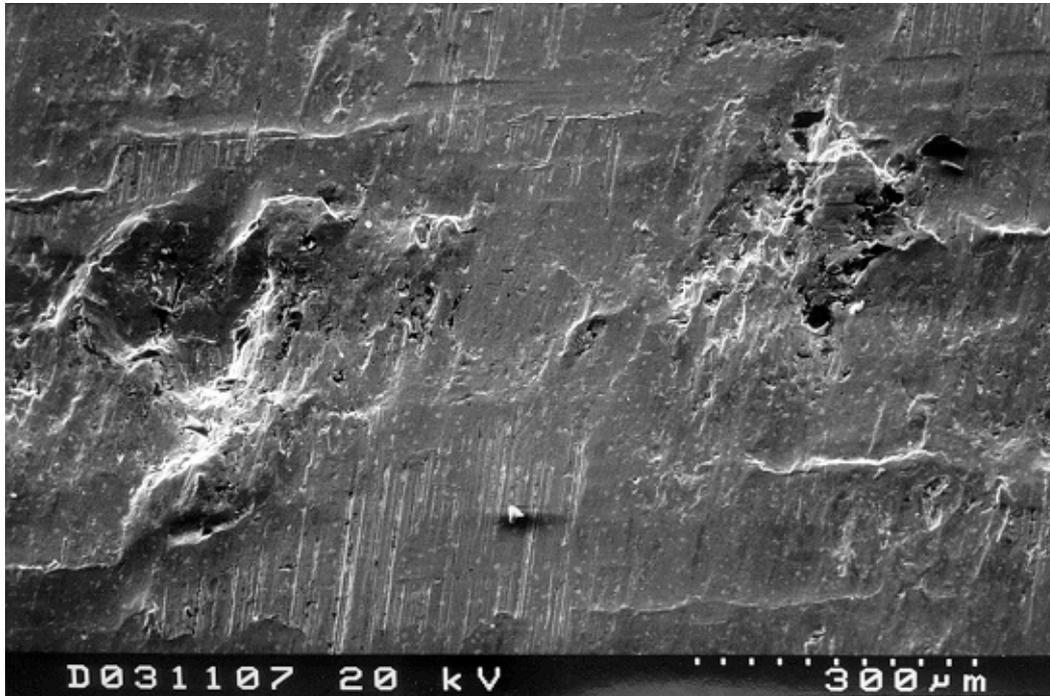
**Bild 7.8:** Unter schwellender Torsion verschlissene ölgeschmierte P4C-Welle



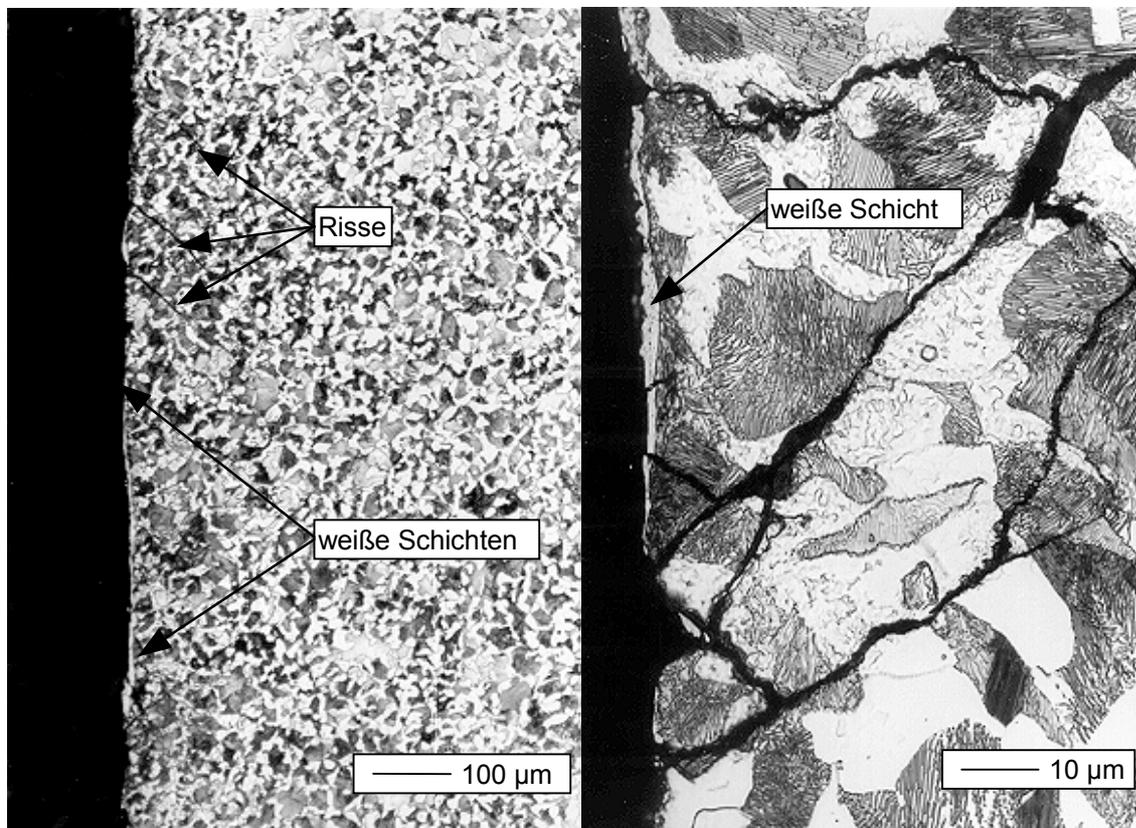
**Bild 7.9:** REM-Aufnahme eines Verschleißgebietes einer ölgeschmierten unter schwellender Torsion belasteten P4C-Welle

Die REM-Aufnahmen zeigen die sehr gleichmäßige Verschleißzone ohne extreme Ausbrüche, wie sie bei den entfetteten Verbindungen auftraten (siehe Bild 7.9). Die Schuppung ist homogen und hat eine ausgeprägte tangentielle Richtung. Starke Zerklüftungen an der Oberfläche, wie sie bei hohen Reibanteilen entstehen, treten nicht auf.

Des Weiteren ist ein sehr geringer Materialübertrag auf die Welle festzustellen, was durch die unter dem Verschleiß erkennbaren Bearbeitungsriefen sichtbar wird (vgl. Bild 7.10). Die Verschleißerscheinungen weisen eindeutig auf einen wesentlich verminderten Reib- und vergrößerten Normalkraftanteil bei der Leistungsübertragung hin.



**Bild 7.10:** Ausschnittsvergrößerung von Bild 7.9



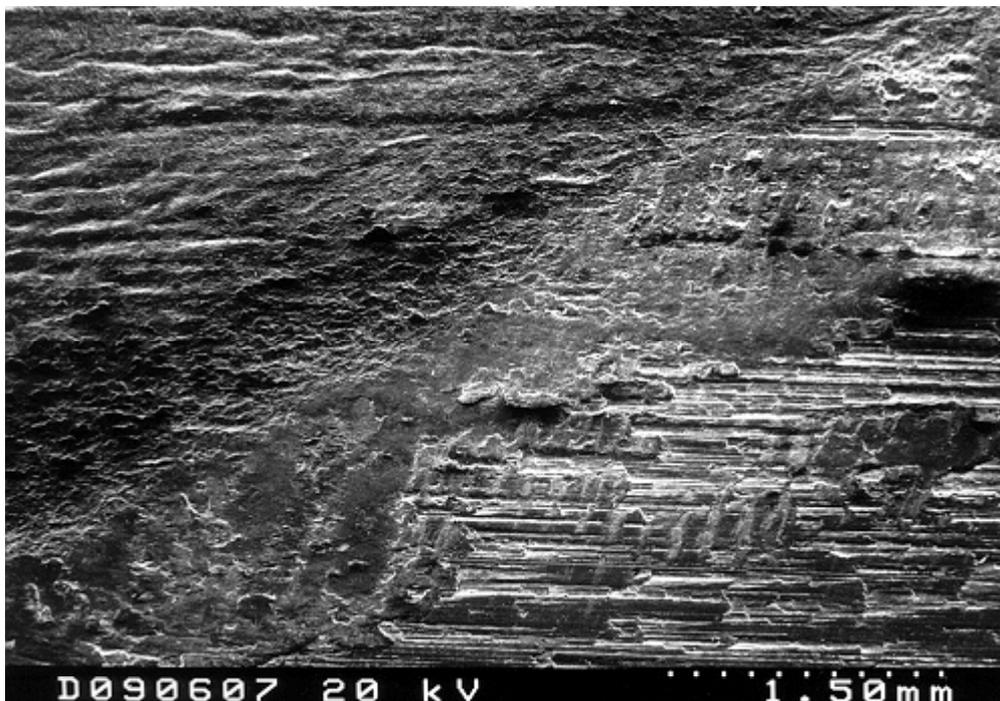
**Bilder 7.11a und 7.11b:** Gefügeschliff einer unter schwellender Torsion belasteten ölgeschmierten P4C-Welle

Die Bilder 7.11a und 7.11b zeigen beispielhaft die Gefügeschliffe einer unter schwellender Torsion belasteten ölgeschmierten P4C-Welle. Mehrere Risse wandern von der Oberfläche ins Probeninnere, wobei die Hauptrisse unter Winkeln zwischen  $45^\circ$  und  $50^\circ$  verlaufen. Die kleineren Risse befinden sich in unterschiedlichen Orientierungen zwischen Oberfläche und den Hauptrissen. Abgesehen von einem Ausbruch sind die verschleißbedingten Abträge an der Oberfläche sehr gering. Im Bild 7.11b sind starke Plastifizierungen des Gefüges anhand der Struktur der Ferritkörner erkennbar. An der Oberfläche bildete sich eine weiße Schicht.

Wesentlich stärkere Flächenpressungen und geringere Reibschubspannungen bzw. tangential Zugspannungen führten zu diesen Verschleißerscheinungsformen. Neben der Oberflächenzerrüttung wirkten auch adhäsive Verschleißmechanismen. Tribooxidativer Verschleiß wurde in einem geringeren Maße als bei den entfetteten P4C-WNV festgestellt. Er trat in Form von schwarzem Eisenoxid  $\text{Fe}_3\text{O}_4$  auf.

### 7.1.2 Einfluß der WC/C-Beschichtung auf den Verschleiß

Die P4C-WNV mit den WC/C-beschichteten Wellen zeigten unter schwellender Torsion ein besseres Verschleißverhalten als die entfetteten Verbindungen. Die Verschleißbereiche erstrecken sich durchgehend bis zum Wellenende. Jedoch ist auf der Lasteinleitungsseite sowohl von der Fläche als auch von der Verschleißintensität eine deutlich stärkere Ausprägung als bei den ölgeschmierten Verbindungen festzustellen (vgl. Bild 7.12).

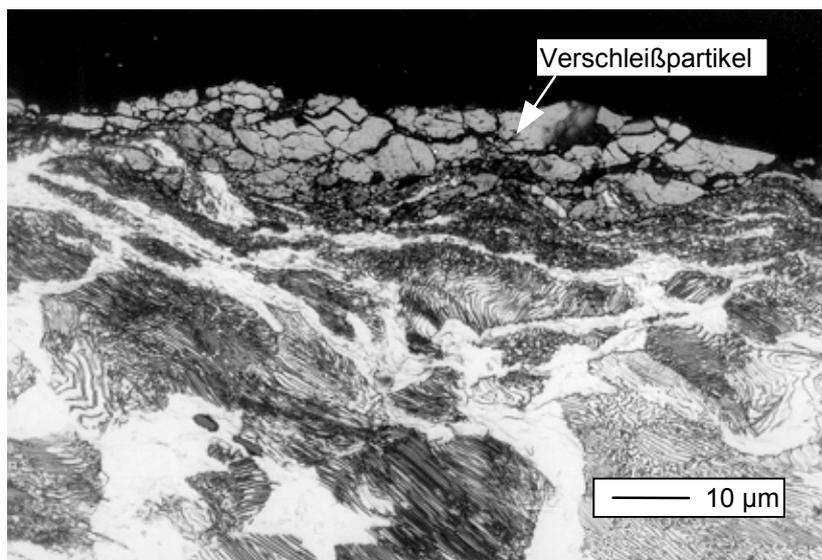


**Bild 7.12:** REM-Aufnahme eines verschlissenen Flankenbereichs einer WC/C-beschichteten P4C-Welle unter schwellender Torsion

Der Anrißbereich der WC/C-beschichteten Wellen befindet sich in der gleichen tangentialen Position wie bei den entfetteten bzw. ölgeschmierten Verbindungen, während die axiale Position zwischen diesen beiden Fällen liegt. Der Rißverlauf ist identisch. Aufgrund des in der WC-Schicht eingelagerten Graphits wird der Reibungswiderstand zwischen Welle und Nabe reduziert. Dadurch verschiebt sich der Anriß in die Fügezone hinein. Jedoch liegt der

Graphit in der Beschichtung in zu geringen Mengen vor, so daß es die Wirkung der permanenten Ölschmierung nicht erreicht.

Die 2 µm dünne WC/C-Beschichtung der P4C-Welle wurde infolge der Reibbeanspruchungen schon nach wenigen tausend Lastspielen auf der Lasteinleitungsseite oberhalb der Nabenkante am flankenmittigen Rand des Anlagebereichs aufgebrochen und abgetragen. Eine schützende Wirkung dieser Härteschicht lag daher nicht mehr vor. Der weitere Verschleißwiderstand der Verbindung war ausschließlich vom Grundmaterial der Welle abhängig. Nachteilig wirkten sich die in der Fügezone befindlichen harten Verschleißpartikel des Wolframcarbids aus.



**Bild 7.13:** Gefügeschliff des stark verschlissenen Bereiches der WC/C-beschichteten P4C-Welle unter schwellerer Torsion aus Bild 7.13, die WC/C-Schicht ist komplett abgetragen

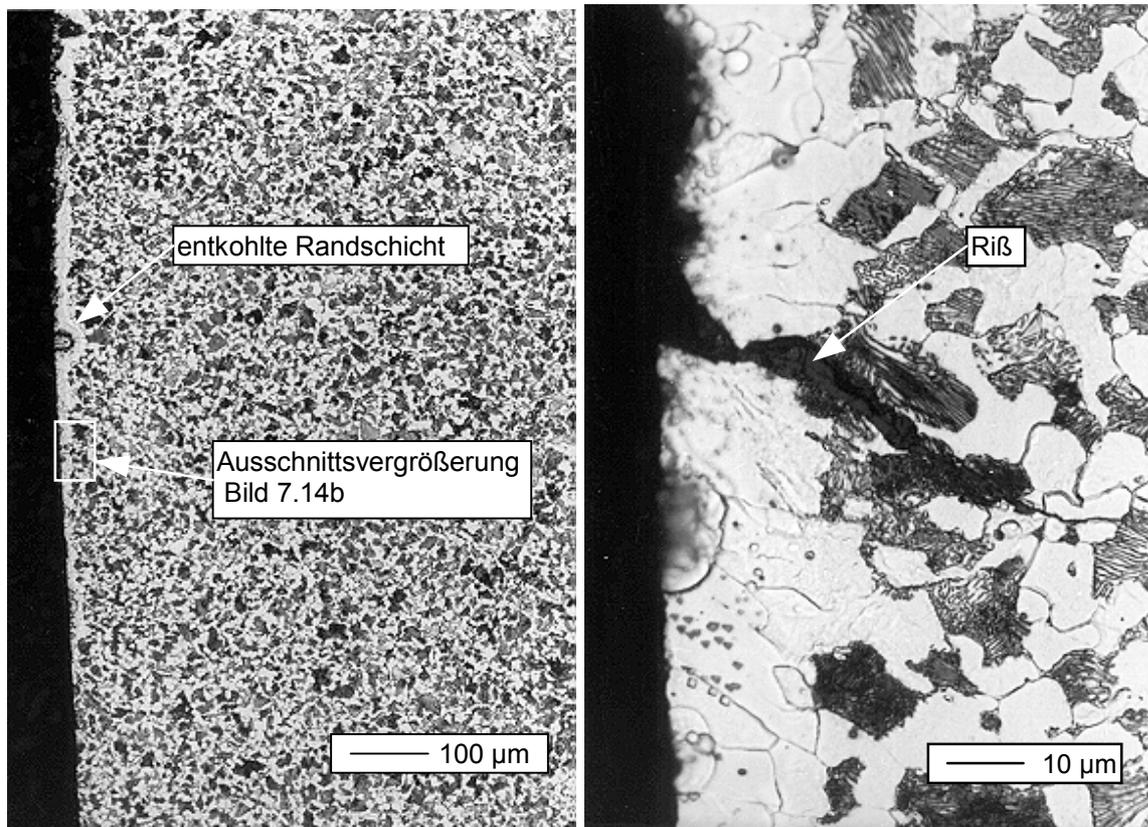
Bild 7.13 zeigt beispielhaft den Gefügeschliff am Rand einer Verschleißzone. Die komplette WC/C-Beschichtung ist abgetragen. Das Gefüge ist extrem plastifiziert, wobei anders als bei den ölgeschmierten Verbindungen eine tangentielle Orientierung in der Struktur erkennbar ist, die auf einen hohen Reibungsanteil zurückzuführen ist (vgl. Bild 7.13). An der verschlissenen Oberfläche setzten sich Verschleißpartikel in der Mulde ab. Tribooxidative Reaktionen traten am Grundmaterial in Form von rotem Eisenoxid auf.

### 7.1.3 Einfluß der Profilverfertigung auf den Verschleiß

Die Verschleißflächen an den Flanken der stranggezogenen P4C-Wellen waren durchschnittlich kleiner als bei den geschliffenen Profilen unter schwellerer Torsion. Auffällig war eine große Streuung sowohl in der Form als auch in der Größe der Verschleißbereiche. Sie erstreckten sich über die komplette Fügezone hauptsächlich in Form von Verschleißinseln. Die größte Verschleißintensität wurde auf der Lasteinleitungsseite festgestellt.

Der Anriß an den Wellenprofilen entstand im Kontaktbereich zwischen einigen Zehnteln und etwa zwei Millimeter von der Nabenkante entfernt. Die tangentielle Position des Anrisses war der flankenmittige Rand des Anlagebereichs. Der Rißverlauf war prinzipiell identisch zu den

geschliffenen P4C-WNV unter schwellender Torsion. Bei den stranggezogenen Profilen fiel das vermehrte gleichzeitige Auftreten von Rissen an mehreren Flanken auf.



**Bilder 7.14a und 7.14b:** Gefügeschliff einer stranggezogenen unter schwellender Torsion belasteten P4C-Welle

Die Wirkung der größeren Passung sowie der Streuungen von Form und Maßhaltigkeit der stranggezogenen Profile wird offensichtlich. Der Anlagebereich ist deutlich kleiner als bei den geschliffenen Profilen. Durch das größere Spiel und die größeren Abweichungen von Form und Maß wird ein ungleichmäßiges Tragen gefördert. Zwischen Welle und Nabe besteht aufgrund des entfetteten Zustands ein hoher Reibwiderstand, der auf der Lasteinleitungsseite einen starken Reibverschleiß erzeugt. Diese Faktoren führen zu Beanspruchungsspitzen in der Kontaktzone der Verbindungspartner. Fertigungsbedingte Fehler in der Oberfläche induzieren zusätzliche Kerbwirkungen. Beispielhaft zeigt Bild 7.14b eine kaum verschlissene, entkohlte Randschicht, in der ein Riß von der Oberfläche ins Probeninnere verläuft. Das gleichzeitige Auftreten von Rissen an mehreren Flanken weist auf eine Rißinitiierung durch diese Fehlstellen hin. Der zusätzliche Einfluß der maximalen Reibbeanspruchung bleibt rißbestimmend, da die Anrißgebiete auf den einzelnen Flanken identisch sind.

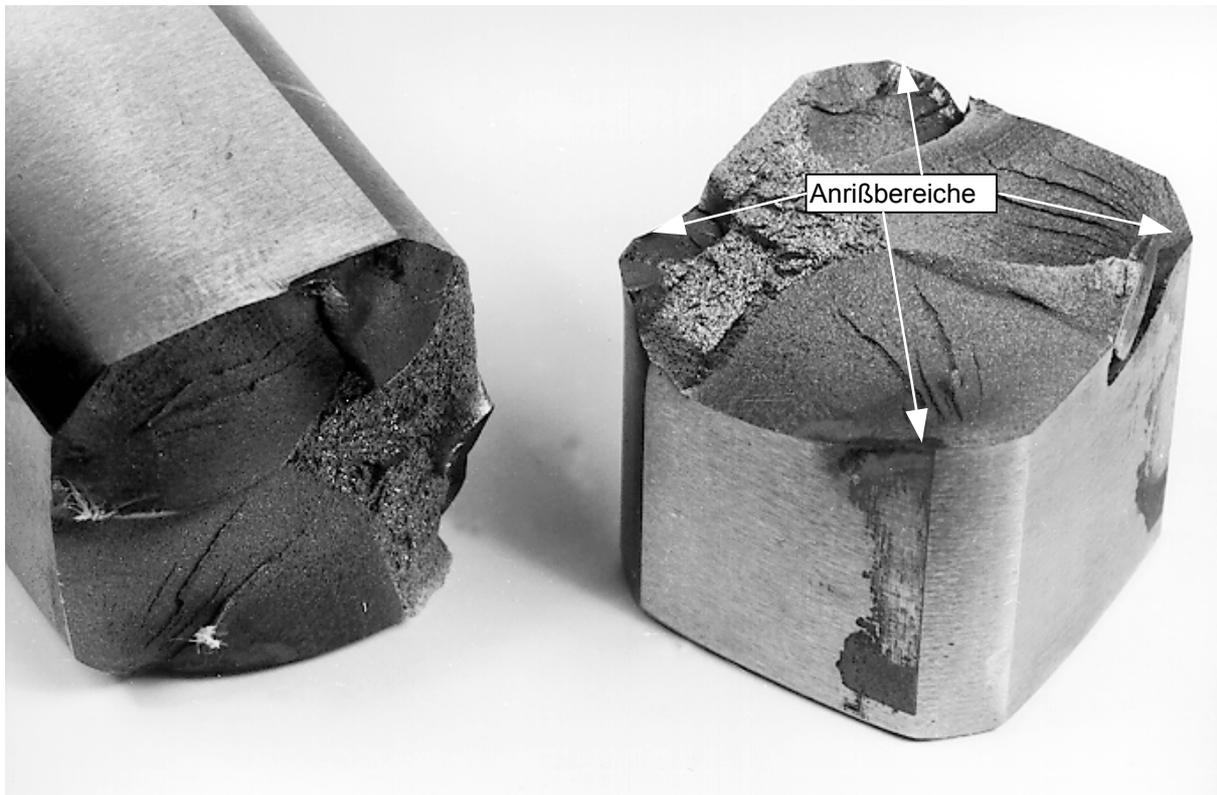
Der verschlissene Bereich des stranggezogenen Profils ist in Bild 7.14a gut erkennbar. Der untere Bereich der Randschicht ist komplett abgetragen, während sich darüberliegend die entkohlte Randschicht in Form der weißen Ferritkörner befindet. Wie bei allen anderen Proben unter schwellender Torsion traten auch bei diesem Versuchsblock die drei genannten Verschleißmechanismen auf, wobei vor allem adhäsive und tribooxidative wirkten. Verschleißerscheinungsformen infolge von Oberflächenzerrüttung traten aufgrund der geringen Flächenpressungen nur in geringem Maß auf.

## 7.2 Verschleiß- und Rißanalyse der P4C-Welle-Nabe-Verbindungen unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion

Als Referenz für den Vergleich der Riß- und Verschleißformen in Abhängigkeit der Versuchsparameter unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion wird der Versuchsblock 2 verwendet. Er unterscheidet sich von den anderen Versuchsblöcken dadurch, daß die P4C-WNV mit einer Spielpassung versehen war, die Verbindung im entfetteten Zustand gefügt und als Werkstoff ein 42CrMoS4V verwendet wurde.

Auch unter dem kombinierten Belastungsfall versagten die P4C-WNV durch den Bruch der Welle. Makrorisse an den Naben wurden ebenfalls nicht festgestellt. Anders als bei den unter schwellender Torsion belasteten Verbindungen gingen Risse von mehreren Flanken der P4C-Welle gleichzeitig aus. Dabei konnten auch alle vier Flanken mit Rissen behaftet sein. Aufgrund der umlaufenden Belastung werden alle Flanken sequentiell belastet und entlastet, wodurch sich die Rißfortschritte an den einzelnen Flanken gegenseitig kaum beeinflussen.

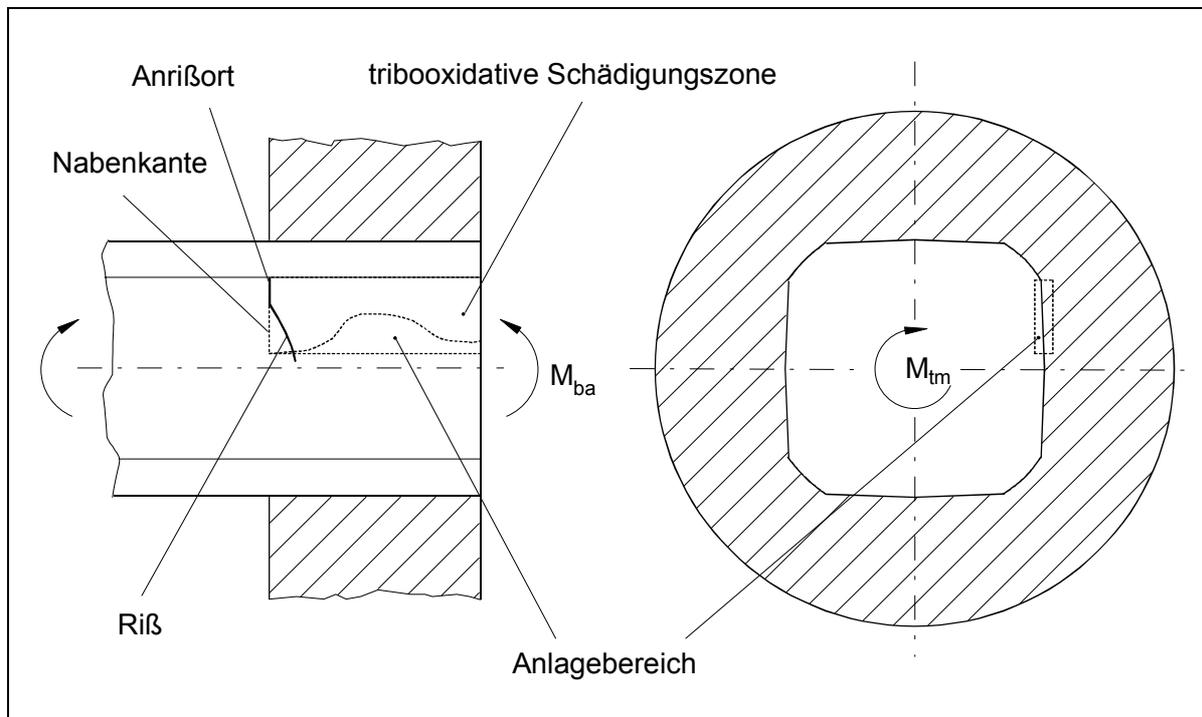
Bild 7.15 zeigt den Reibdauerbruch einer unter Umlaufbiegung und statischer Torsion belasteten Welle. An allen vier Flanken sind die Anrißbereiche und die Rastlinien deutlich erkennbar. Die vier Flanken trugen unterschiedlich stark, was durch die unterschiedlich große Ausprägung der Dauerbruchflächen jeder Flanke sichtbar wird.



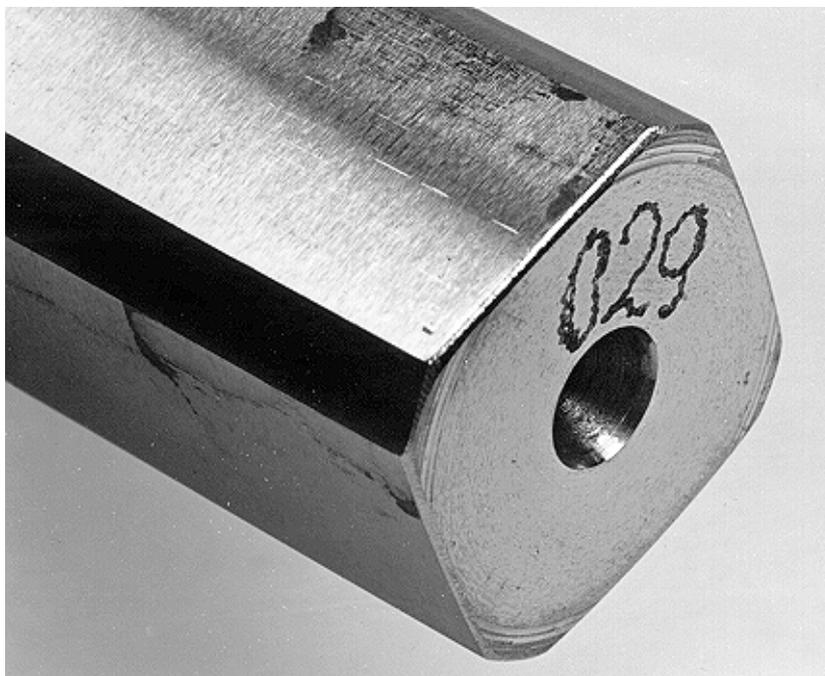
**Bild 7.15:** Reibdauerbruch einer P4C-Welle unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion

Der Anriß der Welle entsteht am Rand des Anlagebereichs dicht am zentrischen Überschliff direkt unter der Nabenkante. Der Riß beginnt auf wenigen Millimetern parallel zur Nabenkante und läuft dann unter einem Winkel zwischen 20° und 40° in die Fügezone

hinein (vgl. Bild 7.16). Der parallel verlaufende Abschnitt des Risses wird ausschließlich durch die Reibungs- und Verschleißverhältnisse verursacht, während der weitere Rißverlauf durch die Spannungszustände infolge der äußeren Belastung bestimmt wird.



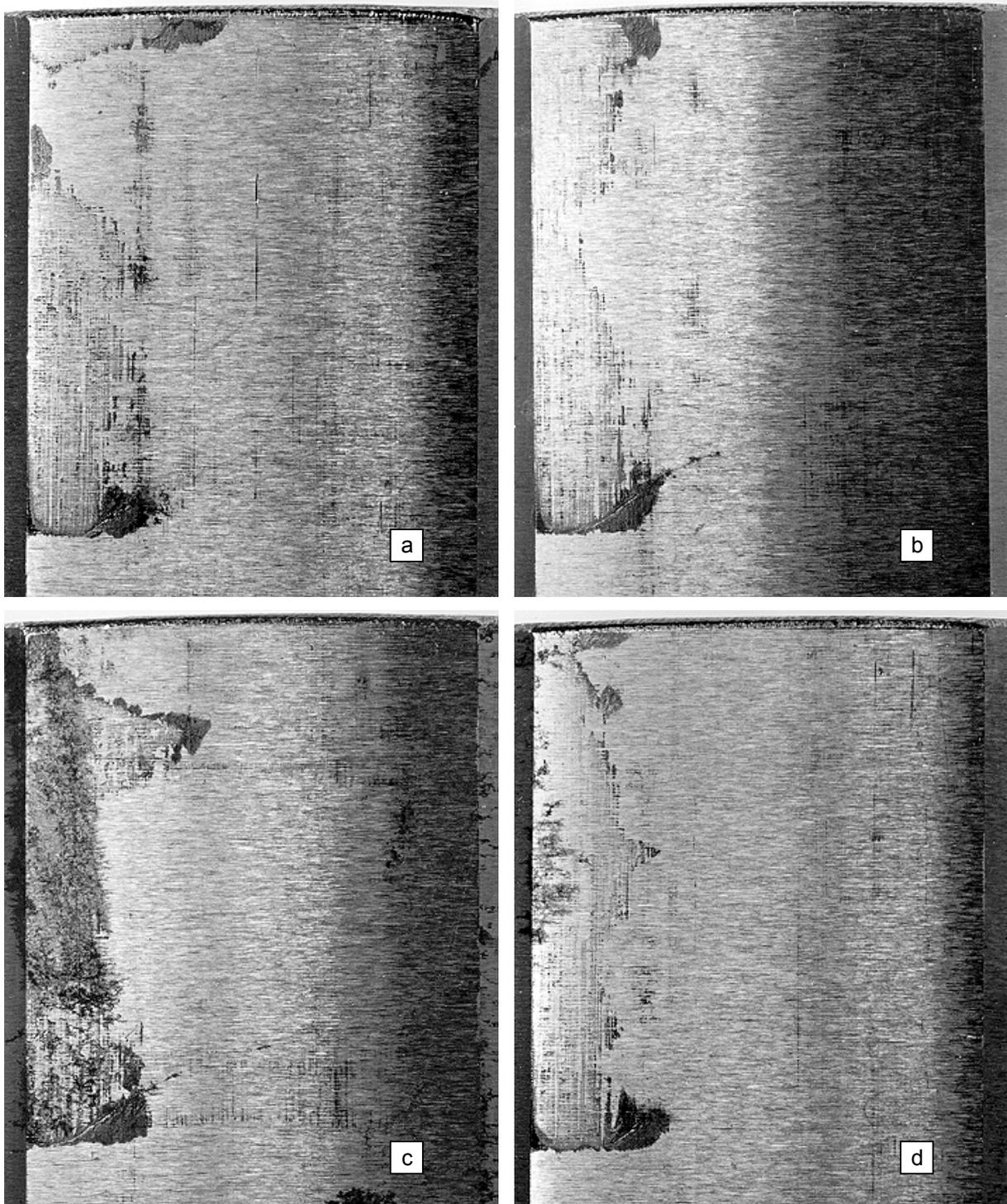
**Bild 7.16:** Schematische Darstellung des Rißverlaufs und der Verschleißzonen der P4C-WNV unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion



**Bild 7.17:** Unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion verschlissene und gebrochene P4C-Welle

In Bild 7.16 ist die Verschleißzone schematisch dargestellt. Sowohl auf der Lasteinleitungsseite als auch am Wellenende bildete sich das größte Verschleißvolumen. Der mittlere Bereich der Fügezone ist aufgrund der umlaufenden Biegebelastung deutlich

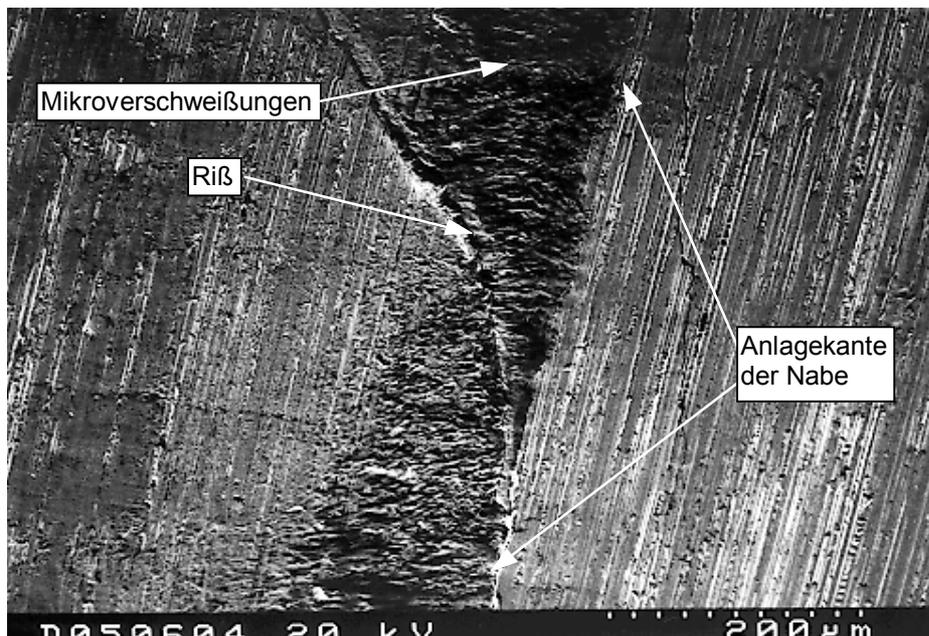
geringer verschlissen. Die Verschleißfelder haben zum Teil sehr unterschiedliche Umriss- und Tiefen, die durch fertigungsbedingte Faktoren und Trageigenschaften des P4C-Profiles, wie sie in Kapitel 7.1 beschrieben sind, verursacht werden (siehe Bild 7.17 und Bilder 7.18a-d). Nach einem Anriß bildet sich infolge der geänderten Beanspruchungsverhältnisse ein Sekundärschaden aus. Dieses Verschleißgebiet liegt unterhalb des Risses in der Fügezone.



**Bilder 7.18a-7.18d:** Verschleißzonen der vier verschiedenen Flanken einer P4C-Welle unter kombinierter Umlaufbiegung mit statischer Torsion

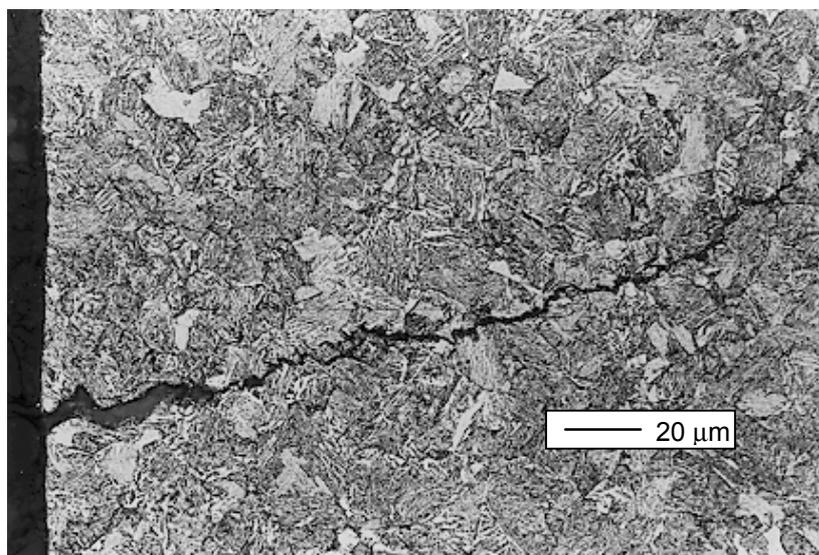
Die REM-Aufnahme zeigt den Riß und einen Teil des Verschleißgebietes einer unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion gebrochenen Welle (vgl. Bild 7.19). Der

unverschlissene Bereich ist durch die Bearbeitungsriefen erkennbar. Es bildete sich ein durch die Anlage der Nabenkante scharf abgegrenztes Verschleißfeld aus. Vor allem Mikroverschweißungen, die in erster Linie von der Nabe auf die Welle übertragen wurden, sind sichtbar. Daneben wurden weitere Verschleißerscheinungsformen, wie z.B. Querrisse, Löcher und rotes Eisenoxid, analysiert. Die aufgetretenen Verschleißformen wurden hauptsächlich durch die Verschleißmechanismen Adhäsion und Tribooxidation verursacht, während Oberflächenzerrüttung in geringerem Umfang wirkte.



**Bild 7.19:** REM-Aufnahme des Anrißgebiets einer unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion gebrochenen P4C-Welle [WiBe-98a]

Bild 7.20 zeigt beispielhaft den Riß und den Verschleißbereich einer unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion gebrochenen P4C-Welle. Der Riß verläuft charakteristisch für den Belastungsfall unter einem Winkel zwischen  $50^\circ$  und  $70^\circ$  von der Oberfläche ins Probeninnere. Die Verschleißtiefe ist relativ gering und gleichmäßig.



**Bild 7.20:** Metallographischer Gefügeschliff einer unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion gebrochenen P4C-Welle [WiBe-98a]

Die Riß- und Verschleißanalyse zeigte bei den P4C-WNV aus dem 2C45N im Vergleich zu denen aus dem 42CrMoS4V keine signifikanten Unterschiede. Die Verschleißintensität lag bei den Proben aus 2C45N in einer ähnlichen Größenordnung vor wie jene aus dem vergüteten Stahl. Die Verschleißflächen der P4C-Wellen aus dem 42CrMoS4V waren durchschnittlich um etwa 11% größer als die aus dem normalisierten Stahl, was in erster Linie auf die höheren äußeren Belastungen zurückzuführen ist. Die aufgetretenen Verschleißerscheinungsformen und -mechanismen waren für beide Werkstoffe gleich, genauso wie der Anriß und der Rißverlauf.

Beim Vergleich des Anriß- und Verschleißverhaltens der P4C-WNV aus dem 2C45N mit einer Spiel- sowie einer Übergangspassung mit Festsitz zeigten sich ein gleicher Anrißbereich und Rißverlauf, wie sie oben beschrieben wurden. Durch die Übergangspassung übertrugen deutlich größere Flächenanteile die Momente. So waren die Verschleißflächen bei den Verbindungen mit einer Übergangspassung durchschnittlich um fast 60% größer als bei den Verbindungen mit einer Spielpassung. Jedoch waren bei beiden Varianten die Verschleißerscheinungsformen und -mechanismen gleich.

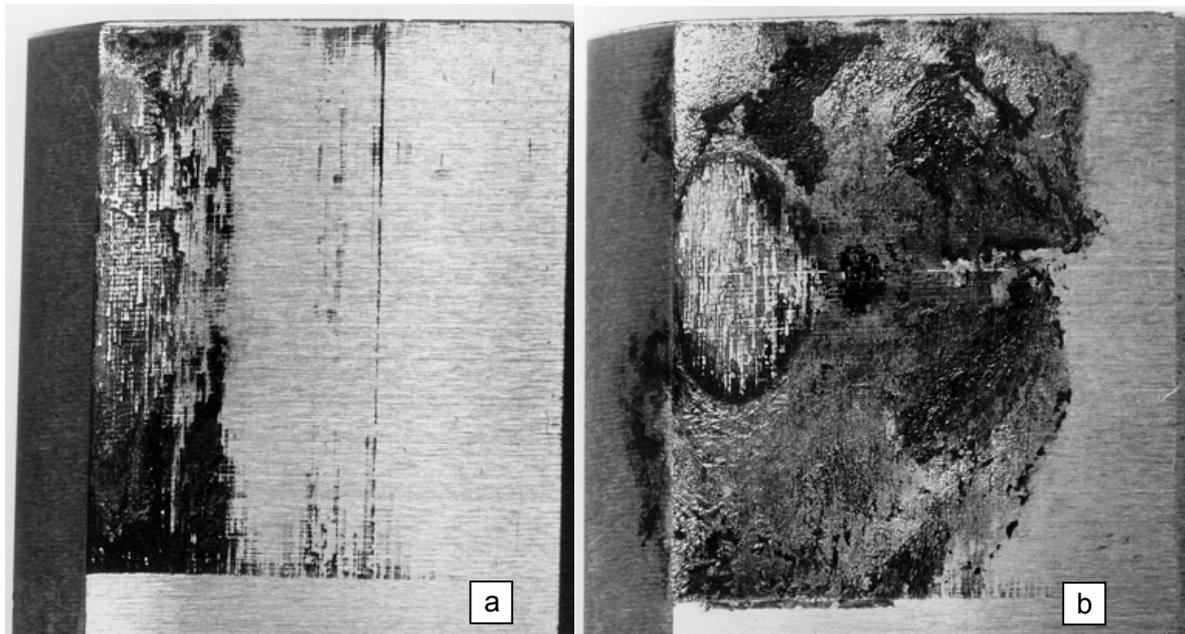
Auch eine Erhöhung der statischen Torsion bei der kombinierten Belastung erbrachte die gleichen Ergebnisse bei der Rißanalyse. Aufgrund der höheren statischen Vorspannung bildeten sich die Anlagebereiche über die Lastzyklen sehr gut aus, so daß die Verschleißflächen im Durchschnitt größer waren als bei den P4C-WNV mit der geringeren Vorspannung. Die qualitativen Verschleißmerkmale waren für Proben beider Versuchsblöcke gleich.

### **7.2.1 Einfluß der Schmierung auf den Verschleiß**

Die Form der Ölschmierung besitzt einen großen Einfluß auf das Verschleißverhalten der P4C-WNV. So zeigen die Verschleißanalysen ein völlig unterschiedliches Ergebnis zwischen den während der Belastungszyklen permanent ölgeschmierten und den einmalig bei der Montage ölgeschmierten P4C-WNV (vgl. Bilder 7.21a und 7.21b). Die permanent ölgeschmierten Verbindungen waren durch einen gleichmäßigen über die gesamte Anlagebreite verlaufenden Verschleiß und eine geringe Verschleißtiefe charakterisiert. Dabei war auf der Lasteinleitungsseite und am Wellenende eine erhöhte Verschleißintensität festzustellen. Für die einmalig ölgeschmierten P4C-WNV stellt sich das Verschleißgebiet bezogen auf die Fläche und die auftretenden Verschleißtiefen extrem dar. So besitzt das Verschleißfeld mehr als die doppelte Breite im Vergleich zu den WNV mit permanenter Schmierung. Selbst am zentrischen Überschliff, der mit einem wesentlich größeren Spiel als der Flankenbereich toleriert ist, sind starke Verschleißspuren erkennbar. Es bildete sich ein ovaler, gering verschlissener Bereich auf der Anlageseite in der Mitte der Fügezone aus.

Infolge der einmaligen Ölschmierung können sich die Kontaktzonen von Welle und Nabe durch den geringen Reibungswiderstand bei den ersten Lastzyklen gleichmäßig ausbilden. Jedoch bindet das Öl die Verschleißpartikel in der Fügezone. Die Druckgradienten infolge der äußeren Belastung führen zum Verschleißpartikeltransport in die Mitte der Fügezone, die durch geringe Druckspannungen gekennzeichnet ist und sich als ovales Feld in der Verschleißzone darstellt (vgl. Bild 7.21b). Dadurch kommt es zu einer vermehrten Ansammlung von Verschleißpartikeln, die Druckgradienten ausgleichen, aber gleichzeitig

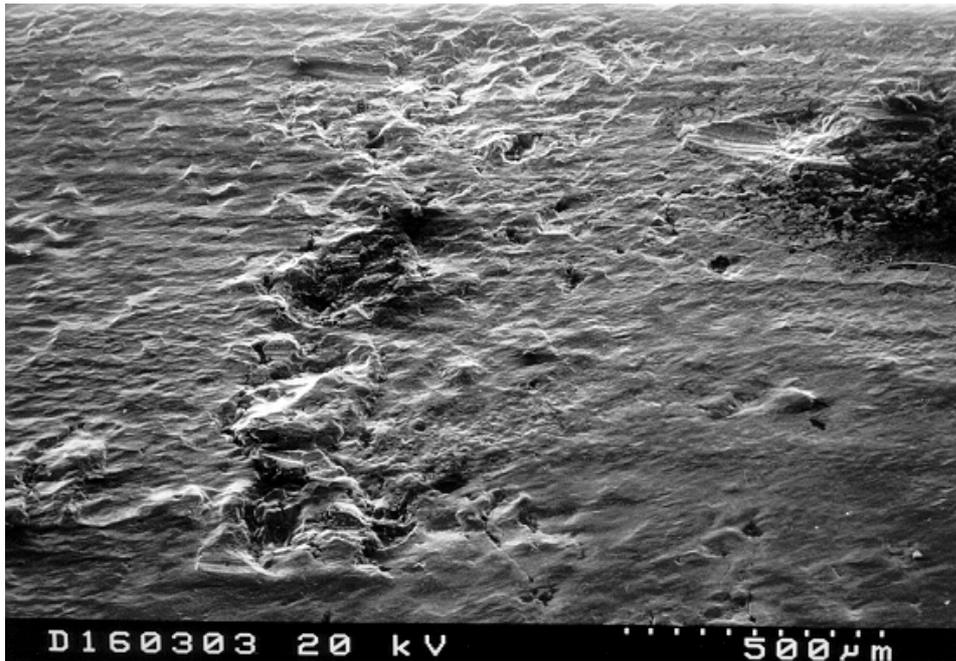
aufgrund ihrer Härte und Form den Verschleißprozeß zusätzlich fördern. Der Verschleiß wandert in Bereiche, die bei einer permanenten Ölschmierung und im entfetteten Zustand bis zu höchsten Lastspielzahlen verschleißfrei sind.



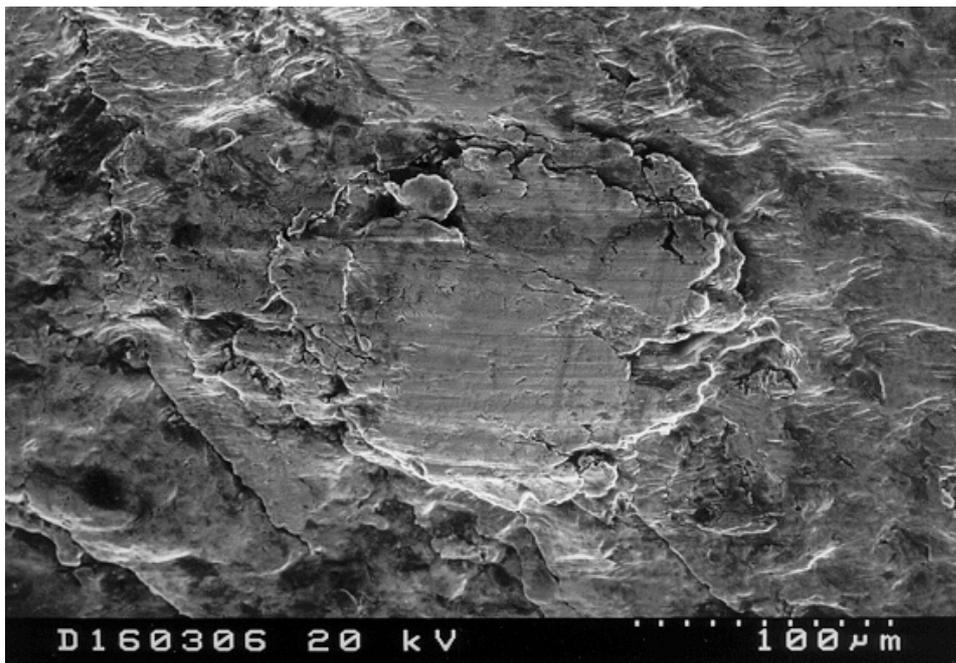
**Bilder 7.21a und 7.21b:** Verschleißzonen einzelner Flanken von permanent ölgeschmierten (a) und einmalig ölgeschmierten (b) P4C-Wellen unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion

Bei den permanent ölgeschmierten Verbindungen werden keine Verschleißpartikel in der Fügezone gehalten, sondern mit dem Ölfluß aus der Fügezone herausgespült. Daher liegt eine gleichmäßig breite Verschleißfläche mit relativ geringen Verschleißtiefen vor. Die REM-Aufnahmen aus diesem Bereich zeigen Schuppen, Kuppen und Löcher sowie auch kleinere Querrisse (siehe Bilder 7.22, 7.23). Die Verschleißerscheinungsformen sind auf adhäsive Verschleißmechanismen sowie auf eine wesentlich stärkere Oberflächenzerrüttung als bei den entfetteten P4C-WNV zurückzuführen. Typisch für die ölgeschmierten Verbindungen war die Bildung von schwarzem Eisenoxid.

Der durch die permanente Ölschmierung geringe Reibungsanteil an der Dreh- und Biegemomentübertragung führt dazu, daß die Höhen und Tiefen der einzelnen Verschleißtäler und -berge im Verhältnis zu den einmalig geschmierten Verbindungen sehr gering sind. Im Bild 7.24 zeigt sich eine signifikante Welligkeit an der Oberfläche, die aufgrund der starken Verschleißpartikelanhäufung und der Druckverhältnisse entstand. Dabei ist die Verschleißrichtung, die sich infolge der Druckgradienten ausbildete, sehr ausgeprägt.

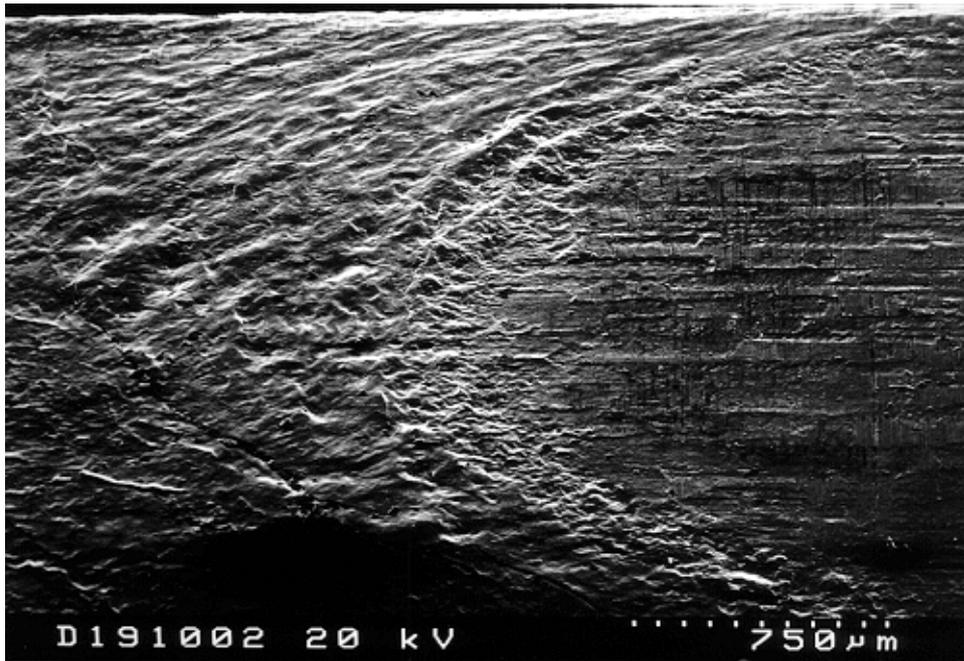


**Bild 7.22:** Verschleißausschnitt aus einer permanent ölgeschmierten P4C-Welle

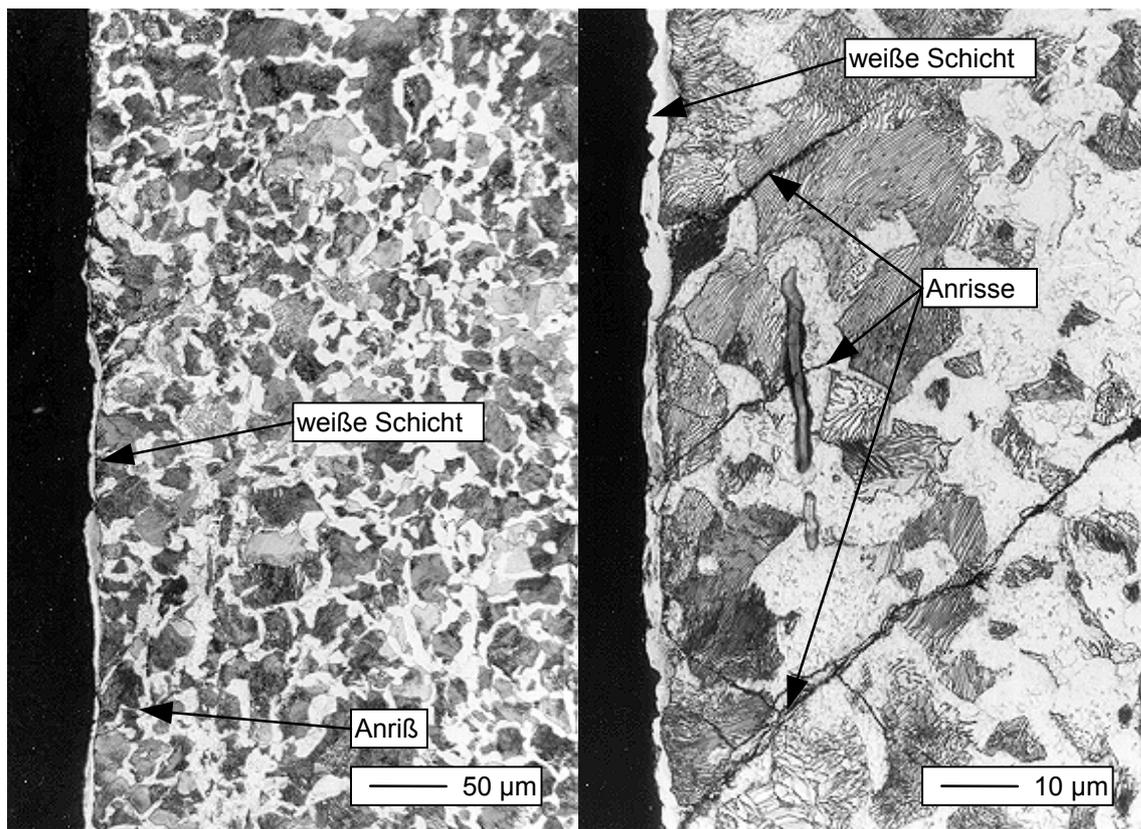


**Bild 7.23:** Verschleißausschnitt aus einer permanent ölgeschmierten P4C-Welle

Die Gefügeschliffe der permanent ölgeschmierten Verbindung bestätigen, daß vor allem Druckspannungen die Oberflächen in der Kontaktzone beanspruchten. So bildete sich an der Oberfläche, wie auch schon bei den Proben unter schwelender Torsion beobachtet, eine weiße Schicht. Anhand der Ferritkörner ist erkennbar, daß die Randschicht des Gefüges stark bis in eine Tiefe von über 50 µm plastifiziert ist (vgl. Bild 7.25b).



**Bild 7.24:** Verschleißausschnitt aus einer bei der Montage einmalig ölgeschmierten P4C-Welle



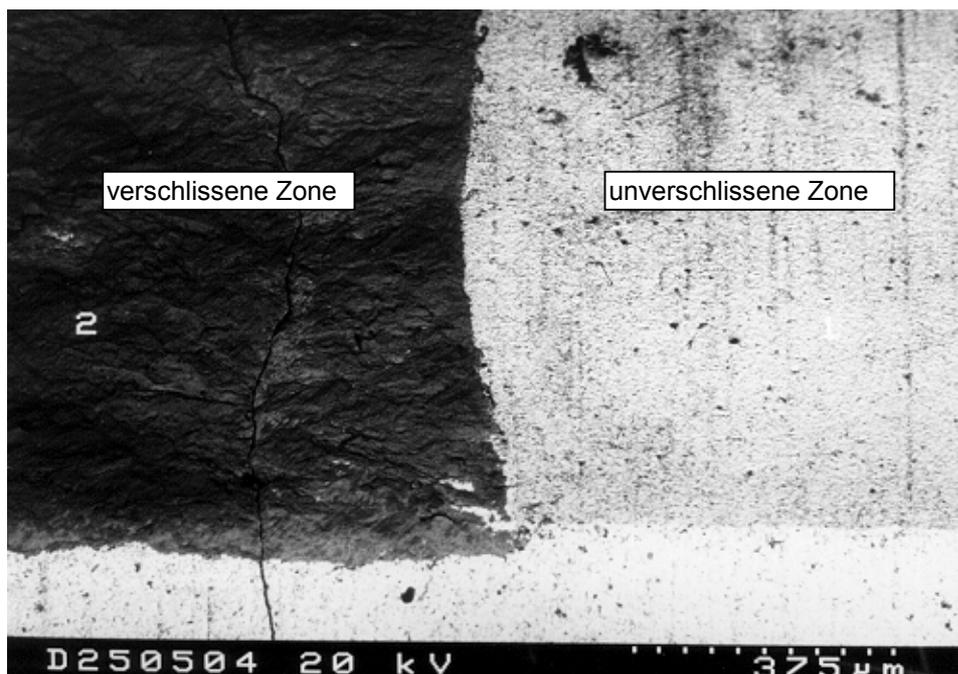
**Bilder 7.25a und 7.25b:** Gefügelängsschliff einer ölgeschmierten unter Umlaufbiegung und statischer Torsion belasteten P4C-Welle

Im Vergleich zu den entfetteten P4C-WNV unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion wanderte der Anrißbereich einige Millimeter axial in die Fügezone hinein. Dort bildete sich auf der Flanke ein in Umfangsrichtung verlaufender Anriß. Der sich anschließende Rißverlauf zeigte die aus Bild 7.16 bekannte Richtungsänderung zwischen 20° und 40°. Daß der Anriß nicht direkt unter der Nabenkante auf der Lasteinleitungsseite

entsteht, bedeutet, daß diese Unstetigkeit im Kraftfluß hier nicht entscheidend für den Anriß ist, sondern die Reibungsverhältnisse maßgeblich sind. Im beschriebenen Fall traten die größten Reibbeanspruchungen in der Fügezone auf. Der Randbereich ist bei Ölschmierung deshalb unkritisch, da die Verschleißpartikel dort leichter herausgespült werden können. Im Inneren der Fügezone werden dagegen die Verschleißpartikel durch die Druckgradienten gehalten und führen dort zu den rißkritischen Reibbeanspruchungen.

### 7.2.2 Einfluß der WC/C-Beschichtung auf den Verschleiß

Unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion wirkte sich die WC/C-Beschichtung der Welle hinsichtlich des Verschleißes positiv aus. Die Verschleißbereiche sind im Vergleich zu den entfetteten, unbeschichteten Verbindungen gleichmäßiger ausgebildet. Die durchschnittliche Verschleißtiefe ist geringer als bei den entfetteten P4C-WNV. Der Anriß der P4C-Wellen liegt am flankenäußeren Rand des Anlagebereichs dicht neben dem zentrischen Überschliff direkt unter der Nabenkante. Der Riß verläuft von diesem Ursprung aus in gleicher Weise wie bei den anderen Versuchsblöcken unter dieser Belastungsart, d.h. nach dem parallel zur Fügekante ausgebildeten Abschnitt wandert der Riß unter einem Winkel zwischen  $20^\circ$  und  $40^\circ$  in die Fügezone hinein.

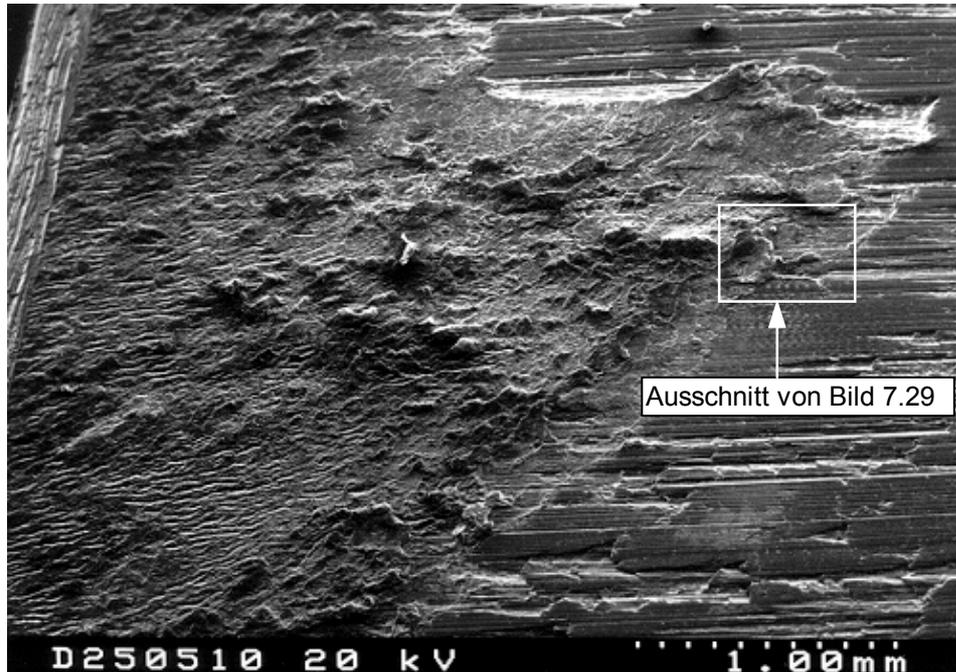


**Bild 7.26:** Rückstreuelektronenaufnahme eines Verschleißgebietes einer WC/C-beschichteten unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion belasteten P4C-Welle

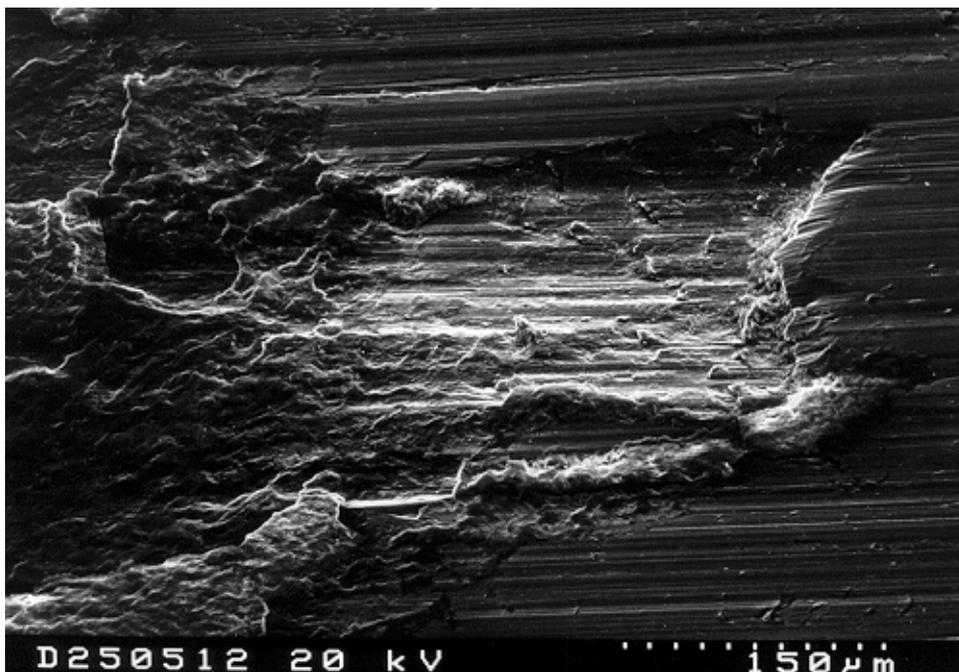
Infolge der Reibungsminderung durch den in der Wolframcarbidbeschichtung eingelagerten Graphit können sich die Anlagebereiche zwischen Welle und Nabe gleichmäßig ausbilden. Dadurch werden im Anfangsstadium der Belastungszyklen extreme Beanspruchungsspitzen vermieden. Der Graphit liegt jedoch in solchen geringen Mengen vor, daß es keine komplette Trennschicht in der Kontaktzone bilden kann. Im weiteren Verlauf der Belastungen wird die verschleißfeste Wolframcarbidbeschichtung an der Welle aufgebrochen. Aufgrund der harten Verschleißpartikel in der Fügezone wird der Verschleißprozeß weiter verstärkt, bis schließlich die komplette Beschichtung abgetragen ist.

Von diesem Zeitpunkt an ist nur noch die Verschleißfestigkeit des Grundwerkstoffs 2C45N für die Tragfähigkeit maßgebend.

Bild 7.26 zeigt die Rückstreuelektronenaufnahme des Verschleißgebiets einer WC/C-beschichteten P4C-Welle (dunkler Bereich mit Nr. 2 gekennzeichnet). Das Wolframcarbid ist dort nicht mehr vorhanden, wohingegen die WC/C-Beschichtung in dem unverschlissenen helleren Bereich eindeutig nachgewiesen wurde.

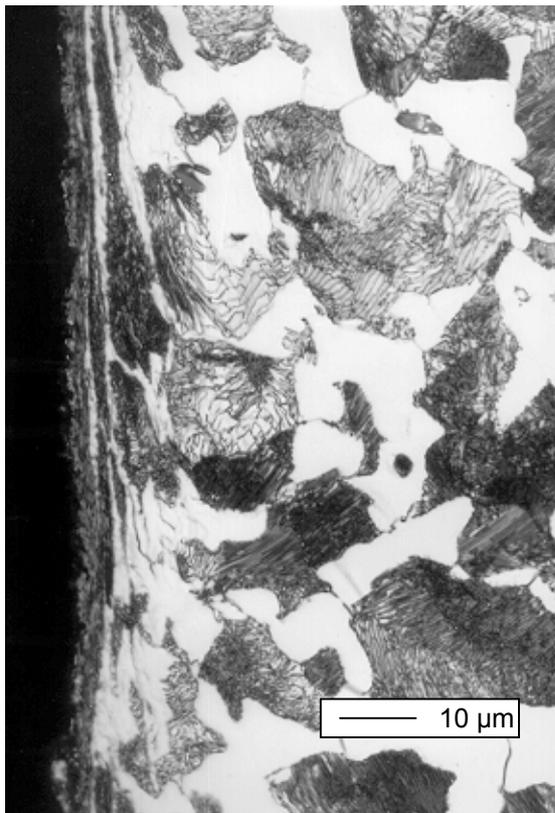


**Bild 7.27:** REM-Aufnahme des Verschleißgebietes einer WC/C-beschichteten unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion belasteten P4C-Welle



**Bild 7.28:** Ausschnittvergrößerung des Verschleißgebietes von Bild 7.27

Als Verschleißerscheinungsformen traten in erster Linie Mikroverschweißungen und Schuppen auf, die auf Adhäsionsmechanismen zurückzuführen sind. Daneben wurden Löcher und Ausbrüche festgestellt. Tribooxidative Verschleißprodukte vor allem in Form von rotem Eisenoxid wurden ebenfalls festgestellt (vgl. Bilder 7.27, 7.28). Anhand des Gefügelängsschliffs läßt sich gut darstellen, daß die Verschleißtiefe relativ gering ist (vgl. Bild 7.29). Eine klare Verschleißrichtung ist durch die starke Plastifizierung des Grundgefüges erkennbar, wobei die Tiefe der Plastifizierung im Vergleich zu den ölgeschmierten Verbindungen deutlich geringer ausfällt. Die WC/C-beschichteten P4C-WNV sind durch einen höheren Reibungsanteil bei der Dreh- und Biegemomentübertragung gekennzeichnet.



**Bild 7.29:** Gefügelängsschliff einer unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion belasteten WC/C-beschichteten P4C-Welle

### 7.3 Diskussion der Analyseergebnisse

Die Verschleiß- und Rißanalysen zeigten, daß bei den gegebenen Randbedingungen alle P4C-WNV unter schwellender Torsion sowie unter kombinierter Umlaufbiegung mit statischer Torsion aufgrund des Risses der Welle versagten. Die Anrisse wurden durch Verschleiß initiiert. Die P4C-Nabe ist infolge ihres Nabendurchmesserhältnisses rißunkritisch. Eine dickwandige Nabe reduziert aufgrund ihrer Steifigkeit die Aufweitung und wirkt daher dem Reibverschleiß durch einen verminderten Schlupfweg entgegen. Auf die lokale Beanspruchung an der Lasteinleitung besitzt die Nabenwandstärke (bis  $Q_A \leq 0,75$ ) keinen Einfluß [Zai-97]. Ähnliches wurde an Querpreßverbänden gezeigt, bei denen durch eine Versteifung der Nabe auf der Lasteinleitungsseite eine Verbesserung der Tragfähigkeit unter Reibdauerbeanspruchung erzielt wurde [Gro-97].

Als Verschleißmechanismen wurden bei beiden Belastungsfällen Oberflächenzerrüttung, adhäsiver und tribooxidativer Verschleiß identifiziert. Verschleißerscheinungsformen, die auf einen abrasiven Mechanismus zurückzuführen sind, konnten nicht festgestellt werden. Kleinste Relativbewegungen zwischen Welle und Nabe bei gleichzeitig hohen Normalspannungen in der Wirkzone führten zu einer starken Reibbeanspruchung, die durch tribooxidative Prozesse verstärkt wurde. Die Stufenversuche zeigten deutlich, daß alle drei Verschleißmechanismen parallel und nicht sequentiell auftraten. Sie konnten durch die Modifikation der Parameter in ihrer Wirkung verändert werden, ohne sie jedoch komplett zu unterdrücken.

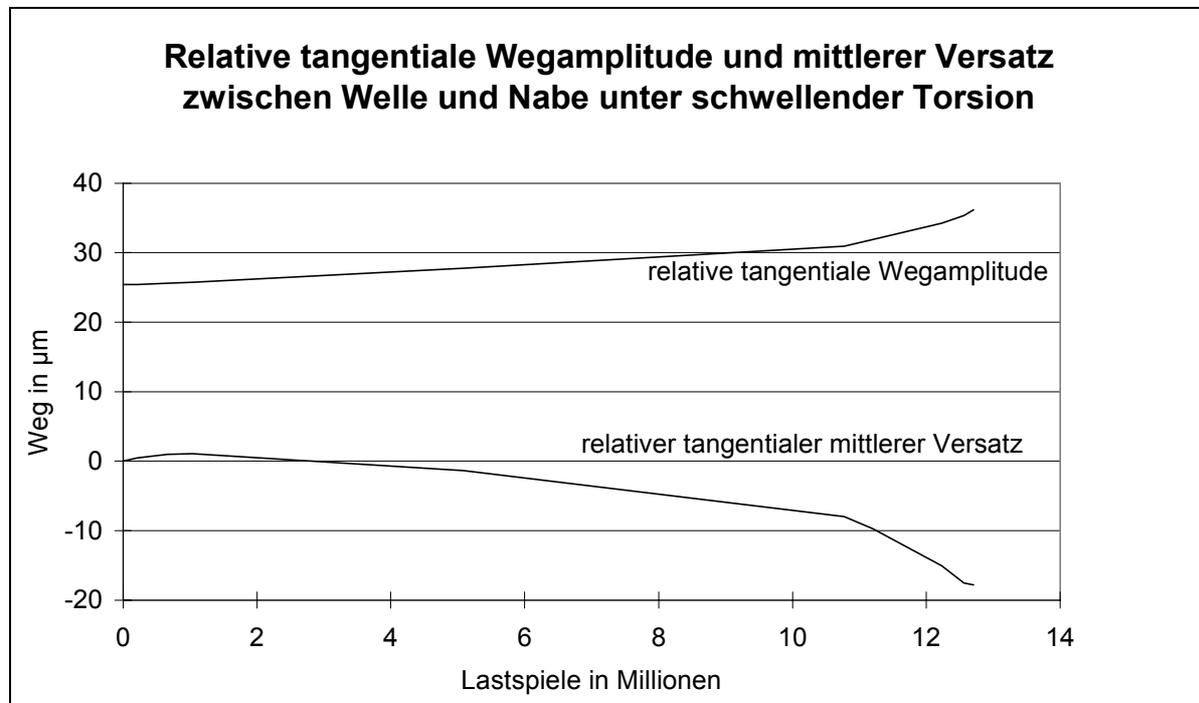
Die quantitative Verschleißanalyse wird durch die Komplexität der Profilgeometrie sowie die Streuungen der Maß- und Profilhaltigkeit stark beeinflusst. Die Folgen sind unterschiedlich beanspruchte Flanken und damit ein ungleichmäßiger Verschleiß an den einzelnen Flanken der P4C-WNV. Neben der geometrischen Komplexität der Verbindungspartner sind es die verschiedenen Verschleißerscheinungsformen und wirkenden Verschleißmechanismen, die eine exakte quantitative Analyse unter den gegebenen Bedingungen nicht zulassen.

Stichprobenmessungen des Relativweges an entfetteten P4C-WNV mit einer Spielpassung ergaben, daß sich die tangentialen Schlupfamplituden in einer Größenordnung von  $5 \mu\text{m} \pm 2 \mu\text{m}$  je nach Randbedingungen bewegten (siehe auch Kap. 4.1.2). Die Schlupfamplituden in axialer Richtung wurden als kritischer Fall unter der kombinierten Belastung in einer ähnlichen Höhe ermittelt (siehe auch Kap. 4.2.2). Damit liegen Schlupfamplituden und Oberflächenrauheiten in der gleichen Größenordnung vor, wodurch die Verschleißanalyse zusätzlich erschwert wurde. Die quantitativen Auswertungen der Stufenversuche erbrachten deshalb auch keinen eindeutigen signifikanten Zusammenhang zwischen ein- und zweidimensionalen Verschleißmeßgrößen, wie z.B. der Verschleißflächen oder des Verschleißabtrags in einer Ebene, und den Lastzyklen, aus denen ein Verschleißkoeffizient hätte abgeleitet werden können.

In Bild 7.30 ist beispielhaft eine Messung des tangentialen Relativweges zwischen Welle und Nabe unter schwellender Torsion über den Lastspielen dargestellt. Der Aufbau und die Spezifikationen des Meßsystems sind im Kapitel 4.1.2 beschrieben. In der oberen Kurve ist ein Anstieg der Wegamplituden zwischen Welle und Nabe über den Lastspielen zu erkennen. Dieser Wert beinhaltet den elastischen Verformungsanteil sowie die Schlupfamplituden. Mit zunehmenden Lastspielen vergrößert sich der Verschleiß, wodurch es zu einer Steifigkeitsabnahme und damit zu einem Verformungsanstieg bei gleicher Belastung kommt. Über den exakten Verlauf des reinen Schlupfanteils ist eine Aussage mit dem verwendeten Meßaufbau nicht möglich.

Neben der Relativwegamplitude ist der mittlere Versatz zwischen Welle und Nabe in der unteren Kurve dargestellt. Dabei ist der steigende Verlauf über der ersten Million Lastspiele auffällig, d.h. der Abstand zwischen Welle und Nabe vergrößerte sich in der ersten Phase. Dieses Phänomen deutet auf Einlaufvorgänge in der Kontaktzone hin. Aufgrund der Druckverhältnisse kommt es zu einem Verschleißpartikeltransport innerhalb der Kontaktzone, wodurch Material zwischen Welle und Nabe aufgebaut wird und sich dadurch der mittlere tangentielle Abstand vergrößert. Mit fortwährender Reibdauerbeanspruchung nimmt der Verschleiß zu, so daß der mittlere Versatz zwischen Welle und Nabe durch einen

Verschleißpartikeltransport aus der Fügezone hinaus sowie durch eine Querschnittsschwächung aufgrund des Verschleißes abnimmt. Ein deutlicher Knick ist bei dem hier gezeigten Beispiel bei elf Millionen Lastspielen zu erkennen, wo ein Makroriß für den geänderten Verlauf verantwortlich ist. Dieser Punkt korreliert sehr gut mit den Relativwegamplituden, die durch die Steifigkeitsreduzierung der Welle steigen.



**Bild 7.30:** Beispiel einer Messung des tangentialen Relativweges P4C-WNV unter schwellender Torsion, Welle-/Nabe-Nr. 216, Block 3A/17

Als besonders positiv stellte sich die permanente Ölschmierung dar, welche den Reibungskoeffizienten deutlich herabsetzte und damit die verschleißfördernden Reibanteile reduzierte. Dieses zeigte sich durch eine sehr gleichmäßige, wenig zerklüftete Verschleißzone. Ferner hatte die permanente Ölschmierung gegenüber der einmaligen Schmierung den großen Vorteil, die Verschleißpartikel aus der Wirkzone herauszuspülen. Eine einmalige Schmierung bindet die Verschleißpartikel in der Fügezone und fördert zusätzlich den Verschleißprozeß.

Die Wolfram-Carbid-Beschichtung mit eingelagertem Graphit (WC/C-Beschichtung) an den P4C-Wellen führte zu einer Verbesserung des Verschleißverhaltens zu Beginn der Belastungen. Es zeigte sich jedoch bei allen untersuchten Verbindungen, daß die ca. 2 µm dicke Härteschicht unter der permanenten Belastung zerstört wurde, so daß die Eigenschaften des Grundmaterials für den weiteren Verschleißprozeß kennzeichnend waren. Als verschleißfördernd wirkten sich die abgetragenen WC-Partikel in der Fügezone aus.

Bereits an den unbelasteten stranggezogenen P4C-Wellen konnten erhebliche Oberflächenfehler festgestellt werden, die auf den Fertigungsprozeß zurückzuführen waren. Die Fehlstellen beeinträchtigten das Tragverhalten der P4C-Wellen in entscheidendem Maß. Die plastifizierte Randschicht konnte keine positive Stützwirkung übernehmen.

Für den Belastungsfall der kombinierten Umlaufbiegung mit statischer Torsion konnte gezeigt werden, daß der Riß nicht in jedem Fall an der P4C-Welle unter der Nabenkante auf der Lasteinleitungsseite entsteht. An den ölgeschmierten Verbindungen wurde der Riß einige Millimeter in der Fügezone in axialer Richtung festgestellt. Die Unstetigkeit im Kraftfluß an der Lasteinleitung war hier unkritisch. Ausschließlich die Reibungsverhältnisse und der Partikelstau in der Fügezone waren für den Anriß verantwortlich.

## 8 Vergleich der experimentellen mit numerisch analytischen Ergebnissen

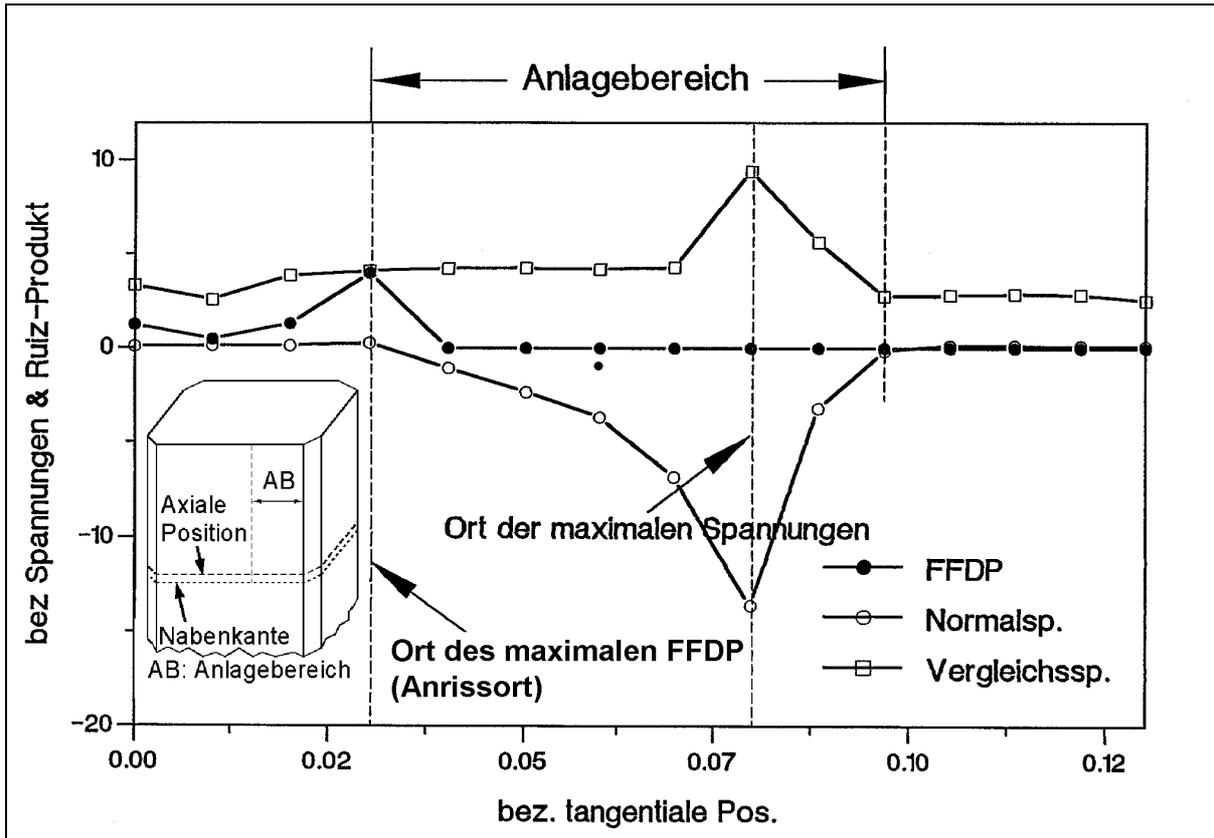
Die Gültigkeit des RUIZ-CHEN-Kriteriums zur Beschreibung des rißkritischen Orts unter Reibdauerbeanspruchung wurde von GÖTLICHER und REINHOLZ für P3G-WNV nachgewiesen [Göt-94], [Rei-94]. Zur Überprüfung der Anwendbarkeit des RUIZ-CHEN-Kriteriums für P4C-WNV unter Reibdauerbeanspruchung führte ZIAEI parallel zu dieser Arbeit FEM-Analysen durch [Zia-97]. Im folgenden werden die analytisch numerisch ermittelten rißkritischen Orte der P4C-Wellen unter schwellender Torsion sowie unter kombinierter Umlaufbiegung mit statischer Torsion den experimentell ermittelten Orten gegenübergestellt.

### 8.1 Anwendung des Ruiz-Chen-Kriteriums auf P4C-Welle-Nabe-Verbindungen unter schwellender Torsion

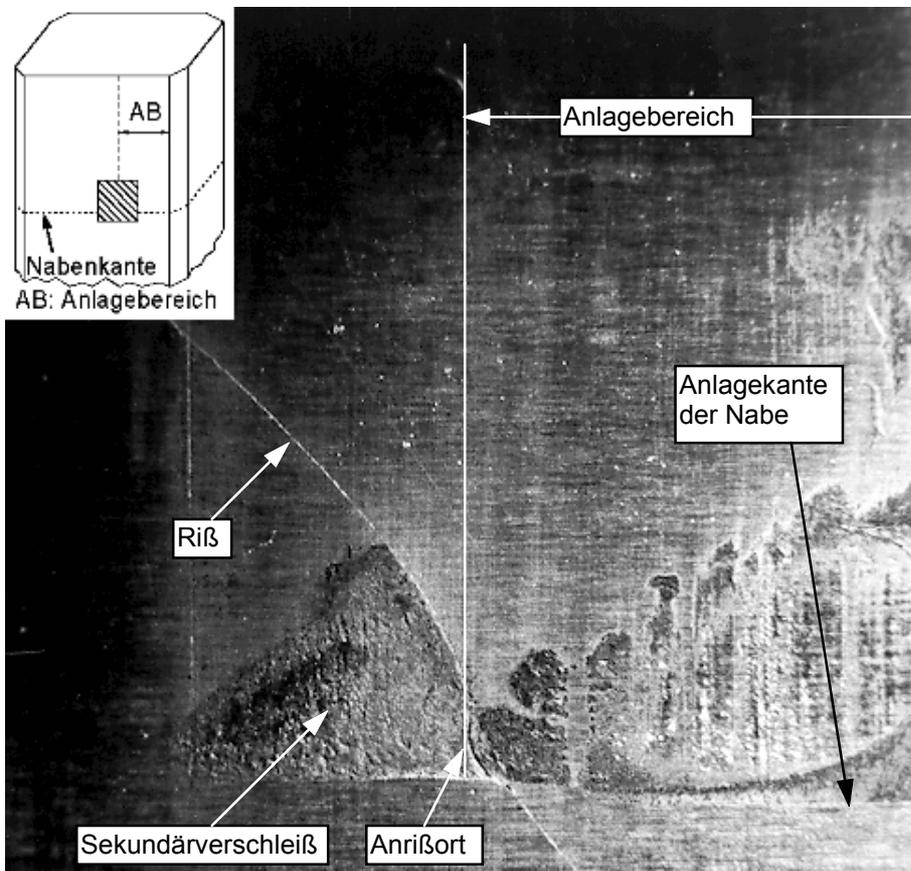
Bild 8.1 zeigt die berechneten Verläufe der Normal- und der Vergleichsspannung sowie des Fretting-Fatigue-Damage-Parameters (FFDP) in der P4C-Welle jeweils in tangentialer Richtung innerhalb der Fügezone. Der Ort des Anrisses befindet sich am flankenmittigen Rand des Anlagebereichs, dort wo der FFDP sein Maximum besitzt. Durch die Torsionsbelastung der P4C-WNV wird im Anlagebereich zwischen Welle und Nabe eine ungleichmäßige Verteilung der Normalspannungen hervorgerufen [Zia-97]. Am flankenmittigen Rand des Anlagebereichs der P4C-Welle entstehen Zugspannungen, dagegen am flankenäußeren Rand, der durch den zentrischen Überschliff begrenzt ist, Druckspannungen. Das Zusammenwirken von Zugspannungen, Reibschubspannungen und Schlupf verursacht den Anriß.

Die Maxima der Normal- und Vergleichsspannungen befinden sich weit innerhalb des Anlagebereiches in einem gemeinsamen Punkt. An dieser Stelle sind die Normalspannungen negativ, auf die Welle wirken also Druckspannungen. Diese sind für die Rißentstehung und -aufweitung unkritisch. Damit wird noch einmal verdeutlicht, daß die Vergleichsspannung als alleiniges Kriterium für einen Reibdauerbruch einer P4C-Welle unbrauchbar ist. Vielmehr wird der Einfluß der Zugspannung auf die Rißentstehung und -aufweitung offensichtlich.

Bild 8.2 zeigt die Verschleißzone und den Riß einer gebrochenen P4C-Welle. Der Anriß entsteht einige Zehntel Millimeter oberhalb der Fügekante am flankenmittigen Rand des Anlagebereichs. Die Verschleißzone jenseits des Risses außerhalb des ursprünglichen Anlagebereiches entstand aufgrund der geänderten Beanspruchungsverhältnisse nach dem Anriß und ist als Sekundärschaden gekennzeichnet. Im Anrißbereich verläuft der Riß axial, was darauf hinweist, daß Schub- und Zugspannungen in tangentialer Richtung gewirkt haben müssen. Der für einen Torsionsbruch typische unter  $45^\circ$  verlaufende Riß ist ober- bzw. unterhalb des Anrißgebiets zu erkennen. Für die Rißentstehung und -aufweitung sind die Reibverhältnisse entscheidend, für den Rißwachstum ist die äußere Belastung verantwortlich.



**Bild 8.1:** Verläufe der tangentialen Normal- und Vergleichsspannung gemäß Gestaltänderungsenergiehypothese und des FFDP in der P4C-Welle unter schwelender Torsion, der Anrißort ist gekennzeichnet [Zia-97]



**Bild 8.2:** Schädigungszone einer unter schwelender Torsion gebrochenen P4C-Welle

Die analytisch numerischen Berechnungen des RUIZ-CHEN-Kriteriums für P4C-WNV unter schwellender Torsion stimmen für die tangentielle Position sehr gut mit dem experimentell ermittelten Anrißort an entfetteten P4C-WNV überein. Die axiale Position wurde nicht weiter variiert, da die tangentielle Beanspruchungsrichtung rißkritisch ist. Für die Betrachtung des FFDP wurde in axialer Richtung der am höchsten reibbeanspruchte Kontaktbereich an der Nabenkante gewählt.

Um auch die veränderten Anrißorte an ölgeschmierten P4C-WNV unter schwellender Torsion (vgl. Kap. 7.1.1) beschreiben zu können, wäre eine Erweiterung des Berechnungsmodells dahingehend sinnvoll, unterschiedliche Reibungsverhältnisse in der Kontaktzone, wie sie in der Realität auftreten, zu berücksichtigen.

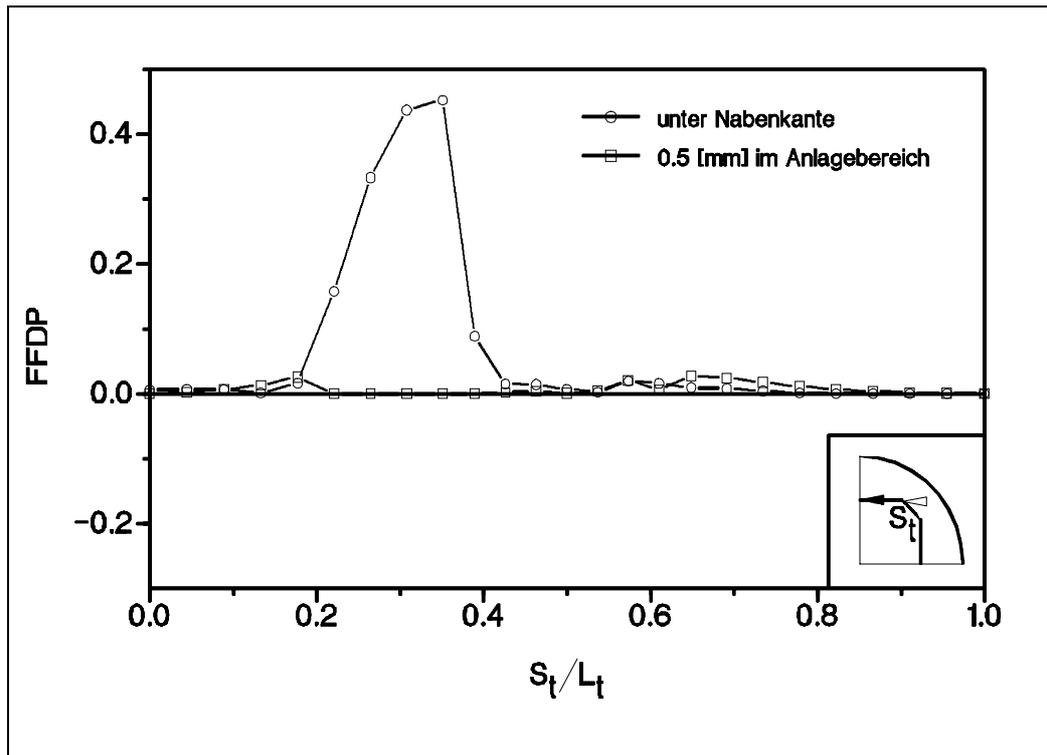
## **8.2 Anwendung des Ruiz-Chen-Kriteriums auf P4C-Welle-Nabe-Verbindungen unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion**

Infolge der Umlaufbiegung ist der Schlupfweg in axialer Richtung am größten, weshalb bei der numerisch analytischen Berechnung auch nur der axiale Schlupf, die axiale Reibschubspannung sowie die Axialspannungen berücksichtigt wurden [Zia-97].

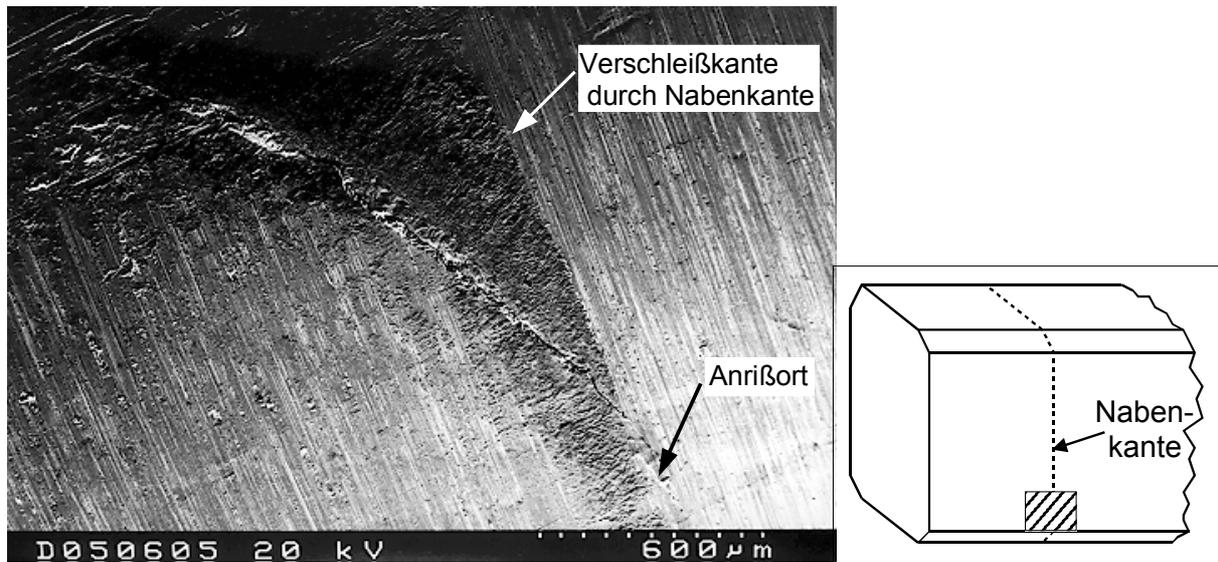
Bild 8.3 zeigt den Verlauf des FFDP in der P4C-Welle infolge der kombinierten Umlaufbiege- und statischen Torsionsbelastung in tangentialer Richtung für zwei unterschiedliche axiale Positionen. Direkt unter der Nabenkante befindet sich ein deutliches Maximum. Bereits 0,5 mm weiter in die Fügezone hinein ist kein Ausschlag der FFDP-Kurve erkennbar. Der Ort des Anrisses der P4C-Welle liegt also nach den FEM-Analysen von ZIAEI direkt unter der Nabenkante. Dort sinken die Normalspannungen, weshalb der Schlupf dort größer als im Inneren der Fügezone ist [Zia-97]. Deshalb bildet sich dort das Maximum des FFDP aus. Nach den Berechnungen verläuft der Anriß senkrecht zur axialen Beanspruchungsrichtung.

Bild 8.4 zeigt das Schädigungsgebiet einer unter Umlaufbiegung und statischer Torsion gebrochenen P4C-Welle. Der Anriß entsteht am flankenäußeren Rand des Anlagebereiches sehr dicht neben dem zentrischen Überschliff direkt unter der Nabenkante auf der Lasteinleitungsseite. Der Riß verläuft auf wenigen Millimetern in tangentialer Richtung parallel zur Nabenkante und wechselt dann seine Richtung aufgrund der zusätzlichen statischen Torsionsbelastung in die Fügezone hinein. Damit ergibt sich auch für den kombinierten Belastungsfall eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der numerischen Berechnung des rißkritischen Orts in axialer Richtung und des tatsächlich im Experiment ermittelten Anrißorts an den entfetteten P4C-WNV.

Bei den ölgeschmierten P4C-WNV zeigte sich eine Abweichung im Anrißort (vgl. Kap. 7.2.1). Auch für diesen Belastungsfall wäre eine Berücksichtigung der ungleichmäßigen Reibungsverhältnisse in der Kontaktzone in dem Berechnungsmodell sinnvoll. Für eine Auslegung der P4C-WNV unter Reibdauerbeanspruchung mit dem RUIZ-CHEN-Kriterium bedarf es noch weiterer Untersuchungen, da nur der rißkritische Ort beschrieben wird. Es existieren bis heute keine Grenzwerte. Dieses sollte ein zukünftiges Forschungsziel sein, um P4C-WNV gegen Reibdauerbruch auslegen zu können.



**Bild 8.3:** Verlauf des FFDP in der P4C-Welle unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion, [Zia-97]



**Bild 8.4:** Schädigungszone einer unter Umlaufbiegung und statischer Torsion gebrochenen P4C-Welle

## 9 Konstruktive Hinweise zur Auslegung und Gestaltung von P4C-Welle-Nabe-Verbindungen unter Dauerschwingbelastung

Die P4C-WNV stellen eine Alternative zu anderen WNV dar, wie z.B. Zahnwellen-, Keilwellen- oder Paßfederverbindungen. Sie sind insbesondere dort sinnvoll einzusetzen, wo neben der Drehmomentübertragung eine axiale Verschiebbarkeit gefordert ist. Für den rein statischen Belastungsfall bietet die DIN 32712 ausreichend gute Auslegungsvorschriften. Für das Verhalten unter dynamischer Belastung stellt diese Norm keine ausreichenden Informationen zur Verfügung, weshalb im folgenden für diesen Fall Hinweise gegeben werden.

Wie die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen an P4C-WNV zeigen, versagen im allgemeinen die P4C-WNV durch einen Bruch der Welle, der durch Reibdauerbeanspruchung verursacht wird. Rechnerische Modellbildungen der Reibkorrosion sind zur Zeit noch nicht sicher einsetzbar, so daß P4C-WNV weiterhin nach dem Nennspannungskonzept auslegt werden müssen. Allerdings ist auch die Übertragung von Nennspannungsberechnungen unsicher, wenn Versuche nicht unmittelbar angewendet werden können. Aufgrund der experimentellen Untersuchungsergebnisse sowie der Ergebnisse der numerischen Untersuchungen [Zai-97] lassen sich jedoch Hinweise für die Gestaltung und Auslegung der P4C-WNV ableiten.

Zunächst können unter den gleichen Bedingungen (Geometrie, Werkstoff, Fertigung, Bauteilgröße, Schmierung), wie sie bei den Versuchen in dieser Arbeit vorlagen, zuverlässige Auslegungen über eine Nennspannungsberechnung durchgeführt werden. Die Anwendung der Reibkerbwirkungszahlen ist problematisch. Diese Reibkerbwirkungszahlen sind stark von den einzelnen Einflußparametern abhängig, so daß eine generelle sichere Auslegung mit den ermittelten Faktoren bei anderen Bedingungen nicht gewährleistet ist.

Für die Gestaltung der P4C-WNV sind Empfehlungen aus dem RUIZ-CHEN-Kriterium, dessen Gültigkeit für P4C-WNV in der jeweiligen rißkritischen Position nachgewiesen werden konnte, abzuleiten. Das Kriterium enthält die wesentlichen Beanspruchungsparameter wie Reibschubspannung, Wellenbeanspruchung und Schlupf. Das Ziel der konstruktiven Maßnahmen muß es sein, diese drei Beanspruchungsparameter möglichst zu minimieren. Die folgenden konstruktiven Hinweise beziehen sich auf die beiden untersuchten Belastungsfälle schwelende Torsion und kombinierte Umlaufbiegung mit statischer Torsion, sofern keine explizite Beschreibung erfolgt. Sie gelten unabhängig von den im praktischen Anwendungsfall vorliegenden Randbedingungen.

### **Werkstoffe:**

Als Werkstoffe für P4C-WNV sollten hochfeste Stähle aufgrund ihrer Reibkerbempfindlichkeit vermieden werden. Ein wesentlich günstigeres Verschleiß- und Tragverhalten in Relation zu den Werkstoffestigkeitskennwerten zeigen un- bzw. niedriglegierte Stähle im unbehandelten oder normalisierten Zustand. Daher ist es aus Gründen der Reibbeanspruchung sinnvoll, soweit es Gewichts- und Raumanforderungen zulassen, einen un- bzw. niedriglegierten Stahl bei entsprechend größerer Dimensionierung zu verwenden. Des weiteren ist nach den Ergebnissen der numerischen Untersuchungen möglichst ein Werkstoff mit geringerem E-Modul für die Nabe gegenüber dem der Welle

auszuwählen, um infolge einer größeren Nachgiebigkeit der Nabe eine günstigeren Spannungsverteilung in der Kontaktzone zu erzielen [WiZiFrPfBeLe-99].

**Profilgenauigkeit:**

Eine hohe Profilgenauigkeit und Maßhaltigkeit sind bei einem Einsatz der P4C-WNV erstrebenswert. Dadurch wird eine gleichmäßige Lastaufteilung in den Kontaktzonen gefördert, außerdem werden partielle Spannungsspitzen verringert.

**Passungsauswahl:**

Bezüglich eines günstigen Verschleißverhaltens ist eine möglichst enge Passung zwischen Welle und Nabe zu wählen. Jedoch ist zu berücksichtigen, daß zur Funktionserfüllung der axialen Verschiebbarkeit unter Drehmomentbelastung die P4C-WNV als Spielpassung ausgelegt werden muß.

**Schmierung:**

Bei der Gestaltung der P4C-WNV ist eine permanente Ölschmierung anzustreben. Dabei soll das Öl zwei Funktionen erfüllen. Zum einen soll die Schmierung den Reibungskoeffizienten stark herabsetzen, so daß sich der Kontaktbereich zwischen den Verbindungspartnern gleichmäßig ausbilden kann und die partielle Reibbeanspruchung herabgesetzt wird. Zum anderen soll die Ölschmierung die Verschleißpartikel aus der Fügezone herauspülen.

**Vorspannung:**

Eine tangentielle Vorspannung der dynamisch belasteten Verbindung durch einen statischen Drehmomentanteil reduziert die Relativbewegungen zwischen Welle und Nabe. Damit wirkt sich eine solche Maßnahme positiv auf die Reibbeanspruchung und Tragfähigkeit der P4C-WNV aus. Dagegen fördern hohe dynamische Lasten die Relativbewegung zwischen Welle und Nabe und vergrößern den Verschleiß.

**Fügelänge:**

Speziell bei Biegebelastungen ist ein Verhältnis der Fügelänge zum Fügedurchmesser von mindestens eins anzustreben. Dadurch werden zum einen der Anlagebereich in der Fügezone und zum anderen das Hebelverhältnis der Querkrafteinleitung an den Fügekanten vergrößert. Beides verringert die Beanspruchung in den P4C-WNV unter Biegebelastung.

**Nabenwandstärke:**

Mit einer Zunahme der Nabenwandstärke erhöht sich die Steifigkeit. Dadurch werden die Relativbewegung zwischen Welle und Nabe und die Reibbeanspruchung der P4C-WNV reduziert. In der vorliegenden Arbeit wurde mit einem Verhältnis von Nabenaußen- zum mittleren Durchmesser  $Q_A = 0,29$  gezeigt, daß die Naben völlig unkritisch sind. Bei dünnwandigen Naben verändern sich die Beanspruchungsverhältnisse. So wurden bei P3G-WNV mit  $Q_A = 0,71$  die Naben als rißkritische Bauteile ermittelt [Rei-94].

**Wellenabsatz:**

Ein Wellenabsatz, dessen Verhältnis zum Fügedurchmesser kleiner als 1 ist, wirkt sich positiv auf die Spannungsverteilung in der Nabe aus. Die numerischen Analysen ergaben eine deutliche Spannungsreduzierung bei einem Verhältnis um 0,9 im Vergleich zur Welle

mit konstantem Querschnitt [Zia-97]. Die Aufweitung der Nabe wird durch die elastisch weicheren Eigenschaften der Welle in axialer Richtung reduziert.

Auf Grundlage der analytisch numerischen Ergebnisse von ZIAEI [Zia-97] zeigen die Tabellen 9.1 und 9.2 einen Überblick über die Wirkung der verschiedenen Einflußparameter auf die maximale Normalspannung  $\sigma_{nn}$  in der Welle, die maximale Vergleichsspannung  $\sigma_V$  in der Nabe und den FFDP bei jeweils steigenden Größen für beide Belastungsfälle.

**Tabelle 9.1:** Einfluß der geometrischen und mechanischen Größen und des Reibbeiwertes auf die Beanspruchung der P4C-WNV unter reiner Torsion [WiZiFrPfBeLe-99]

Parameter	$\sigma_{nn}$ (Welle, max.)	$\sigma_V$ (Nabe, max.)	FFDP
$E_N/E_W$	↗	↑	↗
Durchmesser- verhältnis in der Nabe $Q_A$	→	→	↗
Fügelänge $l$	↘	↓	↘
$D_{Abs.}/D_{Nenn.} (<1)$	↘	↓	↘
Anlagewinkel $\beta_{max}$	↓	↓	↘
Reibwert $\mu$	↘	↘	↗
↑: stark zunehmend, ↗: zunehmend, →: geringer Einfluß, ↘: abnehmend, ↓: stark abnehmend			

**Tabelle 9.2:** Einfluß der geometrischen und mechanischen Größen und des Reibbeiwertes auf die Beanspruchung der P4C-WNV unter kombinierter Umlaufbiegung und statischer Torsion [WiZiFrPfBeLe-99]

Parameter	$\sigma_{nn}$ (Welle, max.)	$\sigma_V$ (Nabe, max.)	FFDP
$E_N/E_W$	→	→	↗
Durchmesser- verhältnis in der Nabe $Q_A$	↗	↗	→
Fügelänge $l$	↓	↓	↘
$D_{Abs.}/D_{Nenn.} (<1)$	↘	↓	↘
Anlagewinkel $\beta_{max}$	↗	↑	↗
Reibwert $\mu$	↘	↘	↗
↑: stark zunehmend, ↗: zunehmend, →: geringer Einfluß, ↘: abnehmend, ↓: stark abnehmend			

## 10 Zusammenfassung und Ausblick

### 10.1 Zusammenfassung

Bei P4C-Welle-Nabe-Verbindungen besitzt die Reibkorrosion unter dynamischer Belastung eine entscheidende Rolle auf die Tragfähigkeit. Infolge der Reibkorrosionsprozesse bilden sich Mikrorisse im Kontaktbereich aus, die den Ursprung für Makrorisse und den Ausfall dieser formschlüssigen WNV bilden. Speziell experimentell abgesicherte Ergebnisse waren notwendig, um die eigentlichen versagensursächlichen Schädigungsmechanismen und deren Einflußparameter zu ermitteln und auf dieser Basis Gestaltungs- und Auslegungsempfehlungen für diese Verbindungen abzuleiten.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden Einflußparameter auf die Reibkorrosion und die Tragfähigkeit der P4C-WNV aus den folgenden Bereichen nach versuchs- und praxisrelevanten Gesichtspunkten ausgewählt und experimentell untersucht. Die Lastspiele wurden bis zu  $10^8$  Lastspielen variiert, um den Verschleißfortschritt zu untersuchen. Der Nenndurchmesser der untersuchten Profilverbindungen betrug 25 mm.

- Belastungseinflüsse:      - kombinierte Umlaufbiegung und statische Torsion,  
                                  - schwellende Torsion,  
                                  - Variation der statischen Vorspannung,
- Geometrieinflüsse:       - P4C-Profil im Vergleich zum P3G-Profil,  
                                  - Passung,  
                                  - Profilverfertigung,
- Werkstoffeinflüsse:      - Werkstoff  
                                  - Wärmebehandlungszustand,  
                                  - Beschichtung der P4C-Welle,
- Umgebungseinflüsse:    - Entfettung,  
                                  - Schmierung der WNV.

Die Verschleiß- und Rißanalysen ergaben, daß alle ausgefallenen Verbindungen aufgrund eines Risses der P4C-Wellen versagten. Die Risse wurden durch Reibverschleiß initiiert. Eine generelle Reibdauerfestigkeitsgrenze konnte nicht ermittelt werden. Es versagten auch noch Verbindungen oberhalb von  $25 \cdot 10^6$  Lastspielen. Die einzelnen Verschleißerscheinungsformen und -mechanismen wurden den jeweiligen Einflußparametern zugeordnet.

Aus den Ergebnissen der Dauerschwingversuche wurden statistisch hinreichend gesicherte Tragfähigkeitskennwerte in Form von Reibkerbwirkungszahlen erarbeitet. Je nach Versuchsparameter wurden Reibkerbwirkungszahlen zwischen 1,3 und 5,6 für schwellende Torsion und 2,7 und 6,1 für kombinierte Umlaufbiegung mit statischer Torsion bei jeweils 90% Überlebenswahrscheinlichkeit für die Grenzlastspielzahl  $20 \cdot 10^6$  ermittelt. Die Variationsbreite sowie das mittlere Niveau der Reibkerbwirkungszahlen liegen deutlich über denen aus der klassischen Dauerfestigkeit bekannten Kerbwirkungszahlen infolge

geometrisch bedingter Kerben. Die Ergebnisse verdeutlichen den starken Einfluß der Reibdauerbeanspruchung auf die Tragfähigkeit der P4C-WNV. Die Reibkerbwirkungszahlen können nicht auf andere Werkstoffe und andere Nenndurchmesser ohne besondere Sicherheitszuschläge angewendet werden.

Im Vergleich zwischen den experimentellen Ergebnissen und den FEM-Analysen konnte gezeigt werden, daß hinsichtlich der maximalen Reibbeanspruchung das RUIZ-CHEN-Kriterium als Ortskriterium den Anrißbereich entfetteter P4C-WNV gut beschreibt [Zia-97]. Für den Fall ölgeschmierter Verbindungen ist eine Weiterentwicklung des Berechnungsmodells notwendig, um die ungleichmäßige Reibbeanspruchung sowie den daraus resultierenden Verschleiß in der Kontaktzone zu berücksichtigen. Aus den experimentellen Ergebnissen und dem RUIZ-CHEN-Kriterium konnten wichtige Gestaltungshinweise für die Auslegung und Gestaltung der P4C-WNV im speziellen sowie von reibkorrosionsgefährdeten Maschinenelementen im allgemeinen abgeleitet werden.

Die in diesem Forschungsprojekt erarbeiteten Ergebnisse stellen eine wichtige Grundlage für die P4C-WNV dar, da bis heute keine anderen experimentell abgesicherten Ergebnisse für diese Profilverbindungen existieren. Eine Auslegung der P4C-WNV ist mit den ermittelten Reibkerbwirkungsfaktoren für die jeweils untersuchten Parameter möglich. Die Tragfähigkeitskennwerte zeigen, daß die P4C-WNV eine sehr gute Alternative zu anderen formschlüssigen WNV mit axialer Verschiebbarkeit darstellen. Ein gezieltes Augenmerk muß dabei auf die Besonderheiten der Reibdauerbeanspruchung gerichtet werden.

## 10.2 Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurden P4C-WNV ausschließlich mit einem Nenndurchmesser von 25 mm untersucht. Weil in DIN 32712 die einzelnen Nenngrößen nicht streng geometrisch genormt sind, unterscheiden sich die Eingriffsverhältnisse je nach Nenngröße. Aber gerade die Eingriffsverhältnisse zwischen Welle und Nabe sind für das Verschleiß- und Tragfähigkeitsverhalten unter schwingender Belastung entscheidend. Es existieren heutzutage keine fertigungstechnischen Zwänge mehr, das P4C-Profil nicht streng geometrisch zu stufen. Deshalb ist es dringend notwendig - auch um eine bessere Akzeptanz in der Praxis zu erreichen - diese Norm entsprechend zu überarbeiten.

In dieser Arbeit durchgeführte experimentelle Untersuchungen konnten einen Teil der Einflüsse auf die Tragfähigkeit der P4C-WNV unter schwingender Belastung darstellen. Wichtig wäre in diesem Zusammenhang, mit weiteren Versuchen den Größeneinfluß abschätzen zu können. Dabei bieten sich P4C-Profile mit Nenndurchmessern von 60 bis 80 mm an. Im Hinblick auf die Reibbeanspruchung würde man damit in günstiger darstellbare Bereiche gelangen, da deutlich größere Relativbewegungen zwischen Welle und Nabe als Oberflächenrauheiten zu erwarten sind. Bei den untersuchten P4C-WNV lagen diese beiden Größen in einem ähnlichen Bereich, was eine exakte Quantifizierung des Verschleißes in Abhängigkeit von den Belastungsparametern nicht zuließ.

Ein weiterer zu untersuchender wichtiger Parameter ist die Fügelänge der P4C-WNV. Sie wurde bei den experimentell durchgeführten Untersuchungen mit einem Verhältnis von  $l/d_m =$

0,74 fest gewählt. Bei Biegebelastungen scheint eine derart kurze Fügelänge extreme Wirkungen auf die Tragfähigkeit zu haben. Hier sollten weitere Versuche Aufschluß bringen. Die P4C-WNV besitzt die Eigenschaft der axialen Verschiebbarkeit unter Drehmomentbelastung. Es existieren jedoch keine experimentell abgesicherten Erkenntnisse hinsichtlich des Verschleißverhaltens bei axialer Verschiebung mit Betriebsfrequenz. Hier wären experimentelle Ergebnisse wichtig, um dem Praktiker entsprechende Hinweise für die Auslegung liefern zu können.

Für die Beschreibung von Reibkorrosionsprozessen an P4C-WNV dürfte die Weiterentwicklung der Meß- und Rechnertechnik weitere wichtige Impulse bringen. Die Profile konnten bis dato mit einem vertretbaren Aufwand nur in verschiedenen Ebenen vermessen werden. Ein dreidimensionales Scanning der Profile über den gesamten Fügebereich mit einer Auflösung, die auch die Oberflächenrauheiten der Fügepartner beschreibt, wird entscheidende Fortschritte ermöglichen. Damit sind nicht nur Verschleißgrößen, wie z.B. das Verschleißvolumen, besser quantifizierbar, sondern auch eine Übergabe dieser geometrischen Meßdaten an ein FEM-Programm ist vorstellbar. Dadurch könnten die realen Kontaktverhältnisse der Fügepartner dargestellt werden. Diese detaillierten Daten würden helfen, die Auslegung von P4C-WNV gegen Reibdauerbruch in ein Modell zu integrieren, wie es von PAYSAN erarbeitet wurde [Pay-00].

## 11 Literatur

- AllLoAn-59 Allsopp, H. C.; Love, R. J.; Andrew, S.: Torsional Strength of Splined Shafts and Similar Coupling Members. Nuneaton, Motor Industry Research Association (1959), Nr. 4.
- Bal-96 Fa. Balzers: Der Weg zu zuverlässigen Präzisionsbauteilen. Firmenschrift der Balzers AG, Liechtenstein, Ausgabe 1996.
- Bar-75 Bartel, A. A.: Reibkorrosion. VDI-Berichte Nr. 243, S. 157-170, Düsseldorf: VDI Verlag, 1975.
- BeRe-94 Beitz, W.; Reinholz, R.: Tragfähigkeit von P3G-Welle-Nabe-Verbindungen. Konstruktion 46 (1994), S. 215-220.
- BrHaMü-83 Braschel, R.; Hartmann, R.; Müller, G.: Festigkeitsberechnung von Welle-Nabe-Verbindungen mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente. Konstruktion 35 (1983), H. 3, S. 95-100.
- Bru-91 Bruck, P. A.: Dauerschwingfestigkeit von Schrauben bei kombinierter Zug- und Biegebelastung. Dissertation, TU Berlin, 1991.
- CzHa-92 Czichos, H.; Habig, K.-H.: Tribologie-Handbuch: Reibung und Verschleiß; Systemanalyse, Prüftechnik, Werkstoffe und Konstruktionselemente. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg, 1992.
- CzOd-88 Czyzewski, T.; Odman, M. T.: Analysis of Contact Stress and Deformation in a Trilobe Polygonal Connection. Journal of Engineering for Industry Vol. 110, Aug. 1988, S. 212-217.
- Den-75 Dengel, D.: Die  $\arcsin\sqrt{P}$ -Transformation - ein einfaches Verfahren zur grafischen und rechnerischen Auswertung geplanter Wöhlerversuche. Zeitschrift für Werkstofftechnik, 6. Jahrgang, Aug. 1975, H. 8, S. 253-288.
- Den-89 Dengel, D.: Empfehlungen für die statistische Abschätzung des Zeit- und Dauerfestigkeitsverhaltens von Stahl. Mat.-wiss. und Werkstofftechn. 20 (1989), S. 73-81.
- DiScWe-93 Dietz, P.; Schäfer, G.; Wesolowski, K.: Zahnwellenverbindungen - Beanspruchungs- und Verschleißverhalten. Konstruktion 45 (1993), S. 227-234.
- Dub-97 Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau. Hrsg.: Beitz, W.; Grote, K.-H., 19. Auflage, Berlin, Heidelberg: Springer, 1997.

- For Fa. Fortuna: Polygon-Verbindungen. Firmenschrift der Fortuna-Werke Maschinenfabrik GmbH, Stuttgart-Bad Cannstatt (ohne Jahresangabe).
- FrPf-85 Frank, A.; Pflanzl, M.: Das Polygonprofil - die Wellen-Naben-Verbindung der 90er Jahre? Technik-Report 5 (1985), S. 23-26.
- FrPf-98 Frank, A.; Pflanzl, M.: Die Norm-Polygonverbindungen P3G und P4C - Geometrische Grundlagen, Funktionsverhalten und Fertigung. VDI-Berichte 1384, S. 105-120. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998.
- FrPfMa-92 Frank, A.; Pflanzl, M.; Mayr, R.: Vom K-Profil und Polygonprofil zu funktionsoptimierten Unrundprofilen - eine österreichische Entwicklung. Präzision im Spiegel, Herbstausgabe 1992, S. 42-48.
- Fun-68 Funk, W.: Der Einfluß der Reibkorrosion auf die Dauerhaltbarkeit zusammengesetzter Maschinenelemente. Dissertation, TH Darmstadt, 1968.
- Gum-55 Gumbel, J. E.: Statistical Theory of Extreme Values and Some Practical Applications. US Department of Commerce, Applied Mathematics Series 33, Feb. 1954.
- Göt-94 Göttlicher, C.: Entwicklung einer verbesserten Festigkeitsberechnung für P3G-Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen bei Torsions- und kombinierter Biege- und Torsionsbeanspruchung. Dissertation, TH Darmstadt, 1994.
- Grä-88 Gräfen, H.: Die Reibkorrosion aus Sicht der Korrosionsforschung. Berichtsband zum Statusseminar Reibkorrosion, TU München, Lehrstuhl für Metallurgie und Metallkunde, S. 1.2/1-1.2/13, München, 28. April 1988.
- Gro-97 Gropp, H.: Das Übertragungsverhalten dynamisch belasteter Preßverbindungen und die Entwicklung einer neuen Generation von Preßverbindungen. Habilitationsschrift, TU Chemnitz, 1997.
- GrKI-98 Gropp, H.; Klose, D.: Grundlegende Ergebnisse experimenteller Untersuchungen zum Übertragungsverhalten dynamisch belasteter Preßverbindungen. VDI-Berichte 1384, S. 175-188. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998.
- Hag-75 Hagen, W.: Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen. Antriebstechnik 14 (1975), Nr. 3, S. 120-124.
- Hai-89 Haibach, E.: Betriebsfestigkeit. Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1989.

- HaKaOk-81 Hattori, T.; Kawai, S.; Okamoto, N.; Sonobe, T.: Torsional Fatigue Strength of a Shrink Fitted Shaft. Bulletin of the JSME, Vol. 24, No. 197, Nov. 1981, S. 1893-1900.
- HeHe-81 Heinz, R.; Heinke, G.: Die Vorgänge beim Schwingungsverschleiß in Abhängigkeit von Beanspruchung und Werkstoff, Tribologie - Reibung, Verschleiß, Schmierung. Dokumentation zum F&E-Programm des BMFT, Band 1, Berlin: Springer Verlag, 1981, S. 1893-1900.
- HiNo-94 Hills, D. A.; Nowell, D.: Mechanics of Fretting Fatigue. Solid Mechanics and its Applications, Editor: Gladwell, G. M. L., Volume 30, Dordrecht, Boston, London: Kluwer Academic Publishers, 1994.
- Hov-86 Hove, U.: Zum Verhalten biege- und torsionsbelasteter Profilwellenverbindungen. Dissertation, TU Berlin, 1986.
- Juc-83 Juckenack, D.: Welle-Nabe-Verformungsanalyse mittels Holografie. Dissertation, TU Berlin, 1983.
- Jul-72 Julius, A.: Zum Mechanismus des Reibdauerbruchs. Dissertation, TH Darmstadt, 1972.
- KIHa-96 Klaffke, D.; Hartelt, M.: Tribologische Charakterisierung von Werkstoffen bei ungeschmierter reversierender Gleitbewegung. Tribology - Solving Friction and Wear Problems, 10th International Colloquium 09 - 11 January 1996, Ed.: W. Bartz, Proc. Vol. 2, S. 919-928.
- KIWe-89 Klamka, H.; Weltz, R.: Ein neues Prüfmaschinenprinzip für Umlaufbiegebelastung von Wellen und Welle-Nabe-Verbindungen. Konstruktion 41 (1989), S. 131-135.
- Kol-84 Kollmann, F. G.: Welle-Nabe-Verbindungen. Konstruktionsbücher Band 32, Herausgeber: Pahl, G., Berlin, Heidelberg: Springer, 1984.
- Kre-76 Kreitner, L.: Die Auswirkung der Reibdauerbeanspruchung auf die Dauerhaltbarkeit zusammengesetzter Maschinenteile. Dissertation, TH Darmstadt, 1976.
- Lei-83 Leidich, E.: Beanspruchung von Preßverbindungen im elastischen Bereich und Auslegung gegen Dauerbruch. Dissertation, TH Darmstadt, 1983.
- LeVi-67a Leroy, A.; Viseur, B.: Sollicitation, résistance et déformabilité des moyeux 'Polygon'. La Mach. Moderne 61 (5), 1967, S. 17-26.

- LeVi-67b Leroy, A.; Viseur, B.: Sollicitation, résistance et déformabilité des moyeux 'Polygon'. La Mach. Moderne 61(6), 1967, S. 49-54.
- Mae-76 Maennig, W.-W.: Auswertung und auswertungsgerechte Planung von Schwingfestigkeitsversuchen. Publikation der Universitätsbibliothek der TU Berlin, 1976.
- Mae-81 Maennig, W.-W.: Entwicklung bei der Planung und Auswertung von Schwingungsfestigkeitsversuchen. Vorträge der 6. Sitzung des Arbeitskreises Betriebsfestigkeit „Neuere Erkenntnisse und Verfahren der Schwingfestigkeitsforschung“, Deutscher Verband für Materialprüfung e. V. Berlin, 1981, S. 103-131.
- Man-55 Fa. Manurhin: Über die Festigkeitsberechnung der P3-, PC3- und P4C-Profilverbindungen. Werksbericht der Fa. Manurhin vom 29.04.1955 und 29.05.1958.
- May-93 Mayr, R.: Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen mit innenschleifbarer Kontur. Dissertation, TU Graz, 1993.
- Mec-88 Mechnik, R.-P.: Festigkeitsberechnung von genormten und optimierten Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen unter reiner Torsion. Dissertation, TH Darmstadt, 1988.
- Mec-91 Mechnik, R.-P.: Beitrag zur Festigkeitsberechnung von Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen unter reiner Torsion. Konstruktion 43 (1991), S. 1-8.
- Mer-97 Mertens, H.: Festigkeitsnachweis. Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau. Hrsg.: Beitz, W.; Grote, K.-H., 19. Auflage, Berlin, Heidelberg: Springer, 1997, C55-C58.
- MePa-98 Mertens, H.; Paysan, G.: Zur rechnerischen Lebensdauervorhersage für reibkorrosionsgefährdete Maschinenelemente - Ein Statusbericht zu Praxis und Forschung. VDI Berichte 1384, S. 159-174, Düsseldorf: VDI Verlag, 1998.
- Mey-96 Meyer-Eschenbach, A.: Untersuchung zur Gestaltung und Berechnung hochbeanspruchter Wellen mit axialen Kerben. Dissertation, TU Berlin, 1996.
- Mus-55a Musyl, R.: Das Wälzstoßen von Innen-Polygon-Profilen. Maschinenbau und Wärmewirtschaft, Springer-Verlag in Wien, Sonderabdruck aus 10. Jahrgang, Heft 1, 1955, S. 17-22.

- Mus-55b Musyl, R.: Die kinematische Entwicklung der Polygonkurve aus dem K-Profil. Maschinenbau und Wärmetechnik, Springer Verlag in Wien, Sonderabdruck aus 10. Jahrgang , Heft 2, 1955, S. 33-36.
- Mus-62 Musyl, R.: Die Polygon-Verbindungen und ihre Nabenberechnung. Konstruktion im Maschinen-, Apparate- und Gerätebau. Springer Verlag, 14. Jahrgang, Heft 6, 1962, S. 213-218.
- NiKo-67 Nishioka, K.; Komatsu, H.: Researches on Increasing the Fatigue Strength of Press-Fitted Shaft Assembly. Bull. JSME, Vol. 10, No. 42 (1967), S. 880-889.
- NiNiHi-68 Nishioka, K.; Nishimura, S.; Hirakawa, K.: Fundamental Investigations of Fretting Fatigue. Part 1, On the Relative Slip Amplitude of Press-fitted Axle Assemblies. Bull. JSME, Vol. 11, No. 45 (1968), S. 437-445.
- NiHi-69a Nishioka, K.; Hirakawa, K.: Fundamental Investigations of Fretting Fatigue. Part 2, Fretting Fatigue Testing Machine and Some Results. Bull. JSME, Vol. 12, No. 50 (1969), S. 180-187.
- NiHi-69b Nishioka, K.; Hirakawa, K.: Fundamental Investigations of Fretting Fatigue. Part 3, Some Phenomena and Mechanisms of Surface Cracks. Bull. JSME, Vol. 12, No. 51 (1969), S. 397-407.
- NiHi-69c Nishioka, K.; Hirakawa, K.: Fundamental Investigations of Fretting Fatigue. Part 4, The Effect of Mean Stress. Bull. JSME, Vol. 12, No. 51 (1969), S. 408-414.
- NiHi-69d Nishioka, K.; Hirakawa, K.: Fundamental Investigations of Fretting Fatigue. Part 5, The Effect of Relative Slip Amplitude. Bull. JSME, Vol. 12, No. 52 (1969), S. 692-697.
- NiHi-72 Nishioka, K.; Hirakawa, K.: Fundamental Investigations of Fretting Fatigue. Part 6, Effects of Contact Pressure and Hardness of Materials. Bull. JSME, Vol. 15, No. 80 (1972), S. 135-144.
- Old-99 Oldendorf, U.: Lastübertragungsmechanismen und Dauerhaltbarkeit von Paßfederverbindungen. Dissertation, TU Darmstadt, 1999.
- Pay-00 Paysan, G.: Ein Wirkzonenkonzept zur Simulation des Verschleiß- und Tragverhaltens reibkorrosionsgefährdeter Maschinenelemente. Dissertation, TU Berlin, 2000.
- Rei-94 Reinholz, R.: Tragfähigkeit von P3G-Welle-Nabe-Verbindungen bei reiner Dauerschwingbeanspruchung. Dissertation, TU Berlin, 1994.

- Rei-95                   Reinholz, R.: Persönliche Mitteilung, TU Berlin, 1995.
- Rom-91                   Romanos, G.: Reibschluß und Tragfähigkeitsverhalten umlaufbiegebelasteter Querpreßverbände. Dissertation, TU Berlin, 1991.
- RuCh-86                 Ruiz, C.; Chen, K. C.: Life Assessment of Dovetail Joints Between Blades and Discs in Aero-Engines. In Proc. Conf. „Fatigue of engineering materials and structures“, London, Institute of Mechanical Engineers, 1986, S. 187-194.
- Sch-95                   Schäfer, G.: Der Einfluß von Oberflächenbehandlungen auf das Verschleißverhalten flankenzentrierter Zahnwellenverbindungen mit Schiebesitz. Dissertation, TU Clausthal, 1995.
- See-70                   Seefluth, R.: Dauerfestigkeitsuntersuchungen an Wellen-Naben-Verbindungen. Dissertation, TU Berlin, 1970.
- vEs-94                   von Esebeck, G: Tragfähigkeit von stoffschlüssig hergestellten Formschlußverbindungen für keramische Bauteile. Dissertation, TU Berlin, 1994.
- Völ-64                   Völler, R.: Das Polygonprofil im Werkzeugmaschinenbau. Antriebstechnik 3 (1964), Nr. 9, S. 343-347.
- Wat-72                   Waterhouse, R. B.: Fretting Corrosion. Oxford: Pergamon Press, 1972.
- Wat-81                   Waterhouse, R. B.: Fretting Fatigue. Barking Essex, England: Applied Science Publishers, 1981.
- Wat-92                   Waterhouse, R. B.: Fretting Fatigue. International Material Reviews 1992, Vol. 37, No. 2, S. 77-97.
- WiBe-98a                Winterfeld, J.; Beitz, W.: P4C-Welle-Nabe-Verbindungen - Der Einfluß der Reibkorrosion auf das Tragfähigkeitsverhalten. VDI-Berichte 1384, S. 121-139. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998.
- WiBe-98b                Winterfeld, J.; Beitz, W.: Zum Einfluß der Reibkorrosion auf das Tragfähigkeitsverhalten von Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen, Tribologie und Schmierungstechnik H.5/98 und 6/98, S. 35-41 und S. 12-18.
- WiZiFrPfBeLe-99     Winterfeld, J.; Ziaei, M.; Frank, A.; Pflanzl, M.; Beitz, W.; Leidich, E.: Welle-Nabe-Verbindungen mit dem Polygonprofil P4C. antriebstechnik, H. 5, Mai 1999, S. 66-70.

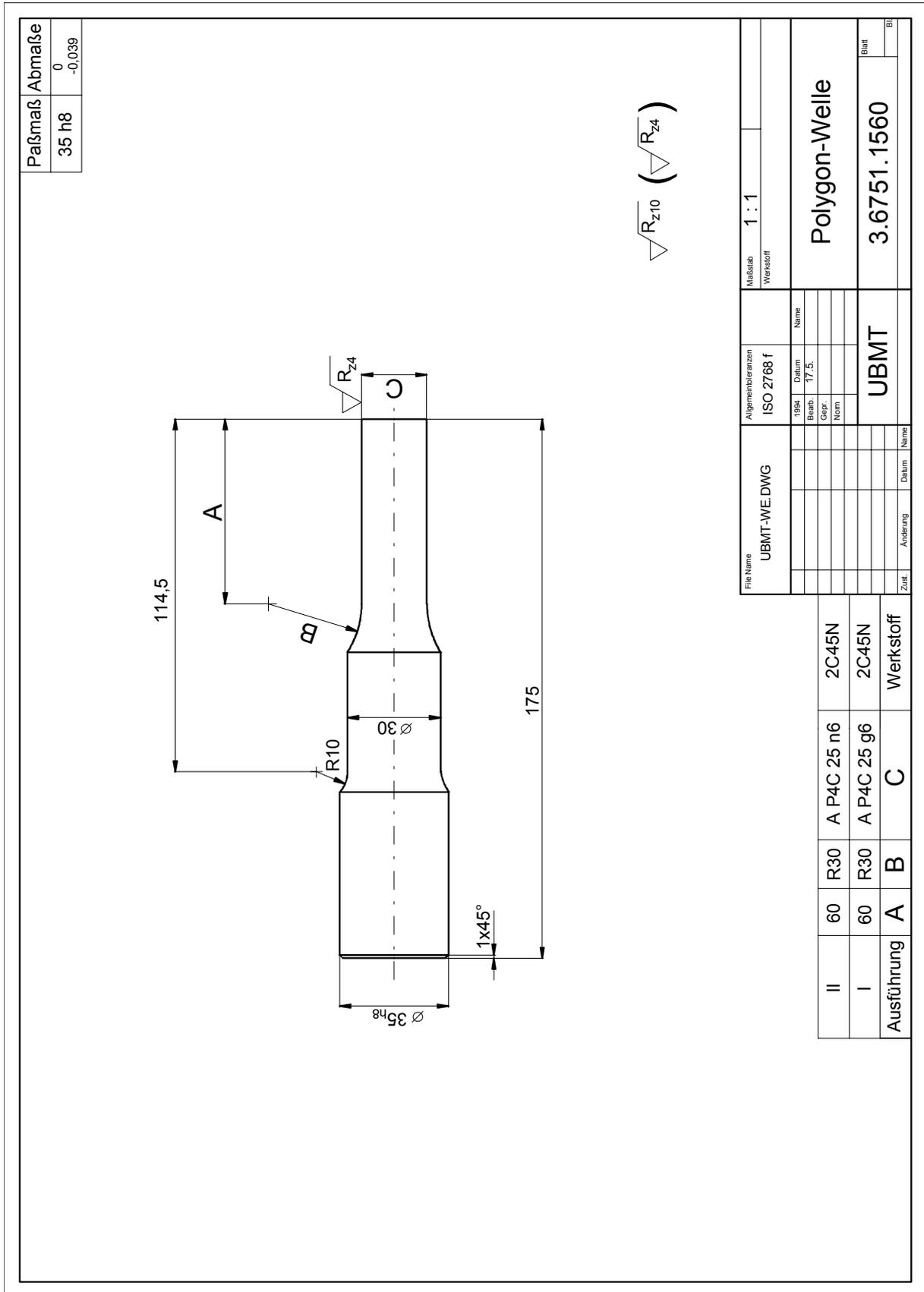
- Zia-97                    Ziaei, M.: Untersuchung der Spannungen und Verschiebungen in P4C-Welle-Nabe-Verbindungen mittels der Methode der Finiten Elemente. Dissertation, TH Darmstadt, 1997.
- Zia-98                    Ziaei, M.: Numerische Untersuchungen zum Tragverhalten der P4C-Welle-Nabe-Verbindungen. Konstruktion 50 (1998), H. 7/8, S. 39-44.

## Normen und Richtlinien

- DIN 743                    DIN 743 Entwurf: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen, Teil 1 bis 4. Berlin: Beuth, Mai 1998.
- DIN 4768                    DIN 4768: Ermittlung der Rauheitskenngrößen  $R_a$ ,  $R_z$ ,  $R_{max}$  mit elektrischen Tastschnittgeräten, Begriffe, Meßbedingungen. Berlin: Beuth, Mai 1990.
- DIN 17200                    DIN 17200: Vergütungsstähle. Berlin: Beuth, Dez. 1969. Diese Norm wurde zurückgezogen.
- DIN 32711                    DIN 32711: Antriebselemente Polygonprofile P3G. Berlin: Beuth, März 1979.
- DIN 32712                    DIN 32712: Antriebselemente Polygonprofile P4C. Berlin: Beuth, März 1979.
- DIN 50100                    DIN 50100: Werkstoffprüfung, Dauerschwingversuch, Begriffe, Zeichen, Durchführung, Auswertung. Berlin: Beuth, Februar 1978.
- DIN 50125                    DIN 50125: Prüfung metallischer Werkstoffe, Zugproben. Berlin: Beuth, April 1991.
- DIN 50150                    DIN 50150 Entwurf: Prüfung metallischer Werkstoffe, Umwertung von Härtewerten, Allgemeine Festlegungen. Berlin: Beuth, Januar 1999.
- DIN 50320                    DIN 50320: Verschleiß, Begriffe, Systemanalyse von Verschleißvorgängen, Gliederung des Verschleißgebietes. Berlin: Beuth, Dezember 1979. Diese Norm wurde zurückgezogen.
- DIN 50321                    DIN 50321: Verschleiß-Meßgrößen. Berlin: Beuth, Dezember 1979. Diese Norm wurde zurückgezogen.
- DIN 50322                    DIN 50322: Verschleiß, Kategorien der Verschleißprüfung. Berlin: Beuth, März 1986. Diese Norm wurde zurückgezogen.
- DIN 50323                    DIN 50323, Teil 2: Tribologie - Verschleiß, Teil 2: Begriffe. Berlin: Beuth, August 1985.

- DIN 51517      DIN 51517, Teil 1: Schmierstoffe, Schmieröle, Schmieröle C, Mindestanforderungen. Berlin: Beuth, September 1989.
- DIN EN ISO 4287      DIN EN ISO 4287: Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit (ISO 4287:1997), Ausgabe:1998-10; Deutsche Fassung EN ISO 4287: Berlin: Beuth, 1998.
- DIN EN ISO 6507      DIN EN ISO 6507-1: Metallische Werkstoffe - Härteprüfung nach Vickers - Teil 1: Prüfverfahren (ISO 6507-1:1997); Ausgabe:1998-01; Deutsche Fassung EN ISO 6507-1: Berlin: Beuth, 1997.
- DIN 6892      DIN 6892: Mitnehmerverbindungen ohne Anzug - Paßfedern - Berechnung und Gestaltung. Berlin: Beuth, November 1998.
- DIN EN 10002      DIN EN 10002, Teil 1: Metallische Werkstoffe, Zugversuch, Teil 1: Prüfverfahren (bei Raumtemperatur) „enthält Änderung AC 1: 1990“, Deutsche Fassung EN 10002-1:1990+AC1:1990: Berlin: Beuth, April 1991.
- DIN EN 10083-1      DIN EN 10083, Teil 1: Vergütungsstähle, Technische Lieferbedingungen für Edelstähle, Deutsche Fassung EN 10083-1: 1991, Berlin: Beuth, Oktober 1991.
- DIN EN 10083-2      DIN EN 10083, Teil 2: Vergütungsstähle, Technische Lieferbedingungen für unlegierte Qualitätsstähle, Deutsche Fassung EN 10083-2: 1991, Berlin: Beuth, Oktober 1991.
- VDI/VDE 2620      VDI/VDE 2620, Entwurf: Unsichere Messungen und ihre Wirkungen auf das Meßergebnis. Berlin: Beuth, Dezember 1998.
- VDI 2227      VDI 2227, Entwurf: Festigkeit bei wiederholter Beanspruchung, Zeit- und Dauerfestigkeit metallischer Werkstoffe, insbesondere von Stählen. Berlin: Beuth, April 1974.
- VDI 3822      VDI 3822, Blatt 5.1, Entwurf: Schadensanalyse, Schäden durch tribologische Beanspruchungen. Berlin: Beuth, Dezember 1984.

**Anhang A: Technische Zeichnungen der verwendeten Prüfkörper**



Paßmaß	Abmaße
35 h8	0 -0,039

$\sqrt{R_{z10}}$  ( $\sqrt{R_{z4}}$ )

File Name	UBMT-WE.DWG	Allgemeinblenzen	ISO 2768 f	Maßstab	1 : 1
Zust.		1994	Datum	17.5.	Werkstoff
Änderung		Bearb.			
Datum		Gepr.			
Name		Norm			
		UBMT		Polygon-Welle	
				3.6751.1560	
				BRIT	
				BR	

II	60	R30	A	P4C 25 n6	2C45N	Werkstoff
I	60	R30	A	P4C 25 g6	2C45N	
Ausführung	A	B	C			

**Bild A.1:** Geschliffene P4C-Welle

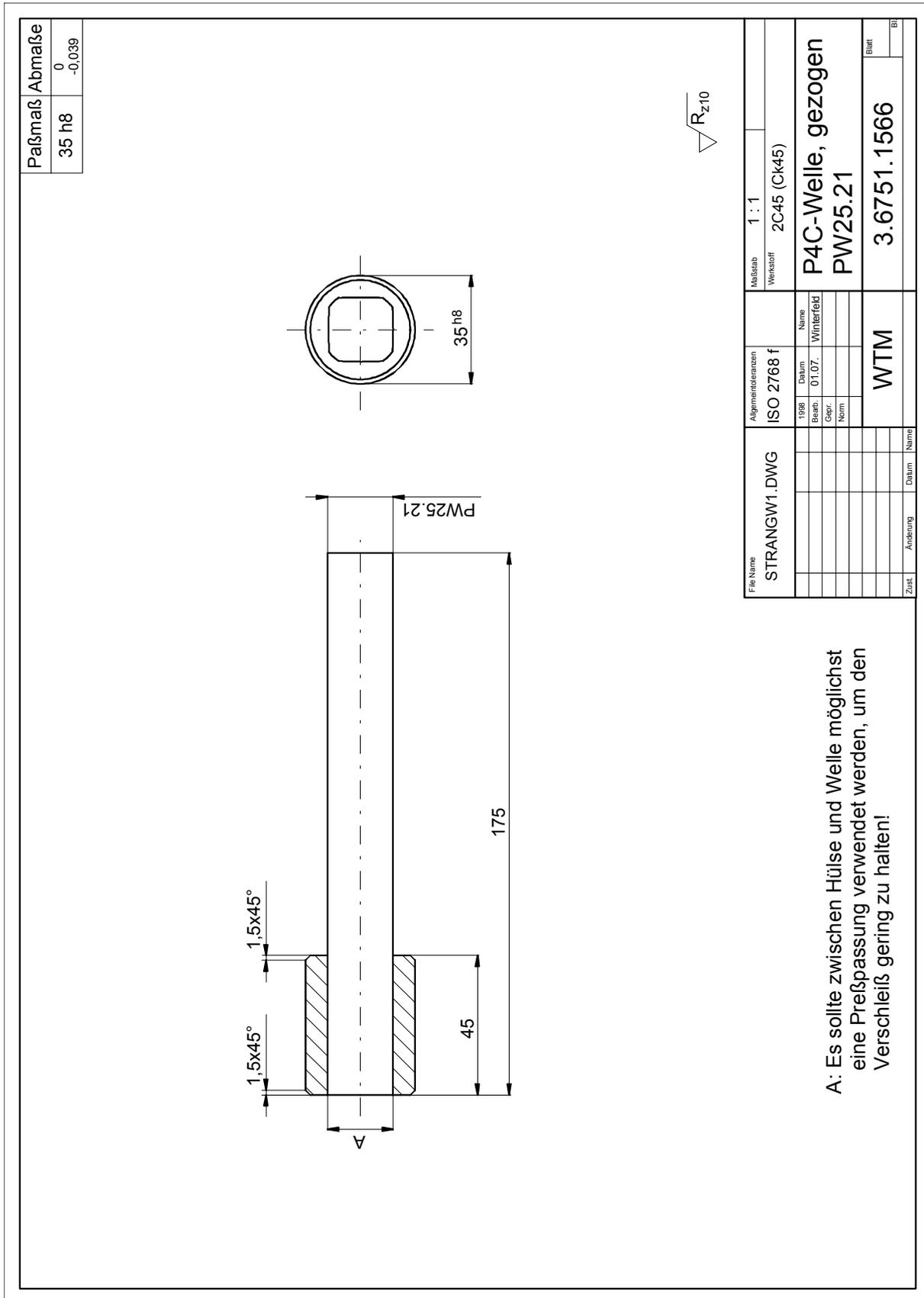


Bild A.2: Stranggezogene P4C-Welle, Hülse zur Aufnahme in der Prüfmaschine

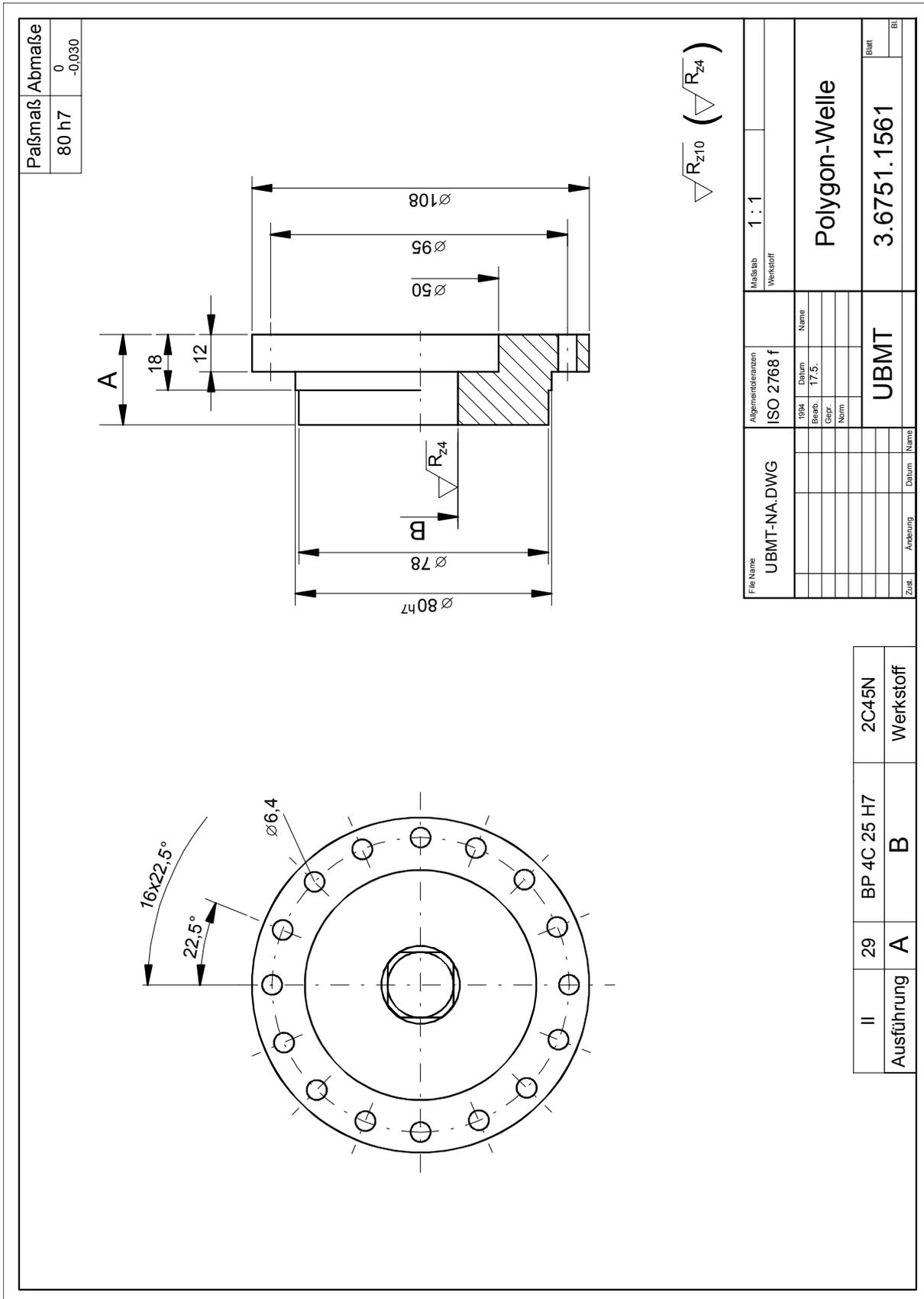
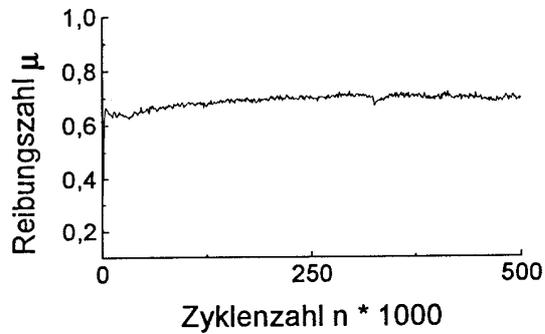


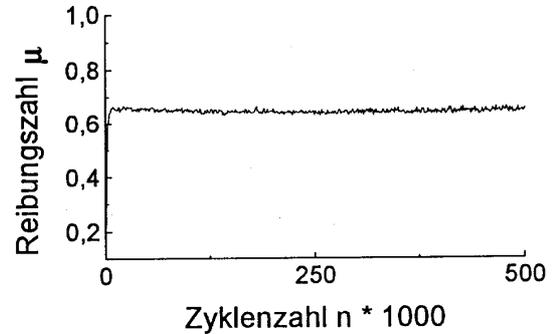
Bild A.3: Geräumte P4C-Nabe

## Anhang B: Modelluntersuchungen

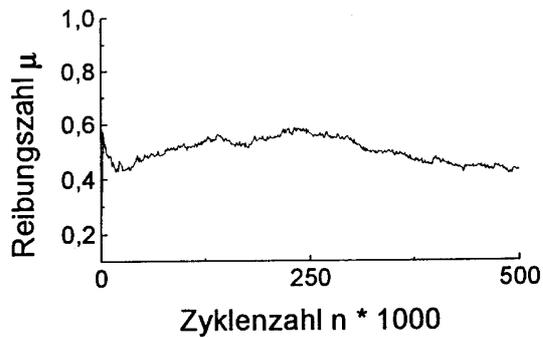
zu Kapitel 3.4.5 Modelluntersuchungen zur Charakterisierung der Werkstoffpaarungen



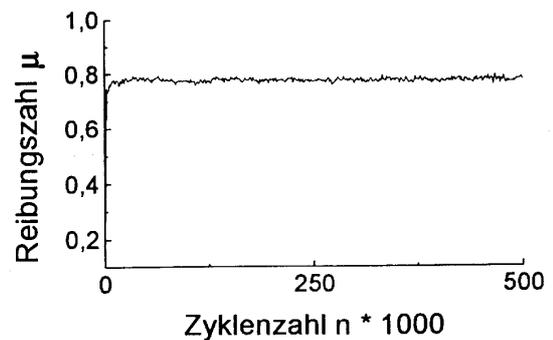
**Bild B.1:** Verlauf der Reibungszahl über den Lastzyklen für die Paarung 2C45N / 2C45N, Versuch-Nr. 5095



**Bild B.2:** Verlauf der Reibungszahl über den Lastzyklen für die Paarung 42CrMoS4V / 42CrMoS4V, Versuch-Nr. 5092



**Bild B.3:** Verlauf der Reibungszahl über den Lastzyklen für die Paarung 2C45N mit WC/C beschichtet / 2C45N, Versuch-Nr. 5093



**Bild B.4:** Verlauf der Reibungszahl über den Lastzyklen für die Paarung 1C45 stranggezogen / 2C45N, Versuch-Nr. 5094

## Anhang C: Fehlerbetrachtung

### zu Kapitel 4.3.1 Fehlerbetrachtung für die schwellende Torsionsprüfung

Im folgenden werden die relativen Fehler der einzelnen Meßglieder für die Meßkette der schwellenden Torsionsprüfung dargelegt. Bei der Kalibrierung der Torsionsmeßwelle können folgende Fehler auftreten:

- Dehnungsmeßstreifen (DMS)  $\Delta x_{\text{DMS}}/x_{\text{DMS}} = 0,3\%$   
Die DMS kompensieren eventuelle Temperatureinflüsse durch Brückenschaltung, durch die Kalibrierung der Torsionsmeßnabe werden die möglichen Fehler auf ein Minimum reduziert.
- Trägerfrequenzmeßverstärker (TFM)  $\Delta x_{\text{TFM}}/x_{\text{TFM}} = 0,4\%$   
laut Herstellerangaben
- Universal-Torsionsmeßmaschine  $\Delta x_{\text{UTM}}/x_{\text{UTM}} = 0,5\%$   
laut Herstellerangaben
- Meßwertanzeige  $\Delta x_{\text{MWA}}/x_{\text{MWA}} = 0,4\%$   
Anzeigegenauigkeit: 0,005, bezogen auf den kleinsten zu messenden Wert (1,38)

Bei der Wechseltorsionsprüfmaschine können folgende Fehler während der Messung auftreten, dabei fließen die o.a. Fehler der Kalibrierung in die der Messung mit ein.

- Trägerfrequenzmeßverstärker (TFM)  $\Delta x_{\text{TFM}}/x_{\text{TFM}} = 0,4\%$   
s.o.
- Meßwertanzeige  $\Delta x_{\text{MWA}}/x_{\text{MWA}} = 0,3\%$   
s.o.
- Regelung  $\Delta x_{\text{Reg}}/x_{\text{Reg}} = 2,5\%$   
Es traten Schwankungen von 0,02 bezogen auf den kleinsten zu messenden Wert (1,38) auf.

Des weiteren ist zu berücksichtigen, daß die Kalibrierung der Meßwelle statisch erfolgte, während die Messungen dynamisch durchgeführt wurden. Daher ist der Faktor  $\sqrt{2}$  mit in die Rechnung einzubeziehen, um die Effektivspannung in die Spitzenspannung, welche eine Aussage über die vorhandenen Belastungen zuläßt, umzurechnen. Hieraus entstehen mögliche Rundungsfehler.

- Rundungsfehler  $\Delta x_{\text{Run}}/x_{\text{Run}} = 0,3\%$

Damit ergibt sich der relative sowie relative wahrscheinliche Fehler für die Messung des statischen und dynamischen Torsionsmomentes an der Wechseltorsionsprüfmaschine:

- Fehler bei der Messung des statischen Torsionsmomentes:  $F_{rsT} = 4,8\%$ ,  
 $F_{rwsT} = 2,6\%$ ,
- Fehler bei der Messung des dynamischen Torsionsmomentes:  $F_{rsT} = 5,1\%$ ,  
 $F_{rwsT} = 2,7\%$ ,

### zu Kapitel 4.3.2 Fehlerbetrachtung für die kombinierte Umlaufbiege- und statische Torsionsprüfung

Für die Fehlerbetrachtung der Umlaufbiegeprüfmaschine wird im folgenden in analoger Weise vorgegangen wie bei der Wechseltorsionsprüfmaschine. Bei der statischen Kalibrierung der Meßwelle für die Biegung können folgende Fehler auftreten:

- Dehnungsmeßstreifen (DMS)  $\Delta x_{DMS}/x_{DMS} = 0,3\%$   
s.o.
- Trägerfrequenzmeßverstärker (TFM) der Kalibrierwelle  $\Delta x_{TFM}/x_{TFM} = 0,4\%$   
s.o.
- Hebelarmlänge  $\Delta x_{HBB}/x_{HBB} = 0,1\%$   
Der Hebelarmlänge wurde auf 1mm genau bestimmt, bezogen auf 1m Länge.
- Gewichte  $\Delta x_{Gew}/x_{Gew} = 0,5\%$   
Es wurden Gewichte einer Universalprüfmaschine verwendet.
- Meßwertanzeige  $\Delta x_{MWA}/x_{MWA} = 0,7\%$   
Anzeigegenauigkeit (0,005) bezogen auf den kleinsten zu messenden Wert (0,729)

Beim dynamischen Kalibrieren des Meßsystems zur Messung des Umlaufbiegemomentes werden folgende Fehlerquellen berücksichtigt:

- Trägerfrequenzmeßverstärker (TFM) der Kalibrierwelle  $\Delta x_{TFM}/x_{TFM} = 0,4\%$   
s.o.
- Meßwertanzeige für Kalibrierwelle  $\Delta x_{MWA}/x_{MWA} = 0,7\%$   
s.o.
- Trägerfrequenzmeßverstärker (TFM) für Meßnabe  $\Delta x_{TFM}/x_{TFM} = 0,4\%$   
s.o.
- Meßwertanzeige für die Meßnaben  $\Delta x_{MWA}/x_{MWA} = 0,3\%$   
Anzeigegenauigkeit (0,005) bezogen auf den kleinsten zu messenden Wert (1,86)

Bei der eigentlichen Umlaufbiegeprüfung können folgende Fehler auftreten:

- Trägerfrequenzmeßverstärker (TFM) für Meßnaben  
s.o.  $\Delta x_{TFM}/x_{TFM} = 0,4\%$
- Meßwertanzeige für die Meßnaben  
s.o.  $\Delta x_{MWA}/x_{MWA} = 0,3\%$
- Unvollkommenheit des Rundlaufes  
Dieser Wert wurde abgeschätzt.  $\Delta x_{Rul}/x_{Rul} = 2,0\%$
- Regelung  $\Delta x_{Reg}/x_{Reg} = 2,7\%$   
Es traten Schwankungen von 0,05 bezogen auf den kleinsten  
zu messenden Wert (1,86) auf.

Ferner ist wiederum der Rundungsfehler, der durch die Umrechnung des statischen auf den dynamischen Wert entsteht, zu berücksichtigen.

- Rundung  $\Delta x_{Run}/x_{Run} = 0,3\%$

Damit ergibt sich der relative sowie relative wahrscheinliche Fehler für die Messung des Umlaufbiegemomentes bei der kombinierten Umlaufbiege- und statischen Torsionsprüfung:

- Fehler bei der Messung des Umlaufbiegemomentes:  $F_{rUBM} = 9,5\%$ ,  
 $F_{rwUBM} = 3,7\%$ .

Letztlich wird noch der mögliche Fehler bei der Messung des statischen Torsionsmomentes an der Umlaufbiegemaschine betrachtet. Folgende Fehlerquellen sind bei der Messung zu berücksichtigen:

- Dehnungsmeßstreifen  
s.o.  $\Delta x_{DMS}/x_{DMS} = 0,3\%$
- Hebelarmlänge  $\Delta x_{HBT}/x_{HBT} = 0,0\%$   
Durch Bestimmung der Hebellänge auf 0,1mm genau ist der hier-  
durch hervorgerufene Fehler ( $\ll 0,1\%$ ), so daß er vernachlässigbar  
ist.
- Gewichte  $\Delta x_{Gew}/x_{Gew} = 0,5\%$   
s.o.
- Trägerfrequenzmeßverstärker (TFM)  $\Delta x_{TFM}/x_{TFM} = 0,3\%$   
s.o.
- Meßwertanzeige  $\Delta x_{MWA}/x_{MWA} = 0,1\%$   
Anzeigegenauigkeit (0,005) bezogen auf den kleinsten zu  
messenden Wert (5,90).

Bei der eigentlichen Messung des Torsionsmomentes während der kombinierten Umlaufbiege- und statischen Torsionsprüfung können folgende Fehlerquellen das Ergebnis beeinflussen:

- Trägerfrequenzmeßverstärker (TFM)  $\Delta x_{TFM}/x_{TFM} = 0,3\%$   
s.o.
- Schwankungen der Meßwertanzeige  $\Delta x_{SMA}/x_{SMA} = 1,0\%$
- Konstanz der Zugkraft  $\Delta x_{KZF}/x_{KZF} = 2,0\%$   
Durch Druckschwankungen und Stick-Slip-Effekte im Hydraulikzylinder hervorgerufen.

Der relative sowie der relative wahrscheinliche Fehler der Torsionsmessung an der Umlaufbiegeprüfmaschine beträgt:

- Fehler bei der Messung des statischen Torsionsmomentes:  $F_{rT} = 4,5\%$ ,  
 $F_{rwT} = 2,4\%$ .

## Anhang D: Statistische Auswertung

### zu Kapitel 5.3.1 Statistische Auswertung der Dauerschwingversuche

Im folgenden werden die Formeln zur Berechnung der Konstanten bei der Auswertung der Dauerschwingversuche nach der  $\arcsin\sqrt{P_B}$ -Verteilung und dem Extremwert-Verteilung dargestellt [vEs-94]:

#### $\arcsin\sqrt{P_B}$ -Verteilung

$$\sigma_{arc} = a + b \cdot \arcsin(\sqrt{P_B}) \quad (5-5)$$

mit

$$a = \frac{\sum \sigma_{ds} - b \cdot \sum \arcsin\sqrt{P_B}}{m} \quad (A-5-7)$$

$$b = \frac{\sum \sigma_{ZA} \cdot \arcsin\sqrt{P_B} - \frac{\sum \arcsin\sqrt{P_B} \cdot \sum \sigma_{ZA}}{m}}{\sum (\arcsin\sqrt{P_B})^2 - \frac{(\sum \arcsin\sqrt{P_B})^2}{m}} \quad (A-5-8)$$

#### Extremwert-Verteilung

$$\sigma_{ext} = \sigma_V \cdot \exp\left(\frac{\ln(-\ln(1 - P_B))}{c}\right) \quad (5-6)$$

mit

$$\sigma_V = e^{\frac{-z}{c}} \quad (A-5-9)$$

$$c = \frac{\sum \ln \sigma_{ZA} \cdot \ln(-\ln(1 - P_B)) - \frac{\sum \ln \sigma_{ZA} \cdot \sum \ln(-\ln(1 - P_B))}{m}}{\sum (\ln \sigma_{ZA})^2 - \frac{(\sum \ln \sigma_{ZA})^2}{m}} \quad (A-5-10)$$

$$z = \frac{\sum \ln(-\ln(1 - P_B)) - k \cdot \sum \ln \sigma_{ZA}}{m} \quad (A-5-11)$$

## Anhang E: Blockprotokolle aller ausgewerteten Versuchsblöcke

Blockprotokoll							
Block Nr. 1 P4C: 25/5,0 mm Passung: H7/g6 Werkstoff: 42CrMoS4V			Schwellende Torsion Naben-Außendurchmesser: 80 mm Verbindungslänge: 17 mm Tribologie: ohne Schmierung				
Protokoll Nr.	Welle Nr.	Nabe Nr.	Mittelspg. $\tau_{tm}$ in N/mm <sup>2</sup>	Ausschlagspg. $\tau_{ta}$ in N/mm <sup>2</sup>	Abbruchkriterium	Lastspiele in Millionen	Bruchwahrscheinlichkeit $P_B$
22	58	58	159	75	D	25	50,0%
23	56	56			D	25	
24	53	53			D	25	
25	50	50			R	11,034	
30	51	51			R	3,520	
34	61	61			R	24,089	
35	62	62			R	8,000	
19	42	42	159	80	R	5,590	62,5%
20	41	41			R	10,630	
21	37	37			R	6,060	
26	59	59			D	25	
27	57	57			D	25	
28	55	55			R	4,095	
36	64	64			R	3,112	
15	18	18	159	85	D	25	75,0%
16	2	2			R	3,850	
17	9	9			R	4,630	
18	14	14			R	4,870	
29	54	54			R	6,873	
32	65	65			R	4,957	
33	66	66			R	8,243	
D: Durchläufer, R: Reibdauerbruch							
Statistische Auswertung							
Grenzlastspielzahl: 25 Millionen, Auswertung erfolgt für Grenzlastspielzahl: 20 Millionen							
Bruchgesetz	$P_B = \frac{r}{n+1}$						
Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\bar{u}}$	ertragbare Nennspannungsamplitude						
	arcsin $\sqrt{P_B}$ -Verteilung				Extremwert-Verteilung		
10%	89,4 N/mm <sup>2</sup>				89,5 N/mm <sup>2</sup>		
50%	77,8 N/mm <sup>2</sup>				77,9 N/mm <sup>2</sup>		
90%	66,2 N/mm <sup>2</sup>				62,7 N/mm <sup>2</sup>		
$\frac{\sigma_{P_{\bar{u}}10\%} - \sigma_{P_{\bar{u}}90\%}}{\sigma_{P_{\bar{u}}50\%}}$	29,8%				34,4%		

Blockprotokoll							
Block Nr. 2 P4C: 25/5,0 mm Passung: H7/g6 Werkstoff: 42CrMoS4V			Umlaufbiegung mit statischer Torsion Naben-Außendurchmesser: 80 mm Verbindungslänge: 17 mm Tribologie: entfettet				
Protokoll Nr.	Welle Nr.	Nabe Nr.	Mittelspg. $\tau_{tm}$ in N/mm <sup>2</sup>	Ausschlag-spg. $\sigma_{ba}$ in N/mm <sup>2</sup>	Abbruch-kriterium	Lastspiele in Millionen	Bruchwahr-scheinlich-keit $P_B$
11	23	23	318	61	R	10,9700	33,3%
12	28	28			D	25	
13	20	20			D	25	
14	29	29			R	12,2140	
15	35	35			D	25	
16	33	33			D	25	
17	39	39			D	25	
18	10	10			R	7,9104	
22	34	43	318	63	D	21,8000	33,3%
23	48	48			R	17,4000	
24	44	44			R	8,9650	
25	45	45			D	25	
26	46	46			R	18,3414	
27	47	47			D	25	
28	49	49			D	25	
29	52	52			D	25	
7	15	15	318	65	D	25	62,5%
8	19	19			R	8,3200	
9	17	17			R	12,1716	
10	27	27			R	5,3000	
19	38	38			D	25	
20	36	36			R	11,5461	
21	43	34			R	15,6570	
D: Durchläufer, R: Reibdauerbruch							
Statistische Auswertung							
Grenzlastspielzahl: 25 Millionen, Auswertung erfolgt für Grenzlastspielzahl: 20 Millionen							
Bruchgesetz	$P_B = \frac{r}{n+1}$						
Überlebenswahr-scheinlichkeit $P_{\bar{u}}$	ertragbare Nennspannungsamplitude						
	arcsin $\sqrt{P_B}$ -Verteilung				Extremwert-Verteilung		
10%	68,4 N/mm <sup>2</sup>				69,9 N/mm <sup>2</sup>		
50%	63,7 N/mm <sup>2</sup>				64,1 N/mm <sup>2</sup>		
90%	59,0 N/mm <sup>2</sup>				55,9 N/mm <sup>2</sup>		
$\frac{\sigma_{P_{\bar{u}}10\%} - \sigma_{P_{\bar{u}}90\%}}{\sigma_{P_{\bar{u}}50\%}}$	14,8%				21,8%		

Blockprotokoll							
<b>Block Nr. 3</b> P4C: 25/5,0mm Passung: H7/g6 Werkstoff: 2C45N			<b>Schwellende Torsion</b> Naben-Außendurchmesser: 80 mm Verbindungslänge: 17 mm Tribologie: entfettet				
Protokoll Nr.	Welle Nr.	Nabe Nr.	Mittelspg. $\tau_{tm}$ in N/mm <sup>2</sup>	Ausschlagspg. $\tau_{ta}$ in N/mm <sup>2</sup>	Abbruchkriterium	Lastspiele in Millionen	Bruchwahrscheinlichkeit $P_B$
9	113	113	100	85	R	16,598	50%
12	117	117			D	20	
17	139	139			R	8,412	
19	165	165			R	12,777	
21	152	152			D	20	
23	158	158			D	20	
25	143	143			R	7,774	
13	123	123	100	90	D	20	25,0%
16	137	137			R	7,686	
22	138	138			D	20	
24	154	154			D	20	
26	150	150			D	20	
30	169	169			D	20	
33	168	168			R	9,055	
15	128	128	100	95	R	11,185	87,5%
28	171	171			R	5,525	
31	179	179			R	7,328	
32	141	141			R	10,124	
34	167	167			R	10,124	
35	156	156			R	8,382	
36	159	159			R	7,070	
D: Durchläufer, R: Reibdauerbruch							
Statistische Auswertung							
Grenzlastspielzahl: 20 Millionen							
Bruchgesetz	$P_B = \frac{r}{n+1}$						
Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\bar{u}}$	ertragbare Nennspannungsamplitude						
	arcsin $\sqrt{P_B}$ -Verteilung				Extremwert-Verteilung		
10%	93,6 N/mm <sup>2</sup>				101,1 N/mm <sup>2</sup>		
50%	89,5 N/mm <sup>2</sup>				89,2 N/mm <sup>2</sup>		
90%	85,4 N/mm <sup>2</sup>				73,3 N/mm <sup>2</sup>		
$\frac{\sigma_{P_{\bar{u}}10\%} - \sigma_{P_{\bar{u}}90\%}}{\sigma_{P_{\bar{u}}50\%}}$	9,2%				31,2%		

Blockprotokoll							
<b>Block Nr. 4</b> P4C: 25/5,0 mm Passung: H7/g6 Werkstoff: 2C45N			<b>Umlaufbiegung mit statischer Torsion</b> Naben-Außendurchmesser: 80 mm Verbindungslänge: 17 mm Tribologie: entfettet				
Protokoll Nr.	Welle Nr.	Nabe Nr.	Mittelspg. $\tau_{tm}$ in N/mm <sup>2</sup>	Ausschlagspg. $\sigma_{ba}$ in N/mm <sup>2</sup>	Abbruchkriterium	Lastspiele in Millionen	Bruchwahrscheinlichkeit $P_B$
4	114	114	148	65	R	19,2640	25,0%
6	105	105			D	20	
11	118	118			D	20	
12	131	131			D	20	
18	151	151			D	20	
22	177	177			R	2,8936	
23	132	132			D	20	
13	125	125	148	68	D	20	37,5%
15	147	147			D	20	
16	164	164			R	11,6900	
17	155	155			R	13,3229	
19	157	157			R	10,3530	
24	173	173			D	20	
25	161	161			D	20	
7	095	095	148	70	R	12,1274	75,0%
8	121	121			R	14,5882	
10	127	127			R	11,3993	
14	134	134			R	10,6325	
20	120	120			R	11,2345	
21	162	162			D	20	
26	160	160			R	5,8062	
D: Durchläufer, R: Reibdauerbruch							
Statistische Auswertung							
Grenzlastspielzahl: 20 Millionen							
Bruchgesetz	$P_B = \frac{r}{n+1}$						
Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\bar{u}}$	ertragbare Nennspannungsamplitude						
	arcsin $\sqrt{P_B}$ -Verteilung				Extremwert-Verteilung		
10%	72,0 N/mm <sup>2</sup>				72,4 N/mm <sup>2</sup>		
50%	68,0 N/mm <sup>2</sup>				68,3 N/mm <sup>2</sup>		
90%	64,1 N/mm <sup>2</sup>				62,2 N/mm <sup>2</sup>		
$\frac{\sigma_{P_{\bar{u}}10\%} - \sigma_{P_{\bar{u}}90\%}}{\sigma_{P_{\bar{u}}50\%}}$	11,6%				14,9%		

<b>Blockprotokoll</b>							
<b>Block Nr. 5</b> P4C: 25/5,0 mm Passung: H7/n6 Werkstoff: 2C45N			<b>Schwellende Torsion</b> Naben-Außendurchmesser: 80 mm Verbindungslänge: 17 mm Tribologie: entfettet				
Protokoll Nr.	Welle Nr.	Nabe Nr.	Mittelspg. $\tau_{tm}$ in N/mm <sup>2</sup>	Ausschlagspg. $\tau_{ta}$ in N/mm <sup>2</sup>	Abbruchkriterium	Lastspiele in Millionen	Bruchwahrscheinlichkeit $P_B$
3	368	368	120	100	R	7,746	12,5%
5	353	353			D	20	
6	344	344			D	20	
12	428	428			D	20	
21	408	408			D	20	
22	402	402			D	20	
23	451	451			D	20	
2	367	367	120	105	R	5,945	25,0%
7	355	355			D	20	
9	351	351			D	20	
11	361	361			R	5,797	
13	409	409			D	20	
15	377	377			D	20	
17	446	446			D	20	
8	365	365	120	110	R	6,009	75,0%
10	424	424			R	7,773	
14	398	398			R	5,476	
16	445	445			R	2,840	
18	457	457			R	5,528	
19	427	427			R	7,934	
20	431	431			D	20	
D: Durchläufer, R: Reibdauerbruch							
<b>Statistische Auswertung</b>							
Grenzlastspielzahl: 20 Millionen							
Bruchgesetz	$P_B = \frac{r}{n+1}$						
Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\bar{u}}$	ertragbare Nennspannungsamplitude						
	arcsin $\sqrt{P_B}$ -Verteilung				Extremwert-Verteilung		
10%	113,1 N/mm <sup>2</sup>				113,0 N/mm <sup>2</sup>		
50%	106,9 N/mm <sup>2</sup>				107,6 N/mm <sup>2</sup>		
90%	100,7 N/mm <sup>2</sup>				99,6 N/mm <sup>2</sup>		
$\frac{\sigma_{P_{\bar{u}}10\%} - \sigma_{P_{\bar{u}}90\%}}{\sigma_{P_{\bar{u}}50\%}}$	11,6%				12,5%		

Blockprotokoll							
<b>Block Nr. 6</b> P4C: 25/5,0 mm Passung: H7/n6 Werkstoff: 2C45N			<b>Umlaufbiegung mit statischer Torsion</b> Naben-Außendurchmesser: 80 mm Verbindungslänge: 17 mm Tribologie: entfettet				
Protokoll Nr.	Welle Nr.	Nabe Nr.	Mittelspg. $\tau_{tm}$ in N/mm <sup>2</sup>	Ausschlagspg. $\sigma_{ba}$ in N/mm <sup>2</sup>	Abbruchkriterium	Lastspiele in Millionen	Bruchwahrscheinlichkeit $P_B$
4	369	369	148	73	D	20	12,5%
18	430	430			D	20	
17	444	444			D	20	
19	456	456			D	20	
20	432	432			D	20	
22	401	401			R	9,8342	
23	403	403			D	20	
1	349	349	148	75	R	12,2921	12,5%
3	364	364			D	20	
5	362	362			D	20	
8	356	356			D	20	
10	388	388			D	20	
12	379	379			D	20	
15	400	400			D	20	
6	359	359	148	78	R	17,3001	62,5%
7	357	357			R	10,3557	
9	348	348			R	12,1234	
11	436	436			R	7,3937	
13	363	363			D	20	
14	378	378			D	20	
16	448	448			R	3,8041	
D: Durchläufer, R: Reibdauerbruch							
Statistische Auswertung							
Grenzlastspielzahl: 20 Millionen							
Bruchgesetz	$P_B = \frac{r}{n+1}$						
Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\bar{u}}$	ertragbare Nennspannungsamplitude						
	arcsin $\sqrt{P_B}$ -Verteilung				Extremwert-Verteilung		
10%	80,5 N/mm <sup>2</sup>				80,7 N/mm <sup>2</sup>		
50%	77,1 N/mm <sup>2</sup>				77,7 N/mm <sup>2</sup>		
90%	73,7 N/mm <sup>2</sup>				73,2 N/mm <sup>2</sup>		
$\frac{\sigma_{P_{\bar{u}}10\%} - \sigma_{P_{\bar{u}}90\%}}{\sigma_{P_{\bar{u}}50\%}}$	8,8%				9,7%		

Blockprotokoll							
<b>Block Nr. 7</b> P4C: 25/5,0 mm Passung: H7/g6 Werkstoff: 2C45N			<b>Umlaufbiegung mit statischer Torsion</b> Naben-Außendurchmesser: 80 mm Verbindungslänge: 17 mm Tribologie: entfettet				
Protokoll Nr.	Welle Nr.	Nabe Nr.	Mittelspg. $\tau_{tm}$ in N/mm <sup>2</sup>	Ausschlag-spg. $\sigma_{ba}$ in N/mm <sup>2</sup>	Abbruch-kriterium	Lastspiele in Millionen	Bruchwahrscheinlichkeit $P_B$
2	144	144	197	75	R	12,1365	25,0%
3	178	178			D	20	
5	174	174			D	20	
8	182	182			D	20	
10	190	190			D	20	
12	185	185			R	10,9482	
13	199	199			D	20	
4	175	175	197	78	R	11,5224	62,5%
6	180	180			R	11,8787	
7	186	186			D	20	
9	188	188			D	20	
11	195	195			R	7,6774	
14	207	207			R	12,7201	
15	193	193			R	7,9835	
16	204	204	197	81	D	20	75,0%
17	200	200			R	5,5912	
18	205	205			R	5,4873	
19	203	203			R	8,1476	
20	206	206			R	12,7952	
21	210	210			R	7,1580	
22	97	172			R	10,8234	
D: Durchläufer, R: Reibdauerbruch							
Statistische Auswertung							
Grenzlastspielzahl: 20 Millionen							
Bruchgesetz	$P_B = \frac{r}{n+1}$						
Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\bar{u}}$	ertragbare Nennspannungsamplitude						
	arcsin $\sqrt{P_B}$ -Verteilung				Extremwert-Verteilung		
10%	82,5 N/mm <sup>2</sup>				82,4 N/mm <sup>2</sup>		
50%	77,6 N/mm <sup>2</sup>				77,8 N/mm <sup>2</sup>		
90%	72,6 N/mm <sup>2</sup>				70,9 N/mm <sup>2</sup>		
$\frac{\sigma_{P_{\bar{u}}10\%} - \sigma_{P_{\bar{u}}90\%}}{\sigma_{P_{\bar{u}}50\%}}$	12,8%				14,8%		

Blockprotokoll							
<b>Block Nr. 8</b> P4C: 25/5,0mm Passung: H7/g6 Werkstoff: 2C45N			<b>Schwellende Torsion</b> Naben-Außendurchmesser: 80 mm Verbindungslänge: 17 mm Tribologie: Ölschmierung (Degol BG 32, ARAL)				
Protokoll Nr.	Welle Nr.	Nabe Nr.	Mittelspg. $\tau_{tm}$ in N/mm <sup>2</sup>	Ausschlagspg. $\tau_{ta}$ in N/mm <sup>2</sup>	Abbruchkriterium	Lastspiele in Millionen	Bruchwahrscheinlichkeit $P_B$
16	211	211	160	120	D	20	12,5%
17	212	212			D	20	
23	223	223			D	20	
24	226	226			R	10,349	
25	239	239			D	20	
26	232	232			D	20	
29	230	230			D	20	
12	202	202	160	125	D	20	50,0%
14	187	187			R	5,220	
15	181	181			R	10,647	
18	214	214			D	20	
20	176	176/1			D	20	
22	215	215			R	12,162	
30	225	225			R	11,401	
11	201	201	160	130	R	7,572	50,0%
13	209	209			R	11,180	
19	213	213			R	8,887	
21	217	217			R	14,472	
27	236	236			D	20	
28	222	222			D	20	
31	221	221			D	20	
D: Durchläufer, R: Reibdauerbruch							
Statistische Auswertung							
Grenzlastspielzahl: 20 Millionen							
Bruchgesetz	$P_B = \frac{r}{n+1}$						
Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\bar{u}}$	ertragbare Nennspannungsamplitude						
	arcsin $\sqrt{P_B}$ -Verteilung				Extremwert-Verteilung		
10%	135,7 N/mm <sup>2</sup>				135,9 N/mm <sup>2</sup>		
50%	127,5 N/mm <sup>2</sup>				128,3 N/mm <sup>2</sup>		
90%	119,3 N/mm <sup>2</sup>				117,1 N/mm <sup>2</sup>		
$\frac{\sigma_{P_{\bar{u}}10\%} - \sigma_{P_{\bar{u}}90\%}}{\sigma_{P_{\bar{u}}50\%}}$	12,9%				14,7%		

<b>Blockprotokoll</b>							
<b>Block Nr.: 9</b> P4C: 25/5,0 mm Passung: H7/n6 Werkstoff: 2C45N			<b>Umlaufbiegung mit statischer Torsion</b> Naben-Außendurchmesser: 80mm Verbindungslänge: 17 mm Tribologie: Ölschmierung (Degol BG 32, ARAL)				
Protokoll Nr.	Welle Nr.	Nabe Nr.	Mittelspg. $\tau_{tm}$ in N/mm <sup>2</sup>	Ausschlag-spg. $\sigma_{ba}$ in N/mm <sup>2</sup>	Abbruch-kriterium	Lastspiele in Mio.	Bruchwahrscheinlichkeit $P_B$
2	358	358	148	85	D	20	16,7%
5	354	354					
6	435	435					
9	410	410	148	100	R	19,1438	60,0%
10	416	416					
13	450	450					
14	440	440					
<b>Statistische Auswertung</b>							
Grenzlastspielzahl: 20 Millionen							
Bruchgesetz	$P_B = \frac{r}{n+1}, \text{ falls } r = 0: P_B = \frac{r}{2n}$						
Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\bar{u}}$	ertragbare Nennspannungsamplitude						
	arcsin $\sqrt{P_B}$ -Verteilung				Extremwert-Verteilung		
10%	111,7 N/mm <sup>2</sup>				109,7 N/mm <sup>2</sup>		
50%	96,8 N/mm <sup>2</sup>				97,2 N/mm <sup>2</sup>		
90%	81,8 N/mm <sup>2</sup>				80,4 N/mm <sup>2</sup>		
$\frac{\sigma_{P_{\bar{u}}10\%} - \sigma_{P_{\bar{u}}90\%}}{\sigma_{P_{\bar{u}}50\%}}$	30,8%				30,1%		

<b>Blockprotokoll</b>							
<b>Block Nr. 10</b> P4C: 25/5,0 mm Passung: H7/n6 Werkstoff: 2C45N			<b>Umlaufbiegung mit statischer Torsion</b> Naben-Außendurchmesser: 80 mm Verbindungslänge: 17 mm Tribologie: WC/C-beschichtet, entfettet				
Protokoll Nr.	Welle Nr.	Nabe Nr.	Mittelspg. $\tau_{tm}$ in N/mm <sup>2</sup>	Ausschlagspg. $\sigma_{ba}$ in N/mm <sup>2</sup>	Abbruchkriterium	Lastspiele in Millionen	Bruchwahrscheinlichkeit $P_B$
6	421	421	148	75	R	14,8139	12,5%
8	460	460			D	20	
15	419	419			D	20	
17	407	407			D	20	
19	429	429			D	20	
21	455	455			D	20	
22	426	426			D	20	
4	425	425	148	80	D	20	50,0%
5	414	414			R	13,4591	
9	459	459			D	20	
12	434	433			D	20	
14	404	404			R	8,2736	
16	405	405			R	9,9480	
18	423	423			R	9,3537	
3	458	458	148	85	R	12,0357	87,5%
10	452	452			R	11,9689	
11	418	418			R	8,7597	
13	443	443			R	9,8079	
20	413	413			R	10,1445	
23	453	453			R	7,8520	
24	412	412			R	5,2301	
D: Durchläufer, R: Reibdauerbruch							
<b>Statistische Auswertung</b>							
Grenzlastspielzahl: 20 Millionen							
Bruchgesetz	$P_B = \frac{r}{n+1}$						
Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\bar{u}}$	ertragbare Nennspannungsamplitude						
	arcsin $\sqrt{P_B}$ -Verteilung				Extremwert-Verteilung		
10%	85,5 N/mm <sup>2</sup>				85,1 N/mm <sup>2</sup>		
50%	80,0 N/mm <sup>2</sup>				80,6 N/mm <sup>2</sup>		
90%	74,5 N/mm <sup>2</sup>				73,9 N/mm <sup>2</sup>		
$\frac{\sigma_{P_{\bar{u}}10\%} - \sigma_{P_{\bar{u}}90\%}}{\sigma_{P_{\bar{u}}50\%}}$	13,8%				13,9%		

<b>Blockprotokoll</b>							
<b>Block Nr. 11</b> P4C: 25/5,0mm Passung: H7/g6 Werkstoff: 2C45N			<b>Schwellende Torsion</b> Naben-Außendurchmesser: 80 mm Verbindungslänge: 17 mm Tribologie: WC/C-beschichtet, entfettet				
Protokoll Nr.	Welle Nr.	Nabe Nr.	Mittelspg. $\tau_{tm}$ in N/mm <sup>2</sup>	Ausschlag-spg. $\tau_{ta}$ in N/mm <sup>2</sup>	Abbruch-kriterium	Lastspiele in Millionen	Bruchwahrscheinlichkeit $P_B$
15	308	308	140	100	D	20	12,5%
17	302	302			R	12,092	
18	334	334			D	20	
19	305	305			D	20	
27	316	316			D	20	
29	341	341			D	20	
30	335	335			D	20	
12	306	306	140	105	R	16,988	50,0%
13	325	325			R	16,382	
16	313	313			R	17,393	
20	324	324			D	20	
23	339	339			D	20	
24	319	319			R	5,782	
25	323	323			D	20	
8	336	376	140	110	D	20	62,5%
11	338	338			R	9,625	
21	340	340			D	20	
22	320	320			R	8,388	
26	337	337			R	3,764	
28	321	321			R	12,302	
31	312	312			R	3,979	
D: Durchläufer, R: Reibbruch							
<b>Statistische Auswertung</b>							
Grenzlastspielzahl: 20 Millionen							
Bruchgesetz	$P_B = \frac{r}{n+1}$						
Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\bar{u}}$	ertragbare Nennspannungsamplitude						
	arcsin $\sqrt{P_B}$ -Verteilung				Extremwert-Verteilung		
10%	114,3 N/mm <sup>2</sup>				113,4 N/mm <sup>2</sup>		
50%	106,6 N/mm <sup>2</sup>				107,1 N/mm <sup>2</sup>		
90%	99,0 N/mm <sup>2</sup>				97,9 N/mm <sup>2</sup>		
$\frac{\sigma_{P_{\bar{u}}10\%} - \sigma_{P_{\bar{u}}90\%}}{\sigma_{P_{\bar{u}}50\%}}$	14,4%				14,5%		

<b>Blockprotokoll</b>							
<b>Block Nr. 12</b> P4C: 25/5,0mm Stranggezogene Profile Werkstoff: C45			<b>Schwellende Torsion</b> Naben-Außendurchmesser: 80 mm Verbindungslänge: 17 mm Tribologie: entfettet				
Protokoll Nr.	Welle Nr.	Nabe Nr.	Mittelspg. $\tau_{tm}$ in N/mm <sup>2</sup>	Ausschlagspg. $\tau_{ta}$ in N/mm <sup>2</sup>	Abbruchkriterium	Lastspiele in Millionen	Bruchwahrscheinlichkeit $P_B$
10	499	499	60	35	D	20	7,1%
14	510	510			D	20	
16	482	482			D	20	
18	501	501			D	20	
19	486	486			D	20	
21	478	478			D	20	
26	514	514			D	20	
6	490	490	60	40	D	20	25,0%
8	492	492			R	16,249	
9	488	488			R	11,551	
11	498	498			D	20	
13	509	509			D	20	
15	512	512			D	20	
24	504	504			D	20	
7	491	491	60	45	R	5,963	62,5%
12	507	507			R	6,937	
17	513	513			R	19,372	
20	483	483			D	20	
22	480	480			R	11,088	
23	496	496			R	6,150	
25	517	517			D	20	
D: Durchläufer, R: Reibdauerbruch							
<b>Statistische Auswertung</b>							
Grenzlastspielzahl: 20 Millionen							
Bruchgesetz	$P_B = \frac{r}{n+1}$ , falls $r = 0$ : $P_B = \frac{r}{2n}$						
Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\bar{u}}$	ertragbare Nennspannungsamplitude						
	arcsin $\sqrt{P_B}$ -Verteilung				Extremwert-Verteilung		
10%	50,5 N/mm <sup>2</sup>				48,9 N/mm <sup>2</sup>		
50%	43,3 N/mm <sup>2</sup>				43,5 N/mm <sup>2</sup>		
90%	36,2 N/mm <sup>2</sup>				36,2 N/mm <sup>2</sup>		
$\frac{\sigma_{P_{\bar{u}}10\%} - \sigma_{P_{\bar{u}}90\%}}{\sigma_{P_{\bar{u}}50\%}}$	33,0%				29,2%		