

7. VDI-Fachtagung

# Welle-Nabe- Verbindungen 2016

Gestaltung - Fertigung - Anwendungen



# VDI-Berichte 2287



## VDI-BERICHTE

Herausgeber: VDI Wissensforum GmbH



7. VDI-Fachtagung

# Welle-Nabe- Verbindungen 2016

Gestaltung - Fertigung - Anwendungen

Karlsruhe, 09. und 10. November 2016



# VDI-Berichte 2287

**Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

**Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek**

(German National Library)

The Deutsche Nationalbibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie

(German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at <http://dnb.ddb.de>.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2016

Alle Rechte vorbehalten, auch das des Nachdruckes, der Wiedergabe (Photokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, auszugsweise oder vollständig.

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck. Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder.

Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092287-4

## Inhalt

	Seite
Vorwort	1

### Festigkeit und Lebensdauer

S. Hofmann, E. Leidich	Betriebsfeste Auslegung von Pressverbindungen beliebiger Geometrie	3
D. Bretschneider, B. Schlecht	Festigkeitskennwerte für Wellen sowie Welle-Nabe-Verbindungen großer Abmessungen – Optimale Werkstoffauslastung bei ausreichender Sicherheit	15
M. Nischkowsky	Glatt- und Festwalzen: Wirtschaftliche und hoch effiziente Fertigungsverfahren zur Herstellung von technologisch hochwertigen Oberflächen	29

### Formschlüssige Verbindungen

F. Forbrig	Ist die DIN6885 noch zeitgemäß? Aspekte zur Normung von Passfederverbindungen	39
B. Brůžek, J. Hermes, J. Kunert, M. Wöppermann	Gehärtete Passfederverbindungen – Zusammenfassung der Forschungsergebnisse und Vergleich mit dem Stand der Technik	51
D. Ullrich, H. Binz	Einfluss von Schmierstoffen aus der Massivumformtechnik auf die Reibdauerbeanspruchung mikroschlupfanfälliger Welle-Nabe-Verbindungen	65

## Alternative Pressverbindungen – Versuch, Simulation und Berechnung

<i>M. Bader</i>	Auswahl, Gestaltung und Dimensionierung selbst-schneidender und -formender Welle-Nabe-Verbindungen	79
<i>T. Gerstmann, B. Awiszus, L. Suchý, E. Leidich</i>	Numerische Analyse des Montage- und Übertragungs-verhaltens von Rändelpressverbänden	91
<i>E. Beck</i>	Einsatz und Prüfung von geklebten Nocken-Welle-Verbindungen	105
<i>M. Krautter, H. Binz</i>	Thermomechanische Untersuchung des Fügevorgangs hybrider Querpressverbände	119

## Zahnwellen: Berechnung und Gestaltung

<i>A. Daryusi</i>	FEM-Untersuchungen zur optimierten Gestaltung von Profilwellen mit freiem Verzahnungsauslauf	129
<i>J. Wendler, B. Schlecht, J. Wild</i>	Numerische und experimentelle Analyse der Gestaltfestigkeit von Zahnwellenverbindungen bei Umlaufbiegung	139
<i>G. Schäfer</i>	Passverzahnungen nach DIN 5480 kompatibel optimiert	153

## Kombinierte form- und kraftschlüssige Verbindungen

<i>H. Stenzel, C. Kulpa</i>	Unrunddrehen und Fügen zweiteiliger Getriebezahnräder mit polygonaler Welle-Nabe-Verbindung	165
<i>M. Ziae, R. Schreiter, P. Knorr, E. Leidich, F. Reiß</i>	Hypotrochoidische Konturen – Eine Alternative für form-schlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	177
<i>R. Meißner, M. Liewald</i>	Verfahrenskonzept zur umformtechnischen Herstellung von gebauten Zahnräder im Mehrkomponentenverfahren mittels Quer-Fließpressen	189

## Reibung und Reibdauerbeanspruchung

<i>M. Scherge, M. Luke, M. Dienwiebel</i>	Fretting an trockenen und geschmierten Metall-Metall Kontakten	203
<i>C. Busch, S. Weber, R. Schneider</i>	Entwicklung von kennzeichnungsfreien Hochleistungs-pasten zur Verhinderung von Schwingungsverschleiß	213
<i>J. Vidner</i>	Wechselwirkung der tribologischen und ermüdungs-mechanischen Schädigungskomponenten in reibdauer-beanspruchten Systemen	225

## Posterbeiträge

<i>A. Daryusi</i>	FEM-Spannungsanalyse an schräggebohrtem Wellenabsatz	235
<i>M. Müller, S. Gies, A. E. Tekkaya</i>	Gesenkfreies Innenhochdruckfügen von Vierkantrohren	241
<i>F. Kresinsky, E. Leidich</i>	Auslegungsoptimierung von torsionsbeanspruchten Passfederverbindungen	247
<i>A. Seibel</i>	Zur Problematik der Auslegung geschwächter Welle-Nabe-Pressverbindungen	253
<i>F. Bendig, E. Kloß, K. Brökel</i>	Konzeptuelle Entwicklung einer hydraulischen Spannbuchse für low-power Anwendungen	259
<i>F. Lenz, B. Witschel, W. Hufenbach</i>	Halbzeugbasierte Hochleistungsantriebswellen in Faserverbund-Leichtbauweise	265
<i>A. Lohrengel, G. Schäfer, J. Wild</i>	Einfluss von Sicherungsringnuten auf die Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen	271



Seite

## Peer Reviewed

<i>D. Bretschneider, B. Schlecht</i>	Festigkeitskennwerte für Wellen sowie Welle-Nabe-Verbindungen großer Abmessungen – Optimale Werkstoffauslastung bei ausreichender Sicherheit	15
<i>B. Brůžek, J. Hermes, J. Kunert, M. Wöppermann</i>	Gehärtete Passfederverbindungen – Zusammenfassung der Forschungsergebnisse und Vergleich mit dem Stand der Technik	51
<i>T. Gerstmann, B. Awiszus, L. Suchý, E. Leidich</i>	Numerische Analyse des Montage- und Übertragungsverhaltens von Rändelpressverbänden	91
<i>M. Krautter, H. Binz</i>	Thermomechanische Untersuchung des Fügevorgangs hybrider Querpressverbände	119
<i>J. Wendler, B. Schlecht, J. Wild</i>	Numerische und experimentelle Analyse der Gestaltfestigkeit von Zahnwellenverbindungen bei Umlaufbiegung	139
<i>M. Ziaeı, R. Schreiter, P. Knorr, E. Leidich, F. Reiß</i>	Hypotrochoidische Konturen – Eine Alternative für formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	177
<i>R. Meißenner, M. Liewald</i>	Verfahrenskonzept zur umformtechnischen Herstellung von gebauten Zahnräder im Mehrkomponentenverfahren mittels Quer-Fließpressen	189
<i>A. Seibel</i>	Zur Problematik der Auslegung geschwächter Welle-Nabe-Pressverbindungen	253

## Fachlicher Träger

Die VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung bietet mit ihren Fachbereichen für alle Branchen abgesichertes Wissen zur Gestaltung von Produkten und Prozessen sowie deren Optimierung bezüglich Qualität, Zeit und Kosten-Nutzenverhältnis.  
[www.vdi.de/gpp](http://www.vdi.de/gpp)

Der VDI-Fachbereich Getriebe und Maschinenelemente behandelt aktuelle Fragestellungen der Übertragung und Wandlung von Bewegungen und Energien durch Getriebe, die diese intelligent steuern und regeln. Dazu ist das Zusammenspiel verschiedener Maschinenelemente erforderlich. Handlungsempfehlungen in Form von VDI-Richtlinien, Erfahrungsaustausch und Veranstaltungen sind Ergebnisse der Aktivitäten.  
[www.vdi.de/getriebe](http://www.vdi.de/getriebe)

## Vorwort

Dem millionenfachen Bedarf an Welle-Nabe-Verbindungen (WNV) steht naturgemäß ein umfangreiches Angebot an Ausführungen gegenüber. Zur Wahrung der Übersichtlichkeit bietet sich die bewährte Klassifizierung in reibschlüssige, formschlüssige und kombiniert reib-/formschlüssige Verbindungen an, womit 90% aller WNV zugeordnet werden können. Da die WNV meist an exponierter Stelle im Antriebsstrang angeordnet sind, ist für die drei Wirkprinzipien zur Sicherstellung der Funktion die genaue Kenntnis der Kraftübertragung des dynamischen Betriebsverhaltens und aller Einflüsse auf die Lebensdauer unabdingbar.

Deutschland ist weltweit führend auf dem Gebiet der WNV-Forschung. Die daraus resultierenden Ergebnisse sind mehrheitlich in Standards eingeflossen, die Bestandteil vieler Verträge und auch Zertifizierungen sind. Durch immer bessere theoretische Modelle, leistungsfähigere Hardware für numerische Berechnungen und Prüfstände mit hochwertigen Messeinrichtungen sind zunehmend genauere Aussagen zum dynamischen Betriebsverhalten und zur Lebensdauer möglich. Der globale Wettbewerb erzwingt zunehmend unkonventionelle Wirkprinzipien, die sich hinsichtlich der Kosten, des Leichtbaus und der Energieeffizienz deutlich von den herkömmlichen unterscheiden. Auch darüber wird auf der Fachtagung berichtet.

Die Tagung und die begleitende Fachausstellung bieten Ihnen reichlich Gelegenheit, theoretisch wissenschaftliche Fragestellungen, aber auch konkrete Anwendungsprobleme mit Fachleuten aus der Forschung sowie Fachleuten von Herstellern und Anwendern von Welle-Nabe-Verbindungen zu erörtern. Dieser direkte Meinungsaustausch bringt Sie erfahrungsgemäß schneller auf innovative Ideen als jede andere Art des Wissenstransfers.

Ihr

**Univ.-Prof. Dr.-Ing. Erhard Leidich,**  
Vorsitzender des Programmausschusses

Direktor des Instituts für Konstruktions- und Antriebstechnik,  
Fakultät für Maschinenbau, TU Chemnitz



# Betriebsfeste Auslegung von Pressverbindungen beliebiger Geometrie

Dipl.-Ing. **Stefan Hofmann**, Prof. Dr.-Ing. **Erhard Leidich** VDI

## Kurzfassung

Im Beitrag werden die Ergebnisse umfangreicher Ermüdungsversuche an sog. Standardpressverbindungen vorgestellt. Aus diesen Ergebnissen werden Kennwerte für die Normung abgeleitet. Diese können vom Anwender für eine Festigkeitsberechnung direkt genutzt werden.

Weiterhin wird eine neue Methode vorgestellt, mit welcher die erzielten Ergebnisse auf andere Pressverbindungs-Geometrien übertragen werden können. Diese, auf FE-Simulationen basierende Methode, zeigt an ausgewählten Beispielen zufriedenstellende Ergebnisse.

## 1 Einleitung

Pressverbindungen sind Verbindungselemente, welche sehr häufig in der Antriebstechnik eingesetzt werden, um Drehmomente und Kräfte reibschlüssig zu übertragen. Ein typischer Anwendungsfall sind Bahnachsen, bei denen die Räder auf einen Wellenabsatz aufgeschrumpft werden.

Im Rahmen einer Festigkeitsberechnung von Pressverbindungen sind nach heutigen Erkenntnissen die tribologische Schädigung im Kontakt sowie die auftretenden Spannungen maßgebend. Während zahlreiche Untersuchungen zur Dauerfestigkeit vorliegen, bestehen jedoch bei einer zeit- und betriebsfesten Dimensionierung kaum Erfahrungen. Auch der Einfluss der Pressverbindung auf eine unmittelbar benachbarte Kerbe (z. B. Wellenschulter) ist unzureichend untersucht.

Allgemein fehlen zur Dimensionierung von Pressverbindungen abgesicherte Normvorgaben. Insbesondere gilt dies, wenn Geometrien berechnet werden sollen, für welche es keine Erfahrungswerte gibt.

Ziel der hier vorgestellten Untersuchungen ist eine Methode zur Berechnung biege- sowie torsionsbelasteter Pressverbindungen. Der Schwerpunkt liegt auf der Dauer-, Zeit- und Betriebsfestigkeit der Verbindung.

Experimenteller Untersuchungsgegenstand ist zunächst die Standardpressverbindung, also die Pressverbindung mit glatter Welle. Anschließend werden auf Basis der Versuchsergebnisse Berechnungskennwerte (Kerbwirkungszahlen und Schadenssummen) abgeleitet, auf welche der Anwender später zugreifen kann. Diese Kennwerte werden an den aktuellen Normwerten gespiegelt.

Aufbauend auf den experimentellen Untersuchungen erfolgt eine Übertragungsbetrachtung auf andere Pressverbindungs-Geometrien. Eine zum Nennspannungskonzept abweichende Betrachtungsweise wird vorgestellt, um die wirkenden Kraftflussumlenkungen an Pressverbindungen mit abgesetzten Wellen berücksichtigen zu können.

## 2 Experimentelle Untersuchungen

**Tabelle 1** zeigt zusammenfassend die in den experimentellen Untersuchungen variierten Parameter, wobei nicht jeder Parameter mit jedem kombiniert wurde. So wurden die Übermaße beispielsweise nur in den Zeit- und Betriebsfestigkeitsversuchen variiert. Die gewählten Übermaße decken einen großen praxisnahen Bereich ab.

Hinsichtlich der Wellenwerkstoffe wurden zwei unterschiedliche Materialien, welche sich hinsichtlich ihrer statischen und dynamischen Festigkeit deutlich unterscheiden, gewählt.

Tabelle 1: Untersuchungsparameter

Lastbereich	Werkstoff	Belastung	Bezogenes Übermaß
Dauerfestigkeit	C45+N	Umlaufbiegung	1,00%
Zeitfestigkeit	42CrMo4+QT	Torsion	1,25%
Betriebsfestigkeit			1,70%
			2,00%

Allen Versuchen lag die in **Bild 1** dargestellte Wellen- und Nabengeometrie zugrunde. Die Welle mit einem Nenndurchmesser  $D_F = 40$  mm entspricht einem Vollzylinder und die Nabe mit einem Außendurchmesser von  $D_{aA} = 80$  mm einem Hohlyylinder. Die Fügelänge  $l_F$  beträgt 44

mm, demnach  $l_F/D_F = 1,1$ .

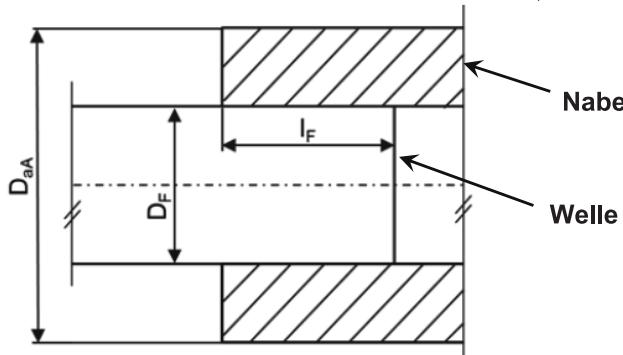


Bild 1: Zugrunde gelegte Wellen- und Nabengeometrie; Standardpressverbindung

**Bild 2** zeigt die verwendeten Prüfstände für die Ermüdungsversuche. Die Betriebslastenversuche mit Biegung wurden auf dem neu entwickelten Magnetlagerprüfstand durchgeführt.

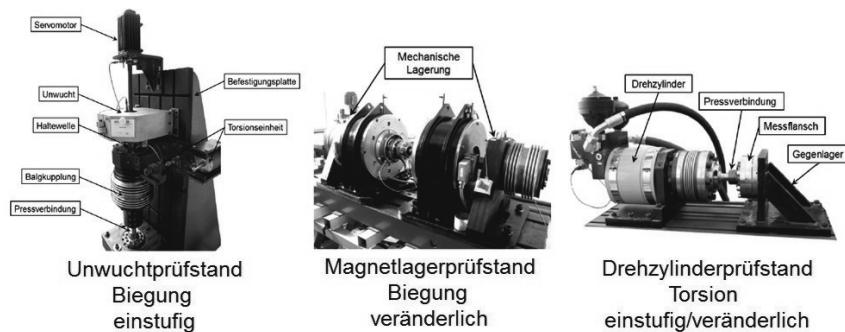


Bild 2: Prüfstände für die Ermüdungsversuche

### Wöhlerlinien

Im Bereich der Zeit- und Dauerfestigkeit wurden insgesamt 61 Ein-Stufen-Versuche durchgeführt. Hierbei konnten für vier Varianten statistisch abgesicherte Wöhlerlinien ermittelt werden.

Hinsichtlich des Einflusses unterschiedlicher Übermaße zeigte sich meist mit zunehmender Pressung eine etwas geringere Lebensdauer. Da dieser Unterschied jedoch bezogen auf die Gesamtstreuung der Ergebnisse klein ist, wurden die Versuchspunkte in der Auswertung zusammengefasst.

Insgesamt ist festzustellen, dass bei nahezu ähnlichen Neigungen vor allem die Abknickpunkte sehr stark variieren. Um später nicht mit beliebig vielen Wöhlerlinien rechnen zu müssen, wurden die Zeitfestigkeitsgeraden bzgl. der Neigungen und Abknickpunkte gemittelt. Somit wird unabhängig vom Werkstoff generell eine Neigung von  $k=4,5$  und ein Abknickpunkt bei Torsion von  $N_D=8E6$  und bei Biegung von  $N_D=2E6$  empfohlen. Die vier verbleibenden Wöhlerlinien sind in **Bild 3** dargestellt.

### Betriebsfestigkeit

Zur Generierung des Betriebslastensignals wurde mit der Software LaBView ein Programm erstellt, mit welchem beliebige Zeitsignale mit unterschiedlichen Kollektivparametern darstellbar sind. Anhand der Eingangsparameter generiert das Programm die gewünschte gaußverteilte, randomisierte Beanspruchungs-Zeit-Funktion. Das generierte Zeitsignal wurde anschließend der Prüfstandsteuerung übergeben.

Neben den zu untersuchenden Einflussparametern Werkstoff, Belastung und Übermaß war die Kollektivkürzung ebenfalls Bestandteil der Untersuchungen. Das Wegschneiden von kleinen Amplituden (Omission) im Rahmen der Festigkeitsprüfung führt zu einer enormen Verkürzung der Versuchszeit. Jedoch darf die Kürzung nicht wesentlich die schädigende Wirkung des Kollektivs beeinflussen. Somit dürfen nur Amplituden entfernt werden, welche bzgl. der Schädigung keinen nennenswerten Beitrag liefern. In den hier dargestellten Untersuchungen wurden die Kollektive in drei Stufen, nämlich bis 25%, 50% und 75% der Dauerfestigkeit gekürzt.

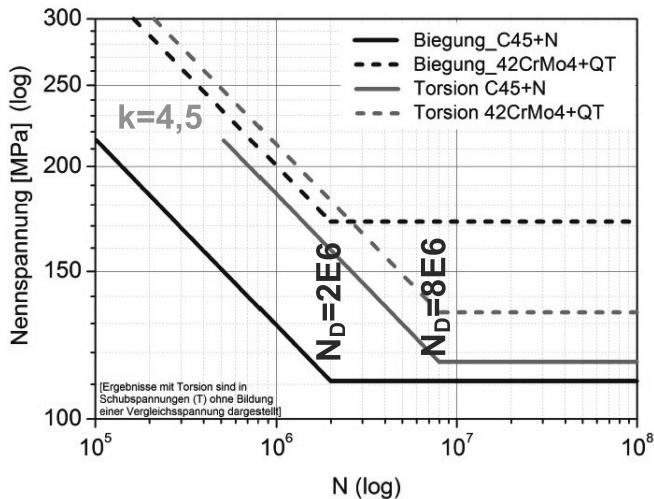


Bild 3: Bezuglich Neigung und Abknickpunkt gemittelte Wöhlerlinien für Pressverbindungen

Insgesamt wurden 70 Betriebsfestigkeitsversuche durchgeführt. In **Bild 4** sind beispielhaft aus den Zufallslastenversuchen mit Biegung an Pressverbindungen aus C45+N die Ergebnisse in Form der erzielten Kollektivwiederholungen dargestellt. Dabei entspricht jeder dargestellte Wert einem Mittelwert aus 5 Einzelversuchen. Es zeigt sich für dieses Beispiel, dass mit steigendem Übermaß bei gleicher Omission-Stufe (z.B. 75%) die Lebensdauer bzw. die Anzahl an Kollektivwiederholungen zunimmt. Die Versuche mit Torsion zeigen hierzu jedoch gegensätzliche Ergebnisse. Hier verringert sich die Lebensdauer mit größerem Übermaß, ähnlich wie in den Zeitfestigkeitsversuchen.

Weiterhin zeigen die Ergebnisse, dass mit zunehmendem Wegschneiden von Amplituden die Kollektivwiederholungen etwas ansteigen. Das heißt, die kleineren Amplituden tragen ebenfalls geringfügig zur Schädigung bei. Da der Fehler bei einer Kürzung von 75% jedoch nicht groß ist, wird dieser Wert für Pressverbindungen empfohlen. Somit können im Versuch die Prüfzeit und damit die Kosten reduziert werden.

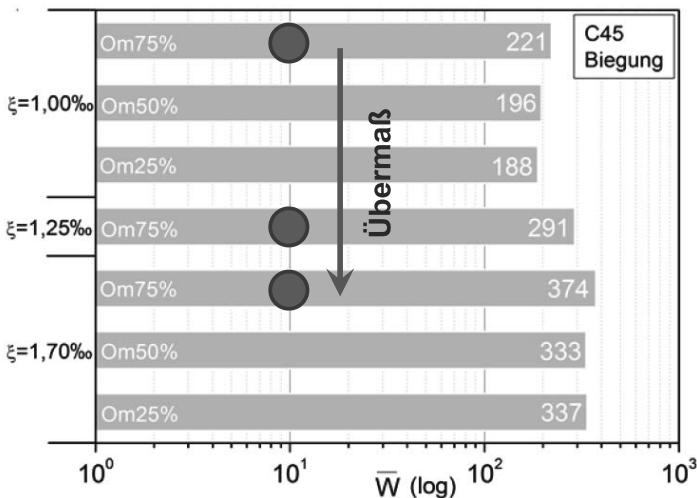


Bild 4: Erzielte Kollektiv-Wiederholungen in Betriebslastenversuchen mit C45+N unter Biegung

### 3 Ableitung normativer Berechnungskennwerte

#### Kerbwirkungszahlen

In den aktuellen Normen und Richtlinien [1], [2] sind für die Standardpressverbindung Kerbwirkungszahlen in Abhängigkeit von der Werkstofffestigkeit aufgetragen. Diese Werte stützen sich hauptsächlich auf Untersuchungen von Lehr, Puchner und Nishioka (zusammengefasst in [3]).

Mit den ermittelten Dauerfestigkeiten der Verbindungen und den bekannten Werkstofffestigkeiten wurden die Kerbwirkungszahlen abgeleitet. Im Mittel besteht zu den Normwerten eine gute Übereinstimmung.

#### Schadenssummen

Auf Basis der erzielten Lebensdauerwerte wurden die Schadenssummen nach der linearen Schadensakkumulation nach Miner für alle Versuche mit veränderlichen Lasten berechnet.

Zur Berücksichtigung von Amplituden unterhalb der Dauerfestigkeit wurden die häufig in der Literatur [4] zitierten Verfahren Miner-elementar (el), Miner-modifiziert (mo) und Miner-erweitert (er) herangezogen.

Für eine spätere Festigkeitsberechnung ist die Verteilung bzw. die Streuung der Ergebnisse um ihren Mittelwert wichtig. Hierzu wurde die Vertrauenswahrscheinlichkeit  $P$  nach Rossow berechnet. Dies erlaubt die Darstellung anhand der Mittelwerte und Streuungen der Ergebnisse. **Bild 5** zeigt die Ergebnisse der Auswertung auf Basis der gemittelten Wöhlerlinien. Im Vergleich zu Schadenssummen gekerbter Bauteile aus der Literatur fügen sich die erzielten Mittelwerte ( $D=1$ ) sehr gut ein und auch die Streuungen sind bezogen auf die untersuchte Variantenvielfalt (Belastung, Werkstoff und Übermaß) relativ klein.

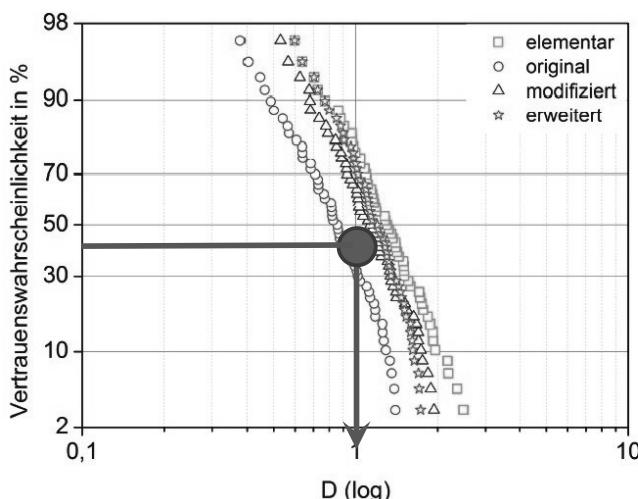


Bild 5: Verteilung der Schadenssummen nach unterschiedlichen Miner-Modifikationen

#### 4 Gegenüberstellung Pressverbindung - Kerbe

Die in den Kapiteln 1 und 2 aufgezeigten Ergebnisse sind ausschließlich für die Standardpressverbindung (Verbindung mit glatter Welle) gültig. Eine Übertragung der erzielten Ergebnisse auf andere Geometrievarianten, wie die Pressverbindung mit Wellenabsatz, ist

vorstellbar. Allerdings darf hierbei keine hohe Empfindlichkeit der tribologischen Parameter (Fugenpressung, Schlupf und Reibwert) auf die Festigkeit vorliegen.

Beim Vergleich der Kerbwirkungszahlen einer Pressverbindung und einer Wellenabsatzkerbe mit etwa gleicher Kerbwirkung zeigt sich die bedeutende Erkenntnis, dass mit steigender Werkstofffestigkeit auch die Dauerfestigkeit zunimmt. Eine Verdoppelung der Zugfestigkeit ergibt eine um ca. 30% größere Kerbwirkungszahl. Dies führt letztlich zu einer etwa 50% größeren Dauerfestigkeit. Dies wäre nicht hervorzuheben, wenn nicht innerhalb der reibdauerbeanspruchten Bauteile (z. B. Passfederverbindungen) gegensätzliche Untersuchungsergebnisse vorlägen [5]. Derartige Verbindungen weisen mit zunehmender Werkstofffestigkeit keine Erhöhung der Dauerfestigkeit auf, was letztlich nur auf den Einfluss der Reibdauerermüdung zurückgeführt werden kann.

Weitere Erkenntnisse, die darauf schließen lassen, dass bei Pressverbindungen allein der Beanspruchungszustand und nicht die tribologischen Einflüsse das Festigkeitsverhalten ausmachen, sind in [6] aufgezeigt. Somit bleibt festzuhalten, dass der reibschädigende Anteil bei Pressverbindungen sehr gering eingeschätzt wird, wodurch die genannte Übertragung von der Standardpressverbindung auf andere Pressverbindungs-Geometrien möglich ist.

## 5 Übertragung auf andere Geometrien

Häufig werden Pressverbindungen aus Fertigungs- oder Funktionsgründen mit einem Wellenabsatz versehen. Zudem ist bekannt, dass mit dieser Geometrie Festigkeitsvorteile gegenüber der Standardpressverbindung zu erwarten sind. Der Grund ist die durch die Wellenschulter hervorgerufene Kraftflussumlenkung, wodurch der Kontaktbereich an der Nabenantte entlastet wird.

Bei Pressverbindungen mit Wellenabsätzen gibt es zwei potentielle Versagensorte, die nah beieinander liegen. Hierzu gehören die Kontaktfuge sowie der Radius der Wellenschulter. Mit der Gestaltung des Absatzes wird der zuerst versagende Ort (Fuge oder Radius) festgelegt. Im Radius kann zur Nachweisrechnung das FKM-Kerbspannungskonzept angewendet werden [7], da es sich um eine freie Oberfläche handelt. Das Problem ist der Nachweis der Kontaktfuge. Kerbwirkungszahlen zu Pressverbindungen mit Wellenabsätzen sind kaum vorzufinden und Festigkeitskonzepte auf Basis örtlicher Beanspruchungen sind hier nicht anwendbar [6]. Der Grund dafür sind die schwierig zu ermittelnden Beanspruchungen im Kontakt. Diese im Betrieb zu messen oder auch zu simulieren ist bis heute nicht vollständig gelungen.

### Neues Übertragungskonzept für Pressverbindungen

Um der im vorangegangenen Absatz aufgezeigten Problematik zu begegnen, bleibt letztlich nur die Möglichkeit im Kontakt die relativen Spannungen zwischen den unterschiedlichen Geometrien heranzuziehen. Hierzu wird die Standardpressverbindung als Kalibriermaßstab verwendet, da hier die umfangreichsten Erfahrungen vorliegen. Basis für die Übertragung ist eine Finite-Elemente-Analyse. Unter einer definierten Nennlast, bei welcher die Standardverbindung versagt, sowie unter fest eingestellten Simulationsparametern wird am Versagensort ein lokaler Spannungszustand erstellt. Bei der zu untersuchenden Geometrie (z. B. Pressverbindung mit Absatz) wird nun unter gleichen Simulationsrandbedingungen die Nennlast erhöht, bis sich die gleichen lokalen Spannungen einstellen. Die zugeordnete Nennlast entspricht somit der gesuchten Dauerfestigkeit. Somit erfolgt letztlich ein Abgleich beider Modelle auf Basis lokaler Spannungen, vgl. **Bild 6**.

Die Größe der absoluten Spannungen ist damit nicht mehr entscheidend. Trotzdem wird, wie gewünscht, die Umlenkung des Kraftflusses korrekt abgebildet. Dadurch ergeben sich die im Kontakt des Absatzes erwarteten geringeren Strukturspannungen.

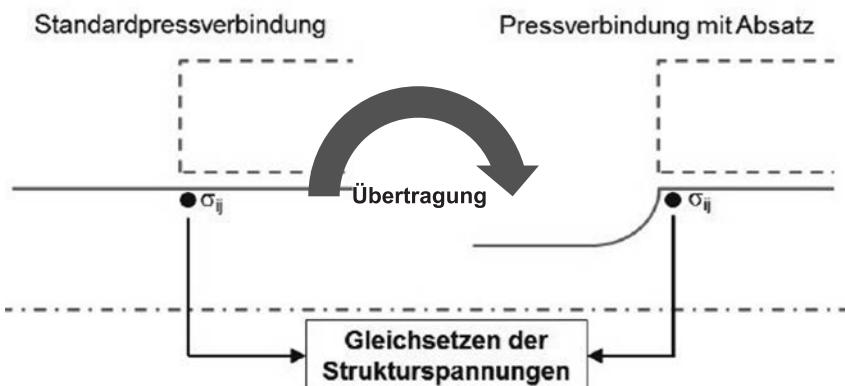


Bild 6: Übertragung der erzielten Ergebnisse von der Standardpressverbindung auf eine Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius

In simulativen Voruntersuchungen hat sich gezeigt, dass über ein definiertes Volumen gemittelte Spannungen (sog. Strukturintegralspannungen  $S_i$ ) für die oben beschriebene Kalibrie-

rung gut geeignet sind. Hierbei wurden die axialen Normalspannungen  $\sigma_z$  0,1 mm unter der Nabenkante über eine Länge von 2 mm in den Kontakt gemittelt und auf die Biegenennspannung  $S$  bezogen, siehe **Bild 7**.

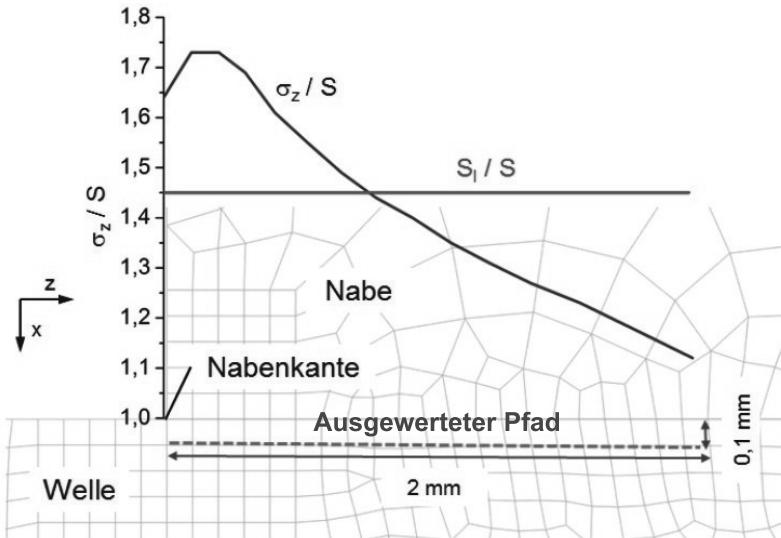


Bild 7: Bezugene axiale Normalspannung und zugehörige bezogene Strukturintegralspannung (Mittelwert über 2 mm) einer biegebelasteten Pressverbindung - ausgewertet 0,1 mm unter der Wellenoberfläche;  $D_F = 40 \text{ mm}$ ;  $Q_A = 0,5$ ;  $\mu = 0,3$ ;  $\square = 1,0\%$  [6]

Mit dieser Vorgehensweise erhält der Anwender unabhängig von den eingestellten Simulationsparametern (Reibwert und Elementdichte) das gleiche Ergebnis. Werden die Standardpressverbindung sowie die zu untersuchende Geometrie mit der gleichen Last beaufschlagt, ist anhand der unterschiedlichen Strukturintegralspannungen für die entsprechende Pressverbindungs-Geometrie eine angepasste Kerbwirkungszahl abzuleiten, wodurch diese Geometrie dem Nennspannungskonzept zugänglich gemacht wird. Analysen auf Basis dieser Vorgehensweise zeigen an ausgewählten Beispielen von Wellenabsätzen mit Übergangsradius und Freistich plausible Ergebnisse [6].

## 6 Zusammenfassung

Ein Vergleich der hier ermittelten Dauerfestigkeiten bzw. Kerbwirkungszahlen von Pressverbindungen mit Literaturwerten zeigt eine gute Übereinstimmung. Für den Bereich der Zeitfestigkeit wird für die Verbindung generell eine Neigung von  $k=4,5$  empfohlen. Die Abknickpunkte liegen bei  $2E6$  für Biegung und  $8E6$  für Torsion.

Die umfangreichen Untersuchungen zur Betriebsfestigkeit von Pressverbindungen belegen die Anwendbarkeit der Miner-Regel. Für das untersuchte gaußverteilte Kollektiv wurde eine Schadenssumme von etwa eins ermittelt. Auch das Wegschneiden kleiner Amplituden (Omission) ist bis zu 75% der Dauerfestigkeit sinnvoll, da die damit einhergehende Änderung des Schädigungsinhaltes zum ungekürzten Kollektiv sehr klein ist.

Der Übermaßeinfluss in den Ermüdungsversuchen war zwar im Einzelfall nachweisbar. Im Mittel ist dieser Einfluss auf die Festigkeit bzw. auf die Lebensdauer jedoch als gering einzustufen und somit nicht in der Auslegungsrechnung zu berücksichtigen.

Aufgrund der nachweisbaren Analogie des Kerbverhaltens einer Pressverbindung im Vergleich zur konventionellen Kerbe, wurde eine rein spannungsbasierte Methode zur Übertragung der erzielten Ergebnisse auf andere Pressverbindungs-Geometrien entwickelt. Statt mit absoluten Spannungen zu rechnen werden mit dem s.g. integralen Strukturspannungskonzept die relativen Spannungen herangezogen. Die daraus ableitbaren Kerbwirkungszahlen können dann im Nennspannungskonzept weiter verwendet werden.

Mit den hier vorgestellten Ergebnissen kann erstmals die Dauer-, Zeit- und Betriebsfestigkeit der Standardpressverbindung sowie einer beliebigen Pressverbindungs-Geometrie (z.B. Wellenabsatz) berechnet werden.

## 7 Literatur

- [1] DIN 743: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen. 2012
- [2] Rennert, R.: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisen-guss und Aluminiumwerkstoffen. 6. Ausgabe, 2012
- [3] Seefluth, R.: Dauerfestigkeitsuntersuchungen an Wellen-Naben-Verbindungen. Disserta-tion, TU-Berlin, 1970
- [4] Haibach, E.: Betriebsfestigkeit - Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. 3. Auflage Springer, Berlin, 2006
- [5] Leidich, E.; Hofmann, S.: Gestaltfestigkeitsuntersuchungen an einsatzgehärteten Passfe-derverbindungen. FVA-Abschlussbericht, Heft 1146, 2015
- [6] Hofmann, S.: Untersuchungen zur Ermüdungsfestigkeit von Pressverbindungen. Disserta-tion, TU Chemnitz, erscheint demnächst
- [7] Leidich, E.; Hofmann, S.; Brůžek, B.: On the shrink-fit induced multiaxial stress state in adjacent notched shaft geometries. Proceedings ICMFF10, Japan, 2013

# Festigkeitskennwerte für Wellen sowie Welle-Nabe-Verbindungen großer Abmessungen – Optimale Werkstoffauslastung bei ausreichender Sicherheit

**Strength values of shafts as well as shaft-hub connections for huge dimensions – optimal utilization with sufficient reliability**



Dipl.-Ing. **David Bretschneider**, Prof. Dr.-Ing. **Berthold Schlecht**,  
Technische Universität Dresden

## Kurzfassung

Festigkeitskennwerte wie Zugfestigkeit, Streckgrenze und Wechselfestigkeit sind für Vergütungs- und Einsatzstähle stark Größenabhängig. Im Nachweis der DIN 743 [9] wie auch der FKM-Richtlinie [11] liegen speziell für den technologischen Größeneinfluss unter Berücksichtigung des Halbzeugdurchmessers, der Wärmebehandlung und der Werkstoffzusammensetzung nur konservative Näherungslösungen vor. Der Bericht soll einen Beitrag zur Abschätzung der Wechselfestigkeit mithilfe des technologischen Größenfaktors  $K_1(d_{eff})$  für die Entwurfsphase von Wellen und Achsen liefern. Weiterhin wird eine Methode zur Berechnung der Wechselfestigkeit ausgehend von Messwerten am Bauteil vorgestellt, welche in der Nachrechnung zur Tragfähigkeit eingesetzt werden sollte.

## Abstract

*Strength values as tensile strength, yield strength and fatigue strength of quenched tempered and case hardened steels are highly subjected to the component size. The strength calculation of DIN 743 [9] as well as the FKM Guideline [11] only approximate the technological size effect roughly. This report contains a proposal to estimate the fatigue strength by using the technological size factor. In the design process of the shafts and axles, this factor can be useful. Furthermore, a method is presented, which calculates the fatigue strength based on measured values (e.g. hardness) of the component. This should be used for the fatigue assessment.*

## 1. Einleitung und Ausgangssituation

Schiffsantriebe, Windenergianlagen, Tagebaubagger und industrielle Großantriebe seien beispielhaft genannt für die weit verbreitete Anwendung von Bauteilen mit großen Abmes-

sungen. Wachsende Absatzmärkte, ein steigender Energiebedarf bei gleichzeitig begrenzten Rohstoffreserven und ein hoher Konkurrenzdruck führen in vielen Industriezweigen der Antriebstechnik zu der Forderung nach konsequentem Leichtbau. Damit verknüpft sind die optimale Auslastung eines Bauteils und die Nutzung eventueller Festigkeitsreserven des Werkstoffes. Zugleich ist die sichere Bemessung der Wellen und Welle-Nabe-Verbindungen für Großantriebe von hoher Bedeutung, da ein Versagen u. a. mit hohen finanziellen Aufwendungen einhergeht. Grundlage für den Tragfähigkeitsnachweis ist die gesicherte Kenntnis der statischen und dynamischen Festigkeitskennwerte. Speziell für Vergütungs- und Einsatzstähle sind die Streckgrenze, die Zugfestigkeit, ebenso wie die Wechselfestigkeit eines Bauteils sehr stark Größenabhängig. Bisherige Angaben für den technologischen Größenfaktor  $K_t(d_{eff})$ , welcher für die Entwurfsphase die Bauteildauerfestigkeit berechnet, sind insbesondere für Abmessungen ab  $d = 300$  mm ungeklärt. Zudem wird in DIN 743 [9] gefordert die tatsächlich vorliegende Festigkeit der versagenskritischen Stellen im Nachweis zu Grunde zu legen. Eine explizite Vorgehensweise zur Berechnung der Wechselfestigkeit für bestimmte Überlebenswahrscheinlichkeiten, ausgehend von Messwerten wie Härte oder Zugfestigkeit, wird in der Norm nicht angegeben. Experimentell gestützte Untersuchungen sollen zur Klärung dieser Problematik beitragen.

## 2. Probenübersicht

Tabelle 1: Halbzeugdurchmesser und Wärmebehandlung

		Halbzeugdurchmesser						
Werkstoffe:	42CrMo4+QT 30CrNiMo8+QT 18CrNiMo7-6 (blindgehärtet) C45+QT	d = 16 mm	d = 50 mm	d = 100 mm	d = 300 mm	d = 500 mm		
Wärme- behandlung (4 Chargen)	42CrMo4+QT 30CrNiMo8+QT C45+QT		Härtetemp. (HT) 870°C Anlasstemp. (AT) 550°C		42CrMo4+QT 30CrNiMo8+QT C45+QT	HT 870°C AT 550°C		
	18CrNiMo7-6 (blindgehärtet)		HT 870°C AT 170°C		18CrNiMo7-6 (blind- gehärtet)	HT 870°C AT 170°C		
Härte- messungen	I. Messung: Härttemessung an Teilen der Zugproben aus dem Randabstand $r = d/4$ II. Messung am Durchmesser $d = 500$ mm - Rand und Kernbereich (Bild 1)							
Zug- versuche	4 Proben je Werkstoff und Halbzeugdurchmesser entspricht 80 Proben Entnahme bei Randabstand $r = d/4$ (siehe Bild 1)							
Wöhlerversuche (12 Versuchsrei- hen á 16 Proben)	4 Versuchs- reihen (VR)	-			4 VR Rand	4 VR Kern		

Die Untersuchungen werden an vier Werkstoffen durchgeführt. Neben den legierten Vergütungsstählen 42CrMo4 und 30CrNiMo8 (hohe Einhärtbarkeit) finden der für Ritzelwellen typische Einsatzstahl (18CrNiMo7-6) und der unlegierte Vergütungsstahl C45 Anwendung. Die Halbzeugdurchmesser decken den Bereich von  $d = 16$  mm bis 500 mm ab. Die Qualität des Versuchsmaterials ist nach den Vorgaben der Technischen Lieferbedingungen für Vergütungs- und Einsatzstähle sowie Freiformschmiedestücke [6 - 8] sichergestellt. Bei den Durchmessern  $d = 16$  mm bis  $d = 100$  mm handelt es sich um Walzstähle. Mit Ausnahme des C45 (hier nur  $d = 500$  mm) wurden die Halbzeuge der Durchmesser  $d = 300$  mm bis 500 mm geschmiedet, Tabelle 1. Die Wärmebehandlung erfolgt sowohl für Vergütungs- und Einsatzstahl sowie nach Durchmessern  $d = 30/50/100$  mm und  $d = 300/500$  mm getrennt in vier Chargen.

### 3. Versuchsplanung

Die Untersuchungen bestehend aus Härtemessungen, statischen Zugversuchen und Wöhlerversuchen werden an Kleinproben durchgeführt, welche den Halbzeugen entnommen worden sind. Eine Übersicht der Versuche und der Proben liefert die Tabelle 1 und Bild 1. Für jeden Halbzeugdurchmesser werden vier Zugproben am genormten Probenentnahmestand (Randabstand  $r = d/4$  und ausreichender Stirnabstand) ausgearbeitet [5]. Teile der Zugproben werden eingebettet und dienen als Prüfteile für die I. Härtemessung, Bild 1. Dem Durchmesser  $d = 500$  mm wird zudem ein größeres Stück entnommen und es werden daran Härtemessungen (II. Messung) im Rand- und Kernbereich durchgeführt. Anhand der statischen Zugversuche werden die Zugfestigkeit und die Streckgrenze aller Halbzeugdurchmesser bestimmt. Die Wöhlerversuche erfolgen nach dem Treppenstufenverfahren [3] bei Zug-Druckbelastung mit  $R = -1$  für die Chargen  $d = 16$  mm sowie für den Halbzeugdurchmesser  $d = 500$  mm mit Proben aus dem Rand- und Kernbereich, Bild 2.

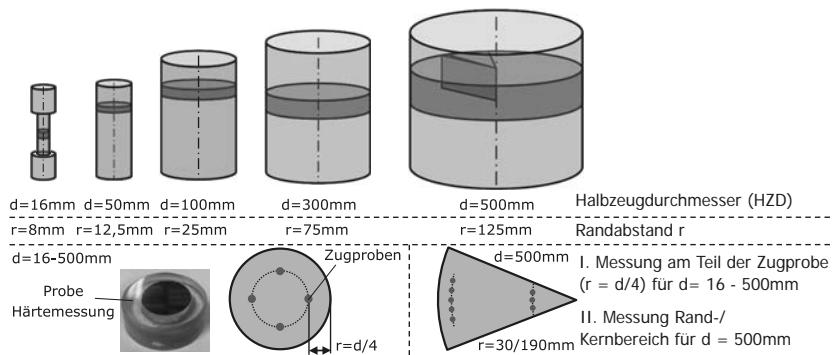


Bild 1: Halbzeuge und Proben für Härtemessungen und Zugversuche

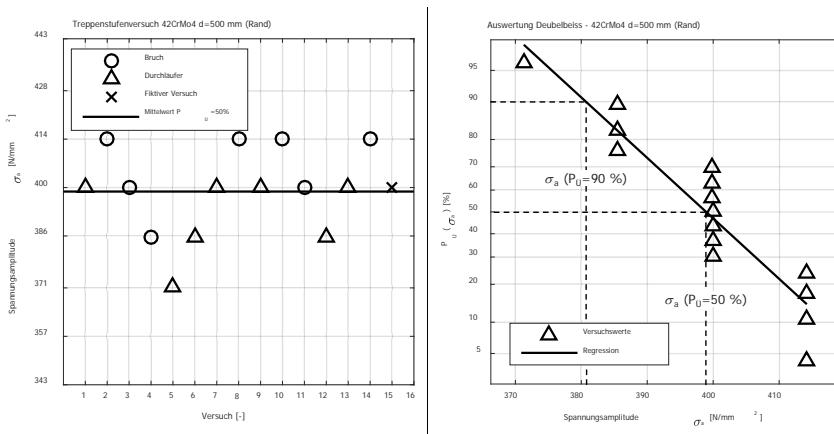


Bild 2: Versuchsdurchführung mit Treppenstufenverfahren und Auswertung nach Deubelbeiss

Die Ergebnisse des Treppenstufenversuches für eine Versuchsschrafe werden nach ihrer Größe geordnet und jedem Lasthorizont wird eine Erwartungswahrscheinlichkeit  $P_0$  nach Deubelbeiss [1] zugeordnet, Bild 2. Anhand der Regressionskurve im Wahrscheinlichkeitsnetz werden die ertragbaren Spannungssamplituden für die Überlebenswahrscheinlichkeiten 50 % und 90 % berechnet, Bild 2. Die Regressionskurve ist das Ergebnis der linearen Regression über die auftretende Spannungssamplitude und das Quantil der Überlebenswahrscheinlichkeit einer Normalverteilung.

## 4. Versuchsergebnisse und Auswertung

### 4.1 Zugfestigkeit, Streckgrenze und $K_1$ -Faktor

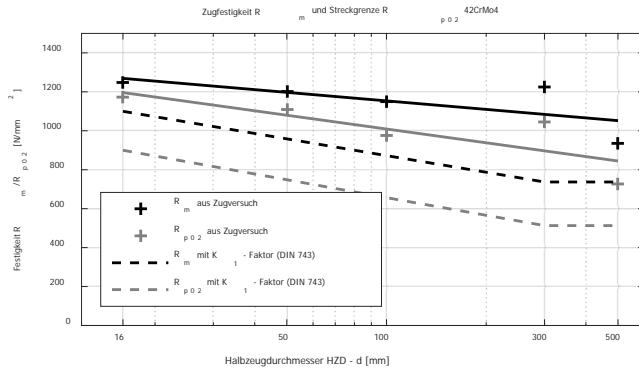


Bild 3: Zugfestigkeit und Streckgrenze – Vergütungsstahl 42CrMo4

Die Ergebnisse der Zugversuche liefern in Abhängigkeit vom Halbzeugdurchmesser die Zugfestigkeit und die Streckgrenze. Die Bilder 3 bis 6 zeigen die Mittelwerte (+) von  $R_m$  und  $R_{p02}$  der verschiedenen Werkstoffe und Halbzeugdurchmesser. Das Absinken der Festigkeit (Anstieg der Regressionskurven) stellt den technologischen Größeneinfluss dar. Erfolgt ein Vergleich des Anstieges der Regressionskurven von Zugfestigkeit  $R_m$  und Streckgrenze  $R_{p02}$  mit dem Gradienten der berechneten Kurven nach DIN 743 [9], zeigt sich für den Einsatzstahl 18CrNiMo7-6 eine gute Übereinstimmung (ebenfalls sichtbar in Bild 7). Hingegen ist die Abnahme von  $R_m$  und  $R_{p02}$  beim 42CrMo4 ebenso wie für den C45 geringer als im Vergleich zur DIN 743 und für den Werkstoff 30CrNiMo8 sinken die Werte  $R_m$  und  $R_{p02}$  erst für Durchmesser  $d > 50$  mm bis 100 mm ab.

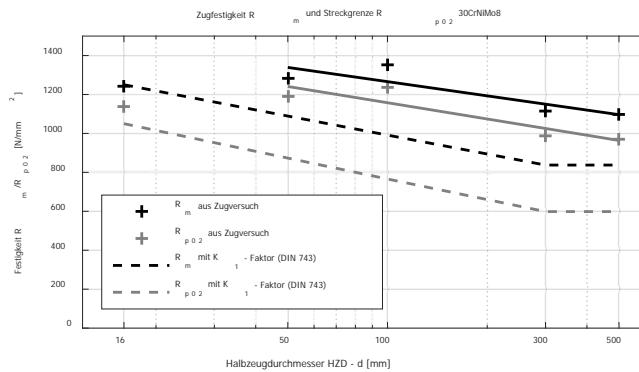


Bild 4: Zugfestigkeit und Streckgrenze – Vergütungsstahl 30CrNiMo8

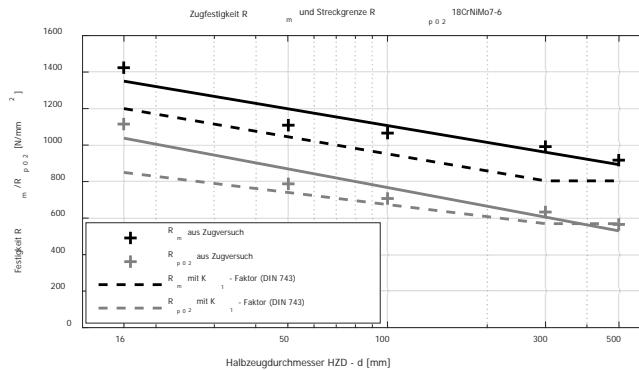


Bild 5: Zugfestigkeit und Streckgrenze – Einsatzstahl 18CrNiMo7-6

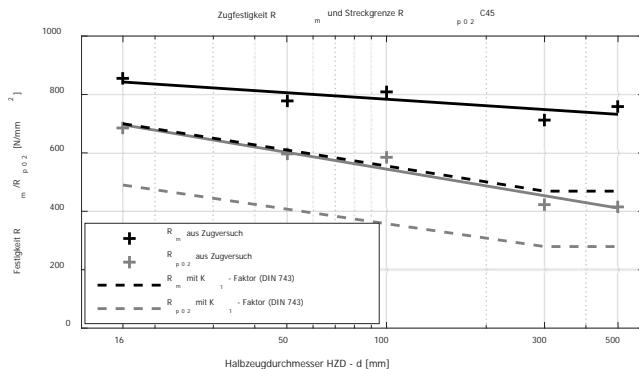


Bild 6: Zugfestigkeit und Streckgrenze – Vergütungsstahl C45

Weiterhin liegen die Versuchswerte, absolut gesehen, für fast alle Werkstoffe deutlich über den Angaben der DIN 743. Demnach können die Angaben der Norm als untere Grenze angesehen werden, welche für die untersuchten Stähle in jedem Fall erreicht wird. Gegebenenfalls kann für den Nachweis der DIN 743 eine Erhöhung der Bezugswerte  $\sigma_B(d_B)$  erfolgen. Der Anstieg der linearen Regressionskurve bei logarithmischer Einteilung der Halbzeugdurchmesser-Achse ergibt den K<sub>1</sub>-Faktor für die Streckgrenze und die Zugfestigkeit. In Tabelle 2 sind die Ergebnisse zum K<sub>1</sub>-Faktor aufgeführt. Werden die Werte für den Anstieg A und den Bezugsdurchmesser d<sub>B</sub> der Tabelle 2 in die Gleichung (1) eingesetzt, ergibt sich der entsprechende Größeneinflussfaktor K<sub>1(d<sub>eff</sub>)</sub> der Zugfestigkeit und Streckgrenze für jeden Werkstoff.

$$K_1(d_{\text{eff}}) = 1 - A \cdot \log\left(\frac{d_{\text{eff}}}{d_B \text{ mm}}\right) \quad (1)$$

Tabelle 2: Berechnungsfaktoren A/d<sub>B</sub> für Größenfaktor K<sub>1</sub>

	42CrMo4	30CrNiMo8	C45	18CrNiMo7-6
Zugfestigkeit R <sub>m</sub>	A=0,117 / d <sub>B</sub> =16	0,195 / 50	0,087 / 16	0,215 / 16
Streckgrenze R <sub>p02</sub>	0,201 / 16	0,244 / 50	0,279 / 16	0,305 / 16
DIN 743 R <sub>m</sub>		0,26 / 16		0,26 / 16
DIN R <sub>p02</sub>		0,34 / 16		0,26 / 16

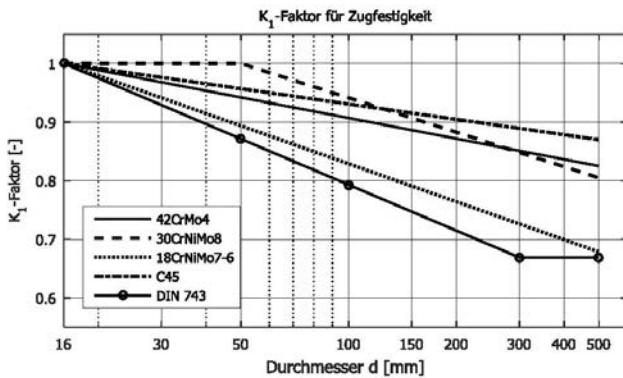


Bild 7: K<sub>1</sub>-Faktor aller Werkstoffe für die Zugfestigkeit

Bild 7 zeigt den Vergleich der berechneten K<sub>1</sub>-Faktoren der Zugfestigkeit mit den bisherigen Angaben der DIN 743. Dabei wird ebenfalls deutlich, dass die Versuchswerte den technologischen Größeneinfluss geringer bewerten als die Norm. Mithilfe der Größeneinflussfaktoren K<sub>1</sub>(d<sub>eff</sub>) und des Bezugswertes der Zugfestigkeit σ<sub>B</sub>(d<sub>B</sub>) kann nach DIN 743-3 [9] die Wechselfestigkeit für die unterschiedlichen Beanspruchungen berechnet werden. Dieses Vorgehen ist für die Entwurfsphase eines Bauteiles, bzw. dann wenn keine Messwerte des Halbzeuges vorliegen, anzuwenden.

#### 4.2 Umrechnung Härte in Zugfestigkeit

Für den Fall, dass ausgehend von Härtemesswerten die Wechselfestigkeit ermittelt werden soll, ist die gesicherte Korrelation von Härte zu Zugfestigkeit grundlegend. Mit der Norm „Metallische Werkstoffe - Umwertung von Härtewerten“ DIN EN 18265 [10] kann die Härte eines Werkstoffes in die Zugfestigkeit umgewertet werden. Die gesicherte Umrechnung dieser Größen insbesondere für große Halbzeugdurchmesser soll anhand der Ergebnisse der Zugversuche analysiert werden. Im Bild 8 ist das Verhältnis der Werte des statischen Zugversuchs und der aus der Härte ermittelten Zugfestigkeiten für alle Durchmesser und Werkstoffe dargestellt.

Erfolgt ein Vergleich der berechneten Zugfestigkeit mit der im Versuch bestimmten Festigkeit wird deutlich, dass für nahezu alle Versuchspunkte geringe Abweichungen bis ca. 5 % auftreten. Eine Ausnahme bilden die Durchmesser d = 300 mm und 500 mm des C45, wobei die Werte auf der sicheren Seite liegen und bei Ermittlung der Zugfestigkeit aus der Härte konservative Werte berechnen würden. Als Ursache für die Abweichung kann die geringe Fes-

tigkeit dieser Versuchsschichten angegeben werden, wodurch ein Gültigkeitsbereich der Norm DIN EN ISO 18265 überschritten werden könnte.

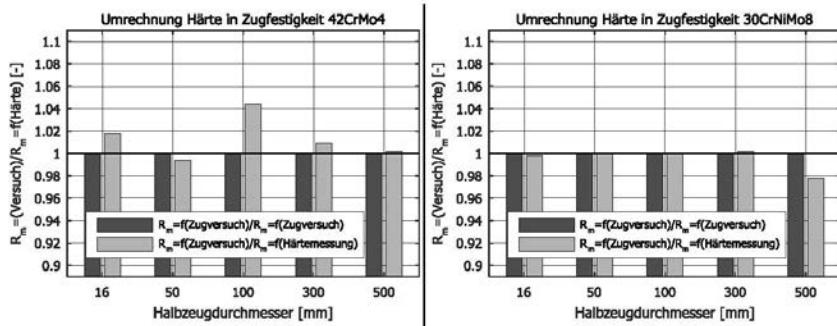


Bild 8: Validierung der Umrechnung Härte in Zugfestigkeit

#### 4.3 Berechnung der Wechselfestigkeit aus der Härte

Im vorangegangenen Abschnitt ist die gesicherte Umrechnung der Härte in die Zugfestigkeit aufgeführt. Ausstehend ist die nachfolgende Umrechnung in die Wechselfestigkeit. Ausgehend von den Versuchswerten (Mittelwerte) der Härtmessung berechnet sich nach DIN EN ISO 18265 [10] die Zugfestigkeit und daraus nach DIN 743-3 [9] die Wechselfestigkeit.

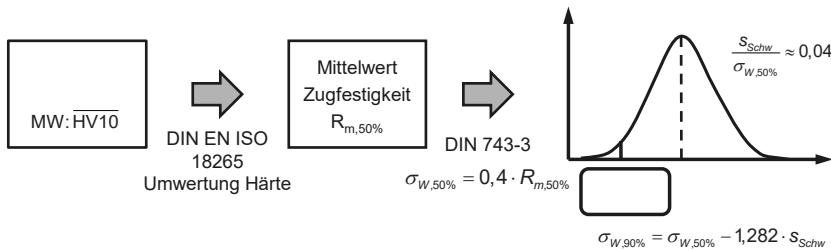


Bild 9: Vorgehen zur Berechnung der Wechselfestigkeit aus der Härte

Diesen Versuchswerten kann dann eine Überlebenswahrscheinlichkeit von  $P_U = 50\%$  zugeordnet werden. Meist wird im Tragfähigkeitsnachweis für die Wechselfestigkeitswerte eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 90 % oder mehr gefordert. Ein mögliches Verfahren zur Berechnung der Wechselfestigkeit für  $P_U = 90\%$  wird im Bild 9 angegeben. Ausgehend vom

Mittelwert der Härtmessungen (ca. 5 Messpunkte) wird die Zugfestigkeit nach DIN EN ISO 18265 [10] und daraus nach DIN 743-3 [9] die Wechselfestigkeit für die Überlebenswahrscheinlichkeit von  $P_U = 50\%$  berechnet. Unter der Voraussetzung einer Normalverteilung oder einer logarithmischen Normalverteilung der Wechselfestigkeit kann mit der einheitlichen Standardabweichung  $s_{Schw}$  von 4 % des Mittelwertes  $\sigma_{W,50\%}$  ( $s_{Schw}/\sigma_{W,50\%} = 0,04$ ) und dem Quantil der Normalverteilung  $u(0,90) = 1,282$  die Wechselfestigkeit für die Überlebenswahrscheinlichkeit von 90 % berechnet werden. Die einheitliche Standardabweichung  $s_{Schw}$  wurde in Anlehnung an Haibach für Bauteile aus Stahl mit  $s_{Schw} \approx 0,04$  festgelegt [2]. Die Auswertung aller Versuchsreihen dieses Projektes ergibt eine Standardabweichung der Wöhlerversuche von 0,038 und bestätigt demnach diese Annahme.

Anhand von Bild 10 wird die Umrechnung der Härte in die Zug-Druck-Wechselfestigkeit validiert. Auf der Ordinatenachse ist der nach Deubelbeiss ermittelte Versuchswert für  $P_U = 90\%$  und auf der Abszisse, die aus der Härte berechnete Wechselfestigkeit (ebenfalls für  $P_U = 90\%$ ) aufgetragen. Die Werte oberhalb der 45-Grad Linie bilden eine sichere, unterhalb eine unsichere Abschätzung ab. Folglich kann festgehalten werden, dass die Vorgehensweise zur Bestimmung der Wechselfestigkeit aus der Härte für die Überlebenswahrscheinlichkeit von 90 % sichere Werte berechnet. Gültigkeit besitzt das Vorgehen für alle Werkstoffe der Halbzugdurchmesser  $d = 16\text{ mm}$  und den Randbereich der Halbzuge mit  $d = 500\text{ mm}$ .

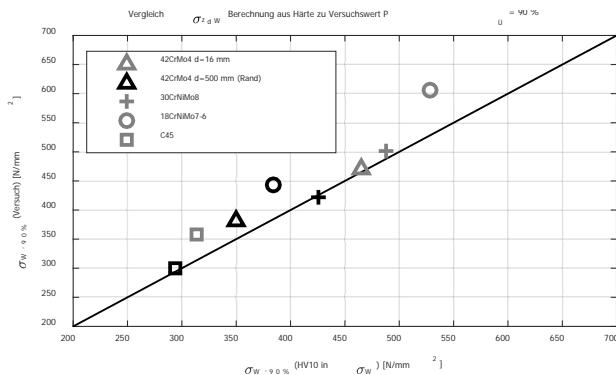


Bild 10: Vergleich Berechnung und Versuch (grau:  $d=16\text{ mm}$ /schwarz:  $d=500\text{ mm}$  Rand)

#### 4.4 Festigkeitsgradient über den Bauteilquerschnitt

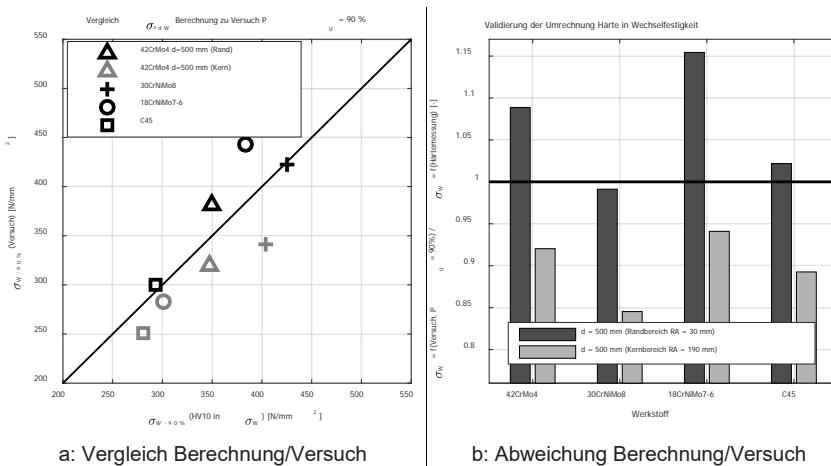


Bild 11: Wechselfestigkeit über den Querschnitt für  $d = 500$  mm (schwarz: Rand/grau: Kern)

Sowohl für die Entwurfsphase als auch für die spätere Nachrechnung, ist die Fragestellung hinsichtlich des Gradienten der Wechselfestigkeit über den Bauteilquerschnitt (Rand zu Kern) relevant. Bild 11 zeigt in beiden Grafiken den Vergleich aus experimenteller und berechneter Wechselfestigkeit (Vorgehen entsprechend Bild 9) für die Proben aus dem Rand- sowie dem Kernbereich für die Überlebenswahrscheinlichkeit  $P_{\bar{U}} = 90\%$ . Es zeigt sich für den Kernbereich aller Werkstoffe, dass aus der Härte unsichere und zudem geringe Werte für die Wechselfestigkeit berechnet werden. Folglich ist eine Übertragung der Umrechnung Härte in Wechselfestigkeit auf große Schmiedeteile nur für den Randbereich, jedoch nicht für den Kernbereich, möglich. Im Bild 11a kann anhand der Versuchswerte (Ordinatenachse) die Abnahme der Wechselfestigkeit zwischen Rand und Kernbereich abgelesen werden. Das Absinken der Härtewerte bzw. der daraus bestimmten Wechselfestigkeit ist auf der Abszissenachse erkennbar. Der Gradient der Wechselfestigkeit ist im Tragfähigkeitsnachweis zu berücksichtigen, wenn ein geringer Spannungsgradient auftritt (z. B. bei ungekerbten Bauteilen, bei geringer Kerbschärfe oder bei Zug-Druck-Beanspruchung). Dies gilt auch für den Fall, dass das Halbzeug nach dem Vergüten noch in höherem Maße nachbearbeitet wird.

## 5. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag werden Möglichkeiten zur Abschätzung der Wechselfestigkeit mithilfe des technologischen Größenfaktors  $K_1(d_{eff})$  für die Entwurfsphase eines Produktes angegeben. Dazu wurde der  $K_1$ -Faktor für vier typische Wellenwerkstoffe präzisiert und erweitert. Weiterhin wird eine Methode zur Berechnung der Wechselfestigkeit ausgehend von Messwerten am Bauteil vorgestellt. Das Vorgehen kann auch auf Bauteile mit großen Abmessungen erweitert werden. Bei Anwendung der Methode auf den Kernbereich von großen Schmiedeteilen ist zwingend eine zusätzliche Sicherheit zu berücksichtigen. Ausblickend kann auf den Abschlussbericht des FVA-Vorhabens 703 I [4] verwiesen werden, der umfangreicher und ausführlicher die vorgestellte Thematik betrachtet.

## Literatur

- [1] Deubelbeiss, E.: Dauerfestigkeitsversuche mit einem modifizierten Treppenstufenverfahren, Materialprüfung, Heft 8, 1974, S. 240 – 244
- [2] Haibach, E.: Betriebsfestigkeit, Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2006
- [3] Hück, M.: Ein verbessertes Verfahren für die Auswertung von Treppenstufenversuchen, Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, Heft 12 1983, S. 406 - 417
- [4] Bretschneider, D.; Schlecht, B.: Größeneinfluss DIN 743 - Anwendung der Festigkeitswerte bei der Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen großer Abmessungen, Abschlussbericht, FVA Vorhaben 703 I, Frankfurt am Main, erscheint 2017
- [5] EN ISO 377, Stahl und Stahlerzeugnisse, Lage und Vorbereitung von Probenabschnitten und Proben für mechanische Prüfungen, Beuth Verlag, Berlin, 1997
- [6] DIN EN 10250, Teil 1-4, Freiformschmiedestücke, Beuth Verlag, Berlin, 1999
- [7] DIN EN 10083, Teil 2-3, Vergütungsstähle - Technische Lieferbedingungen für unleierte und legierte Stähle, Beuth Verlag, Berlin, 2006
- [8] DIN EN 10084, Einsatzstähle - Technische Lieferbedingungen, Beuth Verlag, Berlin, 2008
- [9] DIN 743, Tragfähigkeitsberechnung von Wellen/Achsen, Beuth Verlag, Berlin, 2012
- [10] DIN EN ISO 18265, Metallische Werkstoffe - Umwertung von Härtewerten, Beuth Verlag, Berlin, 2014
- [11] FKM-Richtlinie, Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen, VDMA-Verlag, Frankfurt am Main, 2012

## Anmerkung

Die in diesem Artikel dargestellten Untersuchungen und Ergebnisse sind Bestandteil eines Forschungsvorhabens zum Thema "Größeneinfluss DIN 743". Die Forschungsarbeiten erfolgten mit freundlicher Unterstützung der Forschungsvereinigung für Antriebstechnik e.V. (FVA) und mit finanzieller Unterstützung der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen "Otto von Guericke" e.V. (AiF) unter der Projektnummer AiF 17731 BR.

# Glatt- und Festwalzen: Wirtschaftliche und hoch effiziente Fertigungsverfahren zur Herstellung von technologisch hochwertigen Oberflächen

**Marco Nischkowsky, ECOROLL AG WERKZEUGTECHNIK, Celle**

## Kurzfassung

Glatt- und Festwalzen sind spanlose mechanische Umformverfahren. Die durch das Wirkprinzip resultierende Beeinflussung der Randschicht erzeugt signifikante Verbesserungen der Bauteileigenschaften. Die aufgezeigte Kombination aus den drei Kerneffekten – Reduzierung der Rauheit, Kaltverfestigung und das Einbringen von Druckeigenspannungen – erhöht die Lebensdauer dynamisch beanspruchter Bauteile deutlich. Die vorgestellte Werkzeugtechnik gibt einen Einblick in Bereiche des wirtschaftlichen Einsatzes. Anwendungsbeispiele und erzielte Ergebnisse aus unterschiedlichen Bereichen dienen hier zusätzlich der Veranschaulichung.

## 1. Einleitung

Kleine kompakte Baugruppen, bestehend aus dynamisch beanspruchten Teilen sollen hohe Kräfte oder Momente übertragen. Zyklisch schwellende oder wechselnde mechanische Spannungen kennzeichnen den Betrieb dieser Bauteile in Fahrzeugen, Maschinen und Apparaten. Materialermüdung, die mit zunehmendem Lastwechsel zunächst zu AnrisSEN an der Oberfläche, im weiteren Verlauf zu Risswachstum und am Ende zum Bruch führen kann, ist oft die Folge. Zusätzliche korrosive Belastungen verstärken diesen Effekt. Hohe Spannungskonzentrationen treten unter anderem bei Querschnittsänderungen und Kerben in der Bauteilgeometrie auf. Auch Bohrungen und Durchmessersprünge in Bohrungen können durch die Kerbwirkung negativ auf die Bauteilfestigkeit wirken. Um dem entgegenzuwirken ist in vielen Fällen die Anpassung der Bauteilgestalt sowie die Verwendung von hochwertigeren und meist teureren Materialien die angedachte Lösung. Der Einfluss von Fertigungsverfahren auf die Randschicht und dessen Berücksichtigung in der Konstruktion wird hingegen oftmals vernachlässigt. Die Optimierung der Randschichteigenschaften birgt hier ein großes Potential.

## 2. Wirkprinzip und Einflussparameter

Es existieren unterschiedliche mechanische und thermische Verfahren zur Randschichtverfestigung (Bild 1). Das Glatt – und Festwalzen reiht sich in die mechanischen Verfahren ein und beruht auf dem Zusammenwirken einer oder mehrerer Rollen oder Kugeln mit der Werkstückoberfläche. Unter Belastung entsteht an der Kontaktstelle in der Werkstückoberfläche ein Spannungszustand, der beim Überschreiten der Werkstoffstreckgrenze eine plastische Umformung hervorruft. Unterhalb dieser und in naher Umgebung findet eine Verformung im elastischen Bereich statt (Bild 2). Während Werkzeug oder Werkstück rotieren, wird diese Umformung kontinuierlich über die gesamte Werkstückoberfläche fortgesetzt.

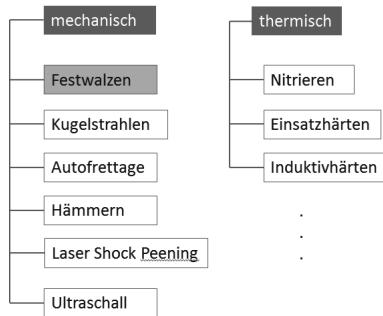


Bild 1: Verfahren zur Randschichtverfestigung

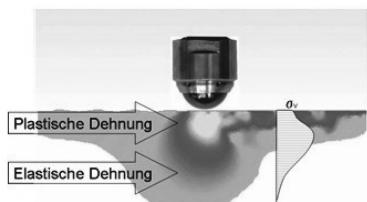


Bild 2: Materialfluss beim Walzen

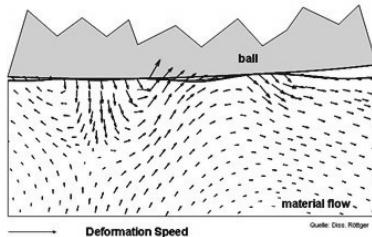


Bild 3: Spannungseinfluss der Randzone

Die Glättung erfolgt somit durch das Fließen der gesamten oberflächennahen Werkstoffsschicht (Bild 3 [1]) und nicht entsprechend einer weitverbreiteten falschen Annahme durch "Umbiegen" der Spitzen des Rautiefengebirges. So werden mit diesem Verfahren hervorragend glatte Oberflächen erzeugt (Bild 4).

Die Prozessparameter haben dabei Einfluss auf verschiedene Eigenschaften der Randzone. Folgende Parameter sind dabei von entscheidender Bedeutung:

Die *Walzkraft* (Bild 5 [1]) ist der dominante Prozessparameter und im Wesentlichen für die Höhe und Lage der eingebrachten Druckeigenspannungen, die Ausprägung der Randzonenverfestigung, die Verfestigungstiefe sowie für die maximale Werkstoffhärte ausschlaggebend. Darüber hinaus hat die Walzkraft direkten Einfluss auf die Oberflächenglättung. Der gewählte Vorschub während der Bearbeitung im Vorschubverfahren (Bild 6) gibt die Walzüberdeckung vor und wirkt sich auf die Oberflächenrauigkeit aus [2]. Bei der Bearbeitung im Einstichverfahren (Bild 7) ist die *Überrollungszahl* entscheidend. Diese muss so gewählt werden, dass bei Bearbeitungsbeginn die Walzkraft verzögert aufgebaut werden und bei Bearbeitungsende verzögert abgebaut werden kann. Dadurch wird die Beeinträchtigung der Betriebsfestigkeit durch abrupte Spannungsübergänge verhindert.

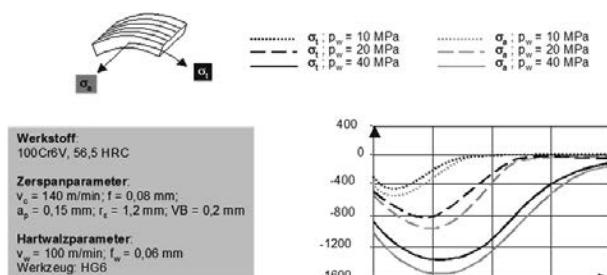


Bild 5: Einfluss von Walzdruck auf Eigenspannungstiefenverlauf

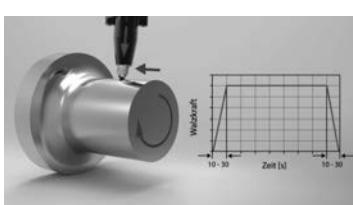


Bild 6: Bearbeitung im Vorschubverfahren

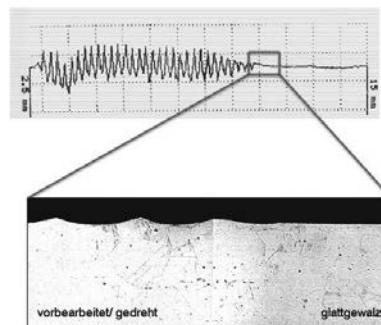


Bild 4: REM Aufnahme eines zum Teil glattgewalzten Rundstabes

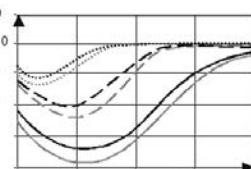


Bild 7: Bearbeitung im Einstichverfahren

Auch die Kontaktverhältnisse, d.h. die Radienverhältnisse haben einen großen Einfluss. So bewirken große Kugeldurchmesser beispielsweise eine größere Eindringtiefe der Druckeigenspannungen, was oft in Bezug auf die Lebensdauersteigerung wünschenswert ist (Bild 8 [1]).

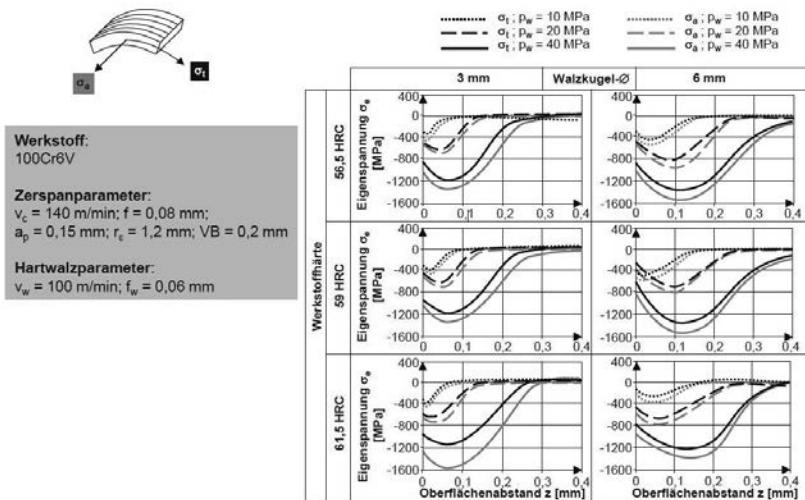


Bild 8: Einfluss von Kugeldurchmesser auf Eigenspannungstiefenverlauf

### 3. Einfluss von Randschichteigenschaften

Zu den Randschichteigenschaften, die beim Festwalzen verändert werden, zählen Rautiefe, Mikrostruktur, Eigenspannungen und auch die Phasenanteile des Werkstoffes. Diese einzelnen Faktoren sind von großer Bedeutung für die Schwingfestigkeit eines Bauteils. Die Verringerung der Rautiefe reduziert die Anzahl der Mikrorisse an der Oberfläche. Festgewalzte Oberflächen sind spiegelblank und weisen meist eine Rauigkeit unter  $R_s=1$  µm auf. Die Mikrostruktur in der Randschicht hat ebenfalls signifikanten Einfluss auf die Schwingfestigkeit. Festwalzen führt zu einer Kaltverfestigung in der Randschicht. Es werden Versetzungen induziert, die ein weiteres Verformen behindern und den Rissstart sowie das Risswachstum erschweren. Ein Indiz für die Kaltverfestigung ist der Anstieg der Härte in der Randschicht. Die Härtesteigerung kann jedoch auch teilweise auf Druckeigenspannungen zurückgeführt werden. Diese werden beim Walzen durch inhomogene elastische und plastische Verformung in die Werkstückoberfläche eingebracht. Druckeigenspannungen können bis in mehrere Millimeter Tiefe reichen, je

nach Werkzeug, Werkstoff und Verfahrensparameter. Die Tiefe bzw. der Tiefenverlauf hat erheblichen Einfluss auf die Schwingfestigkeit. Die Kerbwirkung in versagenskritischen Bauteilbereichen wird deutlich reduziert. Ist nur ein dünner Bereich an und unter der Oberfläche in einem Druckeigenspannungsfeld, so kann der Rissstart sich unter die Oberfläche verlagern. Ein Versagen würde sich so nicht von außen erkennbar ankündigen. Für das Festwalzen ist ein Tiefenverlauf wie in Bild 5 [1] gezeigt typisch. Es gibt in der Regel ein deutliches Maximum unter der Oberfläche mit einem allmählichen Abflachen der Druckeigenspannungen in der Tiefe. Spannungsinduzierte Phasenumwandlung von metastabilem Austenit kann ebenfalls eine positive Folge des Festwalzens sein. Liegt bei einem Werkstoff ein entsprechend hoher Anteil metastabilen Austenits vor, kann es sogar zu erheblichen Härtesteigerungen kommen, wodurch gegebenenfalls auf eine anschließende Wärmebehandlung verzichtet werden kann.

#### 4. Zielsetzung der Verfahren

Das Glattwalzen ist ein Umformverfahren zur Erzeugung von hochwertigen, glatten Oberflächen oder von Oberflächen mit einer definierten Oberflächenstruktur. Das Verfahren wird angewendet, wenn bei einem metallischen Bauteil eine hohe Oberflächengüte gefordert oder die gewünschte Oberflächengüte durch Zerspanung nicht prozesssicher erreichbar ist. Es ist ein bewährtes Verfahren, durch das prinzipiell alle anderen Verfahren zur Herstellung hochwertiger Bauteilloberflächen ersetzt werden können (z.B. Feindrehen, Schleifen, Reiben, Honen, Schwingschleifen, Läppschleifen, Polieren, Schaben).

Das Festwalzen zeichnet sich dadurch aus, dass es als einziges Verfahren zur Steigerung der Bauteillebensdauer das Einbringen von Druckeigenspannungen, eine Kaltverfestigung der Randschicht sowie eine Glättung der Oberfläche und damit die Beseitigung von Mikrokerben miteinander kombiniert. Durch diese Kombination kann eine signifikante Erhöhung der Schwingfestigkeit und somit eine spürbare Steigerung der Lebensdauer eines Bauteils erreicht werden. Das Verfahren

	 Glattwalzen	 Festwalzen
<b>Zielsetzung</b>	Herstellung einer vorgeschriebenen Rautiefe	Erhöhung der Betriebsfestigkeit
<b>Qualitätsprüfung</b>	Zerstörungsfreie Messung der Oberflächengüte	Nur mittels zerstörender Verfahren an Proben <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Wöhlerversuch</li> <li>▪ Messung der Eigenspannung</li> </ul>
<b>Qualitätskorrektur</b>	Nachwalzen möglich	An Serienteilen nicht möglich, da nicht zerstörungsfrei prüfbar
<b>Werkzeug-anforderungen</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Durchmessereinstellung</li> <li>▪ Anzeige und Einstellung der Walzkraft</li> </ul>	Kontrolle der Prozessparameter: <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Walzkraft</li> <li>▪ Vorschub</li> <li>▪ Walzgeschwindigkeit</li> <li>▪ Werkzeuggeometrie</li> </ul>

Bild 9: Verfahrensvergleich

bietet sich insbesondere bei Bauteilen an, die unter Betriebsbedingungen dynamischer Beanspruchung unterliegen und deshalb durch Materialermüdung zerstört werden können. Der Anwendungsbereich erstreckt sich nahezu über das gesamte Spektrum der metallischen Werkstoffe. Alle mechanischen (z.B. Kugelstrahlen), thermischen (z.B. Laserhärten) und thermochemischen (z.B. Nitrieren) Verfahren zur Erhöhung der Schwingfestigkeit eines Bauteils können prinzipiell durch Festwalzen ersetzt werden. Beide Verfahren sind außerordentlich wirtschaftlich, denn meist lässt sich der Walzprozess direkt nach der spanenden Bearbeitung auf derselben Maschine integrieren. Transportkosten und Rüstzeiten entfallen. Prozessketten lassen sich optimieren und der Investitionsaufwand wird reduziert. Die Einsatzgebiete reichen vom allgemeinen Maschinenbau, dem Automobil- und Flugzeugbau, dem Motorenbau bis hin zur Kraftwerks- und Medizintechnik.

## 5. Werkzeugtechnik

Die Werkzeugtechnik für das Glatt- und Festwalzen wurde in den letzten Jahrzehnten stark weiterentwickelt. Neben den mehrrolligen Werkzeugen mit einstellbaren Bearbeitungs-Ø (Bild 10), gibt es einrollige Ausführungen, die über Federpakete die Walzkraft aufbauen (Bild 11) oder solche, die hydraulisch arbeiten (Bild 12). Diese Art der Werkzeuge verfügen meist über eine hydrostatisch gelagerte Kugel als Walzelement (Bild 13), welches hydraulisch gegen die Oberfläche des Werkstücks gedrückt wird. Bei Lageänderungen während der Bearbeitung folgt das Walzelement der Werkstückkontur mit Hilfe eines integrierten Nachführsystems (Bild 14). Die benötigte Druckversorgung wird abhängig von der vorhandenen technischen Umgebung entweder über die Werkzeugmaschine oder über ein externes Hydraulikaggregat zur Verfügung gestellt.

### Mehrrollige Glattwalzwerkzeuge

bestehen aus dem Grundkörper (G) mit Werkzeugschaft (120) und Einstellvorrichtung (Schaltung S), sowie dem Walzkopf (W), bestehend aus Käfig (30), Innenkegel (20) und Rollen (10). Es ist für Durchgangsbohrungen oder Sacklochbohrungen geeignet.

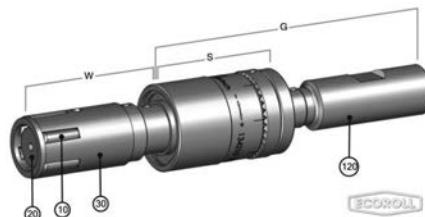


Bild 10: Beispiel mehrrolliges  
Glattwalzwerkzeug

*Einrollige Glatt- und Festwalzwerkzeuge* bestehen aus einer Werkzeugaufnahme (20) und den Blattfedern (260) in Parallelogrammanordnung. Sie sind mit einer Messeinrichtung (270) (in der Normalausführung Messuhr, in Sonderausführung Induktiv- Wegaufnehmer) ausgestattet, die der indirekten Ablesung der beim Glattwalzen angewandten Kraft dient. Wesentlicher Bestandteil ist der Rollenhalter (30), der die durch eine Lagerkombination gelagerte Glattwalzrolle (40), aufnimmt.

*Hydrostatische Glatt- und Festwalzwerkzeuge* bestehen aus dem Glattwalzelement (10) und der Werkzeugaufnahme (20).

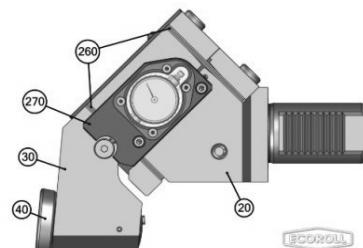


Bild 11: Beispiel einrolliges Glatt- und Festwalzwerkzeug

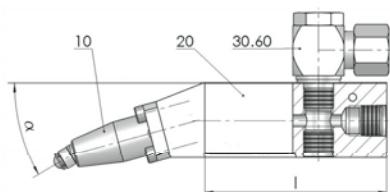


Bild 12: Beispiel hydrostatisches Glatt- und Festwalzwerkzeug

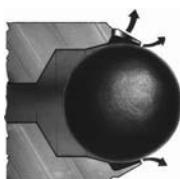


Bild 13: HG Kugel und Kugelhalter



Bild 14: Walzelement mit Nachführsystem

#### Prozessüberwachung

Für die Serienfertigung insbesondere für sicherheitskritische Bauteile besteht die Möglichkeit den Prozess Festwalzen zu überwachen. Die Daten werkzeugmaschinen- oder hydraulikaggregatinterner Sensoren können in Echtzeit dargestellt, aufgezeichnet und als Messprotokolle gespeichert werden. Die Möglichkeit der eindeutigen Zuordnung

von gespeicherten Messprotokollen zu den jeweils bearbeiteten Bauteilen ist dabei gegeben und eine wichtige Voraussetzung für eine lückenlose Dokumentation der Prozessqualität.

## 6. Anwendungsbeispiele

### *Bearbeitung von Fügeflächen und Übergangsradien*

Die Vorteile des Festwalzens von Fügeflächen für z.B. Querpressverbindungen liegen in der Erzeugung eines hohen Profiltraganteils, welcher eine gleichmäßige Pressverteilung und einen homogenen Kontakt zwischen Welle und Nabe erzeugt. Hierdurch wird dem Einebnen der Rauheitsspitzen unter Belastung und dem damit verbundenen Abfall der Vorspannung entgegengewirkt. Durch die Glättung der Oberfläche (Bild 15) werden die unter anderem durch den vorangegangenen Zerspanungsprozess entstandenen Mikrokerben minimiert - bestenfalls eliminiert - und in Verbindung mit den eingebrachten Druckeigenspannungen wird die Gefahr, der von der Oberfläche ausgehenden Rissinitiierung verringert. Darüber hinaus kann das Festwalzen die Korrosionsanfälligkeit der bearbeiteten Fügefläche reduzieren, da es durch die Materialverdichtung in der Oberfläche dem korrosiven Medium erschwert wird, auf mikroskopischer Ebene in das Bauteil einzudringen.

Übergangsradien und Hohlkehlen der dynamisch beanspruchten Wellen oder Achsen können mit einem speziellen Glattwalzwerkzeug feinstbearbeitet werden (Bild 16). Die dort eingebrachten Druckeigenspannungen erhöhen im Zusammenhang mit einer Festigkeitssteigerung und der Glättung der Oberfläche die Dauerfestigkeit und beugen damit der Gefahr von Ermüdungsbrüchen vor.

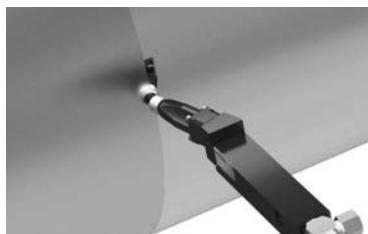


Bild 15: Außenebenbearbeitung mit einem hydrostatischen Glatt- und Festwalzwerkzeug

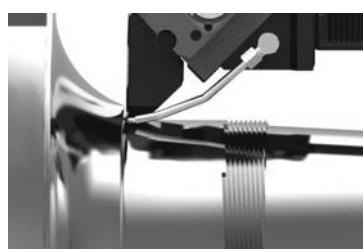


Bild 16: Außenebenbearbeitung mit einem mechanischen Glatt- und Festwalzwerkzeug

### Bohrungen

Bohrungen in Gehäusen, Flanschen, Nabens und Wellen (z. B. Durchgangsbohrungen für Schrauben, Stiftbohrungen, Kanäle für Flüssigkeiten oder zur Aufnahme von Kabeln) führen zu unerwünscht hohen Spannungskonzentrationen in dynamisch beanspruchten Bauteilen und damit zu einer Begrenzung der übertragbaren Lasten in Folge der Kerbwirkung. Typische Beispiele hierfür sind Durchgangsbohrungen in Flanschverbindungen von Turbinensektionen, Ölkanäle in Kurbelwellen, Radialbohrungen in Pressölverbänden oder exzentrische Axialbohrungen in Welle und Nabe (z.B. für Schmier- und Druckmittelzufuhr bei Kupplungen). Auch die Kerbwirkung von Bohrungen lässt sich durch Festwalzen eliminieren oder stark reduzieren. Dabei kommt es wesentlich auf die Bearbeitung der Oberfläche mit definierter Walzkraft an, unabhängig von Durchmesserabweichungen innerhalb der Bohrungstoleranz. Dies bedeutet, dass das Werkzeug einen automatischen Toleranzausgleich aufweisen muss. Diese Forderungen werden am besten durch hydrostatische Werkzeuge erfüllt.

Die Verjüngung einer Bohrung eines hoch beanspruchten Maschinenbauteils zeigte auf Grund der Spannungskonzentration, verursacht durch die Einschnürung der Bohrung und die vorhandenen Bearbeitungsriefen, eine kritische Kerbwirkung.

Zum Festwalzen der Bohrung wird, z.B. wie in Bild 17 dargestellt, ein als Bohrstange ausgebildetes hydrostatisches Werkzeug genutzt. Für Durchgangsbohrungen wurden hydrostatische Werkzeuge für Ø ab 3 mm entwickelt (Bild 18). Diese beschriebenen Werkzeuge erfüllen ohne Einschränkungen die Forderung nach definierter und durch den Flüssigkeitsdruck gesteuerter Walzkraft mit gleichzeitigem Toleranzausgleich.



Bild 17: Festwalzen einer  
Bohrungsverjüngung

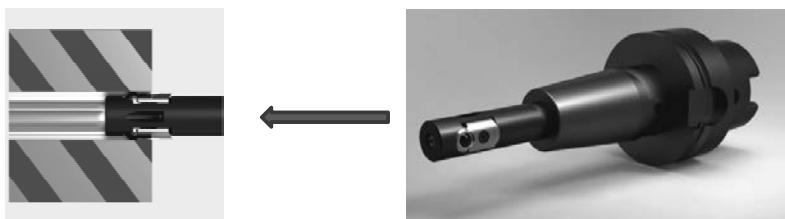


Bild 18: Beispiel eines Hydrostatischen Werkzeugs für die Bearbeitung von  
Durchgangsbohrungen

## 7. Zusammenfassung

Das Glatt- Festwalzen zeichnet sich dadurch aus, dass es als einziges Verfahren zur Steigerung der Bauteillebensdauer

- das Einbringen von Druckeigenspannungen,
- eine Kaltverfestigung der Randschichten sowie
- eine Glättung der Oberfläche und damit die Beseitigung von Mikrokerben miteinander kombiniert.

Aufgrund dieser Kombination kann eine signifikante Erhöhung der Schwingfestigkeit und somit eine spürbare Steigerung der Lebensdauer eines Bauteils erreicht werden. Das Verfahren bietet sich insbesondere bei Bauteilen an

- die unter Betriebsbedingungen dynamischer Beanspruchung unterliegen und deshalb durch Materialermüdung zerstört werden können
- bei denen eine hohe Oberflächengüte gefordert wird oder die gewünschte Oberflächengüte durch Zerspanung nicht prozesssicher erreichbar ist.
- wo Funktionsflächen hohe Profilfraganteile, geringe Reibung, erhöhte Verschleißfestigkeit und Randschichthärte durch Kaltverfestigung erfordern.

Durch die mögliche Integration der Glatt- und Festwalzwerkzeuge in bestehende Prozessketten und der bestehenden Einsatzmöglichkeit auf konventionellen und CNC-gesteuerten Werkzeugmaschinen können Bauteile mit diesen Verfahren unmittelbar nach der Zerspanung in der gleichen Aufspannung bearbeitet werden. Rüstzeiten und Transportkosten entfallen somit und Investitionskosten werden gering gehalten.

Der Anwendungsbereich erstreckt sich nahezu über das gesamte Spektrum der metallischen Werkstoffe. Alle mechanischen (z.B. Kugelstrahlen), thermischen (z.B. Laserhärten) und thermochemischen (z.B. Nitrieren) Verfahren zur Erhöhung der Schwingfestigkeit eines Bauteils sowie z.B. Feindrehen, Schleifen, Reiben und Polieren zur Herstellung hochwertiger Bauteilloberflächen können prinzipiell durch diese Verfahren ersetzt werden.

- [1] Röttger, K.: Walzen hartgedrehter Oberflächen, RWTH Aachen Diss, 4/2003  
[2] Virkus, U.: Oberflächengestaltung durch die Verfahrensfolge Spanen/Glattwalzen, TU Dresden Diss. 5/2001

# Ist die DIN6885 noch zeitgemäß? Aspekte zur Normung von Passfederverbindungen

Prof. Dr.-Ing. **Frank Forbrig** (VDI), Westsächsische Hochschule Zwickau

## 1 Problemstellung

Die Geometrie der in der Praxis sehr häufig eingesetzten Passfederverbindung (PFV) ist durch die DIN 6885-1 [1] aus dem Jahre 1968 festgelegt<sup>1</sup>. In der Norm sind neben den, vom verwendeten Wellendurchmesser abhängigen Passfederquerschnitten zusätzlich Passfederformen, Geometrien der Passfederhülsen, die Maßtoleranzen der einzelnen Geometrieelemente sowie die Passfederwerkstoffe genormt. In den letzten 50 Jahren entwickelten sich die Anforderungen in der Antriebstechnik ständig weiter, was zu einer stetigen Erhöhung der Leistungsübertragung bei gleichzeitiger Reduzierung des Bauraums führte. Diese Entwicklung führte aber auch dazu, dass Anwender zwar die Passfederquerschnitte konsequent nach DIN 6885-1 verwenden, aber wie aus Forschungsarbeiten [4] sowie aus zahlreichen praktischen Anwendungsfällen bekannt ist, z.B. bei den Passfederwerkstoffen und den Passfederhülsentoleranzen von den Vorgaben der Norm abweichen, um die gestiegenen Anforderungen in modernen Antriebssträngen zu erfüllen. Um diese Beobachtung weiter zu untermauern wurde eine Industrieumfrage durchgeführt und ausgewertet. Die Ergebnisse der Industrieumfrage führen dabei zu einer Fokussierung des Themas auf drei inhaltliche Schwerpunkte – den Passfederquerschnitt in Abhängigkeit des Wellendurchmessers, den Passfederwerkstoff und die Tolerierung der PFV. Einerseits ist zu klären, ob bei der Verwendung von höherfesteren Werkstoffen für die Passfeder möglicherweise Passfederquerschnitte reduziert oder geändert werden können um den Fertigungsaufwand für die PFV zu reduzieren. Andererseits wird im Beitrag anhand von numerischen Untersuchungen gezeigt, wie sich an ausgewählten, von der Norm abweichenden Passfederquerschnitten auf die Beanspruchung der Welle auswirken. In einem weiteren Punkt wird im Beitrag näher auf die Tolerierung von Passfeder/Passfederhüse und deren Konsequenzen für eine einfache Montage eingegangen.

---

<sup>1</sup> Die parallel dazu existierenden Normen für Passfedern DIN 6885-2 [2] und DIN 6885-3 [3] werden in diesem Aufsatz nicht näher betrachtet.

## 2 Industrieumfrage

Im Rahmen einer nicht repräsentativen Umfrage bei insgesamt 38 Industrieunternehmen der Antriebstechnik wurde versucht die „Schwachstellen“ der Norm herauszuarbeiten und Handlungsfelder abzuleiten. Die Fragen setzen bei der Fertigung und bei der Anwendung an. Die Fragen und die entsprechende Häufigkeit der Antworten zeigt Tabelle 1.

Tabelle 1: Umfrageergebnisse

Frage	Antwort	Häufigkeit
Für welche Wellendurchmesser setzen Sie Passfedern ein?	6...22 mm	36,4%
	>22...110 mm	36,4%
	>110 mm	27,2%
Welche Nutformen nach DIN6885 bevorzugen Sie?	Fingerfräsernuth (N1)	71,4%
	Scheibenfräsernuth (N2)	-
	Sonderform (N3) / eigene Geometrie	28,6%
Verwenden Sie Passfedern als Kaufteil oder aus eigener Fertigung?	Kaufteil	71,4%
	Eigene Fertigung	28,6%
<u>Nur bei eigener Fertigung:</u> Wie tolerieren Sie die Passfederbreite?	Nach Norm h9	Ja
	feiner	-
Wie tolerieren die Passfederbreiten?	Welle: Fester Sitz P9	80%
	Welle: Leichter Sitz N9	20%
	Nabe: JS9	100%
Welche Passfederwerkstoffe verwenden Sie?	Baustahl	9,1%
	Vergütungsstahl, normalisiert	36,4%
	Vergütungsstahl, vergütet	27,2%
	Einsatzstahl, weich	-
	Einsatzstahl, gehärtet	18,2%
	Anderer Werkstoff	9,1%
Benutzen Sie außer der DIN 6885 auch andere Normen für die Gestaltung von PFV (z.B. AGMA 9002+ANSI B17.1)?	Nein	50%
	Ja, und zwar: ANSI B17.1 [5]	50%
Gibt es etwas in der Norm DIN 6885 was Sie störend oder unpraktisch finden, besonders in Bezug zur Montage, Toleranzen, Werkstoffwahl,...	Keine Angaben	

Erwartungsgemäß zeigt die Umfrage, dass die meisten Anwender die DIN 6885-1 bzgl. der Geometrie und Gestaltung konsequent anwenden. Lediglich bei der Wahl des Werkstoffes gibt es häufig Abweichungen gegenüber der Norm, die für Passfedern vorrangig den damals üblichen kaltgezogenen Baustahl St50-1 K (für h bis 25 mm) bzw. St60-2 K (für h größer 25

mm) vorsah. Die Verwendung von anderen Qualitäts- und Edelstählen ist aber problemlos möglich, da dies ohne Schwierigkeit bei der Berechnung der PFV nach DIN 6892 [6] berücksichtigt werden kann.

In weiteren Fragen geht es um die Gestaltung und Tolerierung der Passfederverbindung. Auffällig ist, dass die früher sehr häufig verwendete Scheibenfräsernute (Form N2) anscheinend keine große Rolle mehr spielt. Aufgrund einer möglichst kompakten Bauweise kommen heute vorrangig Fingerfräsernuten (Form N1) oder modifizierte Fingerfräsernuten (Form N3) zum Einsatz (Bild 1).

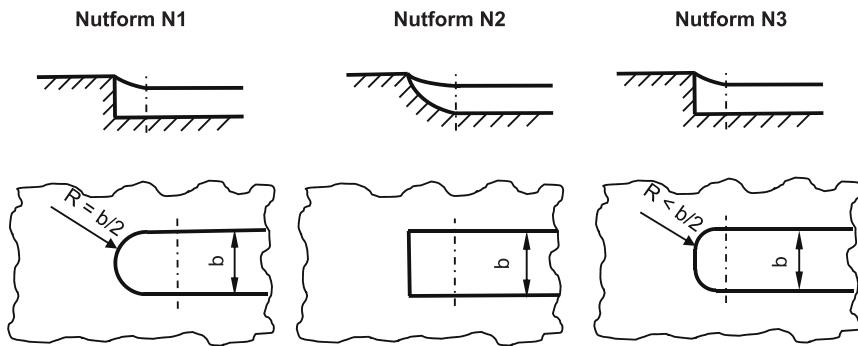


Bild 1: Nutformen nach DIN 6885-1 [1]

Darüber hinaus gibt die Norm Empfehlungen zur Breitentolerierung der Passfederprofile. Auch hier werden von den Anwendern die von der Norm vorgegebenen Toleranzfeldbreiten P9 (für festen Sitz) bzw. N9 (für leichten Sitz) konsequent angewendet. Obwohl von keinem Anwender genannt kann die in der Norm vorgeschlagene Tolerierung zu Problemen bei der Montage der Passfeder führen. Die Passfeder selbst wird aus blankem Keilstahl nach DIN 6880 [7] mit der Breitentoleranz h9 gefertigt. Die Passungen h9/P9 bzw. h9/N9 entspricht einer Übergangspassung mit deutlicher Tendenz zu einer Presspassung. Analog zum bezogenen Übermaß  $\xi$  einer Pressverbindung wird hier ein bezogenes Breitenübermaß  $\xi^*$  eingeführt:

$$\xi^* [\text{‰}] = \frac{\text{Übermaß Passfeder} - \text{Nut} [\mu\text{m}]}{\text{Breite Passfeder} [\text{mm}]}$$

Dieses bezogene Breitenübermaß  $\xi^*$  ist für alle genormten Passfederbreiten in **Bild 2** dargestellt.

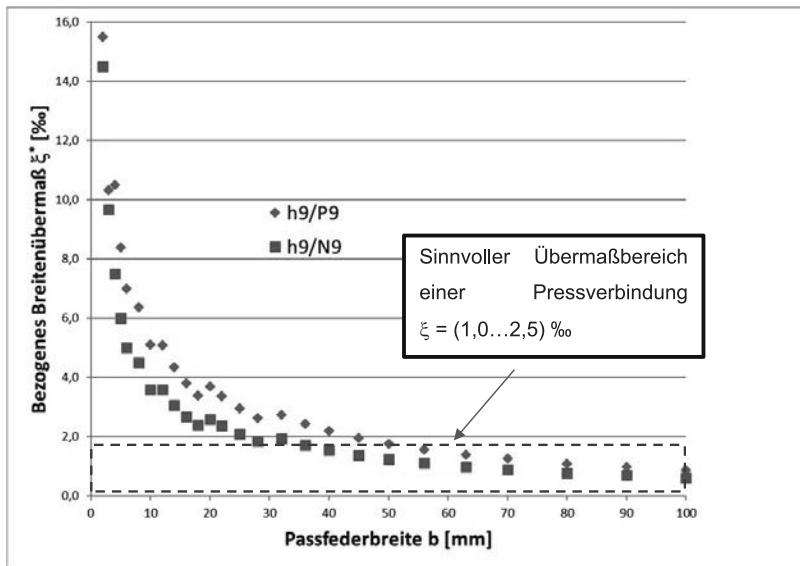


Bild 2: Bezogenes Breitenübermaß  $\xi^*$  für genormte Passungen und Passfederbreiten

Deutlich ist zu erkennen, dass besonders bei Passfederbreiten  $b < 14$  mm (entspricht Wellendurchmesser bis 44 mm) extrem große bezogene Breitenübermaße auftreten können. Problematisch kann hier eine genaue Montage der Passfeder sein. Anders als bei Längspressverbindungen üblich, gibt es weder bei der Passfeder noch bei der Passfederhülse eine geeignete Montagefase (5...15°). Man muss bei den möglichen Extremübermaßen aber davon ausgehen, dass die Passfeder beim Einschlagen verkantet und das dies unter Umständen zu plastischen Deformationen der Nutwand bzw. der Passfeder selbst führt. Inwieweit solche extremen Übermaße und evtl. plastische Deformationen bei der Montage Einfluss auf den Spannungszustand im Passfederhülsegrund und somit die Wellenfestigkeit haben ist nicht bekannt. Obwohl neben dem Spannungszustand hauptsächlich die Reibkorrosion an der Wellenoberfläche bei PFV zum Versagen führt, ist nicht auszuschließen, dass evtl. aus der Montage resultierende extreme Zugspannungen im Passfederhülsegrund das Versagen der genutzten Welle begünstigen können.

### 3 Geometrie der Passfederverbindung / Passfederquerschnitte

Die Geometrie einer Passfederverbindung zeigt

Bild 3. In erster Linie hängt der Passfederquerschnitt (Breite x Höhe) vom verwendeten Wellendurchmesser  $d_{\text{Welle}}$  ab.

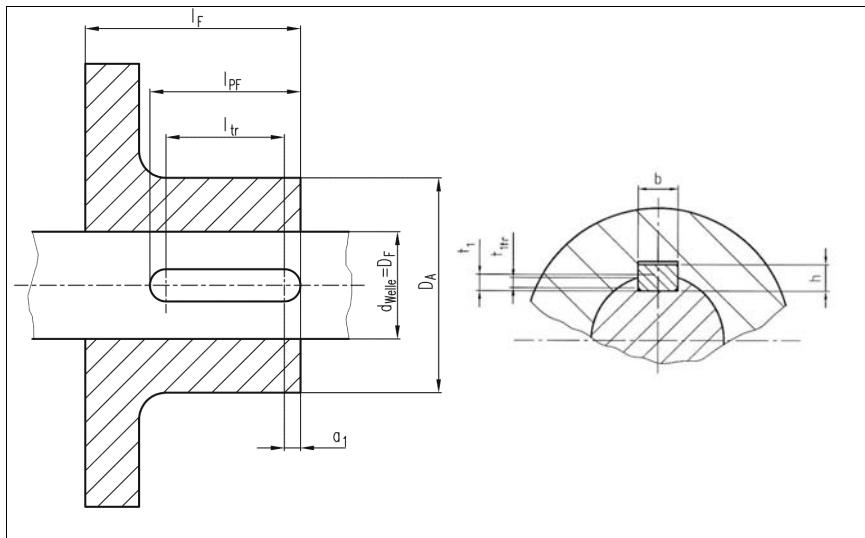


Bild 3: Geometrie der Passfederverbindung [4]

Nach DIN 6885-1 ist ein Bereich der Wellendurchmesser von  $d_{\text{Welle}} = 6 \dots 500 \text{ mm}$  genormt, was als ausreichend für die Praxis erachtet werden kann. Für Anwendungen im Schwermaschinenbau oder bei Windenergieanlagen, wo Wellendurchmesser  $d_{\text{Welle}} > 500 \text{ mm}$  durchaus denkbar sind werden häufig andere, meist kraftschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen eingesetzt.

Die Passfederquerschnitte sind so gewählt, dass bei der Berechnung einer PFV nach DIN 6892 nur die Berechnung der Flächenpressungen an den Wirkstellen notwendig ist. Die zusätzlich vorhandenen Schub- und Biegeanteile in der Passfeder werden nicht berücksichtigt. Da es in der Praxis üblich ist für Passfedern höherfeste Werkstoffe (z.B. C45) einzusetzen stellt sich nun die Frage, ob die Zuordnung der Passfederquerschnitte noch sinnvoll ist. Um Tendenzen abzuschätzen wurden dazu numerische Untersuchungen an 2D-PFV-Modellen durchgeführt [8]. Die untersuchten Parameter zeigt Tabelle 2. Der Fokus wurde auf

den zum Wellendurchmesser passenden und den jeweils nächstgrößeren Passfederquerschnitt gelegt.

Tabelle 2: Untersuchte Parameter (fett - Geometrie von DIN6885-1 abweichend)

<b>Wellen-durchmesser <math>d_{Welle}</math> [mm]</b>	<b>Passfederquerschnitt <math>b \times h</math> [mm x mm]</b>	<b>Nabenaußendurchmesser-verhältnis <math>Q_A</math> [-]</b>	<b>Torsionsmoment <math>M_t</math> [Nm]</b>
22	6x6	0,367	105
<b>22</b>	<b>8x7</b>	<b>0,367</b>	<b>105</b>
30	8x7	0,428	265
<b>30</b>	<b>10x8</b>	<b>0,428</b>	<b>265</b>
38	10x8	0,475	539
<b>38</b>	<b>12x8</b>	<b>0,475</b>	<b>539</b>
44	12x8	0,488	836
<b>44</b>	<b>14x9</b>	<b>0,488</b>	<b>836</b>
110	28x16	0,611	13067
<b>110</b>	<b>32x18</b>	<b>0,611</b>	<b>13067</b>

Die Passfederverbindung wurde an allen Kontaktstellen ohne Übermaße bzw. Spiele modelliert (Annahme nach DIN 6892). Die Geometrie der Nutgrundradien in Nabe und Welle, sowie der Kantenbruch an der Passfeder und der Wellennut entsprechen den Vorgaben der Norm. Die Größe des Torsionsmoments wurde so gewählt, dass in der Welle eine Torsionsspannung von  $\tau = 50$  N/mm<sup>2</sup> wirkt und die Berechnungen untereinander vergleichbar werden. Bild 4 zeigt die berechneten Werte der ersten Hauptspannung in Welle und Nabe.

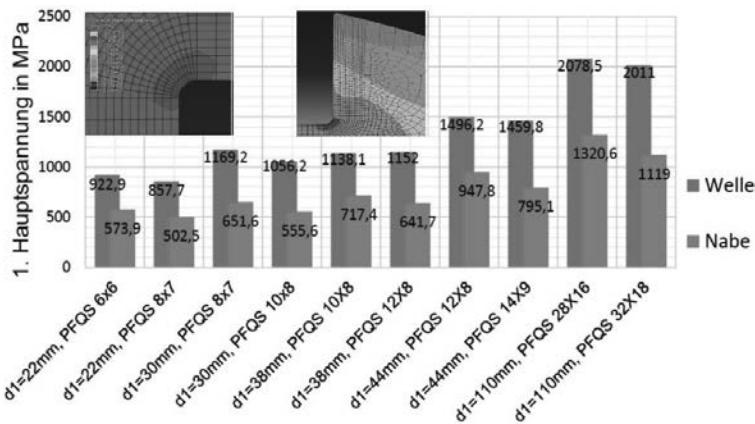


Bild 4: Erste Hauptspannung in Nabe und Welle

Die absoluten Werte Spannung sind dabei nicht relevant, da linear-elastisch gerechnet und an einer sehr scharfen Kerbe ausgewertet wurde. Interessant sind aber die Tendenzen der untersuchten Geometrien. Betrachtet man zunächst die genormten Passfederquerschnitte so fällt auf, dass mit größer werdendem Wellendurchmesser die Beanspruchung im Nutgrund trotz gleicher Nennbelastung größer wird. Ursache ist die fehlende geometrische Ähnlichkeit von PFV bei unterschiedlichen Wellendurchmessern. Die relative Tiefe der Kerbe „Passfederhut“ nimmt mit zunehmenden Wellendurchmessern ab ( $t_1/d_{\text{Welle}} = 0,125$  bei  $d_{\text{Welle}} = 40$  mm;  $t_1/d_{\text{Welle}} = 0,1$  bei  $d_{\text{Welle}} = 100$  mm). Das führt dazu, dass der Kerbgrund näher an das Nennspannungsmaximum (theoretisch Wellenoberfläche) heranrückt und somit die Beanspruchungen steigen.

Die Auswertung der Spannungen in einem Durchmesserbereich sowie der Vergleich von Wellendurchmessern mit genormten Passfederquerschnitt und Verwendung des nächstgrößeren Passfederquerschnitts zeigen nur geringe relative Änderungen in der Beanspruchung. Es kann daraus geschlossen werden, dass eine Änderung der vorliegenden Passfederstufung in Abhängigkeit des Wellendurchmessers keine Vorteile bringt. Die Verwendung von höherfesteren Passfederwerkstoffen ist dennoch sinnvoll, da die Passfederlänge reduziert werden kann und somit kompakter gebaut werden kann. Einhergehend ist mit der kompakteren Bauweise u.U. eine Reduzierung des Lagerabstands und somit eine Verkleinerung der Biegemomente im Antriebsstrang was wiederum den Nutzwert der PFV steigert.

#### 4 Tolerierung von Passfederverbindungen

Die Tolerierung von Passfederverbindungen wurde in den Veröffentlichungen [4] und [9] schon thematisiert und explizit für Wellendurchmesser  $d_{\text{Welle}} = 40$  mm angewendet. Dabei wurde festgestellt, dass die Mindestanforderungen an die Bemaßung einer Passfederfurnut das Antragen der Hauptabmessungen (Nutbreite, -tiefe und -länge) ist. Die Tolerierung dieser Längenmaße erfolgt üblicherweise nach [1]. Für Längenmaße, die nicht durch die Norm bereits toleriert sind, werden die Allgemeintoleranzen nach DIN ISO 2768-1 [10],[11] für alle Maße festgelegt. Die Anwendung der Allgemeintoleranzen für Maße setzt voraus, dass die auf der Zeichnung entsprechend vermerkt wird. Eine Tolerierung von Form und Lage ist in der gültigen Norm DIN 6885-1 nicht vorgesehen.

Merkmale wie Passfederlänge und -breite sind, falls die Zeichnung nach DIN 7167 [12] (Hüllbedingungen ohne Zeichnungseintragung) erstellt wurde, Maßelemente. Bei Maßelementen wird das Maximum-Material-Maß durch eine formideale Hülle (Lehre) begrenzt. An keiner Stelle darf dabei das Minimum-Material-Maß über- oder unterschritten werden (Stich- oder Zweipunktmaß).

Durch die Hüllbedingungen werden Geradheit der Nut, Parallelität der Seitenflächen und Ebenheit der Seitenflächen über die Maßtoleranz begrenzt. Wird nach dem Unabhängigkeitsprinzip nach ISO 8015 [13] toleriert ist zu prüfen, ob die Allgemeintoleranzen für Form und Lage DIN ISO 2768-2 [11] für die Funktionsanforderungen ausreichen. Andernfalls müssen die Parallelität der Seitenflächen und damit auch die Ebenheit der Seitenflächen zusätzlich mit Form- und Lagetoleranzen versehen werden (**Bild 5**).

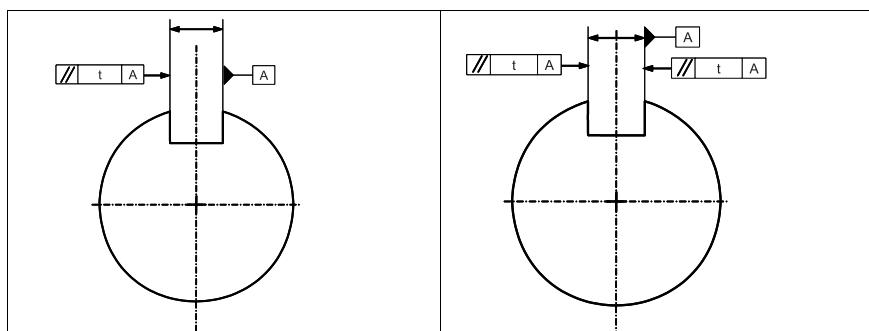


Bild 5: Tolerierung der Parallelität der beiden Nutflächen zueinander (links), Tolerierung der Parallelität der Nutflächen zur Mittelebene der Nut (rechts)

Durch diese Angaben werden allerdings nur die Form und die Lage der Passfedernut in der Welle toleriert, aber nicht die Lage der Passfedernut in der Welle bzw. zur Nabe festgelegt. Zur Bestimmung der Lage der Passfedernut bietet sich die Lagetoleranz „Symmetrie“ an. Bei prismatischen Werkstücken (Bild 6) wird die Lage der Symmetrietoleranz durch die Mittelebene gebildet und aus den beiden Außenflächen bestimmt.

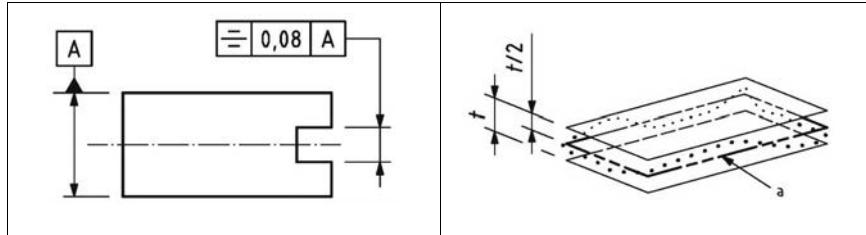


Bild 6: Symmetrietoleranz einer Mittelebene nach DIN ISO 1101 [14]

Die Toleranzzone ist symmetrisch zu dieser Mittelebene und wird durch zwei Ebenen im Abstand von  $t$  begrenzt. Wie bei allen Ortstoleranzen darf die Abweichung gegenüber der Mittelebene nur  $t/2$  betragen. Bei PFV wird der Bezug nicht durch zwei parallele (Seiten-) Flächen, sondern durch die Wellenachse hergestellt. Der Bezug für die Symmetrie einer Nut ist eine Axialebene, die sich beliebig um die Achse des Bezugselementes drehen kann. Die Vorgehensweise wird am Beispiel einer seitlich versetzt bearbeiteten Nut in einer Welle dargestellt (Bild 7, links).

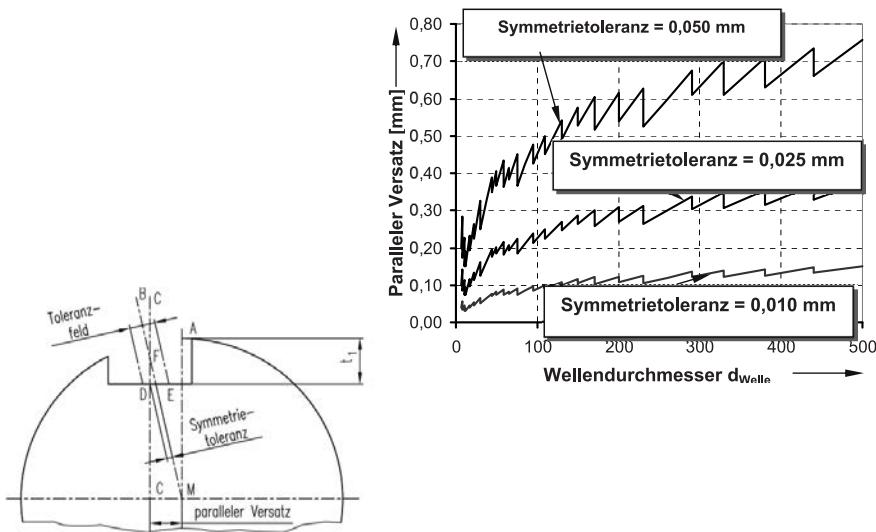


Bild 7: Links - Symmetrieabweichung einer Passfedernut bei einem parallelen Versatz [6]; rechts - Theoretisch auftretender paralleler Versatz in Abhängigkeit vom Wellendurchmesser für unterschiedliche Symmetrietoleranzen (Anmerkung: Der gezackte Verlauf, resultiert aus der Stufung der Passfederbreiten nach DIN 6885-1)

### In Bild 7

**Bild 7**, rechts ist der theoretisch auftretende, maximal mögliche parallele Versatz bei gegebener Symmetrietoleranz in Abhängigkeit vom Wellendurchmesser d<sub>Welle</sub> dargestellt. Für die experimentell untersuchten Wellendurchmesser d<sub>Welle</sub> = 40 mm wurde in [4] nachgewiesen, dass ein paralleler Versatz von bis zu 0,050 mm keine Probleme beim Fügen bereitet. Nach [9] ergibt sich bei der untersuchten PFV eine Symmetrieabweichung von 0,0036 mm. Wird diese Symmetrieabweichung nicht in Form einer Symmetrietoleranz auf der Zeichnung der Passfederung begrenzt, gelten die Allgemeintoleranzen für Form- und Lagetoleranzen nach DIN ISO 2768-2. Die Allgemeintoleranz für Symmetrie beträgt nach dieser Norm 0,5 mm für die Toleranzklasse H bis 0,8 mm für die Toleranzklasse L. Die Anwendung der Allgemeintoleranzen ist aus funktionellen Gründen nicht aber zulässig. Für eine funktionsgerechte Tolerie-

rung von Passfedernutten muss deshalb die bestehende Norm um die zulässigen Lagetolerierung ergänzt werden (Bild 8).

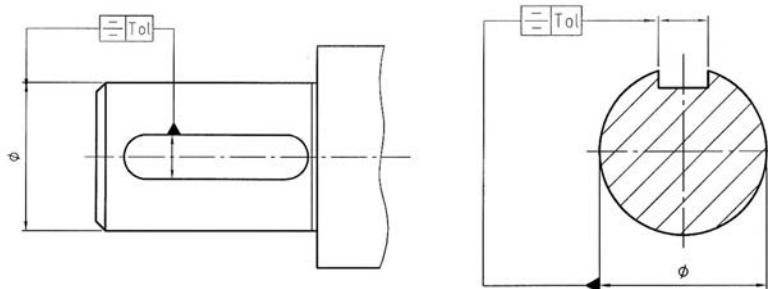


Bild 8: Symmetrie der Nutmittelebene zur Achse der Welle

## 5 Zusammenfassung und Handlungsempfehlungen

Im vorliegenden Bericht werden anhand einer Industrienumfrage und Beobachtungen aus der Praxis die Anwendung der Norm DIN 6885-1 näher betrachtet. Es zeigte sich, dass die in der Norm vorgegebene Passfedergeometrie in Abhängigkeit vom Wellendurchmesser für heutige Anwendungen, trotz der möglichen Verwendung von höherfesteren Werkstoffen gültig ist. Problematisch bleiben die Hinweise in der Norm zur Tolerierung von Passfederlängsbreiten und deren mögliche negative Auswirkungen auf die Montage sowie die fehlende Form- und Lagetolerierung von Passfedernutten. Hinsichtlich gesteigerter Qualitätsanforderungen an Komponenten der Antriebstechnik und der Gewährleistung einer problemlosen Montier- bzw. Austauschbarkeit wird die Überarbeitung der Nuttolerierung und die Einarbeitung der Form- und Lagetolerierung von Passfedernutten dem verantwortlichen DIN-Normenausschuss empfohlen.

- [1] DIN 6885-1: Passfedern, Nuten – hohe Form: Beuth Verlag 1968.
- [2] DIN 6885-2: Passfedern, Nuten – hohe Form für Werkzeugmaschinen: Beuth Verlag 1967.
- [3] DIN 6885-3: Passfedern, Nuten – niedrige Form: Beuth Verlag 1956.
- [4] Forbrig, F.: Gestaltfestigkeit von Passfederverbindungen, Dissertation, TU Chemnitz, 2006.
- [5] ANSI B17.1: Keys and Keyseats: American National Standard Institute 1967.
- [6] DIN 6892: Passfedern – Berechnung und Gestaltung: Beuth Verlag 2012.
- [7] DIN 6880: Blanker Keilstahl: Beuth Verlag 1975.
- [8] Scheffler, J.: Numerische Analyse einer Passfederverbindung, unveröffentlichte Studienarbeit, WHZ, 2016.
- [9] Leidich, E.; Forbrig, F.; Dietzsch, M.; Gerlach, M.: Passung sicher hergestellt - Anwendung der Form- und Lagertolerierung auf Passfederverbindungen. In: Antriebstechnik, Vol. 8, August 2008, S. 40 – 42
- [10] DIN ISO 2768: Teil 1: Allgemeintoleranzen – Toleranzen für Längen- und Winkelmaße ohne einzelne Toleranzteintragung: Beuth Verlag, Berlin, 1991.
- [11] DIN ISO 2768: Teil 2: Allgemeintoleranzen – Toleranzen für Form und Lage. Beuth Verlag, Berlin, 1991.
- [12] DIN 7167: Zusammenhang zwischen Maß-, Form- und Parallelitätstoleranzen. Beuth-Verlag, Berlin, 1987.
- [13] DIN ISO 8015. Technische Zeichnungen – Tolerierungsgrundsatz. Beuth-Verlag, Berlin, 1986.
- [14] DIN EN ISO 1101: Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Geometrische Tolerierung: Beuth Verlag, Berlin 2006.

# Gehärtete Passfederverbindungen – Zusammenfassung der Forschungsergebnisse und Vergleich mit dem Stand der Technik

**Case-hardened key-fits – summary  
of research results and comparison  
with state of the technology**



**Dr.-Ing. Bohumil Brůžek, Dr.-Ing. Jörg Hermes,  
Dr.-Ing. Jens Kunert, Dr.-Ing. Markus Wöppermann,  
SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG, Bruchsal**

## Kurzfassung

Im Rahmen von verschiedenen Forschungsvorhaben der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (im Folgenden FVA genannt) wurden in der Vergangenheit vor allem einsatzgehärtete Passfederverbindungen systematisch untersucht. Dabei wurden verschiedene Parameter wie Übermaß, Spannungsverhältnis  $\tau_{lm}/\sigma_{pa}$  oder Passfederlage variiert. In diesem Beitrag werden zunächst die bisherigen FVA-Forschungsergebnisse zusammengefasst und mit dem aktuellen Stand der Technik verglichen. Anschließend werden eigene Untersuchungen der SEW-EURODRIVE GmbH & Co. KG (im Folgenden SEW genannt) vorgestellt. Deren Ziel war es, die vorliegenden Forschungsergebnisse zu verifizieren und zu ergänzen.

## Abstract

In recent years, a systematic research of mainly case hardened key-fits has been conducted within several FVA research projects by varying parameters such as the allowance for interference, stress ratio or key position. At first, the research results will be summarized and compared to the current state of the art. Thereafter, results of internal investigation at SEW will be presented with the aim of verifying and mainly complementing the research results.

## 1. Einleitung

Welle-Nabe-Verbindungen (WNV) stellen ein wichtiges Maschinenelement für einen sicheren Betrieb von Getrieben dar. Bereits bei der Konstruktion eines Getriebes wird sehr oft auf formschlüssige WNV zurückgegriffen. Die am häufigsten verwendete formschlüssige WNV ist immer noch die Passfederverbindung.

In den letzten Jahrzehnten wurden im Rahmen von verschiedenen FVA-Forschungsvorhaben insbesondere Passfederverbindungen mit Wellen aus Vergütungsstahl C45QT (ebenso Passfeder und Welle aus C45QT; im Folgenden als „weiche“ Passfederverbindungen bezeichnet) sowie mit Wellen aus Einsatzstahl 18CrNiMo7-6 (Passfeder C45QT und Nabe einsatzgehärtet; im Folgenden als „harte“ Passfederverbindungen bezeichnet) systematisch untersucht. Weitere Varianten, wie z. B. blindgehärtete oder beim Einsatzhärten abgedeckte Wellen, fanden ebenfalls Eingang in Untersuchungen. Daneben wurden weitere Parameter gezielt variiert, die die Gestaltfestigkeit einer Passfederverbindung beeinflussen. Die im Rahmen der FVA-Untersuchungen auf Unwuchtprüfständen gewonnenen Forschungsergebnisse deuten im Vergleich zur DIN 743 [1] auf etwas höhere Kerbwirkungszahlen hin. Die in DIN 743-2 [1] enthaltenen Werte sind dabei lediglich von der Werkstofffestigkeit abhängig. Die durchgeführten Untersuchungen zeigen aber eine starke Abhängigkeit der Kerbwirkungszahlen vom bezogenen Übermaß  $\xi$  sowie von der Mittelspannung  $\tau_m$  bzw. dem Spannungsverhältnis  $\tau_m/\sigma_a$ .

Nachfolgend werden einige Forschungsergebnisse vor allem aus Untersuchungen an harten Passfederverbindungen vorgestellt und mit dem Stand der Technik verglichen.

## 2. Stand der Technik

Die Auslegung und anschließende Nachrechnung einer Passfederverbindung erfolgt nach den beiden Kriterien Flächenpressung und Festigkeit. Die Dimensionierung eines Passfederquerschnittes über die wirkenden Flächenpressungen ist in DIN 6892 [2] standardisiert, wobei die Geometrie der Passfeder in DIN 6885 [3] genormt ist. Die Aussagen über die dynamische Festigkeit einer Passfederverbindung werden anhand eines Festigkeitsnachweises mithilfe von Kerbwirkungszahlen nach DIN 743 [1] getroffen.

Die Kerbwirkungszahlen für Torsion, Umlaufbiegung sowie kombinierte Belastung (Umlaufbiegung mit überlagerter statischer Torsion) sind in [1] wenig differenziert (Tabelle 1).

Es wird lediglich eine Abhängigkeit der Kerbwirkungszahl von der Zugfestigkeit und eingeschränkt vom Wellendurchmesser beschrieben. Eine Abhängigkeit vom Übermaß  $\xi$  und vom Beanspruchungsverhältnis  $\tau_m/\sigma_{ba}$  wird nur als Hinweis gegeben. Die harte Randschicht wird über den Oberflächenverfestigungsfaktor  $K_V$  (ermittelt für Kerben mit freier Oberfläche) berücksichtigt. Besonders bei hochfesten und wärmebehandelten Stählen führt dieser Ansatz teilweise zu kleineren Kerbwirkungszahlen und folglich zu einer unsicheren Festigkeitsbeurteilung.

Tabelle 1: Kerbwirkungszahlen  $\beta_{\sigma,t}$  ( $d_{BK}$ ) für Passfederverbindungen nach [1]

Wellen- und Nabenform	$\sigma_B(d)$ in N/mm <sup>2</sup>								
	400	500	600	700	800	900	100	110	120
	2,1	2,3	2,5	2,6	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2
	$\beta_{\sigma}(d_{BK})$	$\beta_{\sigma}(d_{BK}) \approx 3,0 \cdot (\sigma_B(d)/(1000\text{N/mm}^2))^{0,38}$							
	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,8	1,9	2,0
	$\beta_{\tau}(d_{BK})$	$\beta_{\tau}(d_{BK}) \approx 0,56 \cdot \beta_{\sigma}(d_{BK}) + 0,1$							
	Bei zwei Passfedern ist die Kerbwirkungszahl $\beta_{cb,t}$ mit dem Faktor 1,15 zu erhöhen (Minderung des Querschnittes)								
	$\beta_{cb}(2\text{Passfedern}) = 1,15 \cdot \beta_{cb}$								
<b>Hinweis:</b>	Die angegebenen $\beta_{cb,t}$ – Werte sind Richtwerte. Sie enthalten Einflüsse, die abhängig von der Passung, dem Verhältnis für $\tau_{lm}/\sigma_{ba}$ , der Wärmebehandlung und den Abmessungen der Nabe zu Abweichungen in der Belastbarkeit führen. Ein Übermaß zwischen Welle und Nabe erhöht die Tragfähigkeit. Mit $\tau_{lm}/\sigma_{ba} > 0,5$ steigt die Belastbarkeit, da infolge der zunehmenden lokalen Reibung in der Trennfuge das wirksame Biegemoment in der Passfeder-Verbindung reduziert wird, was bei Stählen ohne harte Randschicht experimentell nachgewiesen wurde. Bei reiner Umlaufbiegung ( $\tau_{lm}/\sigma_{ba} = 0$ ) sind dagegen Tragfähigkeitsminderungen um den Faktor 1,3 möglich. Die Tragfähigkeit von Passfederverbindungen kann abhängig von der Laufzeit durch Tribokorrosion stetig sinken. Die Spannungen beziehen sich immer auf den ungestörten Durchmesser d.								

### 3. Stand der Forschung

Die ersten Untersuchungen an einsatzgehärteten Passfederverbindungen wurden vor ca. 20 Jahren von OLDENDORF ([4], [5]) durchgeführt. Eine wichtige Aussage von OLDENDORF ist, dass der Anriß der Welle in einer Passfederverbindung im Vergleich zum Anriß einer genuteten Welle verschleiß- und nicht ermüdungsbedingt ist. Seine Untersuchungen zeigten zum ersten Mal, dass das Einsatzhärten einer Passfederverbindung nicht immer zu einer erwarteten Festigkeitssteigerung führt. Bei reiner Umlaufbiegung kann die einsatzgehärtete Passfederverbindung im Vergleich zu einer weichen Passfederverbindung entsprechend der höheren Zugfestigkeit erwartungsgemäß ungefähr die doppelte Beanspruchung ertragen. Mit zu-

nehmender Überlagerung der Umlaufbiegung mit statischer Torsion reduziert sich allerdings der Festigkeitsvorteil stark (Bild 1, links).

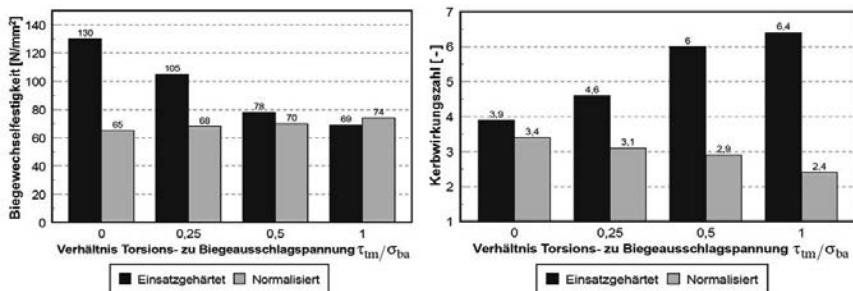


Bild 1: Ertragbare Biegeausschlagsspannung bei veränderlicher Flächenpressung (links) und Kerbwirkungszahlen bei veränderlicher Flächenpressung (rechts) [5]

Anhand der ermittelten Kerbwirkungszahlen ist die unterschiedliche Empfindlichkeit auf die Beanspruchungsart bei den harten und weichen Passfederverbindungen deutlich zu erkennen. Während bei der weichen Passfederverbindung die Kerbwirkungszahl mit zunehmender statischer Torsion sinkt, steigt die Kerbwirkungszahl bei der harten Variante bis auf Werte über  $\beta_b > 6$  an (Bild 1, rechts). OLDENDORF erklärte dieses unterschiedliche Verhalten durch eine Kaltverschweißung zwischen Wellennutwand und Passfeder, die stark von der Flächenpressung und dem Härteunterschied zwischen harter Welle und Passfeder aus C45QT abhängig ist. Weitere Untersuchungen mit einsatzgehärteten Passfedern lieferten allerdings keine Festigkeitssteigerung. OLDENDORF verwies noch auf einen weiteren Aspekt bei der Verwendung von harten Passfederverbindungen: Bei einigen damals bekannten Schadensfällen konnte der Ausfall auf eine Vorschädigung durch falsche Montage von geradstirnigen Passfedern (Form B nach DIN 6885 [3]) zurückgeführt werden.

Weitere systematische Untersuchungen wurden im Rahmen des FVA-Vorhabens 402/II „Gehärtete Passfederverbindungen“ [6] an der Professur Konstruktionslehre der TU Chemnitz durchgeführt. Dabei wurden der Durchmesser, das Beanspruchungsverhältnis, das Übermaß sowie der Wärmebehandlungszustand variiert. Die ermittelten Gestaltfestigkeiten und die daraus resultierenden Kerbwirkungszahlen sind für die untersuchten Varianten in Tabelle 2 zusammengefasst. Aus dem ersten Vergleich der Grundvariante (Versuchsblock 3, harte Passfederverbindung) mit der blindgehärteten Passfederverbindung (Versuchsblock 7; Welle

aus 18CrNiMo7-6, vor dem Aufkohlen abgedeckt) ist deutlich zu erkennen, dass das Einsatzhärten im Vergleich zur blindgehärteten Variante für die untersuchten Parameter keinen Festigkeitsvorteil liefert, d. h. der Oberflächenverfestigungsfaktor beträgt  $K_V = 1$ .

Tabelle 2: Versuchsergebnisse und die daraus berechneten Kerbwirkungszahlen [6] nach DIN 743 [1]

Versuchs-block	Biegewechsel-festigkeit [N/mm <sup>2</sup> ]	Zugfestig-keit [N/mm <sup>2</sup> ]	Wellenurch-messer [mm]	Beanspruchungs-verhältnis $\tau_m/\sigma_{ba}$	Übermaß $\xi$ zwischen Welle und Nabe [%]	Kerbwirkungszahl $\beta_c = \beta_V$
1	79	1155	40	0,5	0,0	6,31
2	200	1155	40	0,0	0,5	2,57
3	117	1155	40	0,5	0,5	4,19
4	107	1155	40	1,0	0,5	4,42
5	104	1178	60	0,5	0,5	(4,16)
6	85	1155	40	0,5	0,25	5,86
7	115	(1155)	40	0,5	0,5	(4,23)
8	121	1178	60	0,5	1,0	(3,57)

Hinweis: Versuchsblock Nr. 7 – Welle (inkl. Passfedernut) blindgehärtet

Die ermittelten Kerbwirkungszahlen sind in Abhängigkeit vom vorhandenen Übermaß und dem statischen Torsionsmoment in Bild 2 dargestellt. Die in Tabelle 2 aufgelisteten Werte (dunkle Balken) wurden um die im Rahmen des FVA-Vorhabens 402/I [7] stichprobenartig durchgeführten Versuche erweitert (helle Balken).

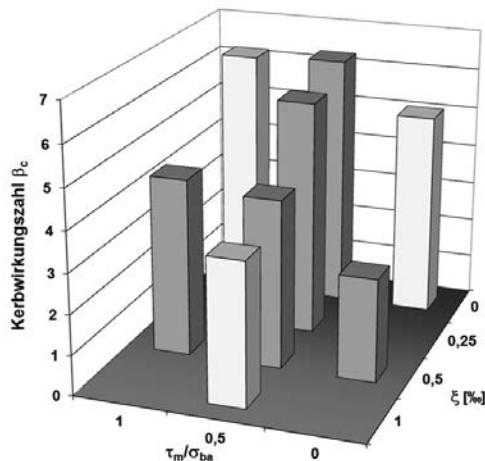


Bild 2: Abhängigkeit der Kerbwirkungszahlen vom Übermaß  $\xi$  und dem Spannungsverhältnis  $\tau_m/\sigma_{ba}$  (dunkel – [6]; hell – [7])

Die in Chemnitz durchgeführten Untersuchungen bestätigen sowohl die von OLDENDORF ermittelten hohen Kerbwirkungszahlen für die harten Passfederverbindungen als auch deren Abhängigkeiten von der statischen Torsion. Aus dem Bild 2 ist auch der positive Einfluss des Übermaßes auf die Dauerfestigkeit deutlich zu erkennen.

Die bisher dargestellten Forschungsergebnisse beziehen sich auf die so genannte „Standardgeometrie“, d. h. die Welle ist glatt (ohne Absatz) und die Passfeder ist bündig mit der Nabentirnfläche. Eine harte Passfederverbindung mit abgesetzter Welle untersuchte HOFMANN im Rahmen des FVA-Fortsetzungsvorhabens 402/III „Gehärtete Passfederverbindungen II“ [8]. Während der umfangreichen Untersuchungen wurden die Passfederlage, die Wärmebehandlung sowie die Fertigungstechnologie variiert. Durch stichprobenartige Versuche wurden der positive Einfluss des Übermaßes sowie der negative Einfluss der statischen Torsion auf die Dauerfestigkeit der harten Passfederverbindung bestätigt.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass alle Parameter, die die Flächenpressung im Passfedernutbereich verändern, die Gestaltfestigkeit der Verbindung beeinflussen. Dies gilt nicht nur für das Übermaß und die statische Torsion sondern auch für das Umgebungsmedium (Bild 3). Das in die Verbindung eingelaufene Öl wirkt auf das tribologische System, es reduziert den Reibwert. Dadurch reduziert sich das reibschlüssig übertragbare Torsionsmoment und es steigt die Beanspruchung der Nutflanke. Dies hat zur Folge, dass die Dauerfestigkeit bei den harten Passfederverbindungen infolge der höheren Mittelspannungsempfindlichkeit (s. Bild 1) sinkt. Dagegen erhöht sich die Festigkeit bei weichen Passfederverbindungen.

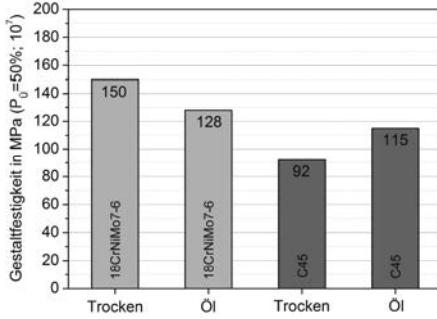


Bild 3: Gestaltfestigkeit der Passfederverbindungen bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen,  $\xi = 0,5 \%$ ,  $\tau_{lm}/\sigma_{ba} = 0,5$  [8]

Bei der Variation der Lage der Passfedernut bestätigte HOFMANN die Tendenzen aus den Untersuchungen an weichen Passfederverbindungen (Bild 4). Durch das Zurücksetzen der

Passfedernut ( $a_1/b = 1,25$ , s. Bild 4 links) ist es möglich die Dauerfestigkeit zu steigern. Alle anderen Varianten wiesen nahezu gleiche Festigkeitswerte auf.

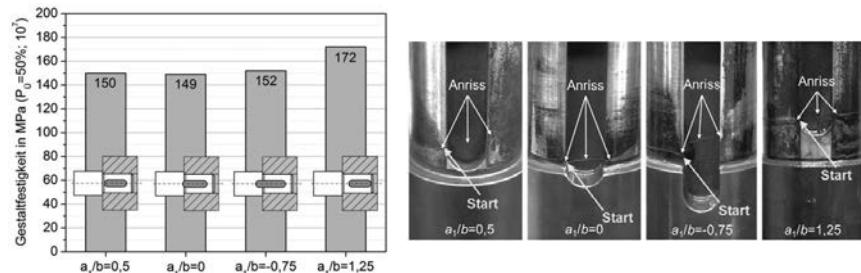


Bild 4: Gestaltfestigkeit (links) und Anrißposition (rechts) der Passfederverbindungen mit abgesetzter Welle und unterschiedlicher Nutlage [8]

Durch die durchgeführten Versuche bestätigte HOFMANN zwar die Tendenzen der vorherigen Untersuchungen, jedoch liegen die ermittelten Dauerfestigkeiten der untersuchten Varianten etwas höher. Eine plausible Erklärung für den Unterschied wurde allerdings im FVA-Abschlussbericht nicht erwähnt.

#### 4. Untersuchungen bei SEW

Im Rahmen eines bilateralen Projektes wurden an der TU Chemnitz zahlreiche experimentelle Untersuchungen durchgeführt, um die bisherigen Kenntnisse zu verifizieren und um den Einfluss weiterer Parameter zu ergänzen. Im Fokus der Untersuchungen standen folgende Parameter: Übermaß, Einsatzhärtetiefe, Umgebungsmedium und Nabennutkante (scharfkantig oder mit Fase).

Die Versuche liefen im Zeit- sowie Dauerfestigkeitsbereich (Bild 5). Der ermittelte Neigungs-exponent deckt sich gut mit den früher ermittelten Neigungsexponenten für biegebeanspruchte Welle-Nabe-Verbindungen nach [7] sowie [9]. Der aus den Versuchsergebnissen resultierende Abknickpunkt liegt bei harten Passfederverbindungen etwas später, als bei den weichen Passfederverbindungen [7]. Dies weist darauf hin, dass der Versagensmechanismus bei weichen und bei harten Passfederverbindungen nicht identisch ist. Noch bei 15 .. 20 Mio. Lastwechseln traten einige Brüche auf.

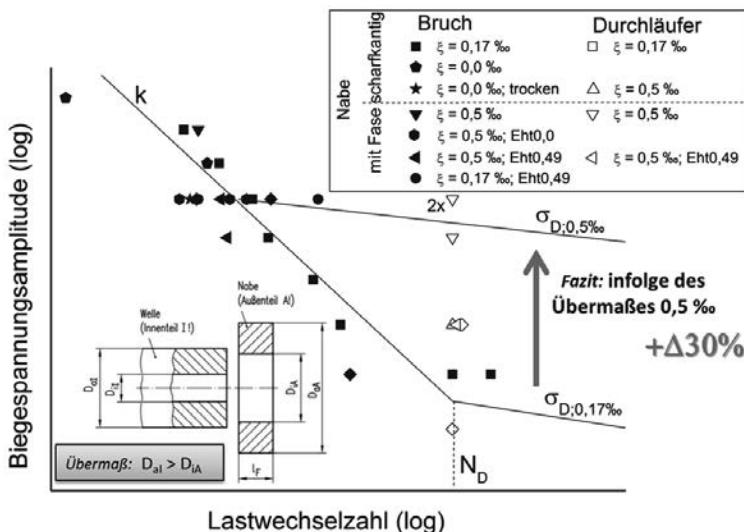


Bild 5: Durchgeföhrte Untersuchungen für verschiedene Gestaltungsparameter; Beanspruchung durch Umlaubbiegung mit statischer Torsion ( $\tau_{lm} / \sigma_{ba} = \text{konst.}$ )

Die durchgeföhrten Untersuchungen bestätigen ein weiteres Mal die relativ hohen Kerbwirkungszahlen der harten Passfederverbindungen sowie die Dauerfestigkeitssteigerung infolge des Übermaßes in der Verbindung. Weitere Versuche zeigten, dass sich bei Reduzierung der Einsatzhärtetiefe die Vorteile des Übermaßes wieder aufheben. Wellen mit einer kleineren Einsatzhärtetiefe konnten nicht das vorher ermittelte Festigkeitsniveau für das Übermaß  $\xi = 0,5 \%$  erreichen. Dies ist allerdings ein Widerspruch zu den Versuchen in [6], wo die harten und die blindgehärteten ( $Eht = 0 \text{ mm}$ ) Passfederverbindungen fast die gleiche Dauerfestigkeit erreichten.

In diesem Zusammenhang wurde auch der Einfluss einer Fase an der Nabennutkante untersucht. Eine Erklärung für die Reduzierung der Dauerfestigkeit bei Wellen mit kleineren Einsatzhärteiefen wäre nämlich eine fehlende Stützwirkung im Anrißbereich der Passfederfase infolge der großen Nabennutfase von ungefähr 1 mm (Bild 6). Aus diesem Grund wurden bei einigen Versuchen Naben mit einer sehr kleinen Nutfase von ca. 0,1 mm verwendet. Die erreichten Lastwechselzahlen ordnen sich ohne nennenswerte Abweichungen zu den vorherigen Versuchen ein. Dies bedeutet, dass die Nabennutfase keinen Einfluss auf die Festigkeit der einsatzgehärteten Passfederverbindung ausübt.

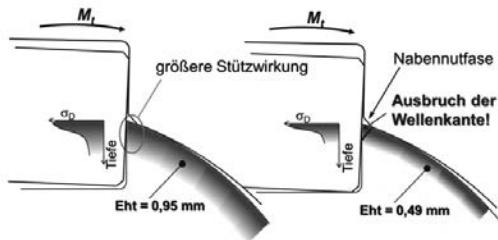


Bild 6: Einfluss der Einsatzhärte (Eht) auf die Stützwirkung im Nabennutbereich

## 5. Bewertung der Kerbwirkungszahlen

Bei einem Sicherheitsnachweis nach DIN 743 [1] wird von der Werkstoffwechselfestigkeit ausgegangen. Durch Umrechnung mittels verschiedener Größeneinflussfaktoren sowie unter der Verwendung der Kerbwirkungszahl  $\beta$  wird die Bauteilwechselfestigkeit berechnet. Unter Berücksichtigung der Mittelspannung wird anschließend die Bauteilausschlagfestigkeit mit den wirkenden Spannungsamplituden verglichen (Bild 7). Laut DIN 743 [1] sollte die errechnete Sicherheit immer größer oder mindestens 1,2 sein.

Bei der Rückrechnung einer Kerbwirkungszahl wird der ermittelte Versuchswert zugrunde gelegt (Bild 7, rechts). Der komplette Rechenalgorithmus wurde bereits in [9] vorgestellt. Wichtig ist zu betonen, dass aufgrund der direkten Ermittlung der Werkstoffkennwerte der technologische Größeneinflussfaktor  $K_1 = 1$  ist.

Aufgrund der Datenbasis böte sich an, die für eine Gestaltung der einsatzgehärteten Passfederverbindung so experimentell ermittelte Kerbwirkungszahl in einem Standardsicherheitsnachweis einzusetzen bzw. die in DIN 743-2 [1] vorhandenen Kerbwirkungszahlen mit den „neuen“ Werten zu ersetzen. Dies wäre allerdings prinzipiell nicht korrekt.

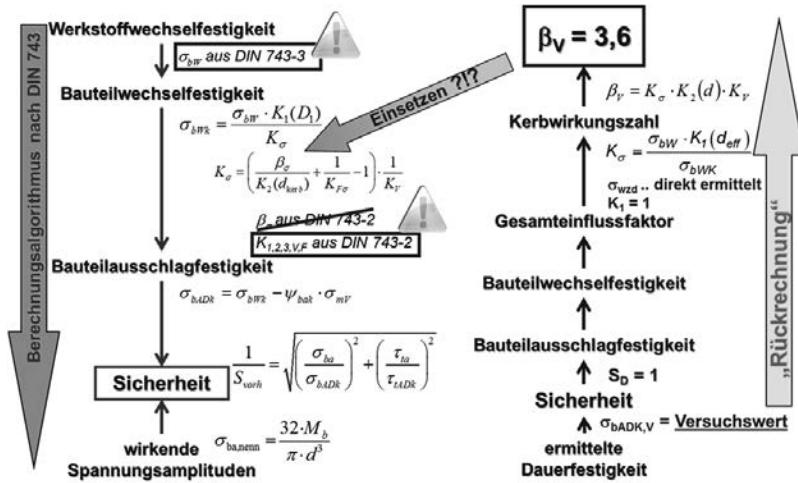


Bild 7: Ablauf eines „klassischen“ Festigkeitsnachweises (links) sowie einer Rückrechnung der Kerbwirkungszahlen (rechts) nach DIN 743 [1]

Bei der Rückrechnung der neuen Kerbwirkungszahlen wurden jeweils die einzelnen Faktoren sowie Werkstoffkennwerte direkt für die betrachtete Passfederverbindung ermittelt. Vor allem die bei den Versuchen verwendeten Werkstoffchargen wiesen im Vergleich zu DIN 743-3 [1] deutlich bessere statische Festigkeitswerte auf. Das Einsetzen der neuen Kerbwirkung in Verbindung mit den konservativen Festigkeitswerten aus DIN 743-2 [1] (noch korrigiert mit entsprechendem  $K_1$ -Faktor) führt zu niedrigen Sicherheiten, die allerdings in der Praxis nicht bestätigt werden können.

Derzeit sind die Kerbwirkungszahlen in DIN 743-2 [1] für harte Passfederverbindungen zwar kleiner als die Untersuchungen zeigen, eine ausreichende Reserve bilden allerdings die in DIN 743-3 [1] angegebenen Werkstoffkennwerte. Bei einer Anpassung der Kerbwirkungszahlen müssen auch die anderen Parameter ( $K_1$ ,  $K_F$ ,  $K_V$ ,  $\psi_\sigma$ , Werkstoffkennwerte) verifiziert bzw. neu ermittelt werden. Zurzeit laufen im Rahmen von FVA-Forschungsvorhaben Untersuchungen zur Bestimmung von  $K_1$ -Faktoren [10] und zur Berücksichtigung der Mittelspannungen [11].

Wie oben erwähnt, erhöht sich die Dauerfestigkeit einer Passfederverbindung infolge des Übermaßes bzw. reduziert sich dadurch die berechnete Kerbwirkungszahl. In Bild 8 ist eine experimentell ermittelte Abhängigkeit der Kerbwirkungszahlen vom Übermaß dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die experimentell ermittelten Kerbwirkungszahlen beim Über-

maß von  $\xi = 0,6 \text{ \%}$  in etwa dem vom Übermaß unabhängigen DIN-Wert entsprechen. Daraus folgt, dass die in DIN 743-2 [1] angegebenen Kerbwirkungszahlen streng genommen nur bei einem Übermaß von etwa  $\xi \approx 0,6 \text{ \%}$  ihre Gültigkeit besitzen. Bereits seit längerer Zeit wird bei Passfederverbindungen ein Übermaß von mindestens  $0,5 \text{ \%}$  laut früheren Forschungsergebnissen empfohlen (z.B. [6], [9]).

Es sei an dieser Stelle auch darauf hingewiesen, dass die in den vielen Versuchen erhaltenen Brüche offenbar auf den Effekt der Reibkorrosion zurückzuführen sind. Dieser komplexe Zustand wird durch eine Kerbwirkungszahl ausgedrückt, die wie beschrieben bei einem Be- rechnungsgang zur Bewertung einer klassischen Gestaltfestigkeit verwendet wird. Somit konnte gezeigt werden, dass die treffsichere Auslegung einer Welle-Nabe-Verbindung bezüglich des Versagens durch Reibkorrosion mit dem Verfahren der DIN 743 [1] besonders dann gelingt, wenn weitere Randbedingungen wie ein hinreichendes Übermaß in die Konstruktion einfließen. Der eigentlich zugrunde liegende Schadensmechanismus wird damit aber nur in seiner Wirkung abgebildet.

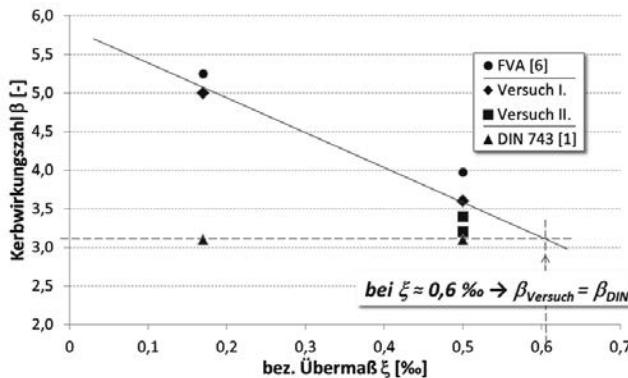


Bild 8: Kerbwirkungszahlen in Abhängigkeit vom Übermaß; Beanspruchung durch Umlauf- biegung mit statischer Torsion; FVA-Werte [6] umgerechnet auf entsprechende Pa- rameter  $\xi$  und  $\tau_{tm} / \sigma_{ba}$

## 6. Zusammenfassung

In diesem Beitrag werden die Forschungsergebnisse aus Untersuchungen an harten Passfederverbindungen zusammenfassend dargestellt. Die experimentell ermittelten Kerbwirkungszahlen sind im Vergleich zu den mit der aktuellen DIN 743 [1] berechneten Werten etwas größer. Einen entscheidenden Einfluss auf die Gestaltfestigkeit einer Passfederverbindung haben die Parameter, die die Flächenpressung im Passfederhut-bereich verändern:

Übermaß, statische Torsion und Umgebungsmedium. Ein weiterer Parameter, welcher allerdings noch nicht ausreichend untersucht wurde, ist die Passfederlänge. Deshalb wäre es wünschenswert, in weiteren Forschungsaktivitäten eine optimale Passfederlänge hinsichtlich der Auslegung nach DIN 743 [1] sowie nach DIN 6892 [2] zu ermitteln.

Wie oben erwähnt, liegen die Kerbwirkungszahlen der harten Passfederverbindungen gemäß dem „Stand der Forschung“ etwas höher als nach dem „Stand der Technik“. Unter der Annahme, dass das Spannungsverhältnis bei  $\tau_m/\sigma_a \approx 0,5$  liegt, stimmen dann bei einem Übermaß von  $\xi \approx 0,5\%$  die berechneten Kerbwirkungszahlen mit den DIN-Werten wieder überein. Dieses Übermaß wird bei Passfederverbindungen seit längerer Zeit laut dem Stand der FVA-Forschung empfohlen.

Rechenverfahren, die den eigentlichen Versagensmechanismus der Reibkorrosion abbilden und über das hier angewendete Verfahren hinausgehen, wären sicherlich wünschenswert. Damit ließen sich noch gezielter einzelne Versagensursachen oder -parameter berücksichtigen. Jedoch wurde hier auch dargestellt, dass mit der Anwendung eines Normverfahrens [1] unter Kenntnis der zutreffenden Randbedingungen zielführend ein Sicherheitsnachweis geführt werden kann.

## 7. Literaturverzeichnis

- [1] DIN 743: Tragfähigkeitsberechnungen von Wellen und Achsen, Teil 1-4, 2012
- [2] DIN 6892: Passfedern – Berechnung und Gestaltung, Beuth-Verlag, Berlin 2012
- [3] DIN 6885: Passfedern – Nuten, Beuth-Verlag, Berlin 1968
- [4] Raab, W.; Oldendorf, U.: Ermittlung der Dauerhaltbarkeit von Passfederverbindungen. FVA-Vorhaben Nr. 217/I, Abschlussbericht, Heft 531, 1997
- [5] Nordmann, R.; Oldendorf, U.: Lebensdauerberechnung von Passfederverbindungen. FVA-Vorhaben Nr. 217/II, Abschlussbericht, Heft 691, 2003
- [6] Leidich, E.; Brůžek, B.: Dauerfestigkeitsuntersuchungen an einsatzgehärteten Passfederverbindungen, FVA-Abschlussbericht, Heft 926, 2010
- [7] Forbrig, F.: Untersuchungen zur Gestaltfestigkeit von Passfederverbindungen. Dissertation, Shaker Verlag, 2007
- [8] Leidich, E.; Hofmann, S.: Dauerfestigkeitsuntersuchungen an einsatzgehärteten Passfederverbindungen. FVA-Abschlussbericht, Heft 1146, 2015
- [9] Brůžek, B.; Leidich, E.: Dauerfeste Dimensionierung von Passfederverbindungen. VDI-Berichte Nr. 2176, S.71-82, 2012, VDI Verlag GmbH
- [10] Schlecht, B.; Bretschneider, D.: Anwendung der Festigkeitswerte bei der Tragfähigkeitsberechnung von wellen und Achsen großer Abmessungen. FVA-Vorhaben 703/I, laufend
- [11] Schlecht, B.; Leidich, E.; Neikes, K.; Hauschild, S.: Untersuchungen zum Einfluss von Mittelspannungen auf die Ermüdungsfestigkeit von Wellen und Achsen. FVA-Vorhaben 321/VI, laufend

## Danksagung

Dieser Beitrag enthält wissenschaftliche Erkenntnisse, welche im Rahmen von verschiedenen FVA-Forschungsprojekten erarbeitet und durch AiF und FVA finanziell gefördert wurden. Besonderer Dank gilt der Professur Konstruktionslehre der TU Chemnitz unter der Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. E. Leidich, bei dem ein großer Teil der Untersuchungen durchgeführt wurde.



# Einfluss von Schmierstoffen aus der Massivumformtechnik auf die Reibdauerbeanspruchung mikroschlupfanfälliger Welle-Nabe-Verbindungen

## Numerische und experimentelle Untersuchungen anhand zylindrischer Querpressverbände mit beschichteten Wellen unter wechselnder Torsionslast

M.Sc. Daniel Ulrich, Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz,

Universität Stuttgart; Institut für Konstruktionstechnik und  
Technisches Design

### Kurzfassung

Zur Verbesserung der Verbindungsqualität beim umformtechnischen Fügen von Welle-Nabe-Verbindungen (WNV) können verschiedene Schmierstoffe und Beschichtungen eingesetzt werden, von denen einige zusätzlich ein vielversprechendes Potenzial zur Senkung der Reibdauerbeanspruchung (RDB) unter dynamischer Last erkennen lassen. Aufgrund unzureichender Erfahrungswerte können diese Einflüsse jedoch nicht zufriedenstellend bei der numerischen Simulation derartiger Verbindungen berücksichtigt werden. In diesem Beitrag wird eine durch numerische Berechnung unterstützte Vorgehensweise zur experimentellen Untersuchung und Bewertung des Schmierstoffeinflusses auf die Reibdauerbeanspruchung vorgestellt und erste Versuchsergebnisse mit ausgewählten Schmierstoffen präsentiert.

### Abstract

Different lubricants and coatings used in the process of creating shaft-hub-connections by plastic deformation show a promising potential for decreasing fretting corrosion under cyclical loads. Due to insufficient empirical data, the lubricant's impact on fretting corrosion cannot be considered adequately in numerical simulations of that type of shaft-hub-connections. This paper focuses on an experimental method supported by numerical simulations for the assessment of the impact of lubricants on fretting corrosion. Additionally, preliminary experimental results are presented for selected lubricants and coatings.

## 1. Einleitung und Motivation

Mikroschlupf in der Kontaktfuge von Welle-Nabe-Verbindungen (WNV) und die damit einhergehende Reibdauerbeanspruchung (RDB) sind bis heute Gegenstand intensiver Untersuchungen, die vor allem auf die Vermeidung der festigkeitsmindernden Reibkorrosion und dem Verständnis der komplexen Vorgänge bei ihrer Entstehung abzielen. Für einige Verbindungsarten wie zylindrische Pressverbände existieren zudem bewährte und allgemein akzeptierte Gestaltungsregeln, die eine dauerfeste Auslegung dieser Verbindungen erlauben [1, 2].

Bei neuartigen Umformfügetechniken wie dem Fügen durch Quer-Fließpressen, die eine Herstellung von kombinierten reib- und formschlüssigen WNV durch plastische Verformung eines der Fügekomponenten ermöglichen, stehen die herkömmlichen Methoden zur Senkung der RDB, wie z. B. die Erhöhung des Fugendrucks und des Reibbeiwerts, jedoch im direkten Konflikt mit der Herstellbarkeit und Formgenauigkeit [3].

In verschiedenen Untersuchungen [4, 5] wird allerdings ein weiteres Potenzial zur Reduktion der RDB bei Anwendung unterschiedlicher Schmierstoffe und Beschichtungen aufgezeigt, die teilweise bereits erfolgreich bei der Herstellung von querfließgepressten WNV eingesetzt wurden [3]. Um diese Einflüsse bei der numerischen Optimierung derartiger WNV durch umformtechnische und strukturmechanische Simulationen zu berücksichtigen, werden Erfahrungswerte oder vergleichende Kennwerte benötigt, die in die Bewertung theoretisch ermittelbarer Schadenskriterien wie z. B. des FFDP-Kriteriums nach Ruiz mit einbezogen werden können.

Ziel des vorliegenden Beitrags ist daher die Entwicklung einer Vorgehensweise, mit welcher der Einfluss verschiedener Schmierstoffe und Beschichtungen auf die Entstehung von Reibkorrosion auf geeignete Weise bestimmt werden kann, um diesen bei der Bewertung numerischer Simulationsergebnisse berücksichtigen zu können.

## 2. Eigenschaften der Probenkörper

Die Proben zur Untersuchung der Reibdauerbeanspruchung werden mit konventionell gefertigten, zylindrischen Querpressverbänden ausgeführt, um den Einfluss des Schmierstoffs auf das Umformergebnis auszuschließen (Bild 1).



Bild 1: a) Nabe im Vollschnitt; b) beschichtete, ungefügte Probe; c) thermisch gefügte Probe

Die Probenabmessungen und –werkstoffe sind an bereits vorliegende Untersuchungen mit P3G-Polygonverbindungen [6] und querfließgepressten WNV [7] angelehnt und können der Zusammenfassung in Tabelle 1 entnommen werden. Um den Fertigungsaufwand möglichst gering zu halten, erfolgt die Herstellung die Funktionsflächen durch Drehbearbeitung. Dies kann vor dem Hintergrund der umformtechnischen Herstellung von Welle-Nabe-Verbindungen als technisch relevant betrachtet werden, da hier vor allem auf eine möglichst kostengünstige Herstellung der Rohteile abgezielt wird.

Tabelle 1: Parameter des zylindrischen Querpressverbands

	Abmessungen in mm	Werkstoff	Rauheit in $\mu\text{m}$
Nabe	$d = 25^1)$ ; $D = 35$ ; $l = 17,6$	42CrMo4 vergütet	$R_a = 1,1$
Welle	$d = 25^1)$ ; $l = 17,6$	16MnCr5 GKZ-geglüht	$R_a = 1,6$

1) Abmaße variieren, Welle und Nabe werden individuell gepaart

Das Istübermaß der Pressverbände mit  $U_i = 53 \mu\text{m}$  (bezogenes Istübermaß  $\xi_i = 2,12 \%$ ) ist derart gewählt, dass die Proben mit einer Temperaturdifferenz von 270 K konventionell thermisch gefügt werden können. Die Wellen sind darüber hinaus am Nabenumgang mit einem Absatz entsprechend den Gestaltungsempfehlungen nach Kollmann [8] ausgeführt. Die Auswahl der zu untersuchenden Schmierstoffe bzw. Beschichtungen (Tabelle 2) basiert auf einer vorhergehenden Studie zum Umformprozess querfließgepresster Welle-Nabe-Verbindungen, bei der sich verschiedene Schmierstoffe als besonders einsatztauglich erwiesen haben [3].

Tabelle 2: Schmierstoffe und Beschichtungen der Versuchsreihen

Versuchsreihe	Schmierstoff / Beschichtung
A	Maschinenöl
B	Manganphosphat (ca. 3 – 4 $\mu\text{m}$ )
C	Beruforge 190 D

Die Untersuchungsreihe A mit handelsüblichem Maschinenöl dient dabei als Referenz für die Untersuchungen der übrigen Schmierstoffe. Sämtliche Beschichtungen werden vor dem Fügevorgang mit einer Nabentemperatur von ca. 270 °C und einer Wellentemperatur von ca. -20 °C auf die Wellenoberfläche aufgebracht.

### 3. Numerisches Beanspruchungsmodell

Während der experimentellen Untersuchung verschiedener Proben soll innerhalb eines vorher definierten Bereichs auf der Kontaktfläche eine rechnerisch identische RDB sichergestellt werden. Dadurch wird eine anschließende aussagekräftige Bewertung der Oberflächenschädigung ermöglicht, sodass die gewonnenen Erkenntnisse zur Bewertung zukünftiger Simulationsergebnisse herangezogen werden können. Da Schmierstoffe generell aufgrund ihrer lokalen Wirkung die Reibbedingungen in einer Kontaktfuge beeinflussen, nicht jedoch den makroskopischen Spannungszustand aus den äußeren Belastungen, fällt die Wahl der zu bewertenden Reibdauerbeanspruchungsgröße auf die lokal eingebrachte spezifische Reibenergie  $w_R$  pro Lastzyklus, die als Maß für die Oberflächenschädigung bei reibdauerbeanspruchten Bauteilen herangezogen werden kann und als Produkt des Schlupfwegs  $s$  und der Reibscherspannung  $\tau_R$  definiert ist [9]:

$$w_R = \tau_R \cdot s \quad (1)$$

An einem dreidimensionalen FEM-Modell (Bild 2) wird hierfür die Beanspruchung in der Kontaktfuge unter Torsionslast simuliert und die spezifische Reibenergie innerhalb eines Bereichs von 3 mm in z-Richtung von der Nabenkante aus ( $z = 0 \text{ mm}$ ) ausgewertet sowie der Mittelwert über den Auswertebereich gebildet (Bild 4a).

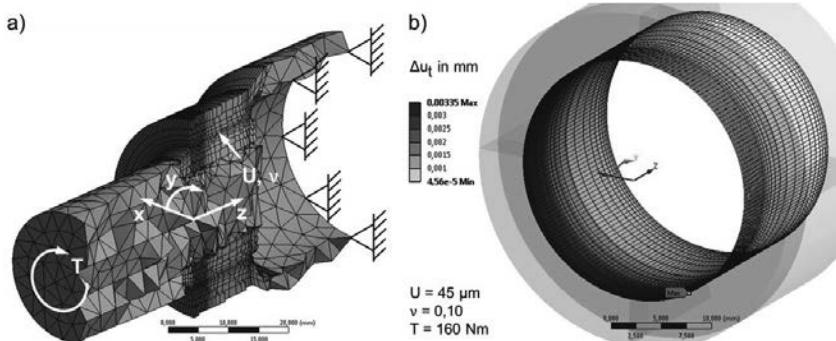


Bild 2: a) FEM-Modell zur Bestimmung der Reibdauerbeanspruchung;  
b) Auswertung des Gleitwegs einer beispielhaften Simulation

Die spezifische Reibenergie für einen Lastzyklus bei wechselnder Torsion berechnet sich dabei für einen Knoten  $j$  mit der relativen tangentialen Knotenverschiebung bei erstmaliger Belastung  $\Delta u_{t,j}$  zu

$$w_{R,j} = \tau_{R,j} \cdot 4 \cdot \Delta u_{t,j}. \quad (2)$$

Der hierbei angenommene Verlauf der relativen Knotenverschiebung  $\Delta u_t$  für einen Knoten  $j$  während eines Lastzyklus ist in Bild 3 skizziert.

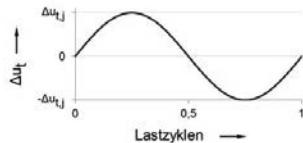


Bild 3: Verlauf der relativen Knotenverschiebung während eines Lastzyklus

Durch die vorliegende Definition des Auswertebereichs ist bei der verwendeten Probengeometrie und Höhe der Torsionsbelastung ein potenziell schädlicher Schlupf über der gesamten Länge des Auswertebereichs sichergestellt. Durch die Mittelwertbildung wird zudem der Einfluss des Kanteneffekts abgeschwächt. Die ermittelte spezifische Reibarbeit pro Lastzyklus  $w_{R,FEM}$  in diesem Bereich ist in Bild 4b für varierte Haftbeiwerte  $v_{FEM}$  und Torsionsmomente  $T_{FEM}$  dargestellt. Für die experimentelle Untersuchung kann den verschiedenen Proben je nach gewählter RDB das erforderliche Torsionsmoment entlang einer Höhenlinie zugeordnet werden.

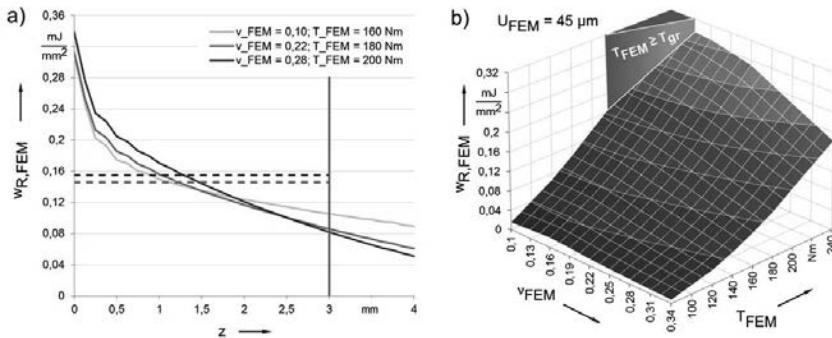


Bild 4: a) Spezifische Reibarbeit im definierten Auswertebereich (Mittelwerte gestrichelt);  
b) gemittelte spezifische Reibarbeit bei variiertem Haftbeiwert und Torsionsmoment

Dem numerischen Berechnungsmodell liegen folgende Annahmen zugrunde, welche die im realen Querpressverband vorliegenden Vorgänge maßgeblich vereinfachen:

- Linear-elastisches Werkstoffverhalten,
- örtlich und zeitlich konstanter Haftbeiwert in der Kontaktfuge,
- Vernachlässigung von Fertigungsabweichungen und
- Vernachlässigung von Übermaßänderung durch Verschleiß.

Da das Kernziel der vorliegenden Untersuchung die Unterstützung der Bewertung von FEM-Simulationsergebnissen ist, denen häufig dieselben Annahmen zugrunde liegen, wird die Aussagekraft der vorgestellten Berechnungsmethode als zweckmäßig betrachtet und soll im Folgenden durch experimentelle Versuche nachgewiesen werden.

#### 4. Bestimmung des wirksamen Übermaßes

Zur Sicherstellung des gewünschten Übermaßes in der Kontaktfuge werden die Fügeflächen der Wellen und Nabens nach der Fertigung auf einer Koordinatenmessmaschine vermessen und anschließend individuell gepaart. Durch die Anwendung verschiedenartiger Beschichtungen, deren Schichtdicken sowie Verhalten unter hoher Flächenpressung nicht ausreichend bekannt sind, gestaltet sich die Bestimmung des wirksamen Übermaßes jedoch als Herausforderung. Daher wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein messtechnisches Verfahren in Kombination mit einer Finite-Elemente-Rechnung angewendet, um durch die Messung und die zusätzliche Berechnung der Nabenaufweitung mittels FEM das wirksame Übermaß in der Kontaktfuge zu bestimmen. Hierzu wird der Außendurchmesser der Nabe

vor und nach dem Fügevorgang auf 4 Umfangslinien mit den Abständen 1,0 mm, 6,2 mm, 11,4 mm und 16,6 mm in z-Richtung von der Nabekante vermessen.

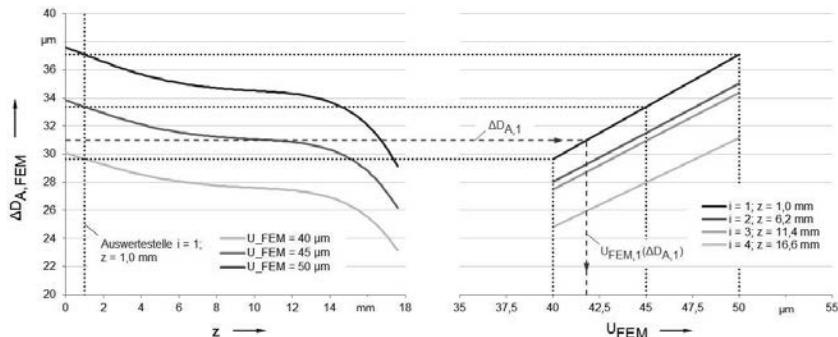


Bild 5: Aufweitung des Nabaußendurchmessers bei verschiedenen Übermaßen (links); Nabenaufweitung über wirksamem Übermaß, verschiedene Auswertestellen (rechts)

In der FEM-Simulation wird die Nabenaufweitung  $\Delta D_{A,FEM}$  mit einem konstanten Haftbeiwert von  $v_{FEM} = 0,1$  bei verschiedenen Übermaßen  $U_{FEM}$  berechnet (Bild 5 links). Die Nabenaufweitung  $\Delta D_{A,FEM,i}$  an verschiedenen Stellen  $i$  kann anschließend in Abhängigkeit des Übermaßes  $U_{FEM}$  aufgetragen werden (Bild 5 rechts). Umgekehrt lässt sich aus dem so ermittelten Zusammenhang durch Messung der Nabenaufweitung  $\Delta D_{A,i}$  an der Stelle  $i$  das wirksame Übermaß  $U_{w,i}$  bestimmen:

$$U_{w,i} = U_{FEM,i}(\Delta D_{A,i}). \quad (3)$$

Die vorliegende Nabenaufweitung einer Probe  $\Delta D_{A,i} = D_{A,i,nF} - D_{A,i,vF}$  kann dabei durch Messung des Durchmessers an der Umfangslinie  $i$  vor und nach dem Fügen,  $D_{A,i,vF}$  und  $D_{A,i,nF}$ , ermittelt werden.

Im Folgenden wird das wirksame Übermaß der Querpressverbände  $U_w$  als arithmetisches Mittel über die vier Auswertestellen  $i$  nach folgender Gleichung berechnet:

$$U_w = \frac{1}{4} \cdot \sum_{i=1}^4 U_{w,i}. \quad (4)$$

In Tabelle 3 ist für die verschiedenen Beschichtungen jeweils die ermittelte Differenz  $\Delta U = U_w - U_i$  zwischen dem nach obenstehender Vorgehensweise ermittelten wirksamen Übermaß  $U_w$  und dem ursprünglich gemessenen Istübermaß  $U_i$  vor der Beschichtung zusammengefasst. Diese Differenz kann als Summe des Übermaßrückgangs durch die Glättung von Rauheitsspitzen beim Fügevorgang [2] und des wirksamen Materialauftrags durch

die Beschichtung aufgefasst werden. Die Bestimmung der jeweiligen Anteile ist bei dieser Betrachtung jedoch nur bedingt möglich. Eine negative Differenz bedeutet hierbei ein kleineres wirksames Übermaß als das gemessene Istübermaß vor der Beschichtung.

Tabelle 3: Ermittelte Übermaßdifferenz in Abhängigkeit der Beschichtungsart

Versuchsreihe	Übermaßdifferenz $\Delta U$ in $\mu\text{m}$	Anzahl ausgewerteter Proben
A	-5,3 [-5,6 ... -4,9]	4
B	-2,1 [-2,3 ... -1,9]	5
C	3,2 [1,3 ... 6,2]	8

Die Auswertung des Fugendrucks in einem Übermaßbereich von  $40 \mu\text{m} \leq U_{\text{FEM}} \leq 50 \mu\text{m}$  am untersuchten FEM-Modell der vorliegenden Probengeometrie ergibt einen um durchschnittlich 9,35 % erhöhten mittleren Fugendruck gegenüber dem analytisch bestimmten Lamé-Fugendruck  $p_L$ . Für weitere theoretische Betrachtungen wird daher der mittlere Fugendruck  $p_F = 1,0935 \cdot p_L$  herangezogen.

## 5. Bestimmung des Haftbeiwerts

Das Grenzdrehmoment  $T_{\text{gr}}$  eines Querpressverbands lässt sich bei Kenntnis des vorliegenden Haftbeiwerts  $v$  und des Fugendrucks  $p_F$  näherungsweise berechnen durch

$$T_{\text{gr}} = \frac{\pi}{2} \cdot D_F^2 \cdot I_F \cdot v \cdot p_F. \quad (5)$$

Umgekehrt kann der Haftbeiwert  $v$  bei Kenntnis des Grenzdrehmoments  $T_{\text{gr}}$  und des Fugendrucks  $p_F$  bestimmt werden. Für die experimentellen Versuche ist daher neben der Ermittlung des Fugendrucks eine experimentelle Messung der Grenzdrehmomente erforderlich, wofür im Rahmen dieser Untersuchung ein servohydraulischer Torsionsprüfstand verwendet wird. Dieser kann je nach Bedarf drehmoment- oder winkelgeregelt betrieben werden und ist ausführlich in [7] beschrieben. Zur Berücksichtigung von Trainiereffekten in der Kontaktfuge werden die Grenzdrehmomente in Anlehnung an die Ermittlung von Reibbeiwerten an Proben mit stirnseitigen Ringflächen [10] durch einen quasistatischen Torsionsversuch unmittelbar nach einer dynamischen Belastung von  $10^6$  Lastwechseln mit wechselndem Torsionsmoment ermittelt. Abweichend von dieser Vorgehensweise wird der Trainervorgang jedoch nicht mit einer Amplitude von 80 % des Grenzdrehmoments im initialen, untrainierten Zustand sondern bei einem konstanten Wert von 150 Nm durchgeführt, welcher unter Berücksichtigung des oben beschriebenen Beanspruchungsmodells realistischer für die nachfolgenden Dauerlaufversuche ist. Der quasistatische Torsionsversuch wird in Anlehnung an [9] mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit von  $0,5^\circ/\text{s}$  bis zu einer Verdrehung von  $5^\circ$

durchgeführt. Anschließend wird das Grenzdrehmoment  $T_{0,1^\circ}$  innerhalb eines Bereichs der irreversiblen Verdrehung der Bauteile von  $0,1^\circ$  ausgewertet. Der Haftbeiwert  $v_{0,1^\circ}$  berechnet sich anschließend mit

$$v_{0,1^\circ} = \frac{2 \cdot T_{0,1^\circ}}{\pi \cdot D_F^2 \cdot I_F \cdot p_F}. \quad (6)$$

Da die Schlupfbewegungen während der folgenden Dauerlaufversuche einen irreversiblen Verdrehwinkel von  $0,1^\circ$  nicht überschreiten, werden im Weiteren die Haftbeiwerte  $v_{0,1^\circ}$  in Tabelle 4 bei der theoretischen Betrachtung der Reibdauerbeanspruchung herangezogen, die nach obenstehender Vorgehensweise bestimmt und über die ausgewertete Probenanzahl arithmetisch gemittelt worden sind.

Tabelle 4: Ermittelte Haftbeiwerte in Abhängigkeit der Beschichtungsart

Versuchsreihe	Haftbeiwert $v_{0,1^\circ}$	Anzahl ausgewerteter Proben
A	0,276 [0,261 ... 0,283]	4
B	0,279 [0,264 ... 0,299]	4
C	0,136 [0,122 ... 0,159]	4

## 6. Untersuchung der Reibdauerbeanspruchung

Die Dauerlaufversuche zur experimentellen Untersuchung der RDB erfolgen auf demselben Prüfstand wie die Versuche zur Ermittlung der quasistatischen Grenzdrehmomente. Die Proben werden mit einem wechselnden Torsionsmoment  $T_w$  bei einer Frequenz von 60 Hz mit  $10^7$  Schwingspielen belastet, wobei die Höhe des Torsionsmoments mit Hilfe des numerischen Beanspruchungsmodells festgelegt wird. Den Dauerlaufversuchen wird eine konstante spezifische Reibarbeit pro Lastzyklus von  $w_R = 0,14 \text{ mJ/mm}^2$  im definierten 3 mm breiten Bereich an der Nabenkante zugrunde gelegt, was in etwa der RDB einer Probe mit dem Haftbeiwert  $v = 0,1$  und einem wirksamen Übermaß von  $U_w = 45 \mu\text{m}$  bei einem gerade noch übertragbaren Drehmoment entspricht. In Tabelle 5 sind die Untersuchungsparameter der nachfolgend ausgewerteten Proben zusammengefasst.

Tabelle 5: Ermitteltes wirksames Übermaß und Torsionsmoment einzelner Proben

Versuchsreihe	Wirksames Übermaß $U_w$ in $\mu\text{m}$		Torsionsmoment $T_w$ in Nm	
	Probe 1	Probe 2	Probe 1	Probe 2
A	47,7	47,6	193	193
B	45,2	44,9	192	191
C	45,5	45,6	164	164 <sup>1)</sup>

1) Trainervorgang: 100.000 LW mit 100 Nm wegen „wandernder“ Relativbewegung unter Nennmoment

Nach den Dauerlaufversuchen werden die Proben durch Aufschneiden der Nabe entlang zweier gegenüberliegender Mantellinien getrennt und der definierte Auswertebereich an der Welle mikroskopiert. Bild 6 zeigt jeweils vier um 90° über den Umfang verteilte Aufnahmen des Auswertebereichs an zwei Proben pro Versuchsreihe. Die Einzelaufnahmen repräsentieren eine Fläche von 3 x 3 mm ausgehend von der Nabenkante am unteren Bildrand.

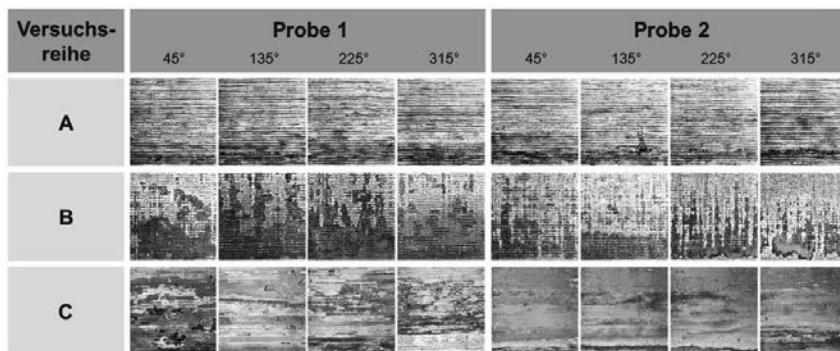


Bild 6: Vergrößerte Aufnahmen des Auswertebereichs (3 x 3 mm) verschiedener Proben

nach einer dynamischen Torsionsbeanspruchung mit  $10^7$  LW

Die Auswertung der Schadensbereiche zeigt bei allen untersuchten Schmierstoffen und Beschichtungen eine erkennbare Oberflächenschädigung, die jeweils unterschiedliche Ausprägungen besitzt. Die Schädigungsbilder verschiedener Proben einer Versuchsreihe sind dabei in allen untersuchten Fällen miteinander vergleichbar und weisen nur geringe Abweichungen entlang der Umfangslinie auf.

Bei der Versuchsreihe A der mit Öl gefügten Proben lässt sich vor allem im Randbereich eine Schädigung der Rauheitsspitzen mit beginnender Reibkorrosion erkennen. Diese nimmt mit steigendem Abstand von der Nabenkante ab, wobei am gegenüberliegenden Ende des

Auswertebereichs kaum eine Oberflächenschädigung erkennbar ist. Dieser Verlauf deckt sich gut mit dem berechneten Verlauf der spezifischen Reibenergie.

Die Versuchsreihe B mit Manganphosphat-beschichteten Proben lässt eine Ausbildung von dunklen Zonen erkennen, die sich grob in zwei Bereiche unterteilen lassen. Im Bereich 1 in der Nähe der Nabenkante ist eine überwiegend geschlossene Fläche erkennbar, welche offensichtlich aus einer Glättung der Phosphatschicht durch die Schlupfbewegung herrührt und auf der nur vereinzelte korrodierte Stellen erkennbar sind. Im Bereich 2, welcher in etwa die zweite Hälfte des Auswertebereichs umfasst, liegen hingegen nur stellenweise dunkel verfärbte Zonen vor, die jedoch deutlich stärkere Korrosionserscheinungen aufweisen.

Die Ausprägung des Bereichs 1 scheint dabei vergleichbar mit dem beobachteten sogenannten Phosphatziehspiegel bei der Untersuchung von phosphatierten Längspressverbänden [5] zu sein und deckt sich auch mit der in [5] festgestellten korrosionsmindernden Wirkung der Phosphatschicht. Das verstärkte Auftreten der Korrosion im Bereich 2 kann unterschiedliche Gründe haben und sollte daher noch detaillierter untersucht werden. Als mögliche Ursache wäre ein Zusammenhang zwischen der initialen Oberflächenglättung, die bei Längspressverbänden wesentlich stärker ausgeprägt ist als bei den hier vorliegenden Querpressverbänden, und der korrosionsmindernden Wirkung der Manganphosphatschicht denkbar. Dies würde sich im Fall umformtechnisch gefügter WNV jedoch relativieren, da die Relativbewegung zwischen Welle und Nabe beim Umformprozess voraussichtlich zu einer vergleichbaren Glättung der Phosphatschicht führt.

Die mit Beruforge 190 D beschichteten Wellen der Versuchsreihe C weisen auch nach der Dauerlaufuntersuchung eine durchgängige Schicht auf, die zwar insbesondere im Bereich der Nabenkante in Umfangsrichtung orientierte Verfärbungen aufweist, jedoch keine wesentlichen Korrosionserscheinungen an den Bauteilen erkennen lässt. Nach dem Trennen bleibt der Schmierstoff sowohl auf der Welle als auch auf der Nabe haften, wobei Bereiche mit aufgetretener Schlupfbewegung ein gleichmäßigeres Erscheinungsbild besitzen als die übrigen Bereiche. Bei der Probe 2 erscheint die Beschichtung grundsätzlich homogener, was sich mit der hier aufgetretenen langsamen relativen Verdrehung der Komponenten während der ersten Lastwechsel unter dem Nenntorsionsmoment erklären lässt. Die bei der Probe 1 unter 45° beobachteten dunklen, fleckenhaften Verfärbungen sind nur an dieser Stelle aufzufinden und nach bisherigen Erkenntnissen nicht auf Reibkorrosion zurückzuführen.

## 7. Zusammenfassung und Ausblick

Im vorliegenden Beitrag wurde eine experimentelle Methode vorgestellt, mit welcher die Einflüsse verschiedener Schmierstoffe auf die Reibdauerbeanspruchung von Welle-Nabe-

Verbindungen in einem definierten Bereich rechnerisch identischer, spezifischer Reibenergie untersucht werden können. Hierfür wurde neben einer Vorgehensweise zur Ermittlung des wirksamen Übermaßes bei dünnwandigen zylindrischen Nabens ein numerisches Beanspruchungsmodell entwickelt, mit dessen Hilfe sich Konfigurationen gleicher Reibdauerbeanspruchung für die experimentelle Untersuchung ermitteln lassen. Erste Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen lassen zudem erkennen, dass die vorgestellte Vorgehensweise grundsätzlich zur Untersuchung des Schmierstoffeinflusses auf die Reibdauerbeanspruchung mikroschlupfanfälliger Welle-Nabe-Verbindungen durch eine Analyse der Schädigungsbilder geeignet ist. Für die Definition geeigneter Kriterien zur Bewertung der Reibkorrosion und Sicherstellung der Übertragbarkeit der Ergebnisse auf allgemeine Fälle müssen jedoch weitere, statistisch abgesicherte experimentelle Untersuchungen unter Einbezug verschiedener Geometrien und Beanspruchungsniveaus herangezogen werden.

### **Danksagung**

Die Autoren bedanken sich bei den Unternehmen CARL BECHEM GmbH und ZWEZ-CHEMIE GmbH für die freundliche Unterstützung durch das Bereitstellen von Schmierstoffen und die Durchführung von Probenbeschichtungen.

## 8. Literaturverzeichnis

- [1] Leidich, E.: Beanspruchung von Pressverbindungen im elastischen Bereich und Auslegung gegen Dauerbruch, Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, 1983
- [2] DIN 7190: Pressverbände - Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln, Deutsches Institut für Normung e.V., Breuth Verlag, Berlin, 2001
- [3] Dörr, F.; Funk, M.; Liewald, M.; Binz, H.: Determination of friction coefficients of interstice of a shaft-hub-connection manufactured by lateral extrusion. In: 6<sup>th</sup> ICTMP; doi: 10.4028. Darmstadt, 2014, S. 659-670
- [4] Gropp, H.: Das Übertragungsverhalten dynamisch belasteter Preßverbindungen und die Entwicklung einer neuen Generation von Preßverbindungen, Habilitationsschrift, Technische Universität Chemnitz, 1996
- [5] Steinhäuser, S.; Wielage, B.; Dietrich, D.; Lampke, T.; Gropp, H.: Phosphatschichten gegen Passungsrost an Welle-Nabe-Pressverbindungen und als Übertragungselement für Kräfte und Momente in Pressverbindungen, Eugen G. Leuze Verlag, 1/2008, S. 5-24
- [6] Reinholtz, R.: Tragfähigkeit von P3G-Welle-Nabe-Verbindungen bei Dauerschwingbeanspruchung, Dissertation, Technische Universität Berlin, 1994
- [7] Funk, M.; Dörr, F.; Binz, H.; Liewald, M.: Übertragungsfähigkeit mittels Quer-Fließpressen hergestellter Welle-Nabe-Verbindungen mit polygonaler Nabenninnengeometrie bei zyklischer Torsionsbeanspruchung. In: VDI-Bericht 2238, Karlsruhe, 2014, S. 201-212
- [8] Kollmann, F.: Welle-Nabe-Verbindungen – Gestaltung, Auslegung, Auswahl, Springer-Verlag, Berlin, 1984
- [9] Ruiz, C.; Chen, K.C.: Life assessment of dovetail joints between blades and discs in aero-engines. Fatigue of Engineering Materials and Structures, Institute of Mechanical Engineers, London, 1986, S. 187-194
- [10] Gräfensteiner, M.: Analyse und Synthese charakterisierender Kennwerte zur funktionsgerechten Gestaltung von Wirkflächenpaaren in reibschlüssigen Verbindungen, FVV-Abschlussbericht, Heft 1077, 2015



# Auswahl, Gestaltung und Dimensionierung selbstschneidender und -formender Welle-Nabe-Verbindungen

DI Dr. Michael Bader,

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik, TU Graz

## 1. Kurzfassung

Das hohe Potential selbstschneidender und -formender Verbindungen, insbesondere Rändelverbindungen, zur Belastungsübertragung wurde experimentell nachgewiesen [3], [6]. Weitere Vorteile sprechen ebenfalls für diesen Verbindungstyp. Als Alternativen zu konventionellen Welle-Nabe-Verbindungen finden bisher trotzdem lediglich wenige, vor allem für Großserienanwendungen spezifisch entwickelte Ausführungen, Anwendung. Grund hierfür ist die Vielzahl an Einflussgrößen und die oftmals geringe Robustheit der Eigenschaften bei Streuung relevanter Parameter.

Zwar existiert eine versuchsgestützte bzw. numerische Beschreibung des Füge- und Übertragungsverhaltens für eingeschränkte Untersuchungsbereiche (exemplarisch seien hier [1], [2], [3], [5], [6] genannt). Eine umfassende und hinreichende Beschreibung und darauf aufbauend die Möglichkeit der allgemeingültigen, analytischen Auslegung und Gestaltung der Verbindung ist bis dato nicht möglich. Daher muss im Vorfeld einer möglichen Praxisanwendung immer ein im Vergleich zu konventionellen Welle-Nabe-Verbindungen komplexerer Entwicklungsprozess stattfinden. Die versuchstechnische Verifizierung erscheint dabei unumgänglich.

In diesem Beitrag wird ein Leitfaden vorgestellt, der eine mögliche methodische Vorgehensweise für diesen Entwicklungsprozess zeigt.

## 2. Inhalt und Ziel

Ziel dieses Beitrages ist es, eine Hilfestellung bei der Auswahl, Gestaltung, Dimensionierung und Absicherung selbstschneidender und -formender Welle-Nabe-Verbindungen zu geben. Dafür wird ein Leitfaden vorgestellt, der als methodische Hilfestellung zu verstehen ist, ohne den Anspruch auf Allgemeingültigkeit zu erheben oder als hinreichendes Entwicklungstool zu verstehen sein soll.

Der Leitfaden zeigt die wesentlichen Schritte von der Definition der Anforderungen bis zur versuchsgestützten Absicherung, die jeweils relevanten Aspekte sind angeführt.

So wird für einen möglichen konkreten Anwendungsfall eine Hilfestellung gegeben um:

- Abschätzen zu können, ob eine selbstschneidende oder -formende Verbindung im Vergleich zu konventionellen Verbindungen eine taugliche Alternative darstellen kann.
- Die Auslegung und konstruktive Gestaltung der Verbindung durchführen zu können.
- Die Absicherung der Verbindung – von der Fertigung bis zum Einsatz – vornehmen zu können. Dabei wird in diesem Beitrag eine versuchsgestützte Methode behandelt. Numerische Methoden werden nicht betrachtet, wobei diese natürlich einen wertvollen Beitrag leisten können.

Dabei stellt dieser Leitfaden eine methodische Hilfestellung dar. Dessen Anwendung – ein komplexer Auslegungsprozess – erfordert die Schaffung oder Nutzung einer Erfahrungsbasis, bzw. bedingt eine Vielzahl erfahrungsbasierter Entscheidungen. Daher sind Fachfremde nicht der Adressatenkreis.

### **3. Leitfaden zur versuchsgestützten Auslegung und Absicherung selbstschneidender und -formender Welle-Nabe-Verbindungen**

Der Leitfaden (Abbildung 1) zeigt die wesentlichen Schritte von der Definition der Anforderungen bis zur versuchsgestützten Absicherung. Dabei ist an drei Stellen die Entscheidung zu treffen, ob eine weiterführende Bearbeitung zielführend erscheint. Des Weiteren sind drei Iterationsschleifen angeführt, die eine besser beherrschbare Verbindung als Ergebnis hervorbringen sollen.

#### **a. Abschätzung der Tauglichkeit**

Typischerweise wird in der Praxis eine Alternative zu konventionellen Welle-Nabe-Verbindungen gesucht, wenn diese an ihre beanspruchungsbedingten Auslegungs- oder Anwendungsgrenzen stoßen. Dies kann im Neukonstruktionsprozess, der Variantenbildung/Modifikation bestehender Systeme oder bereits im Betriebseinsatz auftreten. Des Weiteren sind von der Anwenderseite Aspekte, wie die mögliche Senkung der Herstellkosten oder die Robustheit des Systems, als Motivation zu nennen.

Das kann bedeuten, dass relevante Auslegungsgrößen wie Belastungsart und -höhe, Werkstoffe oder geometrische Größen, wie der Bauraum, bereits definiert sind, oder einige dieser Größen bei einer existierenden Ausführung entsprechend gegeben sind.

Auch eine Vielzahl von Rahmenbedingungen oder geforderte Zusatzfunktionen wie beispielsweise Anforderungen an Laufgüte, Dichtfunktion oder Austauschbarkeit der Komponenten, kann bereits festgelegt sein.

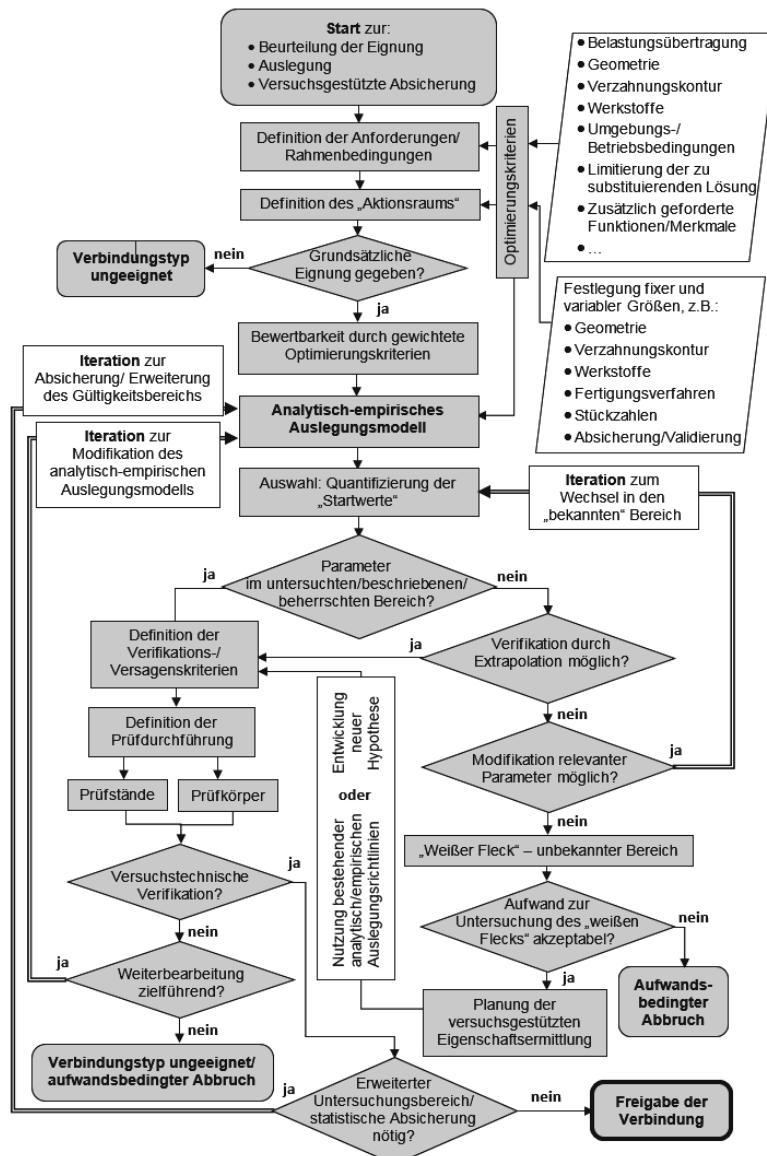


Bild 1: Leitfaden zur versuchsgestützten Auslegung und Absicherung selbstschneidender und –formender Welle-Nabe-Verbindungen

Von zentraler Bedeutung ist hierbei die Abklärung, ob und in welchem Umfang die zuvor beschriebenen Größen und Bedingungen gegebenenfalls verändert werden können. Des Weiteren ist es relevant, welche Restriktionen für noch nicht definierte Größen und Eigenschaften gelten um somit den „Aktionsraum“ für die Gestaltung und Auslegung definieren zu können.

Dabei sind als Entscheidungsgrundlage gewichtete Optimierungskriterien zu sehen. Erfahrungsbasiert wird der Einfluss der relevanten Parameter auf das Füge- und Übertragungsverhalten bestimmt. Als Hilfestellung können die Ergebnisse entsprechender Untersuchungen (beispielsweise [1], [2], [3], [4], [6]) dienen. Oftmals ist eine qualitative Bewertung an dieser Stelle ausreichend.

So kann in dieser frühen Definitionsphase eine Beurteilung der grundsätzlichen Eignung selbstschneidender und –formender Verbindungen erfolgen. Von Bedeutung ist, dass eine an die Eigenschaften selbstschneidender bzw. selbstformender Verbindungen angepasste Gestaltung vorgenommen wird. Eine Substitution ohne Anpassung ist typischerweise nicht möglich oder zielführend.

An dieser Stelle zeigt der Leitfaden einen ersten „Exit“. Für einen konkreten Anwendungsfall wäre in dieser Phase eine Entscheidung möglich, ob der Entwicklungsprozess fortgeführt oder abgebrochen werden soll, ohne dass bis hierhin ein großer Aufwand angefallen wäre.

#### b. Auslegung und Gestaltung der Verbindung

Bei Weiterführung des Prozesses sind „Startwerte“ für relevante Parameter zu definieren. Entsprechend der existierenden Erfahrungs- oder Datenbasis bzw. erfahrungsbasierter Auslegungsmodelle ist es zweckmäßig, sich im bekannten, bzw. beschreibbaren Bereich zu bewegen. Dies kann in einer Iteration durch Anpassung der Größen erreicht werden. Kann oder will man den unbekannten Bereich, den „weißen Fleck“, nicht verlassen, stellt dies entweder ein Abbruchkriterium oder den Anstoß zur Erlangung eines versuchsgestützten Erkenntnisgewinns dar. Ziel des zweiteren ist es, den Gültigkeitsbereich der Auslegungsmodelle zu erweitern.

Des Weiteren ergeben sich entsprechend der Anforderungen an die Verbindung, neben den bereits dargestellten Restriktionen und Freiheitsgraden, eine Vielzahl an grundsätzlich möglichen Herstellungs- und Ausführungsformen. Dabei sind sowohl Aspekte der Herstellung, des Fügevorgangs, als auch der Belastungsübertragung von Relevanz.

Neben dem Vorteil der einfachen Fertigung, weist das Rändeln Nachteile wie wenig robustes Verhalten bei Veränderung von herstellungsrelevanten Größen und somit stark streuende Eigenschaften bezüglich der Belastungsübertragung oder tendenziell hohe Gestaltabweichungen auf.

chungen auf. Das Prinzip der Erzeugung einer Gegenkontur beim Fügevorgang mit einer Kontur auf Welle oder Nabe ist dabei nicht an eine bestimmte Kontur oder eines Herstellverfahren gebunden. Versuche mit Evolventenzahnwellen haben gute Ergebnisse erzielt [5]. Auch diverse Zykloidenformen scheinen geeignet zu sein [7], [8]. Neben spanender Kontur-erzeugung der Primärverzahnung ist auch eine umformtechnisch erzeugte Kontur, die in der Großserienherstellung Anwendung findet, denkbar.

Generell tritt ein Nachteil vieler formschlüssiger Verbindungstypen – die aufwendige Herstellung der Nabekontur – bei selbstschneidenden bzw. -formenden Verbindungen nicht auf, da die Erzeugung der Gegenkontur mit Hilfe der Primärverzahnung beim Fügeprozess erfolgt. Für alle Konturformen kann die Auslegung als vorwiegend schneidende oder umformende Verbindung erfolgen. Im Wesentlichen wird dies durch den Spanwinkel <sup>3</sup> definiert. Stark positive Spanwinkel ergeben einen umformenden Fügeprozess, negative Spanwinkel führen zu spanender Formgebung der Gegenverzahnung. Abbildung 2 stellt dies für eine Rändelverzahnung dar.

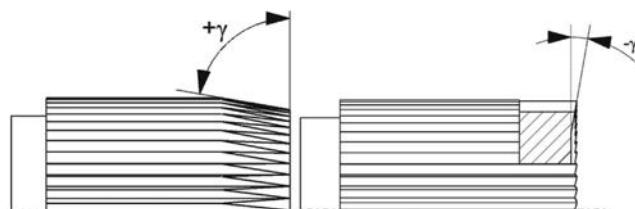


Bild 2: Stark positiver Spanwinkel (links), negativer Spanwinkel (rechts)

Grundsätzlich weisen Verbindungen mit spanend erzeugten Gegenkonturen andere Eigenschaften auf, als jene die umformend erzeugt wurden. Erstere verursachen eine geringere Nabbelastung sowie keine nennenswerte Nabenaufweitung. Eine dünnwandige Nabendimensionierung mit hohem Nabendurchmesserverhältnis  $Q$  ist möglich. Abhängig von Werkstoffpaarung und Verbindungslänge (und somit abhängig von der übertragbaren Belastung) sind Naben bis etwa  $Q = 0,75$  aus Sicht der Beanspruchbarkeit noch günstig. Abbildung 3 zeigt eine entsprechende Aluminiumnabe.



Bild 3: Dünnwandige Aluminiumnabe einer spanend erzeugten Verbindung mit  
 $Q = 0,76$  und 25 mm Außendurchmesser

Ohne geeignete Maßnahmen neigen diese jedoch häufig zu Spiel in Umfangsrichtung mit entsprechend negativer Auswirkung auf das Übertragungsverhalten bei dynamischer Belastung.

Umformend erzeugte Verbindungen weisen Prinzip bedingt eine Aufweitung und somit einen höheren Fugendruck auf. Reproduzierbarkeit und Robustheit gegenüber Änderung herstellungsrelevanter Parameter werden dadurch begünstigt. Auch eine positive Wirkung auf Spielfreiheit und in weiterer Folge Eignung zur dynamischen Belastungsübertragung ist oftmals gegeben. Damit geht jedoch eine höhere Nabenschwundbelastung einher, die wiederum in der Dimensionierung berücksichtigt werden muss, bzw. Nabenschwund als Schadensart begünstigt.

Für die Auslegung der Verbindung ist der Fügevorgang und das Belastungsübertragungsverhalten von zentralem Interesse. Durch analytisch/empirische Modelle wird versucht, beide Aspekte zu beschreiben [6]. Deren Gültigkeit und Grenzen sind begrenzt und werden laufend erweitert. Als Dimensionierungsgrenze kann in Bezug auf die Funktionserfüllung die Flächenpressung sowie das Schubbruchmoment bezüglich des maximal übertragbaren Moments angesehen werden.

Neben der Belastungsübertragung als Zielgröße in der Auslegung können weitere Kriterien und Anforderungen Einfluss auf die Gestaltung haben. In [5] wird ein Überblick über die vielseitigen Aspekte in Form einer Mindmap gegeben.

Interessant erscheint auch die Tatsache, dass selbstschneidende und -formende Verbindungen nicht nur als klassische WNV zur Torsions- oder Biegebelastung mit dem Ziel hoher Belastungsübertragung Anwendung finden können. Auch zum Toleranzausgleich oder zur Bauteilfixierung mit untergeordneter oder ohne erforderliche Belastungsübertragung können diese eingesetzt werden. Dies ist besonders bei geringen Fugendurchmessern im Vergleich zu Pressverbänden zielführend, da letztere mit sinkendem Fugendurchmesser einen geringeren Anteil des Übermaßes (wirksames Übermaß  $z_{\min}$ ) zur Belastungsübertragung nutzen können. Abbildung 4 stellt dies dar.

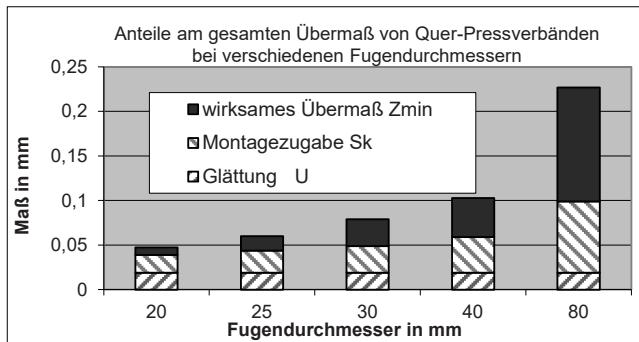


Bild 4: Rechnerischer Anteile am Übermaß von Querpressverbänden, abhängig vom Fugendurchmesser

### c. Verifikation der Verbindung

Beginnend bei Vorstudien bis hin zu Serienanwendungen ist die Verifikation der Eigenschaften von zentraler Bedeutung. Die Absicherung des Verhaltens erfolgt im hier gezeigten Leitfaden versuchstechnisch. Die qualitative und quantitative Beurteilung ist dabei erfahrungsstützt. Numerische Methoden können ergänzend oder alternativ eingesetzt werden [1], [2], [3]. Das langfristige Ziel ist jedoch eine allgemeingültige Beschreibung, wofür hier ein Beitrag geleistet werden soll.

Die Verifikation kann und soll in allen Phasen des Entwicklungsprozesses und der Anwendung erfolgen. Dies betrifft die Herstellung, Montage und die Testung, bzw. den Betrieb. Ein Erkennen und Beurteilen der Eigenschaften in frühen Phasen ist anzustreben, um zeit- und kostenoptimal zu agieren. Die Beurteilung und Verifikation erfolgt wie die Auslegung erfahrungsorientiert. Aufgrund der werkstoffkundlich und geometrisch schwer beschreib- / beherrschbaren und komplexen Situation ist besonderes Augenmerk auf die Robustheit des Verbindungssystems zu legen. Das Erkennen und Erfassen der relevanten Einflussgrößen stellen eine hohe Anforderung dar, die nötige breite statistische Absicherung bedingt daher einen hohen Aufwand. Die entsprechenden Methoden und Prüfstände werden in [4], [5] und [6] dargestellt. In [5] werden die einzelnen Beurteilungskriterien diskutiert sowie die folgend angeführte Unterteilung, in denen die Eigenschaftserfassung und Verifikation stattfinden kann, vorgenommen.

- Das Verhalten beim Herstellprozess der Verzahnung
- Die Oberfläche der schneidenden bzw. formenden Verzahnung

- Das Verhalten beim Fügen
- Das Verhalten bei Übertragung von statischer und dynamischer Belastung

Anspruchsvoll erweist sich die Definition und Quantifizierung eines Versagenskriteriums, da einerseits bei Nichterfüllung eines Kriteriums (z.B.: Überschreitung eines zulässigen Spiels) die Funktion (Belastungsübertragung) noch gegeben sein kann, andererseits jedoch ein Vorranschreiten der Schädigung und letztendlich ein Versagen auftreten kann. Die Vielzahl an möglichen Beanspruchungs- und Schadensarten vergrößert zusätzlich die Komplexität.

#### 4. Ausgewählte Beispiele

Exemplarisch sollen hier anhand zweier Beispiel interessante Aspekte bei der Abschätzung der Eignung und wenn diese positiv ausfällt, die Auslegung und Gestaltung selbstschneidender-/formender Welle-Nabe-Verbindungen gezeigt werden. Beiden Beispielen gemein ist der Umstand, dass Alternativen zu bereits ausgeführten Welle-Nabe-Verbindungen gesucht wurden. Entsprechend kann aus Geheimhaltungsgründen weder eine Darstellung der Konstruktion, noch eine genaue Angabe relevanter Größen stattfinden. Daher findet nur eine kurze Erläuterung statt.

Das erste Beispiel stellt eine Verbindung in einem mechatronischen Aktuator dar. Grundsätzliche Aufgabe der Welle-Nabe-Verbindung ist die spielfreie Positionierung und Unempfindlichkeit gegenüber Maßtoleranzen bei geringen Fertigungskosten und Eignung für hohe Stückzahlen. Die Belastungsübertragung stellt eine untergeordnete Anforderung dar. Im bestehenden System kam ein Pressverband zum Einsatz. Abbildung 4 lässt erkennen, dass der sehr geringe Fugendurchmesser empfindlich auf Maßtoleranzen reagiert. Bei der Auslegung der Rändelverbindung zeigten sich Einpresskraft und Nababenbelastung als limitierende Größen. Die Gestaltung der Schneidkantengeometrie in Abstimmung mit dem Übermaß ergaben eine robuste und sichere Ausführung. Die Positioniergenauigkeit wurde durch Nachbearbeitung der Welle nach der Rändelherstellung erreicht. Das Ziel einer großserientauglichen und gegenüber Fertigungstoleranzen robusten Lösung wurde erreicht.

Das zweite Beispiel ist im Bereich der Fahrzeugtechnik angesiedelt. Bei einer Fahrwerkskomponente, die typischerweise mittels Pressverband gefügt wird, erforderten laufend gestiegerte Anforderungen an die Belastungsübertragung einen erhöhten Bauraum, der wiederum aufwendige Adaptionen benachbarter Komponenten mit sich zog. Ziel war die Reduzierung des Nabendurchmessers bei gleichbleibender Übertragungsfähigkeit. Als anspruchsvoll stellte sich die Komplexität der geometrischen Gestaltung der Verbindung in Abstimmung mit der Festigkeits- und Steifigkeitsauslegung benachbarter Komponenten heraus. Das hohe Potential der Rändelverbindung liegt hierbei in der Möglichkeit, mit dünnwandiger Nabe aus-

geführt werden zu können. Ein Zielkonflikt ergibt sich durch den Wunsch der Reduktion des Außendurchmessers und der Forderung einer sicheren Drehmomentübertragung und dem damit verbundenen Anstieg des Fugendurchmessers. In Verbindung mit dem bisher noch nicht untersuchten großen Fugendurchmesser stehen hier dem hohen Potential der große Aufwand zur experimentellen Entwicklung und Absicherung gegenüber.

## 5. Zusammenfassung

Selbstformende und –schneidende Verbindungen zeigen nachweislich eine hohe Belastungsübertragungsfähigkeit und weitere positive Eigenschaften, jedoch ist deren Auslegung und Gestaltung nicht umfassend und hinreichend allgemeingültig beschreibbar.

Der in diesem Beitrag vorgestellte Leitfaden soll dazu beitragen, für mögliche praxisrelevante Anwendungsfälle rasch beurteilen zu können, ob dieser Verbindungstyp grundsätzlich eine vorteilhafte Alternative zu etablierten Welle-Nabe-Verbindungen darstellen kann. Falls dies gegeben ist, kann mit Hilfe des Leitfadens eine effiziente und effektive Auslegung und Absicherung durchgeführt werden. Dabei soll bei Nutzung des Leitfadens auf bereits erarbeitete analytisch-empirische Auslegungsmodelle zurückgegriffen werden. Die Ausführungen in diesem Beitrag beschränkt sich auf die versuchsgestützte Verifikation.

Mit Hilfe des Leitfadens können Entwicklungsaufwand und Potential möglicher Anwendungsfälle besser abgeschätzt werden. So soll dazu beigetragen werden, Erfolg versprechende Applikationen effizient umsetzen zu können und hohe Aufwände für Anwendungsfälle mit geringem Potential zu vermeiden.

## Literatur

- [1] Lohrengel, A.; Mänz, T.; Schäfer, G.: Untersuchungen an Pressverbindungen mit gerändelter Welle; 16. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2014, 5./6.11.2014, VDI-Berichte 2238, S. 119-130, ISBN 978-3-18-092238-6
- [2] Lätzter, M., Leidich, E., Kleditzsch, S., Awiszus, B.: Gestaltung und Berechnung von Stahl-Aluminium Rändelpressverbänden; 6. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2014 Dimensionierung - Fertigung - Anwendungen, 5-6 November, 2014, Karlsruhe, ISBN 978-3-18-092238-6
- [3] Awiszus, B; Kleditzsch, S.: Untersuchung des Fügevorgangs von RPV unter Nutzung der FEM Verlag www.utfscience.de, IV/2011 (aufgerufen am 04.10.2016)
- [4] Bader, M.: Untersuchungen von Rändel-Welle-Nabe-Verbindungen mit am Praxiseinsatz orientierten Randbedingungen. VDI-Berichte 2176, S.105-116, 5. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen, Nürtingen, VDI Verlag GmbH, ISBN 978-3-18-092176-1, Düsseldorf, 2012
- [5] Bader M.: Selbstspannende und –formende Welle-Nabe-Verbindungen, Ausführungen, Eigenschaften und Einflussgrößen. VDI-Berichte 2238, S. 241 – 246, 6. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen, Karlsruhe, VDI Verlag GmbH, ISBN 978-3-18-092238-6, Düsseldorf, 2014
- [6] Bader, M.: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung. Graz, TU, Dissertation, 2009
- [7] Ziaeи, M. 2010: Anpassungsfähige kontinuierliche Innen- und Außenkonturen für formschlüssige Verbindungen auf Basis der Zykloiden, VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindung, Wieloch, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf
- [8] Ziaeи, M. 2012: Optimale Welle-Nabe-Verbindungen mit mehrfachzyklischen Profilen, VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindung Nürtingen, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf



# Numerische Analyse des Montage- und Übertragungsverhaltens von Rändelpressverbänden

## Numerical Analysis of Assembly and Transmission Behavior of Knurled Interference Fits



Dr.-Ing. **T. Gerstmann**, Prof. Dr.-Ing. habil. Dipl.-Math. **B. Awiszus**,  
Institut für Werkzeugmaschinen und Produktionsprozesse,  
Professur Virtuelle Fertigungstechnik, Technische Universität Chemnitz;  
M.Sc. **L. Suchý**, Prof. Dr.-Ing. **E. Leidich**, VDI,  
Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik,  
Professur Konstruktionslehre, Technische Universität Chemnitz

### Kurzfassung

Im vorliegenden Beitrag werden die numerischen und experimentellen Untersuchungen zum Einpressverhalten sowie zum anschließenden Torsionsverhalten von Rändelpressverbänden präsentiert. Die numerische Analyse des Verformungs- und Verfestigungszustands sowie die axiale und radiale Fugendruckverteilung bilden in Abhängigkeit der Geometrie- und Werkstoffparameter eine wichtige Grundlage für die Versagensvorhersage des Rändelpressverbandes. Am Beispiel einer Flanschnabengeometrie wird zunächst der Einfluss der Nabendicke auf Basis experimenteller Untersuchungen vorgestellt. Die Schritte der erstmalig vollzogenen durchgängigen numerischen Simulation von Füge- und Torsionsvorgang mit der Finite-Elemente-Methode werden abschließend aufgezeigt.

### Abstract

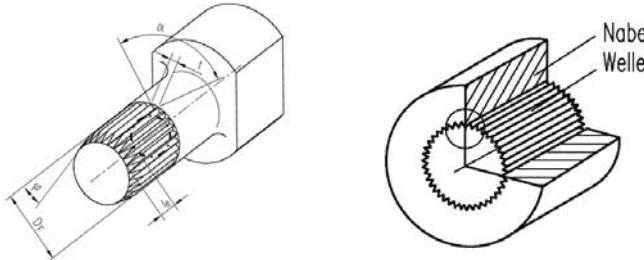
This paper describes numerical and experimental investigations of the joining process and the resulting transmission behavior of knurled interference fits. The numerical analysis of the deformation and strain hardening state as well as the axial and radial groove pressure distribution depending on the geometry and material parameters are an important basis for the failure prediction of the knurled interference fits. Using the example of a flanged hub, the influence of the hub thickness is experimentally investigated. For the first time, the methodology for a continuous numerical simulation of the joining process and torsional loading by means of the finite elements method are presented, subsequently.

## 1. Einleitung

Der Trend zum Leichtbau erfordert auch bei Welle-Nabe-Verbbindungen dünnwandige Strukturen mit veränderlichen Querschnitten, die die Hersteller zur unkonventionellen Verbindungslösungen zwingen. Ein Beispiel dafür ist der Rändelpressverband (RPV), bei dem eine mit Rändelung und Übermaß versehene Welle oder Nabe im axialen Fügeprozess durch plastische Kaltumformung ein Gegenprofil in der Wirkfläche des weicheren Fügepartners erzeugt. Es ist unbestritten, dass derzeit die Potentiale des RPV nicht voll ausgeschöpft werden. Ursache dafür sind die nicht ausreichenden theoretischen Grundlagen zur Berechnung und Gestaltung, weswegen derzeit bei jedem Einsatzfall aufwändige Versuche unumgänglich sind.

Im Rahmen eines Forschungsvorhabens an der Technischen Universität Chemnitz wird derzeit eine Auslegungsrichtlinie für torsionsbeanspruchte, axial gefügte RPV erarbeitet. Voraussetzung dafür ist ein Modell, welches nicht nur das Versagen von RPV abbilden soll, sondern anhand physikalischer Auslegungsparameter eine nachvollziehbare Berechnung der Verbindung ermöglicht. Die Abbildung des RPV durch die FEM-Simulation des Fügevorgangs sowie des anschließenden Torsionsvorgangs ist nicht nur für die Untersuchung maßgebender Parameter bedeutungsvoll. Die angestrebte Simulationsguideline soll dem Anwender als Auslegungsgrundlage dienen, damit der RPV bereits in der Entwurfsphase beanspruchungsgerecht gestaltet werden kann.

Abhängig vom Fasenwinkel  $\varphi$  (Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.) wird grundsätzlich zwischen einem schneidendem und einem formenden Fügevorgang unterschieden. Die Erzeugung des Rändelgegenprofils ist im schneidendem Fall mit einer spanabhebenden Fertigung vergleichbar, während der umformende Prozess große Verformungen und dadurch eine Verfestigung des weicheren Fügepartners verursacht. In beiden Fällen erzeugt der härtere Fügepartner mit Rändelung das Gegenprofil beim Fügen, so dass eine perfekte Passform entsteht und keine Toleranzbetrachtung der Gegenverzahnung erforderlich ist.



Mit Hilfe experimenteller Untersuchungen eines RPV wurde der Einfluss verschiedener Parameter auf das übertragbare Drehmoment in zahlreichen Forschungsvorhaben bereits erforscht. Da bei der Fertigung eine Außenbearbeitung im Allgemeinen eine größere Fertigungsbandbreite gegenüber der Innenbearbeitung erlaubt, ist die Verbindung einer harten gerändelten Welle mit weicherer Nabe nicht nur Gegenstand aktueller Forschung, sondern schon seit Jahren ein fester Bestandteil von industriellen Anwendungen bei Unternehmen wie BMW, Continental Automotive, SEW, Thyssenkrupp oder Wittenstein [2–4, 7, 11, 12].

BADER [1] untersuchte bei einer schneidend gefügten Rändelverbindung die Parameter Werkstoffpaarung, tragende Höhe, Konizität der Rändelung, Rändelteilung und das Nabendurchmesserverhältnis. Aus diesen Untersuchungen wurde ein empirisch-analytischer Zusammenhang für die Auslegungsberechnung der „selbstschneidenden Welle-Nabe-Verbindung“ [1] abgeleitet:

$$M_{t,max} = K_h \cdot K_K \cdot \frac{\tau_B \cdot (d_{nenn} + t)^2 \cdot \pi \cdot [l \cdot K_{Tl} \cdot K_{dl} \cdot K_{Ql} \cdot \frac{t}{2} \cdot K_T \cdot K_d \cdot K_Q]}{2 \cdot S} \quad (1)$$

$K_h$	... Zahnhöhenfaktor	$K_{dl}$	... Längenabhängiger Wert
			$K_d$
$K_K$	... Konusfaktor	$K_{Ql}$	... Längenabhängiger Wert
			$K_Q$
$\tau_B$	... Schubstreckgrenze	$K_T$	... Teilungsfaktor
$d_{nenn}$	... Rändelnenndurchmesser	$K_d$	... Durchmesserfaktor
$t$	... Teilung	$K_Q$	... Nabendickenfaktor
$K_{Tl}$	... Längenabhängiger Wert $K_T$	$S$	... Sicherheit
$l$	... Tragende Länge		

Eine wichtige Erkenntnis von BADER bezüglich der Werkstoffpaarung ist das Mindesthärteverhältnis der Verbindungspartner von „1,8“, welches z.B. durch eine Kombination von 16MnCr5 (einsatzgehärtet) und S235JR gegeben ist [1].

LÄTZER weist in seinen Untersuchungen [8] ein um 40 % höheres übertragbares Drehmoment bei formendem im Vergleich zu schneidendem Fügevorgang nach. Für die Materialpaarung Stahl 100Cr6 / Aluminium EN AW-6082 wurde eine analytische Beschreibung für die Auslegung und das Versagen eines dickwandigen RPV ( $Q_A < 0,5$ ) in Abhängigkeit der Geometrieparameter und der Werkstoffkennwerte angegeben (Gl. (2)). Mithilfe dieser experimentellen Ergebnisse kalibrierte KLEDITZSCH [6] im gemeinsamen Forschungsvorhaben ein numerisches Modell mit der Finite-Elemente-Methode und

erweiterte die Parametervariation, um eine genauere Beschreibung der geometrischen Einflüsse in der analytischen Formel abbilden zu können (Gl. (2)) [6].

$$T_{\tau_s} = D_W / 2 \cdot t \cdot l_F \cdot z \cdot \tau_s(\varepsilon_{RPV}^{pl}) \quad (2)$$

$D_W$  ... Wellendurchmesser

$t$  ... Teilung

$l_F$  ... tragende Rändellänge

$z$  ... Zähnezahl

$\tau_s(\varepsilon_{RPV}^{pl})$  ... kritische Schubspannung abhängig von Umformgrad des RPV

Die Berücksichtigung der Kaltverfestigung erfolgt durch die kritische Schubspannung  $\tau_s$  als

$$\begin{aligned} \varphi \leq 60^\circ &\Rightarrow \text{Überwiegend formender Fügevorgang} \\ \varphi \geq 60^\circ &\Rightarrow \text{Überwiegend schneidender Fügevorgang} \end{aligned} \quad (3)$$

Funktion des Umformgrades, der vom Fasenwinkel  $\varphi$  abhängt (Gl. (3)).

Weitere deutsche sowie internationale Forschungseinrichtungen untersuchen experimentell die Drehmomentübertragbarkeit einer gegenprofil-erzeugenden Welle-Nabe-Verbindung, geben aber keine Hinweise zur Auslegung an [5, 10].

Mit Ausnahme von LÄTZER&KLEDITZSCH wurden bisher keine wissenschaftlich fundierten numerischen Untersuchungen des Füge- und Betriebszustandes durchgeführt. Die vorhandenen Veröffentlichungen präsentieren numerische Ergebnisse nur mit wenig wissenschaftlicher Aussagekraft teilweise auch wegen der Geheimhaltung der Unternehmen.

## Fazit

Die vorhandenen analytischen Forschungsergebnisse beziehen sich immer auf eine Nabenzwandstärke mit konstanten Steifigkeitsverhältnissen. Die Beschreibung des Einflusses von  $Q_A$  und von Nabenzflanschgeometrie auf die Einpresskraft und auf die statische Drehmomentübertragbarkeit müssen experimentell und numerisch untersucht werden.

Die Notwendigkeit einer durchgängigen Simulation des Füge- und Betriebszustandes bei der Auslegung folgt aus den heterogenen Anwendungssituationen in der Praxis. Die Nabenzform und -dicke kann in komplizierten Anwendungsfällen nicht immer durch analytische Gleichungen ausreichend genau erfasst werden. Unsymmetrische Steifigkeitsverhältnisse der Nabengeometrien verursachen unstetige Verfestigungs- und Kontaktspannungsverläufe in axialer Richtung, die fundamental für die Betriebsdauerabschätzung des RPV sind und nur numerisch durch eine FEM-Berechnung quantifiziert werden können.

## 2. Experimentelle Voruntersuchungen

Die numerische Modellbildung muss durch experimentelle Füge- und Torsionsversuche validiert werden. Die in [13] verwendete Rändelgeometrie RAA nach DIN 82 an der Welle aus 100Cr6 wurde wie bei LÄTZER [6, 8, 9] durch rekursives Axialformen mit derselben Werkzeugmatrix hergestellt. Die Nabe wurde aus rundem Halbzeugmaterial EN AW-6082 T6 (AlSiMg1) gefertigt. Die Parameter des RPV sind in **Tabelle 1** und die Materialkennwerte in **Tabelle 2** aufgelistet.

Tabelle 1: Versuchsparameter

Fugendurchmesser $D_F$	30 mm
Fasenwinkel der Welle $\varphi$	5°; 45°; 90°
Tragende Länge $l_{tr}$	5,0 mm
Durchmesserverhältnis der Nabe $Q_A = D_f/D_A$	0,50; 0,65; 0,83
Geometrisches Übermaß $U_{Geo}$	0,66 mm
Rändelöffnungswinkel $\alpha$	103°
Rändelteilung $t$	1 mm

Tabelle 2: Werkstoffkennwerte

Werkstoffkennwert	Einheit	EN AW-6082-T6 (AlSiMg1)	100Cr6 gehärtet [8]
0,2 % Dehngrenze $R_{p0,2}$	N/mm <sup>2</sup>	309	-
Zugfestigkeit $R_m$	N/mm <sup>2</sup>	340	2525
Bruchdehnung $A$	%	14	-
Härte $HV1$	-	112	758

Die unsymmetrische Steifigkeit in axialer Richtung ist gegeben durch die prüfstandsbedingte Flanschgestaltung der Nabe. Die höhere radiale Steifigkeit auf der Flanschseite der Verbindung führt zur Verringerung des Fugendruckes auf der Wellenseite (**Bild 1**). Aus diesem Grund befindet sich auf der Wellenseite der Nabe ein Versteifungsabschnitt von 3 mm Länge.

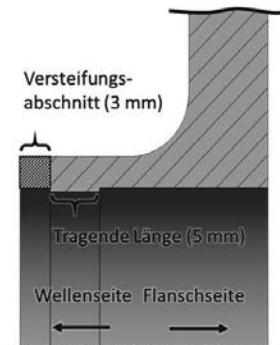


Bild 1: Nabengeometrie mit tragender Länge und Versteifungsabschnitt

Während des Fügevorgangs wird die Einpresskraft über den Fügeweg erfasst. Nach einer Standzeit von 24 Stunden wurde im Torsionsprüfstand die statische Drehmomentübertragbarkeit des RPV ermittelt. Die aufgenommenen Kraft- und Momentverläufe dienen zur Kalibrierung der numerischen Simulation (siehe **Abschnitt 0**).

**Bild 2** zeigt den Einfluss des Wellen-Fasenwinkels und der Nabendicke auf das maximal übertragbare Drehmoment. Zunächst kann der drehmoment-erhöhende Einfluss des formend hergestellten RPV bei dickwandigen Naben bestätigt werden (**Bild 2**). Mit sinkender Nabewandstärke verringert sich die Verfestigungswirkung am Rändelgegenprofil der Nabe, weswegen das übertragbare Drehmoment im Fall  $Q_A = 0,83$  bei geprüften Wellen-Fasenwinkeln annähernd gleiche Werte aufweist (Kreispunkte im **Bild 2**). Die mikroskopischen Aufnahmen (**Bild 3**) zeigen, dass bei dünnen Naben die Zähne der Welle aufgrund der radialen Nabenaufweitung über das Gegenprofil rutschen. Dagegen ist bei einer dicken Nabe eine deutliche Abscherung der Rändelzähne zu erkennen.

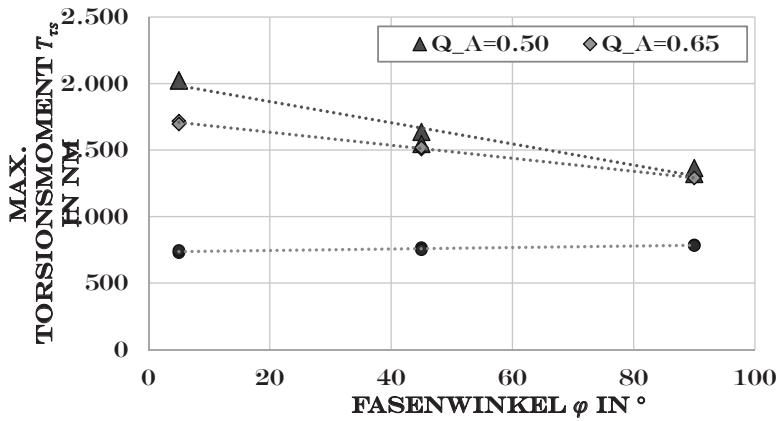
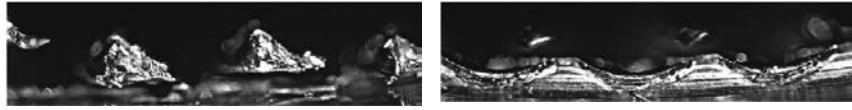


Bild 2: Einfluss des Fasenwinkels und der Nabendicke auf das maximal übertragbare statische Drehmoment;  $U_{geo} = 0,66$  mm;  $D_w = 30$  mm;  $l_{tr} = 5$  mm;  $t = 1,0$  mm



$Q_A = 0,5 \rightarrow$  Abscheren

$Q_A = 0,83 \rightarrow$  „Sprengwirkung“ + Abscheren

Bild 3: Versagensverhalten des RPV in Abhängigkeit des Nabendickenverhältnisses

### 3. Numerische Simulation

Für die numerische Simulation des Einpressvorgangs und der anschließenden Torsionsbelastung wurde die FEM-Software Simufact.forming Version 13.0 verwendet. Die Vorgehensweise bei den numerischen Untersuchungen ist in **Bild 4** dargestellt.



Bild 4: Schritte der durchgängigen Simulation des Rändelpressverbandes

Aufgrund der bereits beschriebenen Festigkeitsunterschiede zwischen Welle und Nabe kann die Welle im Modell idealisiert als nicht-deformierbarer Starrkörper abgebildet werden [6]. Beim Einpressen der Welle in die Nabe formt sich die Rändelgeometrie der Welle in die Nabe ein. Hierbei wird das Nabenumaterial sowohl radial als auch tangential umgeformt. Zusätzlich kommt es bei Fasenwinkeln  $\varphi > 60^\circ$  zur Spanbildung. Um den komplexen dreidimensionalen Werkstofffluss mithilfe der FEM-Simulation abbilden zu können, müssen zwingend 3D-Simulationsmodelle verwendet werden (**Bild 5**). Aufgrund der geringen Zahnhöhe von ca.0,45 mm sollte der direkte Fügebereich mit einem sehr feinen Netz, d.h. mit einer Elementkantenlänge von 0,05 mm, vernetzt werden. Die daraus resultierende hohe Elementanzahl führt zu extremen Rechenzeiten von mehreren Wochen. Durch die Verwendung von Teilsymmetrien kann die Rechendauer jedoch deutlich reduziert werden. Daher wird in der Simulation lediglich ein  $16^\circ$ -Segment der Welle betrachtet (rot markierter Bereich in **Bild 5**) und die Einpresskräfte anschließend auf  $360^\circ$  skaliert.

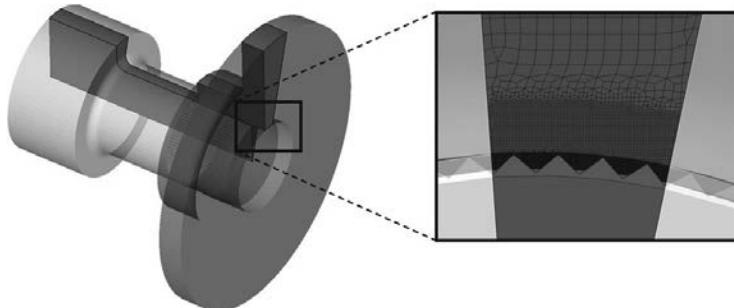


Bild 5: 3D-teilsymmetrisches Simulationsmodell des Einpressvorgangs

**Bild 6** zeigt für eine dünnwandige Nabe mit Fasenwinkel  $\varphi = 5^\circ$  und Nabendurchmesser-Verhältnis  $Q_A = 0,83$  den Einfluss der Nabenumfangsgeometrie auf die Verteilung des Fugen-Drucks nach dem vollständigen Einpressen der Welle. Zur besseren Sichtbarkeit ist die Welle im Bild ausgeblendet, sodass die direkte Fügezone erkennbar ist. In **Bild 7** ist für dieselbe Nabe die radiale Aufweitung dargestellt.

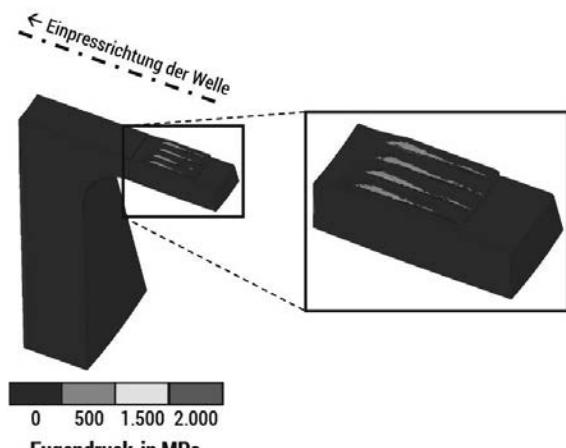


Bild 6: Fugendruck für eine dünnwandige Nabe ( $Q_A = 0,83$ ;  $\varphi = 5^\circ$ )

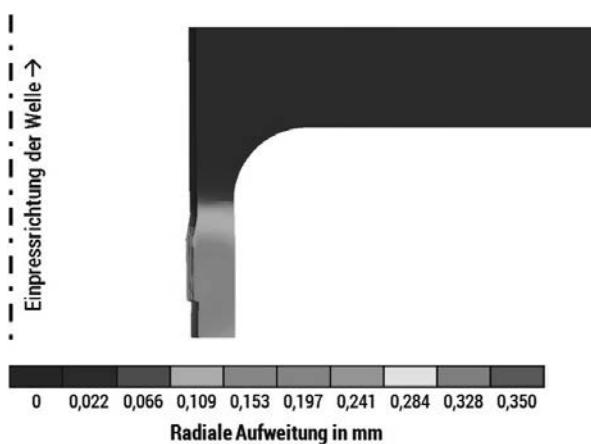


Bild 7: Radiale Aufweitung für eine dünnwandige Nabe ( $Q_A = 0,83$ ;  $\varphi = 5^\circ$ )

Aus Bild 6 und Bild 7 ist ersichtlich, dass die Steifigkeit des Rändelpressverbands durch die Nabengrundgeometrie beeinflusst wird. Für eine korrekte Abbildung des Einpressvorgangs muss daher, insbesondere bei der Verwendung dünnwandiger Naben, die vollständige Nabengeometrie in der Simulation berücksichtigt werden.

**Bild 8** stellt für eine Nabe mit Fasenwinkel  $\varphi = 5^\circ$  und Nabendurchmesserverhältnis  $Q_A = 0,65$  die numerisch und experimentell ermittelten Einpresskräfte gegenüber. Es ist zu erkennen, dass sowohl der Verlauf der Einpresskraft als auch der Maximalwert sehr gut übereinstimmen. Die unterschiedliche Lage des Kraftmaximums ist auf das Setzverhalten der Presse während des Einpressvorgangs zurückzuführen.

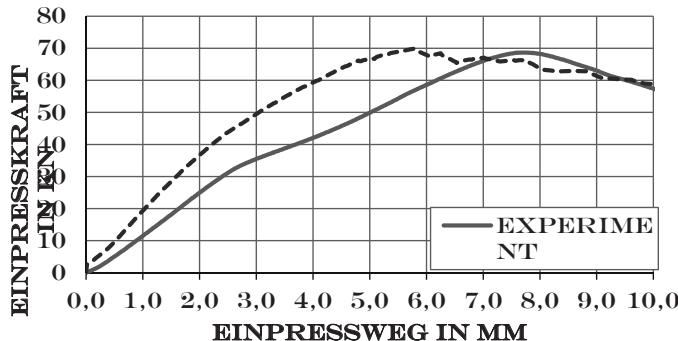


Bild 8: Experimentell und numerisch ermittelte Einpresskraft ( $Q_A = 0,65$ ;  $\varphi = 5^\circ$ )

Für die anschließende numerische Abbildung der Torsionsbelastung werden die Geometrie und die Ergebnisse (Dehnungen, Spannungen, Werkstoffverfestigung etc.) der Einpresssimulation exportiert und als Anfangsbedingung in das FEM-Torsionsmodell importiert. Somit ist sichergestellt, dass während der Torsion die vollständige Umformhistorie berücksichtigt wird. Die Nichtberücksichtigung der Umformhistorie, d. h. die Verwendung der Nabengeometrie ohne die Ergebnisgrößen der Einpresssimulation, würde zu einem veränderten Werkstoffverhalten und somit zu einer deutlichen Abweichung zwischen Simulation und Experiment führen. Zur Verkürzung der Rechenzeit erfolgt die Torsionsbelastung vereinfacht als 2D-planar. **Bild 9** zeigt hierfür das Simulationsmodell. Die virtuelle Tiefe des Simulationsmodells beträgt 5,0 mm. Dies entspricht der tragenden Länge im Experiment. Das bereits beschriebene  $16^\circ$ -Segment der Nabe wird durch eine starre Armierung in tangentiale Richtung fixiert. Am Rand des Nabensegments befinden sich keine vollständig ausgeformten Zähne, sodass dieser Bereich von der Auswertung ausgeschlossen werden muss. Hierfür wurde die Welle als zweiteiliger Starrkörper implementiert. Analog zum Realversuch drehen sich die „aktive“ und „passive“ Welle synchron mit einer konstanten Geschwindigkeit von 0,5°/min. Die Auswertung des Torsionsmoments erfolgt ausschließlich für die „aktive“ Welle, welche einen einzelnen Zahn umformt. Wie beim Einpressen der Welle wird das ermittelte

Torsionsmoment hierbei auf  $360^\circ$  skaliert. Die „passive“ Welle dient lediglich für die Umformung der benachbarten vollständig ausgeformten Zähne sowie der unvollständig ausgeformten Zähne am Rand des Nabensegments. Somit ist gewährleistet, dass in den benachbarten Zähnen die korrekten Verformungszustände abgebildet werden.

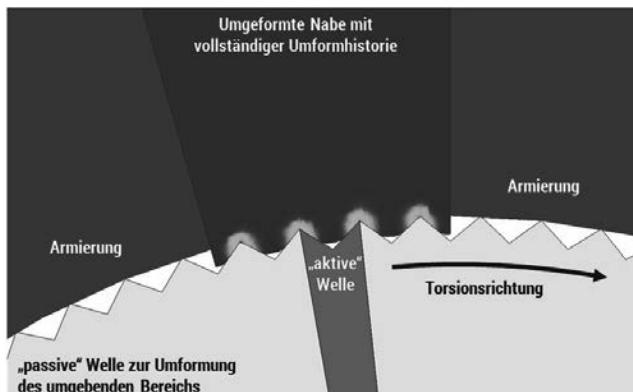


Bild 9: 2D-planares Simulationsmodell der Torsionsbelastung

**Bild 10** stellt für eine Nabe mit Fasenwinkel  $\varphi = 5^\circ$  und Nabendurchmesserverhältnis  $Q_A = 0,65$  die numerisch und experimentell ermittelten Torsionsmomente gegenüber.

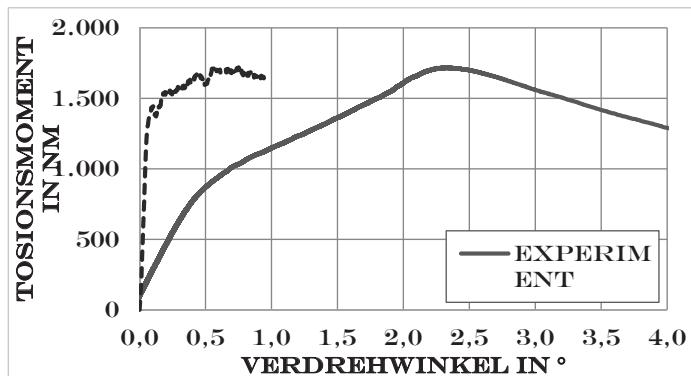


Bild 10: Experimentell und numerisch ermittelte Torsionsmomente ( $Q_A = 0,65; \varphi = 5^\circ$ )

Es ist zu erkennen, dass das numerisch und experimentell ermittelte *maximale* Torsionsmoment sehr gut übereinstimmen. Jedoch zeigen sich deutliche Unterschiede im Verlauf der Momentenkurve. Die Ursache für diese Abweichung ist die idealisierte Abbildung des

Torsionsversuchs in der FEM-Simulation. Im Simulationsmodell wird das Torsionsmoment direkt in die starre, nicht deformierbare, Welle eingeleitet. Ebenfalls wird, wie bereits beschrieben, das Nabensegment durch eine starre Armierung fixiert. Diese Annahmen führen zu einem steilen Anstieg der Momentenkennlinie sowie bereits bei einem geringen Verdrehwinkel zu einem Versagen der Verbindung. Im Realversuch weist der Torsionsprüfstand eine gewisse Nachgiebigkeit auf. Zusätzlich kommt es während des Versuchs zur Torsion der Welle und Nabe. Beide Vorgänge führen im Realversuch zu einer Verzerrung der Momentenkennlinie und somit zu einer Verschiebung des maximalen Torsionsmoments zu einem höheren Verdrehwinkel.

#### 4. Zusammenfassung und Ausblick

Die experimentellen Untersuchungen zeigten, dass das Übertragungsverhalten des RPV maßgeblich durch die Nabenflanschgeometrie beeinflusst wird. Die Gültigkeit der aktuellen Berechnungsvorschriften aus der Literatur ist dadurch begrenzt und die gleichzeitige Notwendigkeit ein RPV beliebiger Gestalt numerisch mittels FEM abzubilden wird dadurch sichtbar.

Die durchgängige Simulation der Montage und des Betriebszustandes wurde erstmalig vorgestellt. Die Montage des RPV wird in der FEM-Simulation hinreichend genau abgebildet, wodurch für die folgende Verdrehsimulation ein realitätsnäher Material- und Spannungszustand vorherrscht. Bei der Abbildung der Torsionsbelastung treten Abweichungen im Momentverlauf auf, die auf die elastische Verdrillung von Welle und Nabe zurückzuführen sind, die in der Simulation noch nicht berücksichtigt werden können. Dennoch stimmen die maximalen Torsionsmomente sehr gut überein. Eine Verdrillungsmessung direkt an der Nabenkante ist für die weiterführenden experimentellen Messungen bereits vorbereitet.

In zukünftigen Untersuchungen werden sowohl Naben mit unregelmäßiger Nabendicke  $Q_A$  als auch weitere Leichtbauwerkstoffe, wie z.B. Aluminium-Druckgusslegierungen, untersucht. Zusätzlich werden aktuell am Institut für Antriebstechnik (IKAT) in Chemnitz und an der Professur für Virtuelle Fertigungstechnik (ViF) neuartige Rändelpressverbindungen untersucht, die aus einer harten innengerändelten Nabe und einer weichen Welle bestehen. Das Arbeitsergebnis am Ende des laufenden DFG-Forschungsvorhabens wird in Form einer Simulationsguideline sowie einer analytischen Berechnungsrichtlinie für beliebige Geometrien vorliegen.

## Danksagung

Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die finanzielle Unterstützung des Forschungsprojektes „Werkstoffunabhängige Dimensionierung von Rändelpressverbänden beliebiger Gestalt“.

- [1] Bader, M. 2009. Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung. Dissertation, Technische Universität Graz.
- [2] Coban, H. 2011. A Novel Technique for Driveline Assembly Applications. *Journal of KONES Powertrain and Transport*. 18, 4 (2011), 55–63.
- [3] Fröhlich, H. 2011. Turboladerwelle mit einem darauf befestigten Laufrad und Verfahren zum Befestigen eines Laufrades auf einer Turboladerwelle. Patent. DE 102011086574 A1.
- [4] Haecker, U. 2001. Baureihe von Wellen und Verfahren zur Fertigung. Patent. DE 10137025 C1.
- [5] Kitamura, K., Hirota, K., Ukai, Y., Matsunaga, K. and Osakada, K. 2012. Cold joining of rotor shaft with flange by using plastic deformation. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*. 61, (2012), 275–278.
- [6] Kleditzsch, S., Awiszus, B., Lätzer, M. and Leidich, E. 2015. Numerical and analytical investigation of steel-aluminum knurled interference fits: Joining process and load characteristics. *Journal of Materials Processing Technology*. 219, (2015), 286–294.
- [7] Lang, W., Melber, K.-G. and Christof, O. 2007. Wellen-Nabenverbindung mit Verzahnung. Patent. DE 102007005667 A1.
- [8] Lätzer, M. 2016. Füge- und Übertragungsverhalten torsionsbelasteter Stahl-Aluminium-Rändelpressverbündungen. Dissertation, Technische Universität Chemnitz.
- [9] Lätzer, M., Leidich, E., Kleditzsch, S. and Awiszus, B. 2014. Gestaltung und Berechnung von Stahl-Aluminium Rändelpressverbänden. *VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen*, VDI Berichte Nr. 2238 (2014).
- [10] Mänz, T., Lohrengel, A. and Schäfer, G. 2014. Untersuchungen an Pressverbündungen mit gerändelter Welle. *VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen*, VDI Berichte Nr. 2238 (2014).
- [11] Meusberger, P., Weisshorn, H. and Geiger, R. 2005. Gebaute Nockenwelle für Nutzfahrzeuge. ThyssenKrupp techforum. (2005), 54–59.
- [12] Schulz, H., Kirschner, T. and Buchmann, R. 2005. Shaft-hub connection. Patent. US 20050254890.
- [13] 1973. Norm DIN 82 Rändel. Deutsches Institut für Normung e.V.



# Einsatz und Prüfung von geklebten Nocken-Welle-Verbindungen

Dipl.-Ing. **Eugen Beck**,  
Volkswagen AG Nutzfahrzeuge, Hannover

## Kurzfassung

Komponenten des Ventiltriebs können zerspanend aus Vollmaterial oder gebaut aus Einzelkomponenten hergestellt werden. Die gebaute Variante setzt ein geeignetes Fügeverfahren voraus, welches die notwendige Dauerfestigkeit während des Motorbetriebs gewährleistet und keine Nachteile bezüglich der Wirtschaftlichkeit aufweist. Ein vielversprechender Ansatz liegt in der Anwendung der Klebetechnologie.

Zum Nachweis der Schwingfestigkeit werden oftmals Wechseltorsionsversuche durchgeführt. Es wird gezeigt, dass die Ergebnisse dieser Versuche nur unter genauer Kenntnis der späteren Konstruktion verwertbar sind. Darüber hinaus wird auf die Besonderheiten der Prüfung mit magnetisch angeregten Resonanzprüfständen eingegangen, insbesondere auf die Notwendigkeit der Definition von Versagens- und Abschaltkriterien für geklebte und pressgeklebte Welle Nabe Verbindungen.

## 1. Einleitung

Die aktuelle Generation der EA211 Motorenfamilie der Volkswagen AG wird erstmals optional mit dem Zylinderabschaltsystem ACT (Active Cylinder Management Technology) angeboten. Diese Technologie ermöglicht das Abschalten von zwei Zylindern, wenn der Motor im Teillastbereich betrieben wird. Durch Verringerung der Drosselverluste und einer Lastpunktanhebung lässt sich eine Verbrauchsreduzierung des Kraftstoffs von 0,4 L/100 km realisieren [1].

Die Kernkomponenten des Systems stellen die Nockenstücke dar. Die schaltbaren Nockenstücke besitzen jeweils ein Nockenpaar zur Ventilbetätigung und eine Innenverzahnung am Innendurchmesser, wodurch sie auf der außenverzahnten Welle axial verschiebbar sind.

Die Fertigung der Nockenstücke erfolgt durch spanende Bearbeitung eines Stangenabschnittes. Das große Zerspanvolumen verursacht dabei eine lange Prozesskette und hohe Werkzeugkosten. Eine mögliche Alternative dazu ist der Zusammenbau des Nockenstücks aus

den Einzelkomponenten „Nocken“ und „Rohr“ (Bild 1). Durch die endkonturnahe Geometrie der Rohteile und bedarfsgerechte Wahl der notwendigen Werkstoffe können der Anteil und



Bild 1: Möglichkeiten zur Herstellung des Nockenstücks

der Aufwand der mechanischen Bearbeitung und somit auch die Fertigungskosten reduziert werden.

Die Einführung von neuen Fertigungsprozessen oder die Änderung der Parameter bei bereits eingesetzten Fertigungsprozessen erfordern zur Freigabe aufwendige Komponenten- oder Motorprüfstandsläufe. Die Ergebnisse von mechanischen Prüfungen, wie dem quasistatischen Torsionsscherversuch oder dem dynamischen Wechseltorsionsversuch, werden nicht akzeptiert oder als unsicher eingestuft.

Es wird gezeigt, dass unterschiedliche Randbedingungen der Krafteinleitung und der Einspannung während der Prüfung und des Motorbetriebs bei der Auswertung der ermittelten Grenzlasten zwingend zu berücksichtigen sind. Zudem müssen für die Prüfung von gefügten Verbindungen auf einem magnetisch angeregten Wechseltorsionsprüfstand geeignete Abschalt- und Versagenskriterien definiert werden.

## 2. Auswahl eines geeigneten Fügeverfahrens

Das Fügen als Prozessschritt hat einen großen Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit der Fertigung und die Bauteilqualität. Damit die alternative Fertigung konkurrenzfähig ist, muss das Fügeverfahren folgende Punkte erfüllen:

- keine Funktionseinschränkung durch Bauteilverzüge
- keine Erhöhung der Zugeigenspannungen im Nocken auf unzulässig hohe Werte
- dauerfest während der typischen Bedingungen im Motorbetrieb (Bild 2)
  - ca.  $\pm 11$  Nm Wechseltorsionsmoment [2]
  - über 2 kN Nockenkontaktkraft [3]
  - Anzahl der Lastwechsel in der Größenordnung von 108 [4]

Viele Fügeverfahren, die für Nocken-Welle-Verbindungen eingesetzt werden, basieren auf dem Herstellen einer Pressverbindung [5, 6]. Die dafür notwendige Überdeckung kann zu unzulässigen Verformungen der Funktionsflächen im Bereich der Fügestelle führen, wodurch eine Funktionsbeeinträchtigung resultiert. Es werden gegebenenfalls zusätzliche Prozessschritte notwendig, um die Verzüge zu beseitigen. Insbesondere an Leichtbaukonstruktionen mit geringen Wandstärken macht sich dieser Nachteil bemerkbar.

Der Einsatz der Klebetechnologie scheint ein vielversprechender Ansatz zu sein. Je nach eingesetzter Fertigungstechnologie wird dabei mit einer Spielpassung oder mit einer leichten Überdeckung (Querpresskleben) geklebt. Beim Kleben mit Spielpassung entstehen keine elastischen Verzüge der Fügepartner. Querpressverbindungen weisen höhere Festigkeiten auf als rein geklebte Verbindungen. Die notwendige Überdeckung zur Festigkeitssteigerung nimmt Werte an, die deutlich unterhalb von Pressverbindungen liegen [7].

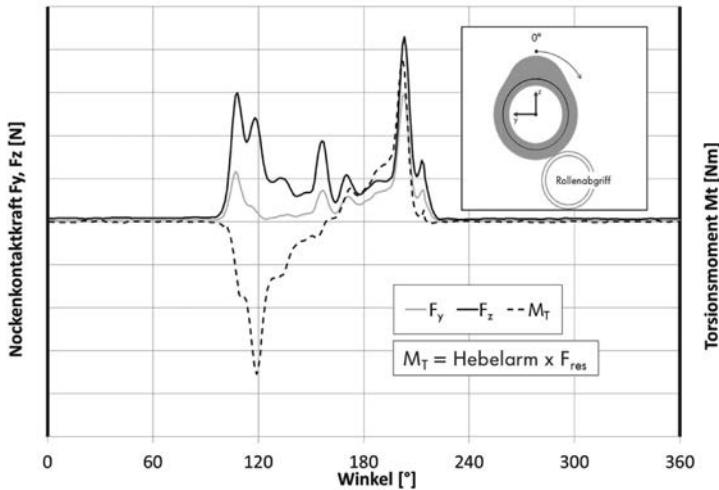


Bild 2: Simulation der maximal auftretenden Nockenkontakte Kräfte und des Drehmoments [8]

### 3. FEM-Simulation der Klebschichtbeanspruchung

Das Torsionsmoment in der Nockenwelle wird durch die Nockenkontakte Kräfte und den Hebelarm, der durch die Nockenkontur vorgegeben wird, erzeugt. Das Torsionsmoment wird zusammen mit den Nockenkontakte Kräften mit Hilfe einer Mehrkörpersimulation (MKS) des Ventiltriebs berechnet und dient als Anhaltspunkt für die Prüfung der Verbindungs festigkeit (Bild 2).

Zwischen der Schwingfestigkeitsprüfung und dem Motorbetrieb gibt es Unterschiede in der Krafteinleitung und der Lagerung des Nockenstücks. Auf Grund dieser Unterschiede ist davon auszugehen, dass sich die Klebstoffbeanspruchung im Fügespalt ebenfalls unterscheidet. Während der Schwingfestigkeitsprüfung wird das Torsionsmoment koaxial zur Rohrachse eingeleitet, die Einspannung erfolgt durch das Verklemmen des Nockens an den Stirnflächen. Das Realbauteil sitzt dagegen auf einer außenverzahnten Welle. Die Krafteinleitung erfolgt durch das Betätigen eines Rollenschlepphebels.

Zur Veranschaulichung der unterschiedlichen Spannungsverteilungen in der Klebschicht werden FEM Simulationen durchgeführt. Die unterschiedlichen Randbedingungen für Krafteinleitung und Einspannung sind in Bild 3 dargestellt. Während der Wechseltorsionsprüfung erfolgt die Einspannung der Probe über ein axiales Verklemmen des Nockens, dement-

sprechend wird die Verschiebung der Knoten auf den Stirnflächen des Nockens unterbunden. Die Torsionsmomenteinleitung erfolgt über einen Referenzpunkt, der auf der Wellenlängsachse sitzt.

Beim Nockenstück wird nur eine Hälfte mit einem Nocken modelliert. Die Fixierung des Nockenstücks auf der Zahnwelle wird durch die unterbundene Verschiebung der Knoten auf dem Innendurchmesser simuliert. Diese Vereinfachung wird unter der Annahme getroffen, dass die Innenverzahnung alle Querkräfte und Torsionsmomente über die Nockenstücklänge aufnimmt und durch den Formsschluss keine Verschiebung in Umfangs- und Radialrichtung erfolgt. Es werden zwei verschiedene Einspannlängen am Innendurchmesser simuliert, die den unterschiedlichen Längen der Innenverzahnung im Nockenstück entsprechen. So wird der Einfluss der Konstruktion auf die entstehende Spanungsverteilung aufgezeigt.

Der Ort und die Höhe der Krafteinleitung werden aus den Daten der MKS-Berechnung entnommen und entsprechen den höchsten auftretenden Werten. Das resultierende Torsionsmoment in der Wellenachse ist dabei gleich dem eingeleiteten Torsionsmoment in die Nocken-Rohr-Probe. Dargestellt werden die Schubspannungen in die  $\hat{\mathcal{A}_M}$ -Richtung. Diese Spannungen sind die dominierenden Spannungskomponenten bei Torsionsbelastungen von Welle-Nabe-Verbindung - auch für den Fall einer ungleichmäßigen Krafteinleitung [9].

Die Simulation wird linear-elastisch durchgeführt. Der E-Modul vom Nocken- und Rohrwerkstoff wird zu 210 GPa angenommen, der E-Modul vom Klebstoff wird zu 1 GPa angenommen [9]. Die Querkontraktionszahl wird jeweils zu 0,3 angenommen. Es wird von einer geklebten Verbindung mit einer Klebschichtdicke von 5  $\mu\text{m}$  ausgegangen.

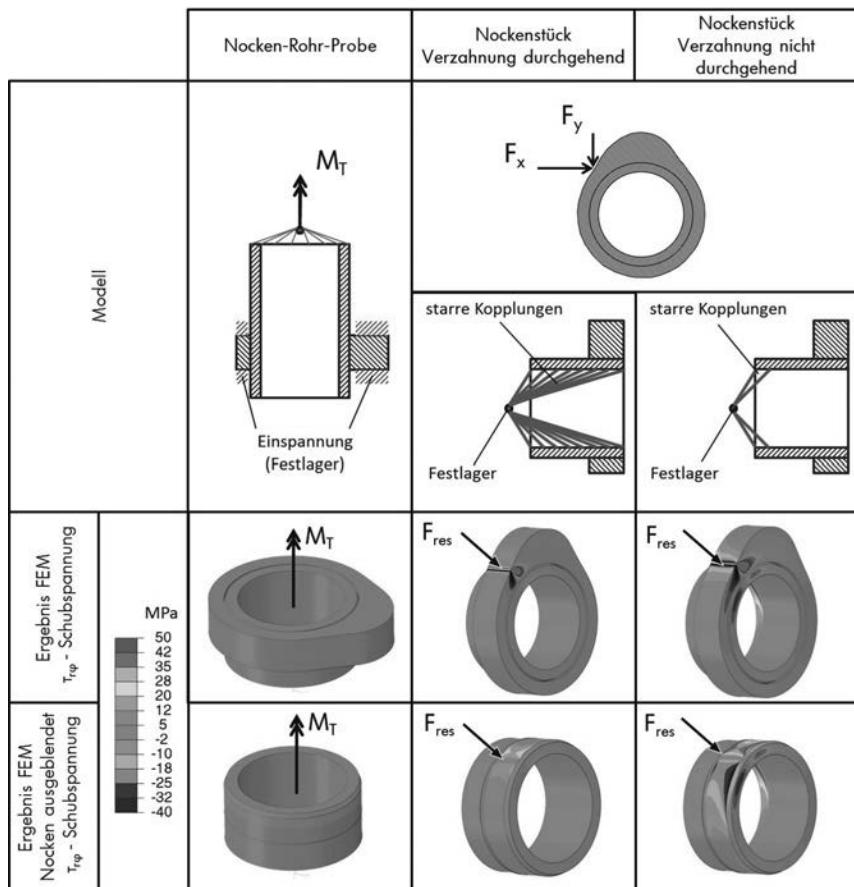


Bild 3: Bedingungen der Krafteinleitung und der Einspannung für die Nocken-Rohr-Probe und das Nockenstück sowie die Darstellung der entstehenden Schubspannungen in  $\hat{A}_{\text{AE}}$  Richtung

Bild 3 zeigt die entstehenden Schubspannungsverteilungen in der Klebschicht. An der für Schwingfestigkeitsversuche verwendeten Nocken Rohr Probe entsteht eine rotationssymmetrische Spannungsverteilung mit der höchsten Schubspannung an der Krafteintrittsseite. Am Nockenstück treten die Schubspannungen lokal stark konzentriert in der Umgebung der Krafteinleitungsstelle auf. Das Ergebnis steht in guter Übereinstimmung mit Untersuchungen zu gefügten Zahnradbandagen, die einen ähnlichen Lastfall aufweisen [9, 10].

In Bild 4 sind die entstehenden Schubspannungen in der Klebschicht am Ort der höchsten Schubspannung über die Fügebreite dargestellt. Diagramm „a.“ zeigt die während der Schwingfestigkeitsprüfung entstehenden Schubspannungen für vier ausgewählte Prüfmomente, die auf das Drehmoment  $M_t$  normiert sind, welches laut Simulation im Motorbetrieb auftritt. Die Schubspannungen sind auf den maximal auftretenden Wert des Prüfmomentes  $M_t$  normiert.

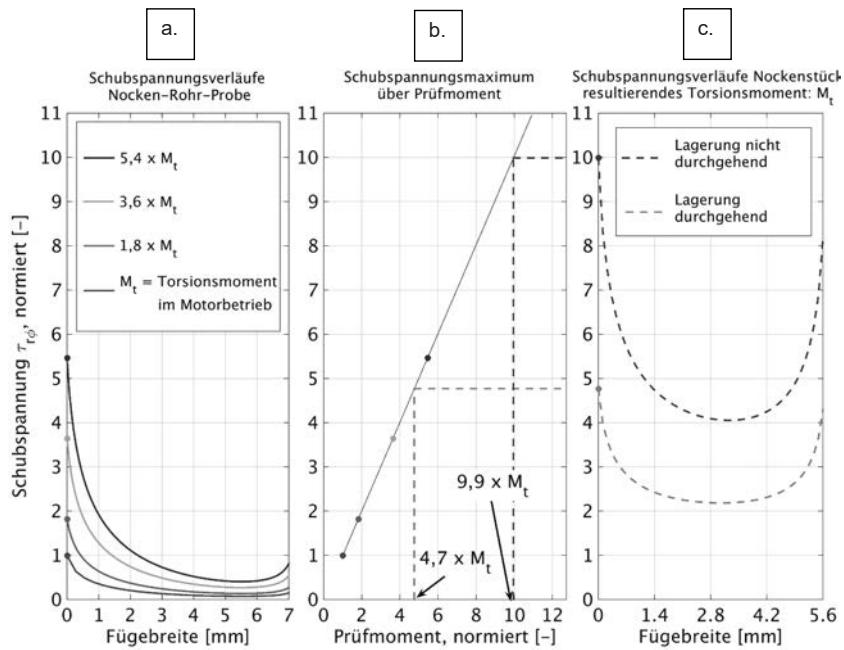


Bild 4: Schubspannungen über die Fügebreite am Ort der höchsten Spannung

Am Nabenrand der Momenteinleitungsseite (linke Seite des Diagramms) tritt die höchste Schubspannung auf, die in das Nabenninnere abfällt. Diagramm „c.“ zeigt den Schubspannungsverlauf für den Fall eines geklebten Nockenstücks für zwei unterschiedliche Einspannlängen. Damit werden unterschiedliche Verzahnungslängen am Innendurchmesser des Nockenstücks simuliert. Dabei ist für beide Fälle das resultierende Torsionsmoment in der Welle gleich dem Moment  $M_t$ . Die Schubspannungsverteilung ist nicht rotationssymmetrisch. Die erzeugten Schubspannungen hängen stark von der Konstruktion des Nockenstücks ab. Dies

ist darauf zurückzuführen, dass die fehlende Stützwirkung der Verzahnung zu größeren Verformungen der Bauteile führt. Durch den Steifigkeitsunterschied zwischen dem Klebstoff und den Fügepartnern entstehen hohe Dehnungen in der Klebschicht.

Für die mechanische Prüfung von Nocken-Welle-Verbindungen bedeutet es, dass der Vergleich von experimentell ermittelten Versagensgrenzen mit dem berechneten Torsionsmoment im Ventiltrieb nicht zielführend ist und die Einsatzfähigkeit der Verbindung falsch eingeschätzt wird. Um die gleiche maximale Klebstoffbeanspruchung während des Schwingfestigkeitsversuches zu erreichen, sind deutlich höhere Prüfmomente notwendig, als es die Ventiltriebsberechnung vorgibt. In dem betrachteten Fall für eine durchgehende Innenverzahnung ist ein nahezu fünffaches Prüfmoment notwendig. Im Falle einer nicht kompletten Abstützung des Nockens durch die Innenverzahnung ist sogar ein zehnfaches Prüfmoment notwendig. Das lässt sich aus dem Diagramm „b.“ ablesen, in dem die maximale Schubspannung über das Prüfmoment aufgetragen ist.

#### 4. Versuchsdurchführung und Probenherstellung

Eine weitere Unsicherheit besteht in der Interpretation der Ergebnisse von Schwingfestigkeitsversuchen gefügter Nocken-Welle-Verbindungen. Für die Versuchsdurchführung werden häufig magnetisch angeregte Resonanzprüfstände eingesetzt, da diese die Vorteile einer schnellen, kostengünstigen Prüfung mit sensibler Risserkennung bieten. Eine Prinzipskizze ist in Bild 5 dargestellt. Die Probe bildet dabei in einem schwingfähigen System eine Feder ( $c_2$ ) und beeinflusst somit die Resonanzfrequenz. Wenn sich auf Grund eines entstehenden Risses die Probensteifigkeit ändert, verändert sich auch die Resonanzfrequenz. Für einteilige Bauteile wie Kurbelwellen wird oftmals das Versagens- bzw. Abschaltkriterium von „ $f = -2$  Hz verwendet.

An gefügten Verbindungen kann ein Versagen auch durch das Verdrehen der Nabe gegenüber dem Rohr eintreten. Insbesondere für den Fall der hier betrachteten Nocken-Welle-Verbindung, führt schon eine Relativverdrehung des Nockens zum Rohr in der Größenordnung von 0,1 Grad zu einer Funktionseinschränkung des Ventiltriebs, da eine präzise Steuerung der Gasladungswechselvorgänge nicht mehr gewährleistet ist.

In der Literatur zur Schwingfestigkeit von geklebten Welle-Nabe-Verbindungen gibt es keine einheitliche Definition eines Versagenskriteriums. Vor allem im Hinblick auf die Funktionalität einer Nocken-Welle-Verbindung sind viele verwendete Kriterien ungeeignet, da sie eine Relativverdrehung der Nabe gegenüber der Welle zulassen [9, 11, 12].

Es soll geprüft werden, welches Verhalten geklebte Verbindungen während der Schwingfestigkeitsversuche vor dem Eintritt eines Komplettversagens zeigen und ob sich eventuelle

Schadensereignisse, zum Beispiel Mikroschlupf, über die Resonanzfrequenzüberwachung detektieren lassen.

Um die Relativverdrehung des Nockens gegenüber dem Rohr zu bestimmen, wird ein mit DMS applizierter Biegestreifen verwendet (Bild 6). Der Biegestreifen wird fest auf das Rohr eingespannt und gegen eine Auflage auf der Nockeneinspannung verspannt. Das Rohr führt gegenüber dem Nocken und somit gegenüber der Einspannung eine Drehbewegung aus. Aus der Drehbewegung resultiert eine Biegung des Streifens, die von dem DMS gemessen wird. Die Kalibrierung dieses Verdrehwinkelauflaufnehmers erfolgte mit einer einteiligen Probe. Aus der bekannten Geometrie der Probe lässt sich für jedes Prüfmoment ein Verdrehwinkel bestimmen.

Es werden zwei verschiedene Verbindungsarten untersucht: geklebte und pressgeklebte Verbindungen. Eine Übersicht der Verbindungseigenschaften ist in Tabelle 1 gegeben. Für die Herstellung der Proben wird ein anaerober Klebstoff verwendet. Anaerobe Klebstoffe sind 1-Komponenten-Klebstoffe, die erst unter Ausschluss von Sauerstoff aushärten.

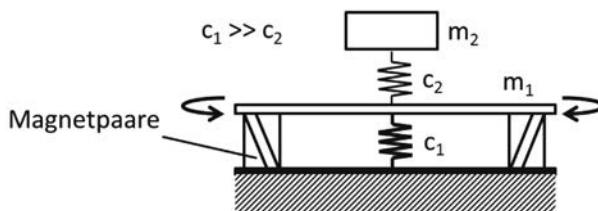


Bild 5: Prinzipdarstellung eines magnetisch angeregten Wechseltorsionsprüfstandes



Bild 6: Prinzipskizze und Bild der Vorrichtung zur Verdrehwinkelbestimmung und die verwendete Probengeometrie

Die Rohre für die Proben werden aus dem Stahl E355 hergestellt. Die Fügestelle wird auf den Nenndurchmesser geschliffen und weist eine gemittelte Rautiefe von ca. 1 µm auf. Die Nocken sind durchgehärtet und bestehen aus dem Werkstoff 100Cr6. Der Innendurchmesser ist hartgedreht und weist eine gemittelte Rautiefe von 1,8 µm auf. Um die notwendige Überdeckung beziehungsweise das Spiel herzustellen, werden an den Rohren und den Nocken die Fügedurchmesser vermessen und die Proben entsprechend gepaart. Vor dem Fügen werden die Proben mit einem Reiniger auf Alkoholbasis gereinigt. Die Nocken werden in einem Ofen auf 180°C erwärmt. Der Klebstoff wird vor dem Fügen auf das Rohr aufgetragen. An den geklebten Proben stellt sich eine Klebschichtdicke von 5 µm ein. Bei den pressgeklebten Proben beträgt die Klebschichtdicke ca. 2-3 µm.

Tabelle 1: untersuchte Verbindungsarten

Verbindungsart	Mechanismus	Überdeckung
geklebte Verbindung	stoffschlüssig	-10 µm (Spiel)
pressgeklebte Verbindung	stoff- / kraftschlüssig	+10 µm (Überdeckung)

#### 4.1 Ergebnisse der Verdrehwinkelmessung

Dargestellt werden die Resonanzfrequenz, die vom Prüfstand ermittelt wird, und der Verdrehwinkel während der Prüfung. Die Wechseltorsionsprüfung läuft mit einer Frequenz von ca. 97 Hz.

In Bild 7 sind die Ergebnisse der Messungen für die geklebten Proben dargestellt. Für das Prüfmoment von 70 Nm lässt sich keine Relativverdrehung der Probe beobachten. Die Resonanzfrequenz verzeichnet einen Anstieg von 0,04 Hertz im betrachteten Zeitraum. Die gleichzeitige Verringerung der Verdrehwinkelamplitude, deutet auf Verfestigungsvorgänge in der Verbindung hin [13]. Bei einem Prüfmoment von 90 Nm kommt es in den ersten 5000 Sekunden Prüfdauer zu einer Relativverdrehung des Rohres um ca. 0,02 Grad, gleichzeitig fällt die Resonanzfrequenz in diesem Zeitraum um 0,06 Hertz. Eine Erhöhung des Prüfmomentes auf 110 Nm führt zu einem kompletten Durchrutschen der Verbindung. Da es bereits während des Aufbaus des Prüfmomentes auftritt, wird keine Resonanzfrequenz aufgezeichnet. Der Versuch wurde manuell abgebrochen.

Bild 8 zeigt die Ergebnisse für pressgeklebte Verbindungen. Die Verbindung weist höhere Schwingfestigkeiten auf als die rein geklebten Verbindungen. Bei 90 Nm Prüfmoment gibt es keine Auffälligkeiten während der Prüfung. Für 110 sowie 130 Nm wird über die gesamte Prüfdauer eine Relativverdrehung des Rohres beobachtet. Während der Datenaufzeichnung

wird eine Verdrehung von 0,01 Grad ermittelt. Die Resonanzfrequenz fällt dabei um ca. 0,04 Hertz ab. Ein komplettes Versagen der Verbindung findet erst ab einem Prüfmoment von 150 Nm statt. Analog zu den geklebten Proben wurde der Versuch manuell abgebrochen.

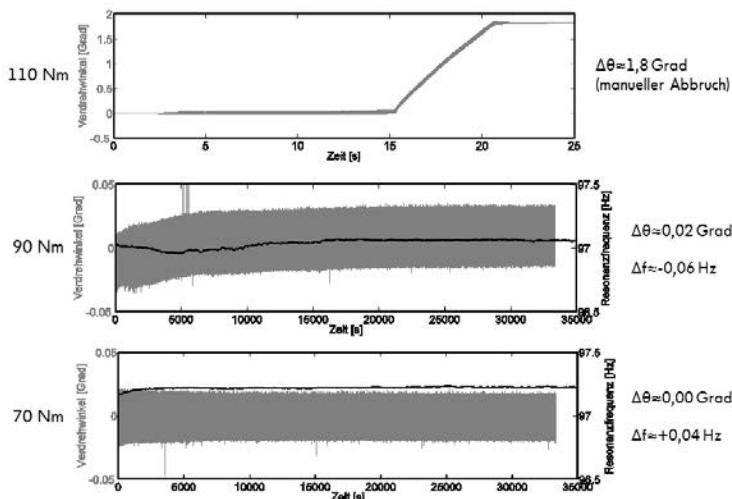


Bild 7: Ergebnisse der Verdrehwinkelmessung an geklebten Proben  
(", f: Verdrehwinkeländerung; " f: Änderung der Resonanzfrequenz)

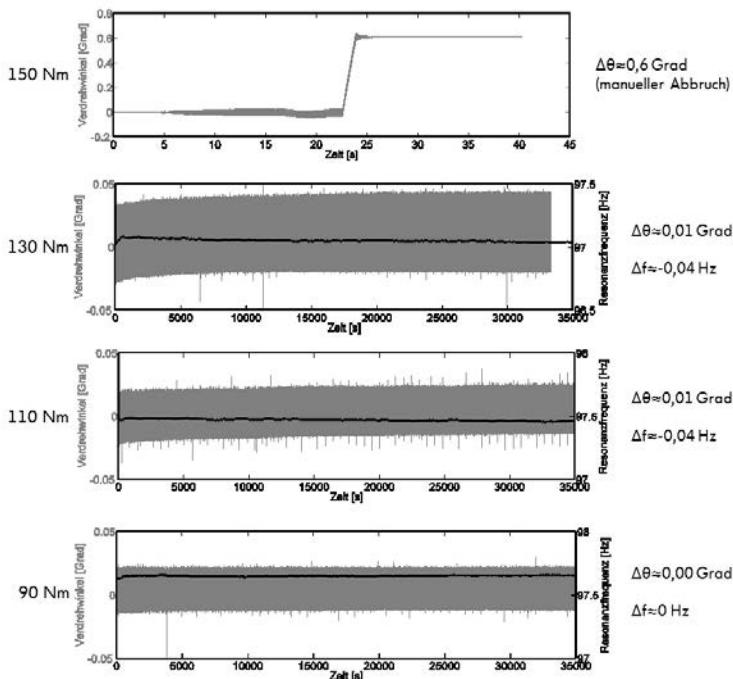


Bild 8: Ergebnisse der Verdrehwinkelmessung pressgeklebter Proben  
(", : Verdrehwinkeländerung; " f: Änderung der Resonanzfrequenz)

Das Durchrutschen des Nockens im Rohr führt zu einem Funktionsverlust des Bauteils. Auf Grund der großen Verdrehwinkel lässt sich diese Versagensart, auch ohne Aufzeichnung der Resonanzfrequenz, relativ einfach beobachten.

Eine Einschränkung der Bauteilfunktion kann auch bei Relativverdrehungen des Nockens gegenüber dem Rohr, in der Größenordnung von 0,01 – 0,1 Grad, eintreten. Verdrehungen in dieser Größenordnung treten an den untersuchten Verbindungen ebenfalls auf. Der Abfall der Resonanzfrequenz gibt einen Hinweis auf diesen Vorgang. Die Änderung der Resonanzfrequenz findet in einer Größenordnung statt, die deutlich unterhalb der Abschaltkriterien für einteilige Bauteile liegt. Die Abschalt- und Versagenskriterien für die geklebten und pressgeklebten Verbindungen sollten demzufolge im Bereich von "  $f = -0,1$  Hertz liegen.

## 5. Zusammenfassung und Ausblick

Die FEM-Simulationen zeigen, dass auf Grund der ungleichmäßigen Einleitung der Nockenkontaktkraft örtliche Spannungsspitzen entstehen, die im Betrag deutlich höher sind als bei einer gleichmäßigen Einleitung desselben Torsionsmomentes koaxial zur Wellenachse. Die Konstruktion der Lagerung des Nockenstücks hat ebenfalls einen entscheidenden Einfluss auf die entstehenden Spannungen. Es erweist sich als vorteilhaft, wenn die Lagerung so gestaltet ist, dass die Fügefläche möglichst steif ist.

Beim üblichen Vorgehen zur Bestimmung der Einsatzfähigkeit eines Fügeverfahrens für die Herstellung von Nocken-Rohr-Verbindungen wird zunächst eine Torsionsmomentbelastung des Bauteils ermittelt. Basierend auf diesen Daten werden anhand von mechanischen Versuchen die Einsatzgrenzen der Fügeverbindung ermittelt. Auf Grund der gezeigten Ergebnisse ist dieses Vorgehen für den hier betrachteten Anwendungsfall nicht zielführend. Der Einfluss der Konstruktion sollte für die Erstellung eines Prüfprogramms zur Ermittlung der Schwingfestigkeit der Verbindung berücksichtigt werden.

Ein weiterer Punkt, der besondere Beachtung verdient, sind die Abschalt- und Versagenskriterien während einer Dauerfestigkeitsprüfung. Das bei magnetisch angeregten Wechseltorsionsprüfständen, die häufig für Schwingfestigkeitsprüfungen eingesetzt werden, verwendete Abschaltkriterium von "f=-2 Hz kann für den Fall von gefügten Verbindungen nicht eingesetzt werden.

Die Ergebnisse zeigen, dass für den Fall von geklebten und pressgeklebten Verbindungen die Resonanzfrequenzüberwachung dennoch Hinweise auf ein Bauteilversagen liefern kann. Die Abschaltgrenze sollte in diesem Fall deutlich sensibler eingestellt werden, in der Größenordnung von 0,1 Hertz.

Eine weitere Unsicherheit für die Anwendung der Klebetechnologie besteht in dem Verhalten der Verbindung unter simultaner mechanischer und thermischer Beanspruchung. Um diese Einflüsse zu überprüfen, wurde der hier bereits präsentierte Wechseltorsionsprüfstand soweit modifiziert, dass eine Konditionierung der geprüften Proben im heißen Motoröl während der Schwingfestigkeitsprüfung möglich ist. Die Untersuchungen sollen zeigen, ob die bei Raumtemperatur ermittelten Grenzfestigkeiten und Versagensarten auf eine Belastung bei höheren Temperaturen übertragbar sind.

Dass die Klebetechnologie erfolgreich für die Herstellung von Ventiltriebskomponenten eingesetzt werden kann, wurde bereits an Komponenten- und Motorprüfstandsläufen dargelegt. So lief ein mit geklebten Nockenstücken aufgebauter EA211 1,4L-TSI ACT-Motor in einem Motorprüfstandslauf ca. 600 Stunden ohne Auffälligkeiten.

## Literaturverzeichnis

- [1] Middendorf, H., Theobald, J., Lang, L., Hartel, K.: Der 1,4-L-TSI-Ottomotor mit Zylinderabschaltung, MTZ Nr. 73, 2012, S. 186-193
- [2] MAHLE GmbH: Ventiltrieb - Systeme und Komponenten, Wiesbaden, Springer Verlag, 2013
- [3] Toste, F. von Unwerth, T., Gropp, H., Tenberge, P.: Entwicklung wälzgelagerter, gebauter Leichtbaunockenwellen, VDI-Berichte Nr. 2176, 2012, S. 247-259
- [4] Hahn, O., Läger, A., Schuht, U.: Untersuchungen zum Kleben von Nockenwellen, Adhäsion Heft 9, 1991, S. 28-30
- [5] Hinkel, M., Schmeckenbecher, K., Middendorf, H., Stiegler, L., et. al.: Monolithisches Haubenmodul, VDI-Berichte Nr. 2115, 2010, S. 161-177
- [6] Asbeck, J., Müller, T.: Potentiale gebauter Nockenwellen in hochbelasteten Ventiltrieben, VDI-Berichte Nr. 1813, 2004, S. 105-119
- [7] Romanos, G.; Technologie und Dimensionierungsgrundlagen geklebter und hybridgeklebter Welle-Nabe-Verbindungen, VDI-Berichte Nr. 1790, 2003, S. 271-285
- [8] interne Unterlagen Volkswagen AG, nicht veröffentlicht
- [9] Krick, J. K.: Schrumpfkleben von Welle-Zahnrad Verbindungen, Dissertation, RWTH Aachen, 1996
- [10] Okamoto, N., Tanaka, N., et al.: Finite Element and Experimental Studies of Creep at the Interface of Press Fitted Gears Shafts Connections, Journal of Mechanical Design Vol. 118, 1996
- [11] Grunau, A.: Mechanisches Verhalten kleingeschrumpfter und geklebter Wellen-Naben-Verbindungen, Dissertation, Universität Paderborn, 1987
- [12] Bär, C.: Längspreß-Kleb-Verbindungen unter statischer und wechselnder Torsion – Einfluß ausgewählter Fertigungsbedingungen, Dissertation, TU Dresden, 1995
- [13] Schwaiger, M., Schuch, F.: Statische und dynamische Festigkeit geklebter Wellen-Naben-Verbindungen, 12. Sitzung des Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, 1986, S. 283-298

# Thermomechanische Untersuchung des Fügevorgangs hybrider Querpress- verbände

## Thermomechanical investigation of the joining procedure of hybrid interference fits



Dipl.-Ing. **Miriam Krautter**, Prof. Dr.-Ing. **Hansgeorg Binz**,  
IKTD Universität Stuttgart, Stuttgart

### Kurzfassung

In diesem Beitrag werden die Untersuchungen im Rahmen der Optimierung des Fügevorgangs hybrider Querpressverbände bestehend aus Stahlwellen und vollkeramischen Naben vorgestellt. Um den Herstellungsprozess der Verbindung zu optimieren und die Überlebensrate der keramischen Naben zu erhöhen, wurden thermomechanische Untersuchungen durchgeführt. Dazu gehören insbesondere Simulationen, die den Zustand im Inneren der Bauteile und auf der Fügefläche abbilden. Zur Überprüfung der Ergebnisse wurden während des Fügens Wärmebildaufnahmen gemacht, die einen Abgleich zwischen Realität und Simulation ermöglichen. Möglicherweise kann der Fügevorgang als Prüfvorgang im Rahmen des Überlastverfahrens (engl. Proof Test) betrachtet werden. Es wird untersucht, wie der Fügevorgang optimiert werden kann.

### 1. Einleitung

Frühere Arbeiten im Bereich vollkeramischer Naben aus Siliziumnitrid haben die grundsätzliche Realisierbarkeit hybrider Querpressverbände gezeigt (siehe Bild 1 links). Diese bestehen aus einer konturierten Stahlwelle und einer Nabe mit zylindrischer Innengeometrie. Durch die hohe Härte und Verschleißbeständigkeit der Keramik ist die Verbindung besonders für den Pumpenbau attraktiv, wo eine erste Anwendung bereits Erfolg zeigte [1].

Während im Betrieb große Drehmomente problemlos übertragen werden, stellt der thermische Fügevorgang nach wie vor die größte Herausforderung dar. Üblicherweise wird die Welle in flüssigem Stickstoff auf etwa -196 °C abgekühlt und die Nabe in einem Ofen auf ca. 200 °C erhitzt. Mithilfe des entstehenden Spiels können die Teile gefügt und zueinander positioniert werden. Immer wieder jedoch brechen die Naben bereits zu Beginn des darauf folgenden Temperaturausgleichs. Ein solches Beispiel ist rechts in Bild 1 zu sehen. Dort startet

der Riss etwa von der Mitte der Probe aus, das heißt etwas oberhalb von der Mitte der Fügefläche, und verzweigt sich in verschiedene Richtungen.



Bild 1: Probengeometrie des hybriden Querpressverbands (links) und beim Fügen gebrochene Nabe (rechts)

## 2. Mögliche Versagensursachen

Für das Versagen der Naben sind verschiedene Gründe denkbar. Zum einen streuen keramische Werkstoffe stark in ihrer Festigkeit. Dies liegt daran, dass es herstellungsbedingt zu Einschlüssen bzw. kleinen Hohlräumen im Material kommen kann, deren Größe und Lage statistisch verteilt sind [2]. Bild 2 zeigt einen solchen Fehler, der im Rahmen einer CT-Untersuchung entdeckt wurde. Der Fehler ist etwa einen Millimeter groß. Diese innere Kerbe führt beim Aufbringen des Fugendrucks lokal zu einer kritischen Spannungsüberhöhung. Durch die mangelnde plastische Verformbarkeit der Nabe kommt es dann zum Bruch.

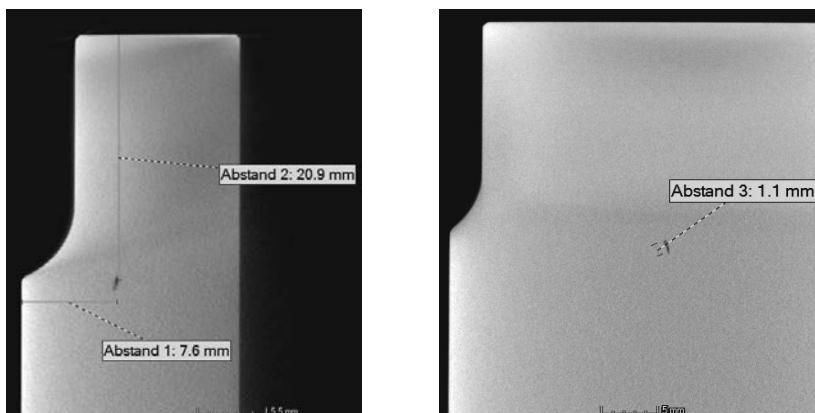


Bild 2: Fehlstelle im Inneren einer Keramiknabe

Weitere mögliche Ursachen liegen im thermischen Fügevorgang selbst. Einerseits kann das Versagen aus dem Kontakt mit der kalten Welle und der so entstehenden Abkühlung auf der Innenseite der Keramik herrühren. Im ersten Moment beträgt die Temperaturdifferenz etwa 400 K. Siliziumnitrid ist im Vergleich zu anderen keramischen Werkstoffen relativ thermoschockbeständig [2]. Der Hersteller gibt gar einen werkstoffspezifischen Thermoschockparameter  $R_s$  von 620 K an [3]. Dieser Parameter ist in der Literatur [2] als die maximale ertragbare Temperaturdifferenz zwischen dem keramischen Bauteil und der Umgebung definiert. Er gilt nur bei gleichzeitiger Annahme eines unendlich großen Wärmeübergangs an der Grenzfläche, wenn also die Bauteilloberfläche sprunghaft die Umgebungstemperatur annimmt [2]. Damit kennzeichnet er das höchstmögliche Temperaturgefälle im Bauteil, nämlich in dem Moment, in dem die Bauteilloberfläche plötzlich die neue Umgebungstemperatur annimmt, diese jedoch im Bauteilinneren nur zeitverzögert angenommen wird. Für das vorliegende Siliziumnitrid heißt das, dass der Werkstoff bei unendlich großem Wärmeübergang zwischen den Körpern einen Temperaturunterschied von bis zu 620 K erträgt. Doch auch, wenn der Wärmeübergang zwischen Festkörpern in der Realität kleiner ist, lässt dieser Wert die geometrischen Spezifikationen des Bauteils sowie vorhandene Fehler im Material außer Acht. Damit ist ein Bruch aufgrund von thermisch bedingten Spannungen in der Nabe nicht auszuschließen.

Andererseits steht am Anfang des Fügevorgangs, wenn die heiße Nabe die Fügefläche der kalten Welle umgibt, ein weit größeres heißes Volumen einem vergleichsweise kleinen kalten Volumen gegenüber. Dadurch ergibt sich zunächst eine gegenüber der Umgebung erhöhte Temperatur im Fügespalt und in der Welle. Die Ausdehnung der Welle wird infolgedessen so groß, dass das resultierende Übermaß und der zugehörige Fugendruck die zulässigen Werte übersteigen. Die kritische Spannung könnte in diesem Fall sogar in weiten Teilen des Fügebereichs überschritten werden. Die Nabe würde aufgrund zu hoher Belastung brechen.

Im Rahmen der im Folgenden beschriebenen Untersuchungen werden die Thermoschockempfindlichkeit und evtl. vorhandene Risse nicht betrachtet.

### 3. Thermomechanische Simulation des Fügevorgangs

Die sich einstellende Temperaturverteilung ist stark abhängig von den Umgebungsbedingungen (insbesondere den Ausgangstemperaturen), den Masseverhältnissen und Ausdehnungskoeffizienten der Fügepartner [4]. Es lässt sich deshalb keine allgemeingültige Aussage über die sich einstellende Temperatur- und Spannungsverteilung in (hybriden) Pressverbänden treffen. Jeder Anwendungsfall muss für sich geprüft werden. Für den Fall der aktuell vorliegenden Prüfkörper am IKTD, die der Probengeometrie aus [5] entsprechen, wurde

deshalb eine thermomechanische Simulation durchgeführt. Zum Einsatz kam ein 2D-achsensymmetrisches Modell von Welle und Nabe. Die vereinfachte Annahme von Achsensymmetrie hat keinen relevanten Einfluss auf die hier betrachteten Ergebnisse und hat sich bereits in [4] und [5] bewährt. Bild 3 zeigt das Modell. Vernetzt wurde mit 8-Knoten-Elementen mit einer Kantenlänge von ca. 0,5 mm und Verschiebungs- und Temperaturfreiheitsgraden.

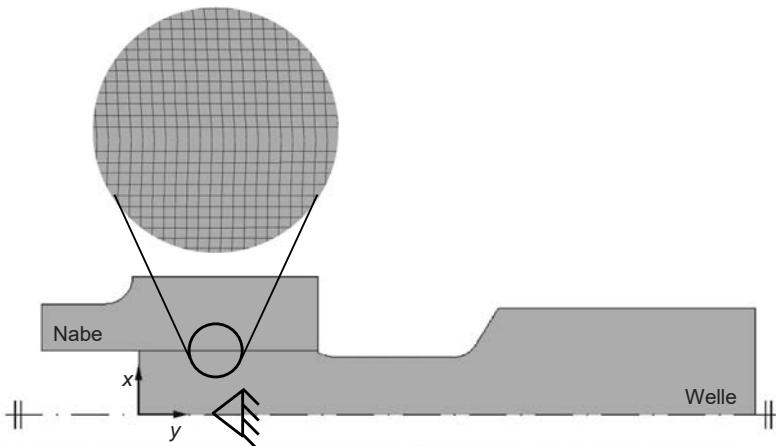


Bild 3: 2D-achsensymmetrisches Modell für die thermomechanischen Simulationen

Unter Berücksichtigung von Wärmeleitung in und zwischen den Bauteilen sowie Konvektion und Strahlung an den Oberflächen wurden sowohl die Temperaturverteilung in den Bauteilen als auch die auftretenden Verformungen und Spannungen in Abhängigkeit von der Zeit berechnet. Bild 3 zeigt den Zustand der Nabe wenige Sekunden nach Beginn des Fügevorgangs. Links handelt es sich um eine berechnete Temperaturverteilung in einem Schnitt durch die Nabe. Rechts im Bild ist die Aufnahme einer Wärmebildkamera von der Nabenaßenfläche zu sehen, die während eines realen Fügevorgangs gemacht wurde. Es zeigt sich eine relativ gute Übereinstimmung zwischen den Daten. Die wärmste Stelle befindet sich auf der Oberseite der Nabe (am Sechskant) mit etwa 14 °C in der Simulation bzw. 13 °C im Wärmebild. Bis zum unteren Ende der Nabe, also in Richtung der restlichen Welle (vgl. Bild 1), nimmt die Temperatur stark ab auf etwa -13 °C bzw. -16 °C.

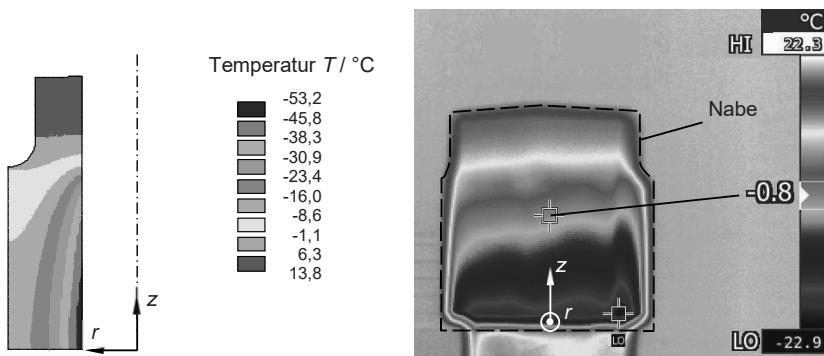


Bild 3: Ergebnisse einer Finite-Elemente-Rechnung (links) und einer Wärmebildaufnahme an einer realen Probe (rechts)

Die Auswertung der 1. Hauptspannung, die für die spröde Keramiknabe versagenskritisch ist, über der Fügelänge und der Zeit ist in Bild 4 zu sehen. Deutlich ist zu erkennen, dass es in weiten Teilen der Fügefläche gleich zu Beginn des Vorgangs zu einer erhöhten Spannung kommt. Erst danach fließt genügend Wärme zur kalten Welle hin ab, sodass die Spannung kurze Zeit später auf der gesamten Länge in einem sicher ertragbaren Bereich liegt. Anschließend steigt die Spannung langsam bis zum Endzustand an, während Welle und Nabe sich gemeinsam an die Umgebungstemperatur angleichen. Es kommt nur noch im rechten Nabenkantenbereich ( $y > 25$  mm) zu erhöhten Werten.

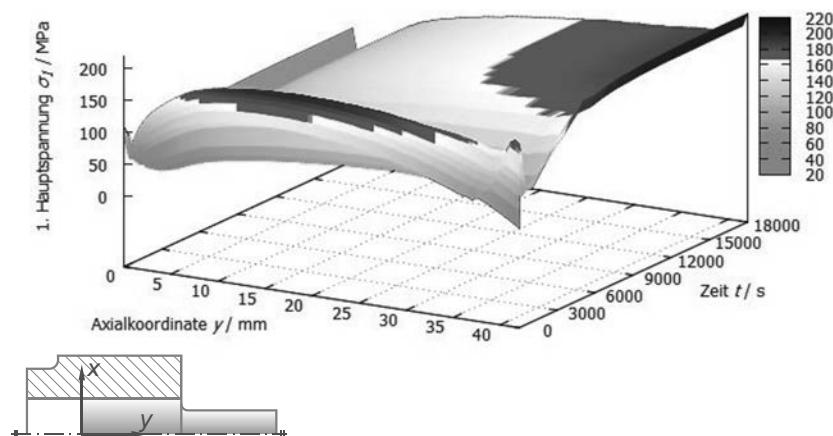


Bild 4: Verlauf der ersten Hauptspannung auf der Fügefläche der Nabe während des Fügevorgangs (Starttemperatur der Nabe 473 K)

#### 4. Analyse der Ergebnisse

Wie Bild 4 veranschaulicht, unterscheidet sich bei diesem Montagevorgang die Spannungsverteilung im Pressverband im abgekühlten Endzustand stark von der Verteilung während des Fügens. Wie auch experimentelle Fügeversuche gezeigt haben, sind gerade die ersten Sekunden kritisch. Der Rissausgangspunkt vieler gebrochener Naben liegt zugleich in dem Bereich, in dem zu Beginn die höchsten Spannungen auftreten (vgl. Bild 1). Diese Ergebnisse sprechen deutlich für die thermisch bedingten Spannungen als Auslöser des Bruchs.

Wie andere Auswertungen zeigen, liegt in der folgenden Phase zweitweise auch die Nabentemperatur unterhalb des Gefrierpunktes. Experimente bestätigen dies durch eine gut sichtbare Reifschicht, die sich bei normaler Luftfeuchtigkeit der Umgebung zwischenzeitlich auf Welle und Nabe bildet. Aus diesem Grund kommt hier auch ein sogenanntes kontrolliertes Abkühlen der Verbindung in einem Ofen, wie es aus anderen Anwendungen bekannt ist, nicht in Frage. Am Anfang des Fügevorgangs würde die höhere Ofentemperatur nur eine weitere Ausdehnung der Welle und damit eine zusätzlich erhöhte Spannung bewirken. Eine Einbringung in den Ofen zu einem späteren Zeitpunkt hätte nur eine unnötige Erwärmung der ansonsten kalten und vergleichsweise spannungsarmen Verbindung zur Folge.

Der rechte Rand des Fügebereichs überschreitet die zulässige Spannung von 166 MPa erst gegen Ende des Vorgangs. Nachdem in diesem Zeitraum noch keine Nabentypbrüche beobachtet werden konnten, wird dieser Zustand dennoch als unkritisch erachtet.

Weil in den Fügeversuchen bei gleichem Übermaß und gleichen Randbedingungen jedoch nur ein Teil der Naben versagt hat, ist anzunehmen, dass für den Ausfall der Probe mehrere Faktoren zusammenwirken müssen. Es ist davon auszugehen, dass vor allem das bereits in Abschnitt 2 angesprochene Vorhandensein von Materialfehlern entscheidenden Einfluss auf die Rissinitiierung hat.

#### 5. Ansätze zur Optimierung des Fügevorgangs

Die Erkenntnisse aus Abschnitt 4 lassen darauf schließen, dass für einen sichereren Fügeprozess mit weniger Ausfällen die Spannungsüberhöhung zu Beginn des Fügens vermieden werden muss. Weil diese thermisch bedingt ist, liegt eine Reduzierung der Temperaturdifferenz zwischen Welle und Nabe nahe. Die einfachste Möglichkeit besteht darin die Nabe weniger aufzuwärmen. Durch den signifikant größeren Wärmeausdehnungskoeffizienten von Stahl gegenüber Keramik bleibt so ein relativ großes Fügespiel erhalten und dennoch lässt sich der Temperaturunterschied deutlich verringern. In einer beispielhaften Simulation wurde der Fügevorgang mit einer Nabe durchgeführt, die nicht aufgewärmt sondern bei Raumtemperatur belassen wurde. Sowohl das nominelle Übermaß von 15,6 µm als auch die Füge-

temperatur der Welle von  $-196^{\circ}\text{C}$  blieben jedoch unverändert wie in der vorigen Simulation. Der resultierende Verlauf der 1. Hauptspannung ist in Bild 5 zu sehen. Es ist offensichtlich, dass sämtliche Spannungsüberhöhungen, die am Anfang auftraten, eliminiert wurden. Nun treten zunächst keine Spannungen in der Nabe auf. Anschließend nähert sich der Spannungszustand langsam an den Endzustand an. Der Spannungszustand am Ende des Temperaturausgleichs entspricht dem Endzustand beim Fügen mit heißer Nabe.

Bislang wurden die Nabenscheiben für das Fügen erwärmt, um ein möglichst großes Fügespiel zu erhalten und so das Positionieren der Nabe auf der Welle zu erleichtern. Erste Experimente haben jedoch bewiesen, dass Nabenscheiben (bei Nennübermaß) auch bei Raumtemperatur einwandfrei gefügt werden können. Erfreulicherweise hat sich dabei gezeigt, dass nicht nur die Handhabung einfacher wird, weil bei der Montage nun kein Hitzeschutz mehr für die Hände benötigt wird. Außerdem wird der Fügevorgang trotz kleinerem Fügespiel einfacher, weil mehr Zeit für die Positionierung bleibt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass sich die Welle durch die geringere Temperaturdifferenz langsamer ausdehnt.

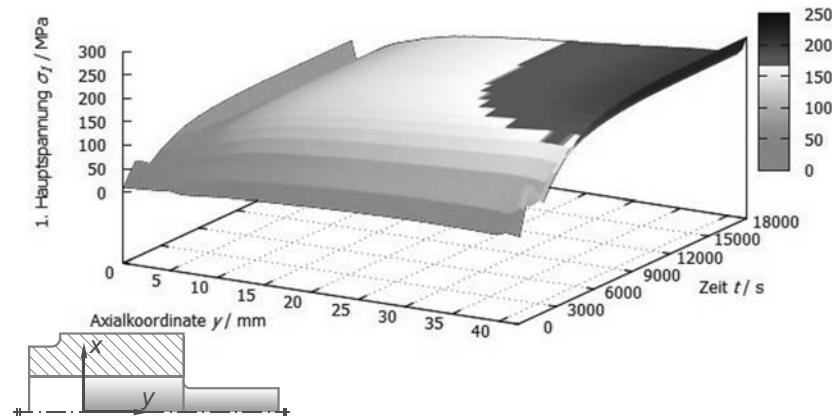


Bild 5: Verlauf der ersten Hauptspannung auf der Fügefläche der Nabe während des Fügevorgangs (Starttemperatur der Nabe 293 K)

Dieses Vorgehen würde die Zahl der gebrochenen Nabenscheiben aller Voraussicht nach stark senken. Dennoch ist die Umsetzung nur begrenzt möglich, da für eine Steigerung des zu fügenden Übermaßes auch ein größeres Fügespiel benötigt wird. Eine weitere Absenkung der Wellentemperatur unter die bisher mit flüssigem Stickstoff erzielten  $-196^{\circ}\text{C}$  dürfte jedoch schwierig werden, sodass wieder auf eine höhere Nabentemperatur zurückgegriffen werden muss.

Die im bisherigen Fügeverfahren vorhandene Spannungsüberhöhung lässt auch die Folgerung zu, dass das Fügen dieser Welle-Nabe-Verbindung einen sogenannten Prooftest darstellt. Dieser Test, der auch als Überlastverfahren bezeichnet wird, bedeutet eine Prüfung von 100 % aller Teile unter einer Prüflast, die etwas höher als die Betriebslast liegt. Alle Teile mit mangelhafter Festigkeit brechen während des Versuchs und sind (offensichtlich) Ausschuss. Für die übrigen Teile kann eine Mindestlebensdauer garantiert werden [2]. Auch dieser Sachverhalt wird von den bisherigen Ergebnissen gestützt, denn von den erfolgreich gefügten Proben (ohne sonstige Fehler) hat bisher keine im Dauerlauf versagt [5].

Ein Aussetzen dieses Prooftests könnte zur Folge haben, dass Nabens bereits bei geringer Überlast im Betrieb versagen. Das würde die Anwendung erschweren, evtl. sogar gefährlicher machen. Andererseits ist bisher nicht bekannt, ab wann ein Materialfehler so groß ist, dass das Bauteil für den Betrieb untauglich ist. Es ist deshalb gut möglich, dass mit dem bisherigen Verfahren mehr Nabens aussortiert werden als nötig. Bei der Durchführung von Prooftests muss immer darauf geachtet werden, dass die Überlast keine Vorschädigung von eigentlich guten Nabens zur Folge hat.

Der optimale Kompromiss bestünde deshalb vermutlich in einem Prooftest, der auf die für den Betrieb kritische Defektgröße hin optimiert ist.

## 6. Zusammenfassung und Ausblick

Mithilfe der thermomechanischen Simulation des Fügevorgangs hybrider Querpressverbände lässt sich der Spannungszustand im Inneren der Nabe untersuchen. Ein Abgleich mit Wärmebildaufnahmen von realen Proben zeigt die relativ gute Übereinstimmung der numerischen Berechnung mit der Realität. Aus den Ergebnissen lässt sich ableiten, dass durch eine verringerte Fügetemperatur der Nabe die Anzahl der gebrochenen Nabens deutlich vermindert werden kann. Gleichzeitig kann durch Beibehalten des bisherigen Verfahrens ein Prooftest der Nabens sichergestellt werden. Damit wäre ein Versagen der Verbindung im Betrieb praktisch ausgeschlossen.

Der Ausfall der Probe ist stark von vorhandenen Fehlern in der Keramik abhängig. Mit den hier vorgestellten Ergebnissen lässt sich jedoch keine Aussage über die kritische, das heißt zum Versagen führende Defektgröße treffen. In [5] wurde bereits der Spannungszustand im Pressverband unter Torsionsbelastung untersucht mit dem Ergebnis, dass die resultierende Beanspruchung der Nabe nur geringfügig über dem Zustand nach dem Fügevorgang liegt. Mittels Rissfortschrittssimulationen muss nun geklärt werden, ab wann eine Fehlstelle für den Betrieb kritisch ist. Im Anschluss daran kann der Fügevorgang dahin gehend optimiert werden, dass er einen Prooftest darstellt, der Bauteile mit kritischer Defektgröße aussortiert.

Gleichzeitig muss der Temperatur- und Spannungsverlauf während des Fügens so angepasst sein, dass Bauteile mit unterkritischer Defektgröße den Vorgang unbeschadet überstehen. Es ist davon auszugehen, dass durch eine solche Optimierung weniger Naben beim Fügen brechen und dennoch alle erfolgreich gefügten Proben den Betrieb im Dauerlauf unbeschadet überstehen. Eine weitere Alternative stellt die Realisierung eines Prooftests durch das gemeinsame Erwärmen von Welle und Nabe nach dem Fügen dar. Dieses Vorgehen wurde ebenfalls noch nicht untersucht.

Für die Finanzierung des Forschungsprojekts bedanken sich die Autoren bei der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG).

### **Literaturverzeichnis**

- [1] Binz, H.; Wagner, M.: Reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen mit keramischen Naben. In: Roosen, A. (Hrsg.): Deutsche Keramische Gesellschaft e.V. (DKG) Tagungsband Fügen von Keramik: Grundlagen - Verfahren - Anwendungen. Erlangen, 2012, S. 3
- [2] Munz, D.; Fett, T.: Ceramics – Mechanical Properties, Failure Behaviour, Materials Selection. Berlin: Springer-Verlag 2001
- [3] Ceramic Parts, Prospekt, H.C. Starck, Selb 2013
- [4] Wagner, M.; Binz, H.: Proof test of hybrid shrink fits with ceramic hub. In: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 18 (2011) 202021
- [5] Blacha, M.: Grundlagen zur Berechnung und Gestaltung von Querpressverbänden mit Naben aus monolithischer Keramik. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, 2009



# FEM-Untersuchungen zur optimierten Gestaltung von Profilwellen mit freiem Verzahnungsauslauf

Prof. Dr.-Ing. Ali Daryusi, Hochschule Offenburg

## Kurzfassung

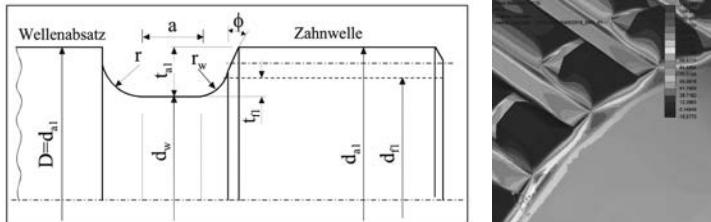
In diesem Beitrag wird die Anwendbarkeit von bereits in der Literatur beschriebenen und in der Praxis bewährten Entlastungsgeometrien für Wellenabsätze auf Zahnwellen mit freiem Auslauf mit der Methode der Finiten Elemente FEM untersucht. Dabei zeigte sich, dass eine direkte Verwendung der bestehenden Vorschläge nicht immer möglich war. Deshalb wurden diese Entlastungsnuten und -übergänge für eine beanspruchungsgerechte Anwendung im Bereich der Zahnwellen modifiziert und optimiert. Basierend auf den dabei erzielten Ergebnissen wurden neue konstruktive Möglichkeiten zur günstigsten Ausprägung der freien Auslaufgestaltung entwickelt und erforscht. Der beobachtete merkliche Abfall der Kerbspannung infolge von Entlastungsmöglichkeiten soll dem Konstrukteur einen Anlass geben, diese häufiger anzuwenden. Die Industrie, insbesondere kleinere Betriebe, können mithilfe der in diesem Aufsatz vorliegenden Erkenntnisse durch optimierte Dimensionierung der Profilwellen Kosten und Bauteilgewicht sparen.

## 1. Einleitung

Der Verzahnungsübergang von dickeren zu dünneren Querschnitten in Profilwellen (**Bild 1**) ist ein im Maschinenbau unentbehrliches Konstruktionselement und verursacht höhere Kerbwirkungen infolge der Kerbüberlagerung zwischen dem Zahnfußradius, dem Auslaufradius und dem Nutradius eines optionalen Sicherungsringes. Eine Möglichkeit zur konstruktiven Minderung dieser Kerbwirkung an der kritischen Kerbstelle besteht in der absichtlichen Anbringung von umlaufenden Zusatzkerben, welche der Hauptkerbe benachbart sind. Eine zweite Möglichkeit ergibt sich aus einer optimierten Ausgestaltung der Übergangsradien.

Die bisherigen Forschungen im Bereich der Entlastung von hochbeanspruchten Übergangsradien beschränken sich auf Wellen mit Absatz (z.B. Steinchen [1], Grekoussis und Panajotidis [2], Thum [3], Eccarius [4] und Judt [7]). Über die Abschwächung der Kerbwirkung von Verzahnungsausläufen bei Zahn- und Keilwellen lagen bisher keine systematischen Untersuchungen und keine ausreichend anwendungsbereiten Ergebnisse vor. Die Größe und das

Verhalten der örtlichen Spannungen infolge der Kerbüberlagerung beim Zusammentreffen des freien Auslaufradius mit dem Zahnfußradius auf Zahnwellen sind völlig anders als diejenigen infolge einer Einzelkerbe, wie das der Fall bei einem Wellenabsatz ist. Deshalb sind eigene Untersuchungen für die Entschärfung der Kerbwirkung dieser Kerbcombination notwendig.



## 2. Untersuchungsspektrum

Hauptziel dieser Arbeit ist die Untersuchung des Einflusses von EK an Zahnwellen mit freiem Auslauf. Die Bereitstellung der prozentualen Verringerung der Kerbformzahlen in Abhängigkeit von den geometrischen Parametern der Zahnwelle (z.B. Zähnezahl  $z$ , Modul  $m$  und Bezugsdurchmesser  $d_B$ ) und des freien Auslaufes (z.B. Kerbschärfe  $r_w/t_{a1}$  und Durchmesserverhältnis  $d_w/d_{a1}$ ) und seinen Gestaltungsausführungen sowie der Form und Lage der Entlastungskerbe (EK) stellen dabei das zentrale Thema im vorliegenden Artikel dar. Dazu wird jeweils die Reduktion der Kerbspannungen am freien Auslauf ermittelt, die durch den konstruktiven Einsatz der folgenden Entlastungskerbformen erzielt werden:

- Entlastung des freien Auslaufradius in Anlehnung an Steinchen [1]
- Entlastung des freien Auslaufradius in Anlehnung an Grekoussis/Panajotidis [2]
- Entlastung des freien Auslaufradius nach Thum [3]
- Entlastung des freien Auslaufradius und Freistichs nach Eccarius [4]
- Optimierungsvorschlag der Entlastungskerben nach Galusca/Daryusi [5]

Die von [1, 2, 3 und 4] zugrunde gelegten Geometrieverhältnisse zur Entlastung des Wellenabsatzes konnten teilweise nicht eins zu eins übernommen werden. Deshalb wurden zur Anpassung dieser Verhältnisse für die Verwendung an Zahnwellen Optimierungsuntersuchungen durchgeführt.

Nachfolgend zeigt **Bild 2** (siehe übernächste Seite) eine Zusammenstellung aller in diesem Beitrag verwendeten Geometrien der konstruktiven Entlastungsmöglichkeiten der Spannungskonzentrationen im freien Auslaufbereich.

Bei dem Entlastungsübergang nach Thum [3] handelt es sich um keine Ellipsenform sondern um eine bionische Geometrie, die die Form des aus dem Rohr strömenden Wassers besitzt. Sein Entlastungsvorschlag zeigt bei Zug/Druck und Biegung ein gutes reproduzierbares Entlastungspotential. Dieser Übergang zeichnet sich durch eine große Breite  $y$  aus, die jedoch nicht immer in der Praxis anwendbar ist.

Von [5] wurde ein ellipsenförmiger Verzahnungsübergang Typ A (siehe **Bild 2-h**) optimiert, der eine vergleichbare Höhe und Breite wie der Thum'sche Übergang aufweist. Die FEM-Optimierungsanalyse zeigt, dass das optimale Achsenverhältnis  $a/b$ , welches im Bereich von  $a/b = 1,5$  bis 7 variiert, von der Belastungsart abhängt. Eine maximale Formzahlreduzierung ergab sich in Höhe von 34% für das Verhältnis  $a/b = 3$  bei Zug/Druck, 32% für  $a/b = 2,8$  bei Biegung und 20% für  $a/b = 2,5$  bei Torsion (siehe **Bild 3**).

Weitere Untersuchungen erfolgten mit einem konstanten Verhältnis  $a/b = 3$ , bei dem die Ellipsenform eine ähnliche Geometrie wie die Übergangskurve von [3] besaß. Die Formzahlverläufe sowie die prozentualen Entlastungswerte je Belastungsart ähneln sich mit denen

nach Thum. Diese Ellipsenform weist bei gleichem Entlastungspotential eine geringere Breite  $a$  im Vergleich zu derjenigen von Thum auf. Deshalb ist diese neue Entlastungsform für die Verwendung in der Praxis zu bevorzugen.

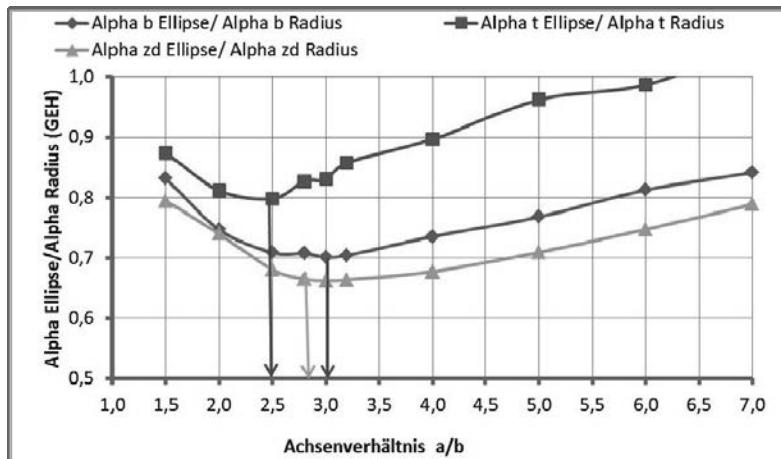
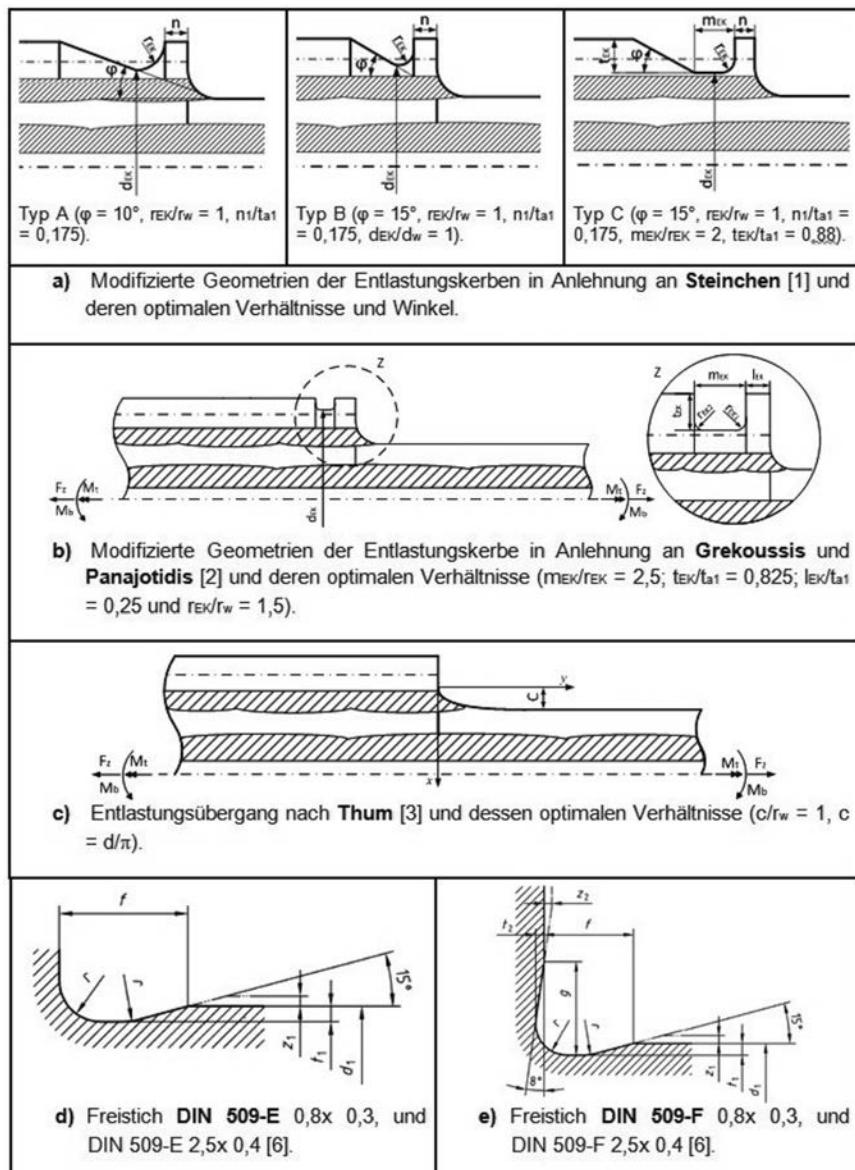
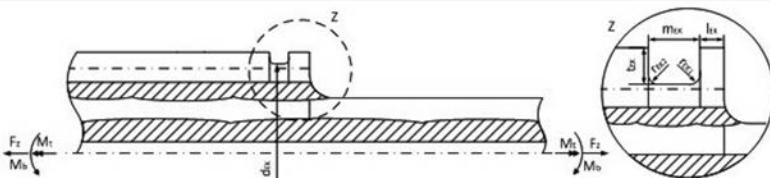


Bild 3: Optimale Achsenverhältnisse  $a/b$  und Formzahlergebnisse für Zug, Biegung und Torsion nach der GEH bei der Optimierung des ellipsenförmigen Übergangs Typ A nach Galusca/Daryusi [5] an ZW 40x2x18 mit der Radiusgröße  $R_1=0,8$  mm. Nennspannung bezieht sich auf den Wellendurchmesser  $d_w$

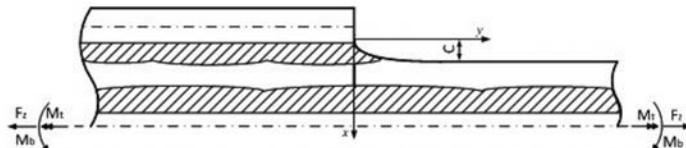
Diese ellipsenförmige Übergangskurve wurde von [5] zu Typ B (**Bild 2-i**) weiter optimiert. Dabei ergaben sich zwei Variationen: Zum einen ragt die ganze Ellipse 0,3 mm ins Material hinein und zum anderen wurde die halbe Ellipse, die 0,3 mm tief ist, mit einem schrägen Übergang ergänzt, dessen Winkel zwischen 1,5° und 15° liegen sollte. Der Rundungsradius  $r_{EK} = 1,22$  mm wurde von [4] übernommen. Bei einem Winkel von 2,5° ergab sich für die Variante mit winkel förmigem Übergang eine maximale Formzahlverringerung von 40% bei Zug/Druck, 37% bei Biegung und 24% bei Torsion. Da die zweite Variante der winkellosen Ellipsenform vom Typ B vergleichbare Entlastungswerte wie der winkelbehafteten Ellipsenform zeigte und eine geringere Nutubreite aufwies, ist diese Variante für den weiteren Einsatz vorzuziehen. Diese Neuentwicklung ist sogar dem Typ A überlegen.



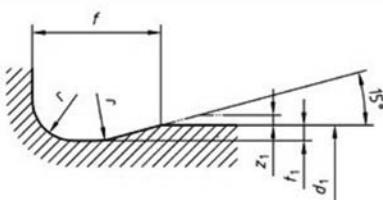
a) Modifizierte Geometrien der Entlastungskerben in Anlehnung an **Steinchen** [1] und deren optimalen Verhältnisse und Winkel.



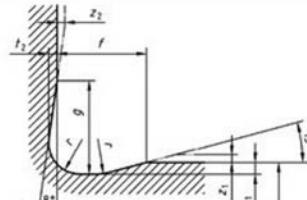
b) Modifizierte Geometrien der Entlastungskerbe in Anlehnung an **Grekouassis** und **Panajotidis** [2] und deren optimalen Verhältnisse ( $m_{EK}/r_{EK} = 2,5$ ,  $t_{EK}/t_{a1} = 0,825$ ,  $l_{EK}/t_{a1} = 0,25$  und  $r_{EK}/r_w = 1,5$ ).



c) Entlastungsübergang nach **Thum** [3] und dessen optimalen Verhältnisse ( $c/r_w = 1$ ,  $c = d/\pi$ ).



d) Freistich DIN 509-E 0,8x 0,3, und DIN 509-E 2,5x 0,4 [6].



e) Freistich DIN 509-F 0,8x 0,3, und DIN 509-F 2,5x 0,4 [6].

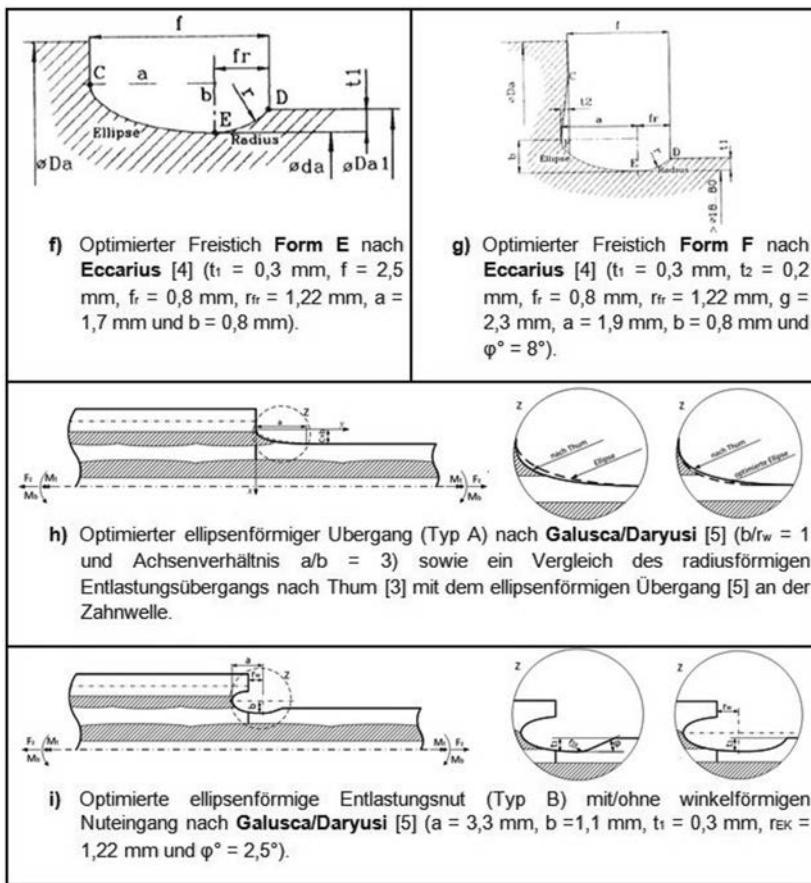


Bild 2: Zusammenstellung der konstruktiven Entlastungsgeometrien und deren möglichen Optimierung zur Herabsetzung der Spannungsüberhöhung im freien Auslauf

### 3. Ausgewählte Untersuchungsergebnisse

In der nachfolgenden **Tabelle 1** sind die mit der FEM ermittelten prozentualen Entlastungen der Formzahlen am freien Auslaufbereich von Zahnwellen für die im **Bild 2** aufgeführten Entlastungsmaßnahmen je Belastungsart zusammengestellt. Im **Bild 4** sind exemplarisch die Formzahlverläufe zur Veranschaulichung der erreichten Spannungsminderungen infolge der Optimierung der ellipsenförmigen EK nach Galusca/Daryusi [5] Typ B (siehe **Tab. 1** und **Bild 1-i**) je Belastungsart abgebildet.

Tabelle 1: Darstellung der prozentualen Entlastungswerte der Spannungsformzahlen je Belastungsart am freien Auslaufradius von nach DIN 5480 genormten Zahnräulen

Proz. Entlastung des freien Auslaufradius nach bzw. in Anlehnung an:																Galusec/ Daryus [5]			
Steinchen [1]				Grekoassis/ Panotidis [2]				Thum [3]				Eccarius [4]				Galusec/ Daryus [5]			
Typ A	Typ B	Typ C							Typ E	Typ F			Ellipsenform Typ A	Ellipsenform Typ B			Freistil Typ E DIN 509 [6]	Freistil Typ F DIN 509 [6]	
R1	R2	R1	R2	R1	R2	R1	R2	R1	R2	R1	R2	R1	R2	R1	R2	R1	R2		
Zug/Druck (NSH)																			
7,5sdB/m<18	21%	5%	16%	0	21%	0	12%	3%	33%	32%	27%	29%	35%	45%	29%	0 (4%)	0 (2%)	0 (2%)	
dB/m≥18	25%	8%	27%	8%	26%	0	20%	10%	33%	32%	27%	29%	34%	32%	39%	30%	0 (10%)	0 (18%)	
Biegung (NSH)																			
7,5sdB/m<18	16%	0%	14%	0	17%	0 (15%)	9%	1%	32%	30%	22%	22%	36%	42%	22%	0 (9%)	0 (15%)	0%	
dB/m≥18	24%	8%	25%	9%	26%	0 (25%)	19%	8%	32%	33%	27%	29%	32%	32%	39%	31%	0 (9%)	0 (15%)	
Torsion (NSH)																			
7,5sdB/m<18	15%	21%	11%	5%	14%	10%	0 (60%)	0	0 (27%)	27%	10%	16%	0 (17%)	29%	6%	34%	2%	24%	
dB/m≥18	25%	24%	25%	28%	25%	32%	0	0	0 (27%)	27%	4%	0 (5%)	0 (17%)	29%	0 (5%)	25%	2%	0 (2%)	
Torsion (GEH)																			
7,5sdB/m<18	12%	1%	7%	1%	9%	0%	2%	1%	27%	15%	12%	14%	26%	15%	25%	15%	0 (7%)	0%	
dB/m≥18	16%	4%	16%	4%	15%	0%	10%	4%	16%	21%	17%	18%	20%	27%	18%	0 (7%)	0 (7%)	0 (7%)	

Annmerkungen:

Ü: Überlastung im Sinn einer Spannungserhöhung im Vergleich zur nichtentlasteten Geometrie  
 R: freier Auslaufradius R1 = 0,8 mm und R2 = 2,8 mm  
 dB/m: Bezugsdurchmesserverhältnis gemäß DIN 5480  
 NSH: Normalspannungshypothese  
 GEH: Gestaltänderungsentnergiehypothese

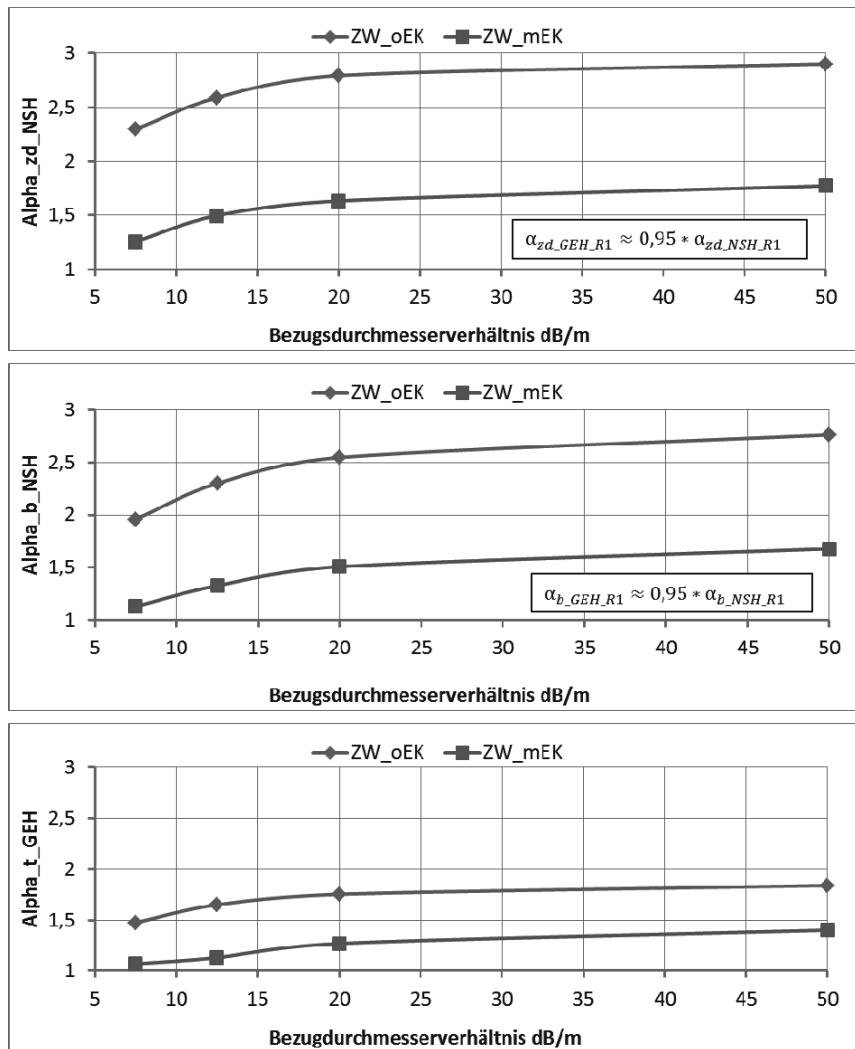


Bild 4: Formzahlergebnisse an ZW mit der kleinen Radiusgröße R1 und EK nach Galusca und Daryusi [5] Typ B im Vergleich zu denen an ZW ohne EK. Formzahlen der Kurve ZW\_oEK beziehen sich auf den Wellendurchmesser  $d_w$  und die Formzahlen der Kurve ZW\_mEK auf den  $d_{EK}$ , (oben: Zug-/Druck, Mitte: Biegung und unten: Torsion)

#### 4. Grundaussagen

Folgende Grundaussagen können daraus abgeleitet werden:

Die Verwendung von Entlastungskerben führt in Abhängigkeit von der jeweiligen Geometrie zu teilweise signifikanten Spannungsreduktionen insbesondere für Zug/Druck und Biegung aber auch für Torsion.

Einige Zusatzkerbformen, die sich für die Spannungsreduktion bei Wellenabsätzen bewährt haben, würden bei einer Anwendung bei Zahnwellen zu einer Spannungserhöhung führen. Das gilt insbesondere für die Torsionsformzahlauswertung nach der NSH bei rechteckigen Nuten nach [2] und generell für die nach [6] genormten Freistiche.

Demgegenüber führen die von Galusca/Daryusi [5] neu entwickelten Ellipsenformen zu den größten Spannungsreduktionen im Vergleich zu allen anderen hier betrachteten Entlastungsformen.

Bei Betrachtung der Kerbgeometrien nach [1], [2] und [5] führt ein kleinerer Auslaufradius ( $R_1 = 0,8$  mm) zu deutlich größeren Spannungsminderungen bei Zug/Druck und Biegung als bei der Ausführung mit größerem Auslaufradius ( $R_2 = 2,8$  mm).

Die Untersuchung des Thum'schen Entlastungsübergangs [3] zeigt, dass der Einfluss der Größe des Auslaufradius im Hinblick auf die Spannungsbeeinflussung bei Zug/Druck und Biegung hingegen nur marginal ist.

Für die Spannungsreduktion bei Torsion nach der NSH sind teilweise größere Auslaufradien günstiger. Das gilt insbesondere für die Geometrien nach [3] und [5].

Es empfiehlt sich jedoch, die Torsionsspannung infolge einer Kerbüberlagerung gemäß der GEH auszuwerten und nicht nach der NSH.

#### 5. Zusammenfassung und Ausblick

Die in diesem Beitrag gewonnenen Erkenntnisse können als Grundlage für weitere Untersuchungen im Bereich Entlastung von Profilwellenverbindungen mit freier und gebundener Geometrieausführung verwendet werden. Die Untersuchung liefert Hinweise für eine beanspruchungsgerechte Gestaltung und zur Verringerung von Spannungsspitzen an mehrfachgekerbten Wellen. Die Ergebnisse können mit Hilfe von Dauerversuchen zu abgesicherten Kerbwirkungszahlen weiter untersucht werden. Die hier vorgestellten Ergebnisse haben aber bereits richtungsweisenden Charakter und können besonders die Unternehmen unterstützen, die keine Dauerversuche durchführen können.

Die Auswahl einer geeigneten EK-Geometrie zur Reduktion der Spannungen hängt von der konkreten Beanspruchung, der eine Zahnwelle ausgesetzt wird, ab. In der Praxis werden jedoch Zahnwellen häufig unter kombinierter Belastung aus Zug/Druck, Biegung und Torsion

gleichzeitig beansprucht. Deshalb empfiehlt sich an dieser Stelle, hierfür die Untersuchungen der hier vorgeschlagenen Entlastungsmöglichkeiten für eine zusammengesetzte Belastung weiter zu vertiefen, um das Optimum hinsichtlich der Nutdimensionen und der erreichbaren Entlastung herauszufinden.

Die Entlastung der Spannungsüberhöhungen insbesondere im freien Auslauf von Zahnwellen mit Bezugsdurchmesserverhältnissen  $d_b/m \leq 15$  und kleinen Zähnezahlen  $z \leq 15$  gestaltet sich schwierig. Hierfür ist die Durchführung weiterer Berechnungen notwendig.

## 6. Literatur

- [1] Steinchen, W. P.: Experimental and computer-aided investigations and optimization of stress-relieving notches. The Journal of Strain Analysis for Engineering Design, July 1, 1978; vol. 13, 3: pp. 149-156.
- [2] Grekoussis, R.; Panajotidis, K.: Entlastungsnuten am Wellenabsatz. Konstruktion 35(1983) H. 10, S. 387-390, Düsseldorf: Springer-VDI-Verlag.
- [3] Thum, A.; Bautz, W.: Der Entlastungsübergang - Günstigste Ausbildung des Überganges an abgesetzten Wellen. VDI, Forschung 6. Bd./ Heft 6, pp. 269-273, Darmstadt 1935
- [4] Eccarius, M.: Untersuchungen zur Berechnung und optimierten Gestaltung von Wellen und Achsen mit konstruktiven Kerben. Dissertation der TU Dresden 2000
- [5] Galusca, A.; Daryusi, A.: FEM-Untersuchung zur Entlastung der Kerbwirkung an Zahnwellen mit SR-Nut und freiem Auslauf. Interner Bericht an der Professur für Maschinenelemente der HS Offenburg, SS 2014
- [6] DIN 509: Zeichnungen – Freistische – Formen, Maße. Berlin, Beuth Verlag, 2006
- [7] Judt, H. O.: Spannungsoptische Untersuchungen und Optimierung von Entlastungskerben. Diss. TU-Clausthal, 1973
- [8] Daryusi, A: Beitrag zur Ermittlung der Kerbwirkung an Zahnwellen mit freiem und gebundenem Auslauf. Dissertation, Technische Universität Dresden, 2009
- [9] DIN 5480-2: Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser. Berlin, Beuth Verlag, 2012

# Numerische und experimentelle Analyse der Gestaltfestigkeit von Zahnwellenverbindungen bei Umlaufbiegung

## Numerical and experimental analysis of the endurance limit of involute spline couplings in rotating bending



Dipl.-Ing. **Jörg Wendler**, Prof. Dr.-Ing. **Berthold Schlecht**,  
Technische Universität Dresden  
M. Sc. **Jochen Wild**, Technische Universität Clausthal

### Kurzfassung

Das Ziel des Beitrages besteht in der (bisher schwierigen) Zusammenführung von rechnerisch ermittelter und experimentell bestimmter Gestaltfestigkeit einer Zahnwellenverbindung bei umlaufender Biegebelastung. Auf der Grundlage von dreidimensionalen Finite-Elemente-Kontaktsimulationen werden Spannungskonzentrationen an der Mehrfachkerbe bestehend aus (i) Zahnußausrundung, (ii) freiem Zahnauslauf und (iii) angrenzender Nabe (spannungsmechanischer Einfluss der Gegenflanke) untersucht. Bei Umlaufbiegung ist im Kerbgrund ein örtlich zweiachsiger Spannungszustand mit phasenverschobenen Zeit-Verläufen der einzelnen Spannungskomponenten (asynchrone Beanspruchung) zu beobachten. Durch den Vergleich verschiedener Näherungsansätze mit experimentellen Ergebnissen wird eine einfache und praktikable Erweiterung der Tragfähigkeitsberechnung nach DIN 743 für Zahnwellen identifiziert.

### Abstract

This study aims to bring together theoretically calculated and experimentally determined endurance limits of involute spline couplings in rotating bending. Based on three-dimensional finite-element contact simulations, stress concentrations are calculated at the combined notch (multiple-notch) of (i) the spline tooth root fillet, (ii) the stepped shaft fillet and (iii) the adjacent hub (mechanical influence of the mating flank). Under rotating bending a biaxial

stress state with out-of-phase local stress components in the notch root (asynchronous stressing) has been detected. By comparing different approximation approaches with experimental results, it was possible to find a simple, applicable extension to the fatigue calculation according to DIN 743 for spline shafts.

## 1. Einleitung und Problemstellung

Die Hauptaufgabe von Zahnwellenverbindungen besteht in der Übertragung von hohen und oft auch wechselnden Drehmomenten. In der Praxis müssen diese Welle-Nabe-Verbindungen komplexen Belastungsverhältnissen standhalten. Neben der funktionsbedingten Torsionsbeanspruchung tritt zumeist eine zusätzliche Biegebeanspruchung z. B. infolge von Achsversatz oder getriebeseitig eingeleiteter Querkraft auf. Die bei Wellenrotation resultierende Umlaufbiegung erweist sich häufig als Ursache für Schwingungsbrüche.

Die Berechnungsnorm DIN 743 [1] gilt als wichtiges Standardwerkzeug für den Tragfähigkeitsnachweis von Wellen und Achsen – insbesondere zur Berechnung der Gestaltfestigkeit unter schwingender Belastung. Der Festigkeitsnachweis wird hierbei nach dem Nennspannungskonzept durchgeführt. Im Falle einer Zahnwelle bzw. Zahnwellenverbindung erlauben die bereitgestellten Faktoren zur rechnerischen Erfassung der Kerbwirkung jedoch nur eine sehr grobe Abschätzung der Ermüdfestigkeit. An den Forschungsstellen der Autoren wurden deshalb in der Vergangenheit numerische und experimentelle Untersuchungen [2] zur Kerbwirkung bei Zahnwellen (evolventisches Zahnprofil nach DIN 5480 [3]) mit freiem und gebundenem Auslauf (siehe Bild 1) durchgeführt. Die theoretisch und experimentell bestimmten Kerbwirkungszahlen weisen allerdings nur für den Bereich der schwingenden Torsionsbelastung eine gute Übereinstimmung auf. Das Ziel des Beitrages besteht darin die rechnerisch ermittelte und experimentell bestimmte Gestaltfestigkeit auch unter schwingender Biegebelastung (Umlaufbiegung) in Einklang zu bringen.

Zahnwellen besitzen neben den Kerbspannungen in der Zahnußausrundung Beanspruchungsüberhöhungen im Übergang von Verzahnung zu glatter Welle (Verzahnungsauslauf). Zusätzlich bilden sich, bedingt durch die Steifigkeitsänderung, Spannungskonzentrationen am Übergang von Zahnwelle zur Welle-Nabe-Verbindung aus (Nabeneinfluss). Die nachfolgenden Untersuchungen betrachten daher die örtlichen Beanspruchungszustände einer Zahnwellen-Verbindung in der Zahnußausrundung und im freien Zahnauslauf.

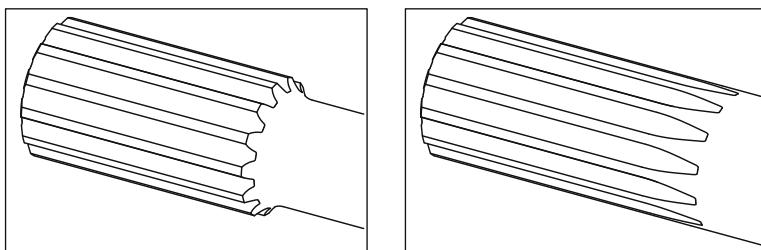


Bild 1: Zahnwelle mit freiem (links) und gebundenem (rechts) Auslauf

## 2. Stand des Wissens

Die Norm DIN 743 „Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen“ [1] weist für Zahnwellen eine experimentell bestimmte Kerbwirkungszahl in Abhängigkeit der Werkstoffzugfestigkeit aus. Sie gilt lediglich für die reine Gestaltkerbe Zahnußausrundung ohne Nabeneinfluss und ohne Berücksichtigung der Auslaufgeometrie (Bild 2a). Weiterhin finden keinerlei Geometrieparameter Berücksichtigung. Der Formzahlkatalog von Peterson [4] gibt eine Formzahl in Abhängigkeit des Zahnußausrundungsradiusses an, die auf spannungsoptischen Versuchen von Yoshitake [5] beruhen. Diese ist allerdings ebenfalls auf die reine Gestaltkerbe beschränkt und gilt für Keilwellen unter Torsion.

Die rechnerische Ermittlung der örtlichen Beanspruchung im Zahnuß sowohl für den ungestörten Wellenbereich als auch für den Rand der Welle-Nabe-Verbindung (Bild 2b) ermöglicht die Berechnungsrichtlinie DIN 5466 „Tragfähigkeitsberechnung von Zahn- und Keilwellen-Verbindungen“ [6]. Die Norm berücksichtigt hierbei verschiedene Betriebszustände, u. a. Biegung und Torsion. Mit den berechneten Kerbspannungen ist die Ableitung einer Formzahl zur Anwendung im Schwingfestigkeitsnachweis nach DIN 743 denkbar. DIN 5466 stellt selbst keine konkreten Vorschriften zur Berechnung der Ermüdungsfestigkeit bereit. Die letzte Überarbeitung dieser Berechnungsrichtlinie wurde maßgeblich von den Ergebnissen und Berechnungsansätzen von Wesolowski [7] beeinflusst. Für drehmomentbelastete Zahnwellen-Verbindungen nach DIN 5480 quantifizierte er auf numerischem Wege die notwendigen Kenngrößen zur Spannungsberechnung in Abhängigkeit mehrerer geometrischer Parameter wie Zähnezahl, Zahnußausrundung und Nabellänge.

DIN 5466 und ein Großteil der bisherigen Veröffentlichungen zur Tragfähigkeit von Zahnwellen (z. B. [8–11]) beschränken sich auf die Kerbwirkung im Zahnfußbereich. Gänzlich unberücksichtigt bleiben hierbei die Beanspruchungsüberhöhungen aufgrund der Auslaufgeometrie. Daryusi [12] führte im Zuge des FVA Forschungsvorhabens 467 I [9] umfangreiche numerische Berechnungen der Formzahl für Zahnwellen mit freiem und gebundenem Auslauf durch. Im Gegensatz zur freien Zahnauslaufgeometrie unterschieden sich die Ergebnisse für den gebundenen Auslauf kaum von den Zahnfußspannungen ohne Berücksichtigung der Auslaufgeometrie. Die durchgeführte Variantenanalyse beinhaltete die geometrischen Größen Zähnezahl sowie Kerbschärfe und -tiefe des freien Zahnauslaufes. Seine Untersuchungen konzentrierten sich jedoch, bis auf einige Ausnahmen, auf die Bestimmung der Kerbwirkung an der reinen Gestaltkerbe Zahnwelle *ohne Nabe* (Bild 2c). Insbesondere der praxisrelevante Fall einer Zahnwellen-Verbindung mit Nabe nahe Zahnauslauf (Bild 2d) wurde nicht in die durchgeführte Parameterstudie aufgenommen. Die internationalen Forschungstätigkeiten jüngerer Datums beschäftigen sich größtenteils mit den Lastverteilungs- und Lastaufteilungseigenschaften (z. B. [13–15]) sowie mit Reibermüdung (z. B. [16]) und Verschleiß (z. B. [17]) von Zahnwellenverbindungen.

Mit dem bereits genannten Forschungsvorhaben FVA 467 I [2] wurde in Zusammenarbeit mit dem IMW der TU Clausthal ein wesentlicher Schritt hinsichtlich der genaueren Ermittlung von Torsionsform- und Kerbwirkungszahlen geleistet. Im Rahmen dieser Arbeit erfolgten neben den theoretischen Untersuchungen von Daryusi mehrere experimentelle Versuche. Es wurden sowohl statische als auch dynamische Dauerfestigkeitsversuche unter reiner Biege- und Torsionsbelastung in Clausthal durchgeführt. Für den Bereich der Torsionsbelastung

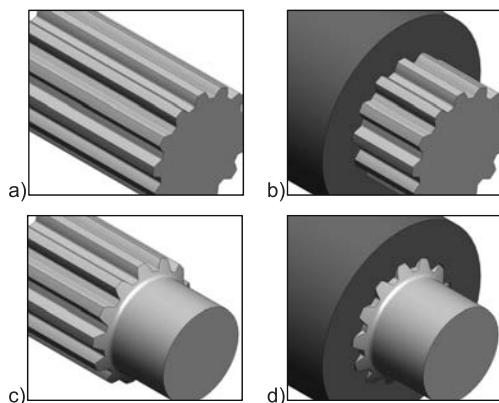


Bild 2: Verschiedene Modelle einer Zahnwelle bzw. Zahnwellenverbindung

(schwellend) konnte eine gute Übereinstimmung von den theoretisch und experimentell bestimmten Kerbwirkungszahlen erreicht werden. Bezuglich der Biegeform- und Biegekerbwirkungszahl bestand jedoch weiterhin Forschungsbedarf. Insbesondere die genaue Erfassung der Vorspannung der bei den Umlaufbiegeversuchen analysierten Zahnwellenverbindung mit Presssitz bereitet große Schwierigkeiten.

### 3. Theoretische Untersuchungen zur Kerbbeanspruchung

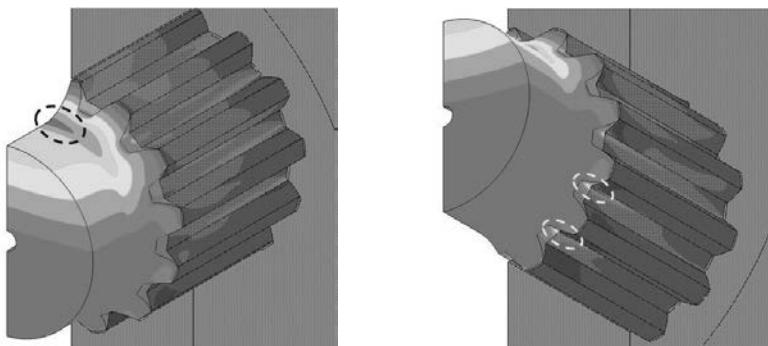


Bild 3: Spannungsüberhöhung (1. HS) im freien Zahnauslauf (links) und im Zahnfuß (rechts) der Zahnwellenverbindung unter Biegebelastung

Die rechnerische Bestimmung der örtlichen Spannungskonzentration erfordert aufgrund der komplexen Kerbgeometrie den Einsatz numerischer Berechnungsmethoden, wie der Finite-Elemente-Methode. Die Modellerstellung und Auswertung der dreidimensionalen FE-Kontaktmodelle erfolgt mit einem eigens entwickelten, problemspezifischen Prä- und Postprozessor zur Netzgenerierung von Zahnwellen und Zahnwellenverbindungen (siehe Arbeiten des Autors in [18]). Es wurden Spannungsberechnungen unter Biegebelastung an symmetrischen Halbmodellen durchgeführt (siehe Bild 3). Die anschließende Bestimmung von Kerbwirkungsfaktoren erfordert die Betrachtung des Sonderfalls der reinen (Umlauf-) Biegung als Grundlastfall der Berechnungsvorschrift.

Die Spannungsauswertung konzentriert sich auf die zwei Kerbbereiche Zahnfuß und freier Zahnauslauf. Zur Charakterisierung der Kerbwirkung an den jeweiligen Stellen wird der Spannungstensor an der Bauteiloberfläche betrachtet. Da keine Krafteinleitung im Zahnauslauf stattfindet, liegt im Allgemeinen ein zweiachsiger Spannungszustand mit den Normalspannungskomponenten  $\sigma_a$ ,  $\sigma_\varphi$  und der Schubspannungskomponente  $\tau$  vor (siehe Bild 4, rechts). Die Zahnfußausrundung tritt im Gegensatz zur Zahnflanke nicht in Kontakt mit der Verzahnung der Nabe, sodass hier ebenfalls höchstens ein zweiachsiger Spannungszustand (kraftfreie Oberfläche) vorliegt (siehe Bild 4, links).

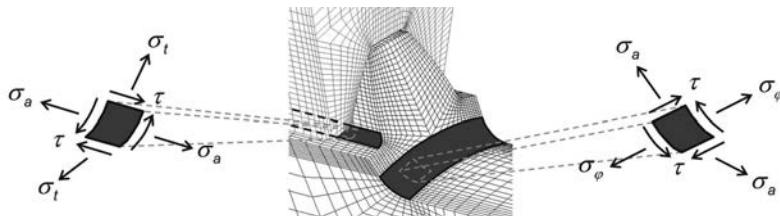


Bild 4: Allg. zweiachsiger Spannungszustand im Zahnuß (links) und Zahnauslauf (rechts)

Die Ergebnisse der numerischen Simulation weisen im Zahnauslaufbereich eine dominierende Biege-Normalspannung in axialer Richtung  $\sigma_a$  auf, welche zur Bestimmung der Kerbformzahl herangezogen werden kann. Die Spannungskomponenten in Umfangs- und Schubrichtung sind vernachlässigbar klein. Tabelle 1 (rechts) zeigt den Verlauf der einzelnen Spannungskomponenten im freien Zahnauslauf über den Umfang eines Zahnsegmentes. Die Tabelle zeigt ebenfalls den Verlauf der Kerbspannungen in der Zahnußausrundung entlang der Zahnwellenlängsachse (Tabelle 1, links). Infolge der Kerüberlagerung von „Zahnußausrundung“, „Wellenabsatz“ und „Nabe“ (Lasteinleitungskerbe) bildet sich ein mehrachsiger Spannungszustand aus. Die Normalspannungskomponente  $\sigma_t$  tangential zur Zahnußausrundung dominiert, während die zur Biege-Nennspannung zugehörige örtliche Spannungskomponente  $\sigma_a$  (durchgezogene Linie) deutlich in den Hintergrund tritt. Der Ort der maximalen Spannungsbeträge liegt erwartungsgemäß am Verbindungsrand ( $z = 0$ ).

Tabelle 1: Spannungskomponenten im Zahnauslauf und Zahnfuß mit Nabeneinfluss

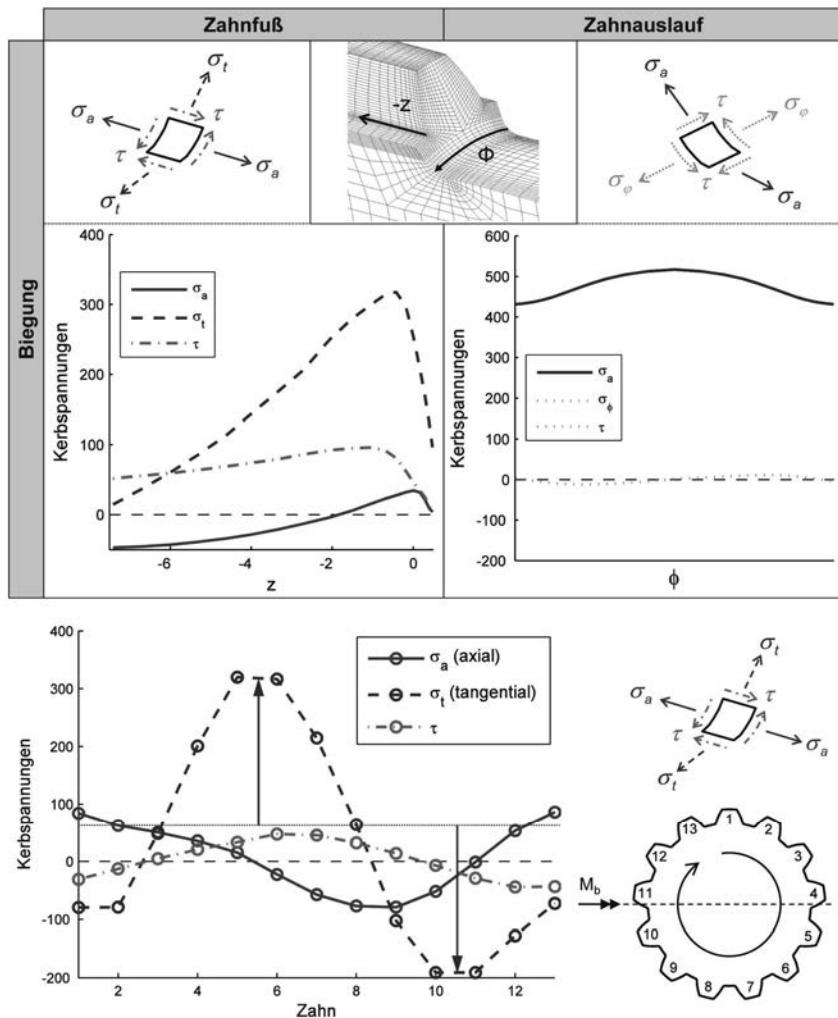


Bild 5: Zeitverlauf der Kerbspannungen im Zahnfuß bei Umlaubbiegung

Im praxisrelevanten Fall einer *umlaufenden* Biegebelastung ist der zeitliche Verlauf der Kerbspannungskomponenten zu beachten. Für die Zahnußausrundung zeigt Bild 5, dass die örtlichen Spannungen  $\sigma_a$ ,  $\sigma_t$  und  $\tau$  mit gleicher Frequenz aber mit unterschiedlicher Phasenlage zueinander schwingen. Das ist eine wichtige Feststellung, deren Bedeutung in Abschnitt 5 diskutiert wird. Die maximale Biegespannung in axialer Richtung  $\sigma_a$  tritt am Zahn mit der größten Entfernung zur neutralen Faser der Welle auf (Zahn 1 in Bild 5), wohingegen die durch Kontaktkräfte an den Zahnlängen entstehende Spannungskomponente  $\sigma_t$  ihr Maximum an einer Zahnposition nahe der neutralen Faser besitzt (Zahn 5). Diese Beobachtung steht im Einklang mit den Voraussagen von Volfson [8].

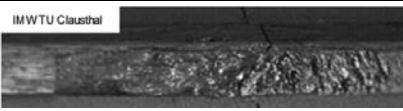
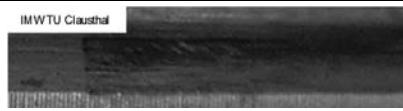
In diesem Beitrag nicht dargestellte Untersuchungen bei kombinierter Belastung mit unterschiedlichen Biege-Torsions-Verhältnissen zeigen, dass trotz der nichtlinearen Kontaktrandbedingungen ein quasi-lineares Überlagerungsverhalten der Kerbeanspruchungen bei ausreichend flankenzentrierten Verbindungen (Torsion schließt Flankenspiel) vorliegt.

#### 4. Experimentelle Untersuchungen – Versuchsdurchführung

Wie eingangs erwähnt konnte basierend auf vorangegangenen Untersuchungen [2] keine hinreichend gute Übereinstimmung zwischen Theorie und Praxis realisiert werden. Zurückgeführt wird dies primär auf den analysierten Presssitz und damit einhergehende Zusatzbeanspruchungen. Bei einer Umstellung der Passungsart hin zu Schiebesitz sind aus experimenteller Sicht jedoch einige, nachfolgend erläuterte Besonderheiten zu berücksichtigen.

Die wissenschaftlich saubere Analyse des Einflusses eines Parameters auf einen zu betrachtenden Sachverhalt erfordert die Konstanz aller nicht betrachteten Größen. So gilt für die experimentelle Bestimmung von Wechselfestigkeiten sicherzustellen, dass der Einfluss aller weiteren Versagensmechanismen wie beispielsweise der des Verschleißes möglichst gering zu halten und im besten Fall zu vermeiden ist. Dies ist durch die Trennung der Oberflächen z. B. mit Öl realisierbar. Den Unterschied zwischen nicht zuverlässig (stark verschleißbehaftet) und relativ gut durch Öl getrennten Oberflächen verdeutlicht Tabelle 2.

Tabelle 2: Öl-Einfluss auf Flankenverschleiß

Keine zuverlässige Oberflächentrennung	Gute Oberflächentrennung
	
Schwingspielzahl N = 755,380 Torsionsmittelspannung $\tau_m$ = 434,5 MPa Biegewechselspannung $\sigma_{ba}$ = 117,0 MPa	Schwingspielzahl N = 613,343 Torsionsmittelspannung $\tau_m$ = 525,7 MPa Biegewechselspannung $\sigma_{ba}$ = 141,8 MPa

Kerbwirkungszahlen werden in aller Regel jede für sich für den reinen Grundlastfall bestimmt, um dann im Festigkeitsnachweis in Abhängigkeit der Lastsituation zusammengeführt zu werden. Wie an einer einfachen Welle bzw. Achse ist die Bestimmung experimenteller Torsionskerbwirkungszahlen für Zahnwellenverbindungen relativ einfach zu realisieren und mit der Theorie übereinzubringen. Bei der Ermittlung experimenteller Biegekerbwirkungszahlen derartiger Welle-Nabe-Verbindungen gilt jedoch zu beachten, dass es durch Schiefstellung der Welle zu Kantentragen kommt. Dies resultiert in plastischen Verformungen an der Nabekante, deren Ausprägungen u. a. von der Länge der Nabe und dem Spiel der Zahnwellenverbindung abhängen (vgl. Bild 6).

Eine alternative Möglichkeit zur experimentellen Bestimmung der Biegegestaltfestigkeit evolventischer, flankenzentrierter Zahnwellenverbindungen ist es, Versuche unter umlaufender Biegebelastung bei gleichzeitiger statischer Torsion durchzuführen. Hierdurch ist, sofern ein  $M_{ba}/M_{tm}$ -Verhältnis kleiner gleich 0,3 gewählt wurde, die Zentrierung der Zahnwelle in der Nabe gewährleistet. Folglich kommt es hier nicht zu einem ausgeprägten Kantentragen. Es ist zu beachten, dass im Versuch zuerst das Torsionsmoment und danach das querkraftinduzierte Biegemoment eingeleitet wird. Andernfalls sind die Versuchsergebnisse abermals durch plastische Verformungen an der Nabekante beeinflusst.

Sofern die oben beschriebenen Maßnahmen zur Versuchsdurchführung hinsichtlich der Oberflächentrennung und der Zentrierung Berücksichtigung finden, beginnt, wie Bild 7 zeigt, der Anriß im Zahnfußbereich an der Nabekante. Schlussendlich kann festgehalten werden, dass die mit der geänderten Versuchsdurchführung ermittelten Bauteildauerfestigkeiten die Verifizierung numerisch berechneter Kerbformzahlen, unter Berücksichtigung der eingeleiteten Torsions-Mittelspannung (Mittelspannungsempfindlichkeit), ermöglichen.

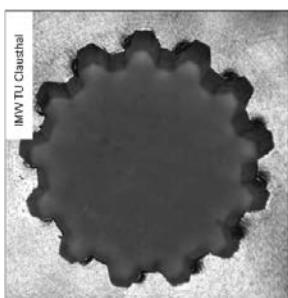


Bild 6: Plastische Verformung an der Nabekante einer Zahnwellenverbindung nach DIN 5480 – 25x1,75x13 bei einem  $M_{ba}/M_{tm}$ -Verhältnis von 0,5

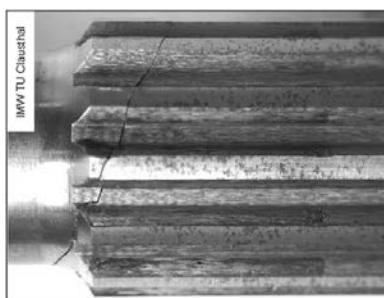


Bild 7: Repräsentatives Schadensbild bei dynamischer Biegung + stat. Torsion ( $M_{ba}/M_{tm} = 0,2$ ; ZWV nach DIN 5480 – 25x1,75x13; 42CrMo4 +QT) [19]

## 5. Formzahlbestimmung zur Anwendung im Nennspannungskonzept

Zur Bestimmung der Formzahl mit einer FE-Analyse ist die größte örtliche (Torsions-, Biege-, Zug/Druck-) Spannungsamplitude zu ermitteln und mit einer entsprechenden Nennspannung ins Verhältnis zu setzen. Wie die Untersuchungen zur Beanspruchungssituation in Abschnitt 3 zeigen, ist es jedoch möglich, dass an der höchstbeanspruchten Stelle ein mehrachsiger Spannungszustand auftritt und damit kein skalarer örtlicher Spannungswert vorliegt. Diese Problematik wurde im FVA Forschungsvorhaben 700 I „Berechnung von Mehrfachkerben nach DIN 743 durch Einbindung von FEM-Ergebnissen“ [20] untersucht. Als spannungsmechanisch einwandfreies Vorgehen wurde hierbei eine Berechnungsmethode mit separaten Formzahlen für jede wirkende Spannungskomponente des zweiachsischen Spannungszustandes in der Kerbe entwickelt (Veröffentlichung der Methode in [21]). Für die Zahnußausrundung ergeben sich somit drei Biegeformzahlen:

$$\alpha_{b\sigma_a} = \frac{\sigma_a}{\sigma_{bn}}, \quad \alpha_{b\sigma_t} = \frac{\sigma_t}{\sigma_{bn}} \quad \text{und} \quad \alpha_{b\tau} = \frac{\tau}{\sigma_{bn}/\sqrt{3}}, \quad (1)$$

wobei  $\sigma_{bn}$  die Biege-Nennspannung am Nennquerschnitt (gebildet mit dem Ersatzkreisdurchmesser  $d_h$  nach DIN 5466 [6]) ist.

Wie Bild 5 zeigt, liegt in der Zahnußausrundung bei Umlaufbiegung nicht nur ein mehrachsiger Spannungszustand vor. Es ist zusätzlich ein Beanspruchungsverlauf mit phasenverschobenen Spannungs-Zeit-Verläufen (asynchrone Beanspruchung) zu beobachten. Die beiden Normalspannungen  $\sigma_t$  (tangential) und  $\sigma_a$  (axial) schwingen hierbei gleichfrequent mit einer Phasenverschiebung von ca.  $90^\circ$ . Beim Null-Durchgang einer der beiden Spannungskomponenten liegt daher näherungsweise ein einachsiger Spannungszustand vor.

Die zugrundeliegende Festigkeitshypothese der Berechnungsnorm DIN 743 und der meisten Richtlinien zur Ermüdungsfestigkeitsberechnung gilt nur für synchrone Beanspruchung [22]. Aus diesem Grund werden im Folgenden (unter Verwendung der Berechnungsmethode mit separaten Formzahlen für jede wirkende Spannungskomponente [21]) drei Grenzfälle der Nachweisführung untersucht. Als Näherungsansatz erfolgt konform zur Festigkeitshypothese die Tragfähigkeitsberechnung unter der Annahme von (vergleiche Bild 8):

- A) Einachsiger Beanspruchung mit der betragsmäßig größten Formzahl  $\alpha_{b\sigma_t}$
- B) Mehrachsiger, *gleichphasig* schwingender Beanspruchung mit den Formzahlen  $\alpha_{b\sigma_a}$ ,  $\alpha_{b\sigma_t}$  und  $\alpha_{b\tau}$  (siehe Gleichung 1)
- C) Mehrachsiger, *gegenphasig* schwingender Beanspruchung (Phasenverschiebung von  $180^\circ$ ) mit den Formzahlen  $-\alpha_{b\sigma_a}$ ,  $\alpha_{b\sigma_t}$  und  $\alpha_{b\tau}$  (Vorzeichen beachten!)

## 6. Gegenüberstellung der experimentellen und rechnerischen Tragfähigkeit

Bild 8 stellt die, nach den Ansätzen A-C unterschiedlichen, rechnerisch ermittelten Sicherheiten gegen Ermüdung (auf Basis der numerisch berechneten Formzahlen und eines experimentell bestimmten, ertragbaren Lastmomentes) der im Dauerfestigkeitsversuch definitionsgemäß erreichten Sicherheit  $S_D = 1$  gegenüber. Zur groben Abschätzung des Vertrauensbereiches der experimentellen Ergebnisse, wurde zusätzlich die Abweichung des höchsten und niedrigsten Lasthorizontes des Treppenstufenversuches zum verwendeten Mittelwert eingetragen. Eine explizite Angabe der Standardabweichung ist aufgrund der geringen Probenanzahl nicht zulässig.

Nach den vorliegenden Ergebnissen erweist sich die Nachweisführung mit gegenphasig angenommenen Beanspruchungsverläufen (Fall C) als am treffsichersten. Die alternativ betrachteten Grenzfälle A und B weichen deutlich von der experimentell bestimmten Tragfähigkeit ab und liegen zudem auf der unsicheren Seite.

Bei Umlaufbiegung ohne überlagerte dynamische Zug/Druck- oder Torsionsbelastung kann die Tragfähigkeitsberechnung vereinfacht mit der Vergleichsformzahl (nach GEH abgeleitet)

$$\alpha_{bv} = \sqrt{\alpha_{b\sigma_a}^2 + \alpha_{b\sigma_t}^2 - (-\alpha_{b\sigma_a}) \cdot \alpha_{b\sigma_t} + \alpha_{br}^2} \quad (2)$$

erfolgen. Unter kombinierter dynamischer Belastung ist jedoch nur die Vorgehensweise mit separaten Formzahlen je Spannungskomponente und Belastungsart entsprechend [20] und [21] möglich.

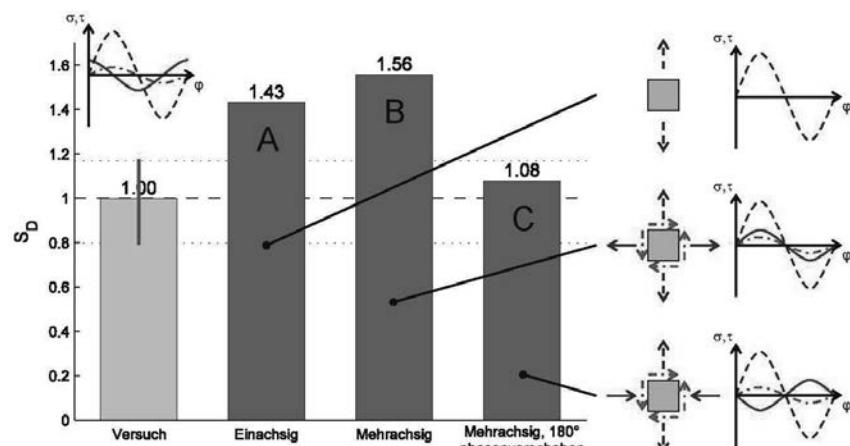


Bild 8: Gegenüberstellung der experimentellen und rechnerischen Biegeschwingfestigkeit für die Prüfverbindung DIN 5480 – 25x1,75x13 (42CrMo4 +QT,  $M_{ba}/M_{tm} = 0,2$ )

## 7. Zusammenfassung

Mit den vorgestellten Untersuchungen konnte die rechnerisch ermittelte und experimentell bestimmte Gestaltfestigkeit unter Biegebelastung in Einklang gebracht werden. Dieser, in der Vergangenheit schwierige, Abgleich gelang einerseits durch eine zu den bisherigen Ansätzen geänderten Versuchsdurchführung mit praxisnäheren Randbedingungen (Umlaublicbung bei gleichzeitiger statischer Torsionsbelastung) und andererseits durch eine Erweiterung der Berechnungsmethode der DIN 743 [1] um die Berücksichtigung mehrachsiger, gegenphasig schwingender Spannungszustände im Kerbgrund.

Die sehr gute Übereinstimmung zwischen Theorie und Experiment konnte im Rahmen des FVA Forschungsvorhabens 467 II [19] für weitere Zahnwellengeometrien und zudem für den Lastfall einer zusammengesetzten dynamischen Torsion und dynamischen Biegung bestätigt werden. Grundvoraussetzung für eine derart gute Übereinstimmung ist eine ausreichend hohe Zentrierwirkung der Welle in der Nabe.

## Literatur

- [1] Norm DIN 743, 2012-12-00. Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen
- [2] Schlecht, B. ; Daryusi, A. ; Lohrengel, A. ; Lau, P.: Profilwellen-Kerbwirkung : Ermittlung der Kerbwirkung bei Profilwellen für die praktische Getriebeberechnung von Zahnwellen. FVA-Forschungsvorhaben Nr. 467 I. Frankfurt/Main, 2009 (FVA-Heft 905)
- [3] Norm DIN 5480, 2006-03-00. Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser
- [4] Pilkey, W. ; Pilkey, D. ; Peterson, R.: Peterson's stress concentration factors. 3. ed. Hoboken, NJ : Wiley, 2008
- [5] Yoshitake, H.: Photoelastic Stress Analysis of the Spline Shaft. In: Bulletin of JSME 5 (1962), Nr. 17, S. 195–201
- [6] Norm DIN 5466, 2000-10-00. Tragfähigkeitsberechnung von Zahn- und Keilwellen-Verbindungen
- [7] Wesolowski, K.: Dreidimensionale Beanspruchungszustände und Festigkeitsnachweis drehmomentbelasteter Zahnwellen-Verbindungen unter elastischer und teilplastischer Verformung. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1997 (Fortschr.-Ber. VDI Reihe 1 Nr. 286)
- [8] Volkson, B.: Stress Sources and Critical Stress Combinations for Splined Shaft. In: Journal of Mechanical Design 104 (1982), Nr. 3, S. 551–556
- [9] Villmer, F.-J.: Zum Mechanismus der Lastverteilung in Zahnwellenverbindungen. Clausthal-Zellerfeld, Technische Universität Clausthal, Dissertation, 1984
- [10] Kohl, G.: Ein Ansatz zur Berechnung der Zahnfussspannungen an Zahnwellenverbindungen. Clausthal-Zellerfeld, Technische Universität Clausthal, Dissertation, 1986
- [11] Burgtorf, U.: Montage- und Betriebseigenschaften von Zahnwellen-Verbindungen mit Preßsitz. 1. Aufl. Clausthal-Zellerfeld : Papierflieger, 1998
- [12] Daryusi, A.: Beitrag zur Ermittlung der Kerbwirkung an Zahnwellen mit freiem und gebundenem Auslauf. Dresden, Technische Universität Dresden, Dissertation, 2009
- [13] Tjernberg, A.: Load distribution and pitch errors in a spline coupling. In: Materials & Design 22 (2001), Nr. 4, S. 259–266
- [14] Barrot, A. ; Paredes, M. ; Sartor, M.: Extended equations of load distribution in the axial direction in a spline coupling. In: Engineering Failure Analysis 16 (2009), Nr. 1, S. 200–211

- [15] Hong, J. ; Talbot, D. ; Kahraman, A.: Effects of Tooth Indexing Errors on Load Distribution and Tooth Load Sharing of Splines Under Combined Loading Conditions. In: Journal of Mechanical Design 137 (2015), Nr. 3, S. 032601
- [16] Ding, J. ; McColl, I. ; Leen, S.: The application of fretting wear modelling to a spline coupling. In: Wear 262 (2007), 9-10, S. 1205–1216
- [17] Sum, W. ; Williams, E. ; Leen, S.: Finite element, critical-plane, fatigue life prediction of simple and complex contact configurations. In: International Journal of Fatigue 27 (2005), Nr. 4, S. 403–416
- [18] Wendler, J. ; Schlecht, B.: Automatisierte FE-Berechnungen der Kerbwirkung von Zahnwellenverbindungen zur Untersuchung eines mehrdimensionalen Parameterfeldes. In: VDI-Berichte 2238 (2014), S. 65–78
- [19] Lohrengel, A. ; Wild, J. ; Schlecht, B. ; Wendler, J.: Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen : Tragfähigkeit von Profilwellen (Zahnwellen-Verbindungen) unter typischen Einsatzbedingungen. FVA-Forschungsvorhaben Nr. 467 II. erscheint demnächst
- [20] Schlecht, B. ; Wendler, J. ; Leidich, E. ; Kresinsky, F.: DIN 743 - Kerbspannungen mit FEM : Berechnung von Mehrfachkerben nach DIN 743 durch Einbindung von FEM-Ergebnissen. FVA-Forschungsvorhaben Nr. 700 I. Frankfurt/Main, 2016 (FVA-Heft 1182)
- [21] Wendler, J. ; Schlecht, B.: Calculation of fatigue strength of transmission shafts with multiple notches according to the nominal stress concept by integrating FE-analysis results. In: VDI-Berichte 2255 (2015), S. 515–526
- [22] Radaj, D. ; Vormwald, M.: Ermüdungsfestigkeit : Grundlagen für Ingenieure. 3., neubearb. und erw. Aufl. Berlin : Springer, 2007

## Anmerkung

Die in diesem Artikel dargestellten Untersuchungen und Ergebnisse sind Bestandteil eines Forschungsvorhabens zum Thema "Tragfähigkeit von Profilwellen (Zahnwellen-Verbindungen) unter typischen Einsatzbedingungen". Die Forschungsarbeiten erfolgten mit freundlicher Unterstützung der Forschungsvereinigung für Antriebstechnik e.V. (FVA) und mit finanzieller Unterstützung der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen "Otto von Guericke" e.V. (AiF) unter der Projektnummer AiF 16661 BG.

Die Untersuchungen zu diesem Projekt wurden in Kooperation zwischen dem Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion (IMM) der TU Dresden und dem Institut für Maschinenwesen (IMW) der TU Clausthal durchgeführt.

# Passverzahnungen nach DIN 5480 kompatibel optimiert

Dr.-Ing. **Günter Schäfer**,  
TU-Clausthal, Clausthal-Zellerfeld

## Kurzfassung

Zahnwellenverbindungen/Passverzahnungen stellen eine häufig angewendete Alternative unter den möglichen Welle-Nabe-Verbindungen dar. Für die Gestaltung stehen genormte Profile, wie z.B. die DIN 5480, zur Verfügung. Der Beitrag stellt Möglichkeiten zur Tragfähigkeitsoptimierung im Rahmen der genormten Profilgeometrie vor. Dabei wird die vollständige Austauschbarkeit und Paarbarkeit mit Gegenstücken mit genormter Standardgeometrie eingehalten.

Im Detail werden numerische Festigkeitsvergleiche unterschiedlicher Profilvariationen vorgestellt und anwendungsspezifisch bewertet. Um weitere Leichtbaupotentiale zu nutzen, werden neben der Betrachtung der klassischen Vollwelle auch die aktuellsten Untersuchungen zur Tragfähigkeitssteigerung an Hohlwellen innerhalb der Grenzen des genormten Profils vorgestellt.

## 1. Einleitung

Passverzahnungen mit Evolventenflanken nach DIN 5480 sind als Welle-Nabe-Verbindung sind bei hohen auch stoßartigen Drehmomenten wegen ihrer begrenzten Nabendimensionen vielfach genutzte Elemente. Der Einsatz ist durch günstige Fertigungsverfahren sowohl in Klein- als auch in Großserien attraktiv. Zahlreiche experimentelle Untersuchungen am Institut für Maschinenwesen (IMW) der TU Clausthal zeigen den für die Gestaltfestigkeit kritischen Punkt der Verbindung klar auf. Abweichend von den klassischen Auslegungsansätzen der zulässigen Flächenpressung, ist die Spannung im Zahnhfuß der Lastflanke auf der Welle der typischerweise kritische Punkt, siehe dazu auch Bild 1. Der Verlauf der Rastlinien dieses Dauerbruchs lässt den hier nach DIN 5480 mit  $r_f = 0,16 \times m$  ausgeführten Zahnhfußradius als Rissursprung deutlich zu erkennen. Der Zahnhfußrundungsradius ist in der DIN 5480-1 [1] abhängig vom Fertigungsverfahren definiert. Für die spanende Bearbeitung ist der zuvor genannte Radius  $r_f = 0,16 \times m$  vorgesehen. Nach den allgemeinen Regeln der Kerbspannungslehre bietet sich die Betrachtung größerer Zahnhfußradien oder alternativer Verrundungen mit dem Ziel der Tragfähigkeitssteigerung an.



Bild 1: Dauerbruch mit Rastlinien an einer Zahnwelle nach DIN 5480 mit  $r_f = 0,16 \times m$ , Rissursprung in der Zahnräusausrundung

## 2. Fußrundungsvarianten

Neben der in Bild 1 dargestellten Fußausrundung für spanende Herstellung ist in DIN 5480-1 für die umformende Herstellung eine Zahnräusausrundung mit  $r_f = 0,54 \times m$  vorgesehen. In der parallel dazu verfügbaren ISO 4156 [2], deren Geometrie aus der ANSI 92.2 abgeleitet ist, werden unabhängig vom Herstellungsverfahren zwei Fußrundungsvarianten zur Wahl gestellt, siehe Bild 2. Der flache Fuß („flat root“) ist dabei mit  $r_f = 0,2 \times m$  ausgeführten, der „fillet root“ ergibt sich durch den maximal möglichen Fußrundungsradius als Vollrundung.

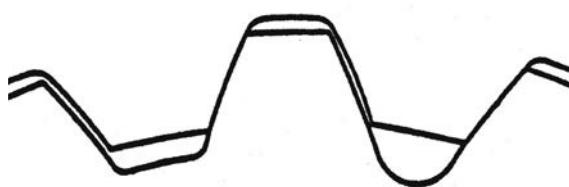


Bild 2: Zahnräusvarianten nach ISO 4156 [2], links „flat root“ und rechts „fillet root“

Der Einfluss der Vollverrundung, bezogen auf den in DIN 5480 vorgeschlagenen Radius  $\rho_f = 0,16 \times m$ , zeigt Bild 3 anhand der 1. Hauptspannung in einer linearelastischen numerischen Simulation. Die Beanspruchung kann damit auf ca. 2/3 reduziert werden.

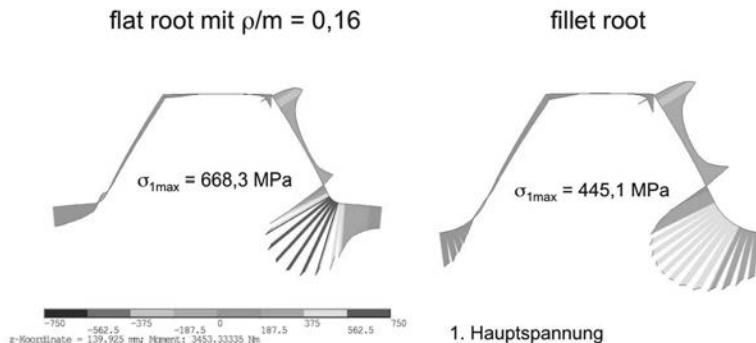


Bild 3: Vergleich der maximalen Beanspruchung im Zahnuß bei gleicher Torsionsbeanspruchung für den flachen und den vollverrundeten Zahnuß einer Vollwelle

Der Vergleich der beiden Zahnußradienvarianten in Bild 3 lässt weitere Untersuchungen zum Einfluss des Radius der Fußausrundung und zur Form der Fußausrundung sinnvoll erscheinen. Aus Gründen der Paarbarkeit mit dem jeweiligen Gegenstück (Welle oder Nabe) nach DIN 5480 ist für die Modifikationen nur der Bereich unterhalb des Nutzkreisdurchmessers der Welle  $d_{Nf1}$  oder für die Nabe oberhalb von  $d_{Nf2}$  nutzbar. In einem ersten Ansatz wurde, gemäß Bild 4 links und Bild 6, der Fußradius  $\rho_f$  zwischen den beiden in Bild 3 dargestellten Grenzen variiert.

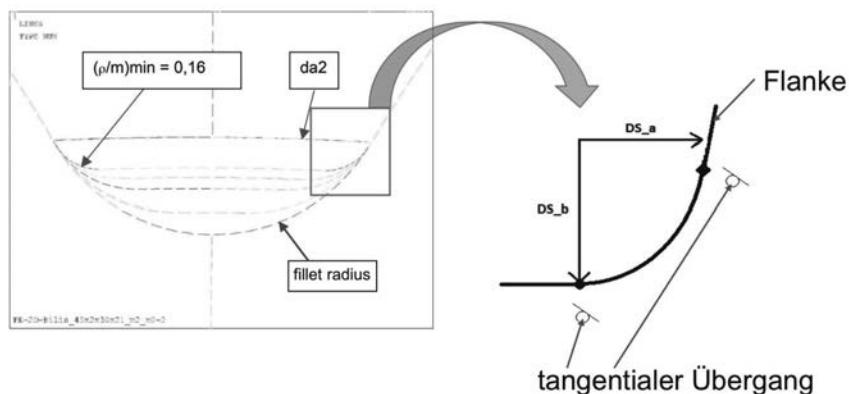


Bild 4: Zahnfußverrundungsvarianten, links Kreisbögen, rechts elliptisch

In einem weiteren Schritt wurden dann elliptische Zahnfußverrundungen gemäß Bild 4 rechts untersucht. Als dritter Schritt wurde die von Mattheck [3] beschriebene Methode der Zugdreiecke angewendet.

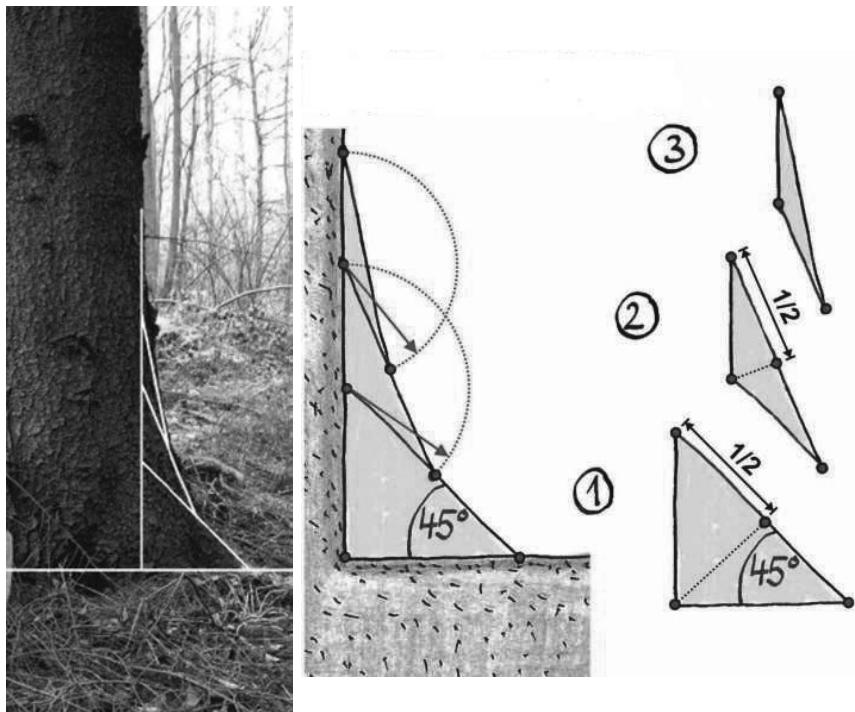


Bild 5: Ursprung und Konstruktion der Zugdreicke nach Mattheck [3]

### 3. Vollwellen

Die in Kapitel 2 beschriebenen Fußrundungsvarianten wurden zunächst an Vollwellen in Kombination mit dickwandigen Nabens untersucht. Der Einfluss der Nabewanddicke macht sich speziell bei der Variation des Flankenwinkels bemerkbar. Da hier der in DIN 5480 festgelegte Flankenwinkel von  $30^\circ$  unverändert bleibt, ist die Untersuchung in Kombination mit einer dickwandigen Nabe ( $d_{e2} \geq 1,3 \times d_B$ ) aussagekräftig. Wie in Kapitel 1 bereits beschrieben, geht es hier auch speziell um die kritische Kerbe im Wellenzahnfuß. Ergänzend sei bemerkt, dass in der dickwandigen Nabe der größtmögliche Fußrundungsradius die größte Spannungsreduzierung ergibt.

Für die Welle wurde im ersten Schritt der bezogene Fußrundungsradius  $\rho/m$  in fünf Stufen zwischen 0,16 und 0,54 („fillet radius“), siehe Bild 6, variiert

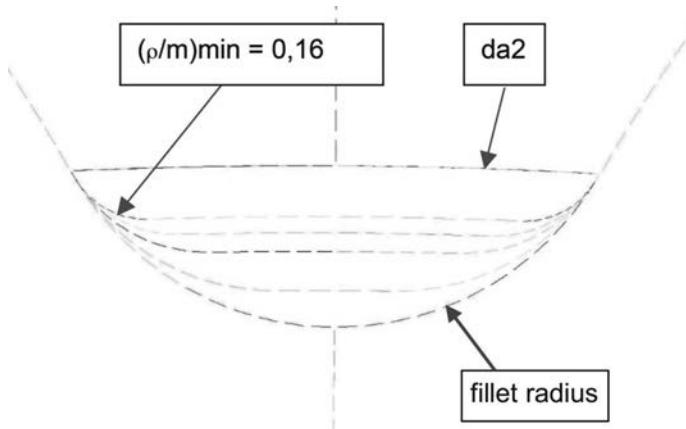


Bild 6: Varianten der Fußausrundung mit einfachen Radien von  $0,16 \times m$  bis zur Vollausrundung „fillet radius“

Als Ergebnis der numerischen Variantenberechnungen ergab sich ein optimaler Fußrundungsradius von  $0,48 \times m$ , siehe Bild 7. Dieser Radius ist etwas kleiner als die Vollausrundung, bei der der Verlust an Kernquerschnitt signifikant spannungserhöhend wirkt. Die Abmilderung der Kerbwirkung durch die Radienvergrößerung ist bei der Vollausrundung weniger wirksam als der Querschnittsverlust. Für die Welle ist das Radionoptimum  $0,48 \times m$ .

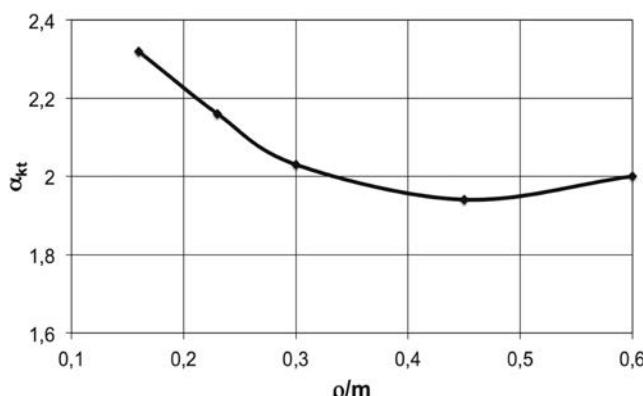


Bild 7: Torsionsformzahl für Varianten des bezogenen Zahnfußradius einer Wellenverzahnung nach DIN 5480 mit  $30^\circ$  Flankenwinkel

Die weiteren Untersuchungen mit elliptischen Fußausrundungen wurden mit Kenntnis des Kernquerschnittseinflusses für die radiale Halbachse **b** von 0,16 bis 0,48 x m und für die Halbachse in Umfangsrichtung **a** von 0,16 bis 0,56 x m variiert. Das Ergebnis ist in Bild 8 dargestellt und kann kurz zusammengefasst werden. Mit elliptischen Fußausrundungen können zwar vergleichbare Spannungsreduzierungen, wie mit dem einfachen 0,48 x m-Radius, erreicht werden, aber auch nicht mehr. In Bild 8 ist die Spannung für den in DIN 5480 für spanende Herstellung vorgesehenen Radius von 0,16 x m als Referenz eingetragen

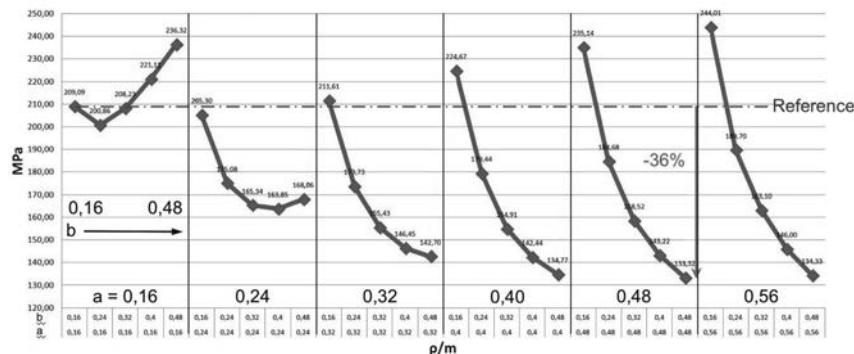


Bild 8: Vergleichsspannungen nach v. Mises im Zahnuß bei elliptischer Fußausrundung mit den Halbachsen **a** und **b** nach Bild 4, für Vollwellen mit  $\alpha = 30^\circ$  und  $T = \text{const.}$

Der dritte Ansatz mit Zahnußausrundungen nach der Theorie von Zugdreiecken wird aus Platzgründen nur im folgenden Kapitel Hohlwellen dargestellt, wobei die Fälle der sehr kleinen Bohrungen den Vollwellen entsprechen.

#### 4. Hohlwellen

Neben den Vollwellen werden in einigen Fällen aus Funktions- oder Gewichtsgründen Zahnußwellen mit zentraler Bohrung verwendet, siehe Bild 9. Wie bereits im Zusammenhang mit Bild 7 beschrieben, haben tiefer einschneidende Fußverrundungen im Grenzbereich durch den Verlust an Nennquerschnitt ungünstige Eigenschaften. Durch die zentrale Bohrung der Hohlwelle ist der Nennquerschnitt ebenfalls deutlich reduziert, was eine kleinere oder zumindest weniger tief einschneidende Zahnußverrundung für Hohlwellen günstiger erscheinen lassen könnte. Um dies numerisch zu klären wurden die folgenden Vergleichsrechnungen mit konstantem Drehmoment und linearelastischem Werkstoffverhalten für die

aus Kapitel 3 günstigen einfachen Verrundungen mit  $0,24$  und  $0,48 \times m$  und die Zahnußgeometrie nach der Methode der Zugdreiecke durchgeführt.

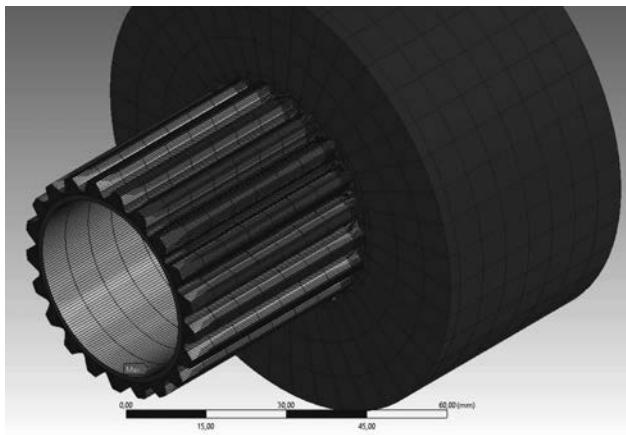


Bild 9: FE-Modell der Verzahnung DIN 5480 45x2x30x21 mit max. Bohrung D = 36 mm

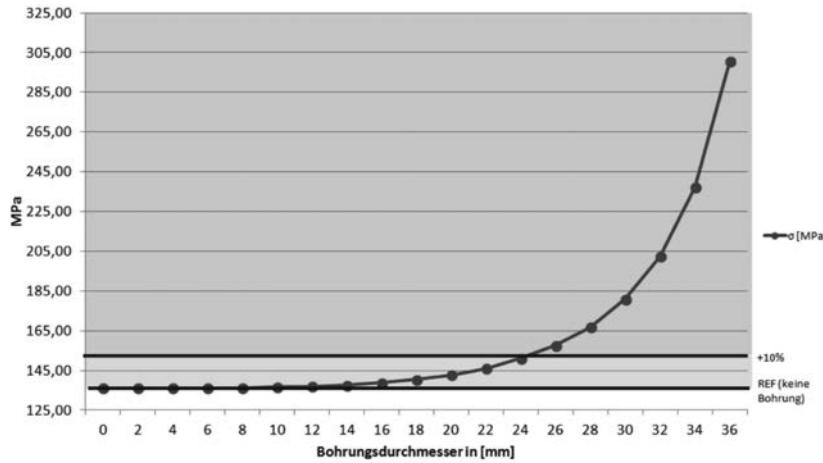


Bild 10: Einfluss einer zentralen Wellenbohrung auf die max. Vergleichsspannung nach v. Mises im Zahnuß einer Verzahnung DIN 5480 45x2x30x21 mit  $\rho_f = 0,48 \times m$

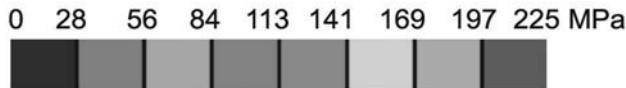


Bild 11: Farbskala für die folgenden Spannungsdarstellungen in den Bildern 12 bis 14

Die numerischen Simulationen zum Bohrungseinfluss wurden in Durchmesserabstufung von 2 mm durchgeführt. Bild 10 zeigt den Anstieg der Vergleichsspannung nach v. Mises im Zahnuß der mit  $\rho_f = 0,48 \times m$  ideal verrundeten Geometrie einer Verzahnung DIN 5480 45x2x30x21. Ein Anstieg um 10 %, ausgehend von der Vollwelle, ist durch die obere horizontale Linie und den Farbwechsel markiert. Eine Bohrung mit halbem Bezugsdurchmesser (50%  $d_B$ ) verursacht eine knapp zehnprozentige Spannungserhöhung im maximal belasteten Zahnuß. Eine Bohrung mit 25%  $d_B$  verursacht keine relevante Spannungserhöhung. Eine Steigerung des Bohrungsdurchmessers bis auf 2/3  $d_B$  verursacht eine erhebliche Spannungssteigerung auf mehr als das Zweifache. Damit ist eine sinnvolle Grenze sicher erreicht oder gar überschritten. Die folgenden Bilder 12 bis 14 geben weiteren Aufschluß zum Verhalten der drei Fußgeometrien unter den drei zuvor genannten charakteristischen Bohrungsdurchmessern. Anhand der angegebenen Zahlwerte für die maximalen Vergleichsspannungen ist gut zu erkennen, dass die 0,48er-Variante (Bild 13) die niedrigsten Spannungen hat und dieser Vorteil auch beim größten Bohrungsdurchmesser gegen die kleinere Verrundung in Bild 12 nicht verloren geht. Bemerkenswert ist auch die Beanspruchungssituation der bionisch optimierten Zahnußgeometrie nach der Methode der Zugdreiecke. Hier liegen die Spannungen in allen Fällen höher als bei den beiden einfachen Verrundungsvarianten. Dies ist durch den tief einschneidenden Zahnuß begründet.

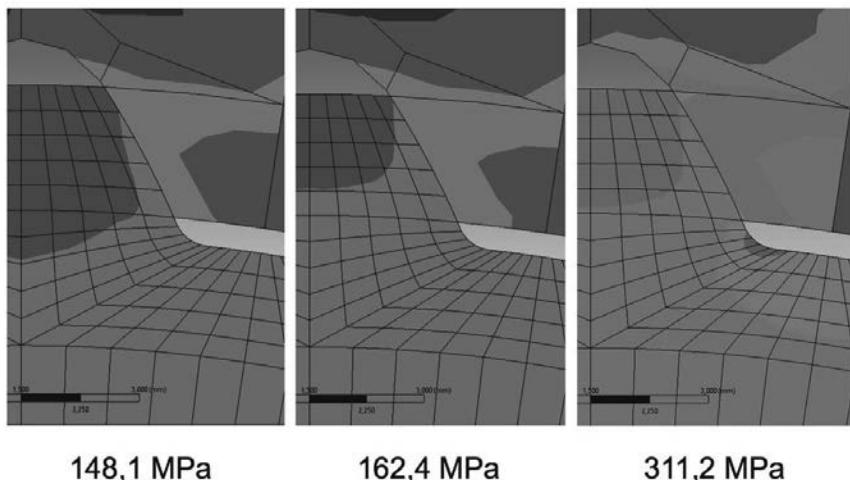


Bild 12: Verteilung und Zahlenwert der max. Vergleichsspannung nach v. Mises für die drei Bohrungsdurchmesser 12 mm Links, 24 mm Mitte und 36 mm Rechts einer Verbindung DIN 5480 45x2x30x21 mit minimal größerem Zahnfußradius  $\rho_f = 0,24 \times m$

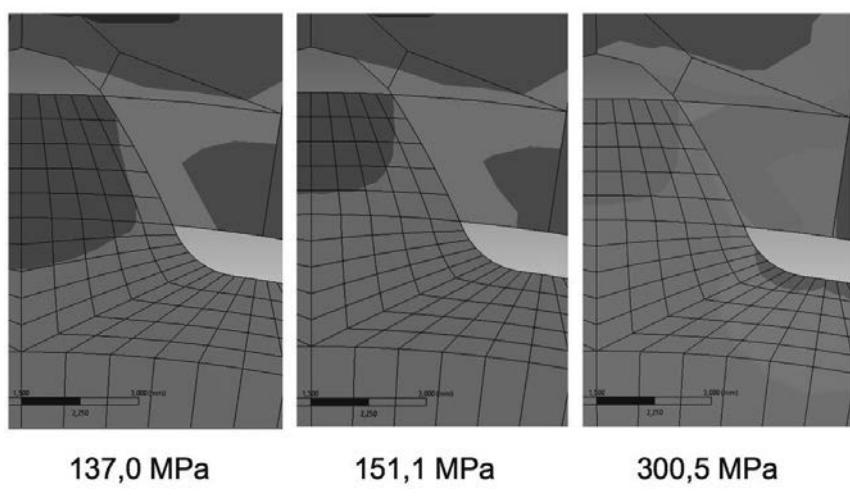


Bild 13: Verteilung und Zahlenwert der max. Vergleichsspannung nach v. Mises für die drei Bohrungsdurchmesser 12 mm Links, 24 mm Mitte und 36 mm Rechts einer Verbindung DIN 5480 45x2x30x21 mit idealem Zahnfußradius  $\rho_f = 0,48 \times m$

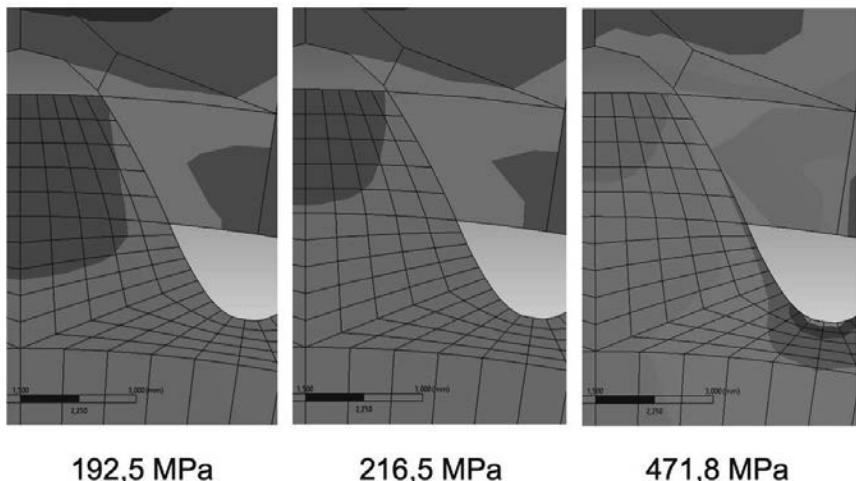


Bild 14: Verteilung und Zahlenwert der max. Vergleichsspannung nach v. Mises für die drei Bohrungsdurchmesser 12 mm Links, 24 mm Mitte und 36 mm Rechts einer Verbindung DIN 5480 45x2x30x21 mit Zahnfuß nach der Methode der Zugdreiecke

## 5. Zusammenfassung

Mit den vorliegenden Ergebnissen zur Zahnfußvariation an Vollwellen konnte der gegenüber der Empfehlung aus DIN 5480 vergrößerte Zahnfußradius  $\rho_f = 0,48 \times m$  auch für die spanende Herstellung (z.B. Wälzfräsen) als sehr wirksame Verbesserung zur Tragfähigkeitssteigerung identifiziert werden. Der Versuch einer bionischen Optimierung nach der Methode der Zugdreiecke führt in diesem Anwendungsfall nicht zum Ziel, da die sich damit ergebende Geometrie zu weit in den Wellenquerschnitt einschneidet. Die Untersuchungen zum Kerbverhalten bei verzahnten Hohlwellen bestätigten darüber hinaus die Empfehlung des 0,48er Zahnfußradius ( $\rho_f/m = 0,48$ ) für den nach DIN 5480 festgelegten Flankenwinkel von  $30^\circ$ . Da diese Profiländerung vollständig kompatibel zu den Normprofilen ist, sollte nicht nur für Neukonstruktionen, sondern auch im Ersatzteilbereich auf den vergrößerten Zahnfußradius geachtet werden.

## 6. Literaturverweise

- [1] DIN 5480: Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser – Teil 1: Grundlagen, Beuth-Verlag, Berlin, 03-2006
- [2] ISO 4156: Straight cylindrical involute splines - Metric module, side fit - Part 1: Generalities, Beuth-Verlag, Berlin, 10-2005
- [3] Prof. Dr. Claus Mattheck: Verborgene Gestaltgesetze der Natur, Verlag Forschungszentrum Karlsruhe, 2006

# Unrunddrehen und Fügen zweiteiliger Getriebezahnräder mit polygonaler Wellen- Nabe-Verbindung

## Non-Circular-Turning and force fitting of gearwheels consisting of two parts with polygonal shaft- hub-connection

Dipl.-Ing. (FH) **Heinz Stenzel**, Dipl.-Oec. **Christoph Kulpa**,  
J.G.WEISSER SÖHNE, St. Georgen

### Kurzfassung

Das Unrunddrehen polygonaler oder nicht rotationssymmetrischer Profile stellte in der Vergangenheit für die spanende Fertigungstechnik eine Herausforderung dar, die nur mit speziellen Maschinen und entsprechendem Aufwand begrenzt realisierbar war. Auf Grund der rasanten Entwicklung der NC- Steuerungstechnik sowie der Entwicklung neuer Antriebs- und Schlittensysteme moderner Werkzeugmaschinen eröffnen sich neue Möglichkeiten, solche Konturen und Profile unter wirtschaftlichen und energieeffizienten Gesichtspunkten in einer automatisierten Fertigung zu etablieren.

In diesem Beitrag werden - ausgehend vom bisherigen Stand der Technik - moderne spanabhebende Fertigungsverfahren für optimale polygonale WNV- Geometrien dargestellt, und ein alternatives Fertigungskonzept im Vergleich zu den bestehenden Verfahren zweiteiliger Getrieberäder für eine automatisierte Fertigung präsentiert.

### Abstract

In the past the non-circular- turning of polygonal or non- rotationally symmetric profiles was a challenge for the metal-cutting production technology, which could only be implemented in a limited manner with special machines and corresponding effort. Due to the rapid development of the NC- control technology and to the development of new drive- and slide systems of modern machine tools new possibilities arise to establish such contours and profiles with regard to economical and energy-efficient aspects in an automated production.

In this article we present modern metal-cutting production processes for optimum polygonal shaft-hub-connection-geometries – based on the previous state of the art - and an alternative manufacturing concept compared to the available processes of gear wheels consisting of two parts for an automated production.

## 1. Einleitung und Motivation

Polygonale Welle- Nabenverbindungen (PWNV) erfahren ein zunehmendes Interesse nicht nur in der Getriebetechnik, da sie offensichtlich als echte und kostengünstige Alternative zu bestehenden WNV zunehmend an Bedeutung gewinnen. Dies nicht zuletzt auch durch neue und fortschrittliche Fertigungsmethoden, die Gegenstand dieses Beitrages sind.

Ausgehend von der Herstellung von gefügten WNV- Getrieberädern, die mittels einer so genannten „Fress- Verbindung“ – einige nennen das auch „Trainieren“ – hergestellt wurden, lag der Gedanke natürlich nahe, solche WNV mit polygonalen Geometrien zu erzeugen. So konnten auch bereits im Jahre 2009 erste PWNV- Getrieberäder für einen Automobilhersteller hergestellt werden. Im Rahmen weiterer Entwicklungen kam der Kontakt mit Hrn. Prof.- Dr. Ing. Ziaezi zustande, der für uns die Berechnungen der Torsions- und Kontaktspannungen für hypotrochoidische WNV für die Anwendungen „Getriebeschalträder bzw. Abtriebswelle mit Parksperrrenrad eines PKW- Getriebes“ durchgeführt hat.

## 2. Genormte Polygonprofile

Im März letzten Jahres wurde eine längst überfällige Überarbeitung der DIN- Normen für Polygonprofile veröffentlicht. In der DIN 32711 ist das harmonische 3-er Polygonprofil P3G und in der DIN 32712 das disharmonische 4-er Polygonprofil P4C genormt [1]. Im Teil 1 wurden **insbesondere erstmals die mathematischen Gleichungen der Kontur** für NC- gestützte Fertigungsverfahren angegeben. D. h. im Klartext, dass die Polygonkontur in der DIN bis zu diesem Zeitpunkt faktisch nicht exakt definiert war. Teil 2 gibt dem Konstrukteur Hilfestellung zur Dimensionierung von Polygonverbindungen. Die hier angegebenen klassischen Rechen-Modelle sollen zu einem späteren Zeitpunkt durch Formeln ersetzt werden, welche dem jeweils neuesten Stand der Technik entsprechen.

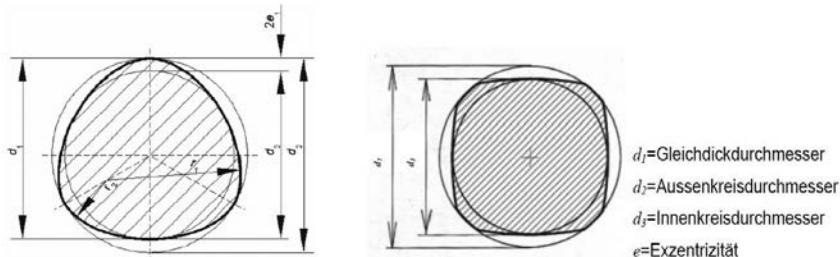


Bild 1: Polygonwelle P3G- DIN 32711 und P4C- DIN 32712 [1]

### 3. Rotations- bzw. Oszillations- Unrunddrehen

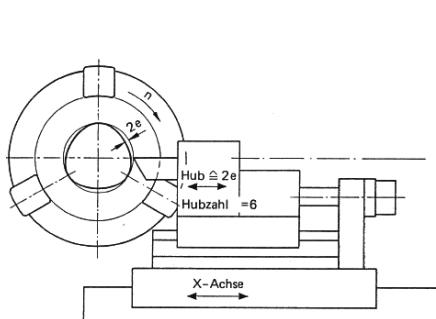


Bild 2: Prinzip Oszillations- Unrunddrehen [5]

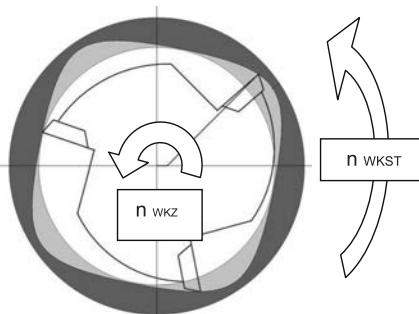


Bild 3: Prinzip Rotations- Unrunddrehen [6]

#### 5.1 Rotations- Unrunddrehen

Dieses Verfahren ist unter der Bezeichnung *Mehrkanal-drehen* bzw. *Mehrkanal-schlagen* seit längerem Stand der Technik, wobei früher die Rotations-Bewegungen der Werkstück- und Werkzeugspindel mechanisch gekoppelt waren. Heute werden mittels einer elektronischen Kopplung („Elektronisches Getriebe“) die beteiligten Dreh-Achsen hochpräzise und sehr steif miteinander in einem Regelkreis gehalten.

Funktionsprinzip: Grundlage dieses Verfahrens ist die Erzeugung von Zykloidenbahnen, die von der Werkzeugschneide aufgrund der Überlagerung der konstanten Drehbewegung des Werkzeuges mit der konstanten Drehung des Werkstückes erzeugt werden. (Zwei- Zeiger-System).



Bild 4: Allgemeine Trochoide mit 3 „Ecken“ [7] Bild 5: Innenpolygon P3G im RUD- Verfahren [6]

Das Rotations- Unrunddrehen bietet die Möglichkeit, aus zwei rein rotativen Bewegungen eine polygonale Kontur zu erzeugen, die sich zur Übertragung von Drehmomenten eignet. Dieses Verfahren bietet den Vorteil, dass die polygonale Kontur aus Grundbewegungen erzeugt werden kann und nicht mittels entsprechender Maschinen und umfangreicher NC- Programme aufgezwungen werden muss, wie es beim Schleifen, Fräsen und Oszillations- Unrunddrehen der Fall ist. Auf einer Gegenspindeldrehmaschine kann sehr einfach auch eine Mehrkantbearbeitung verwirklicht werden. Die dem Mehrkantschlagdrehen zugrunde liegenden Bahnkurven des Tool-Center- Point sind ebenfalls trochoidale Konturen, wobei sich diese Kurven aufgrund der gewählten Parameter überschneiden. Die Seiten der hiermit erzeugten Mehrkante besitzen jedoch keine geraden, sondern leicht gewölbte Flächen. Auch bei anderen Bearbeitungsaufgaben, wie z.B. dem Auskammern von Lagerkäfigen für Rollenlager, können solche Konturen genutzt werden. Zweizeigerpolygone sind auf modernen Gegenspindeldrehmaschinen herstellbar, wobei vergleichbare Vorschübe und Spantiefen wie beim normalen Drehen angewendet werden können. Weich- und Hartbearbeitung in ISO- Qualität 7 ist machbar.

## 5.2 Oszillations- Unrunddrehen

Hierbei führt die Werkzeugschneide eine geregelte Oszillationsbewegung in Abhängigkeit der Spindeldrehfrequenz und der gewünschten „Eckenzahl“ des Werkstückes durch. Meist lassen sich hierbei die Forderungen nach hoher Achsdynamik und gleichzeitig großen Verfahrenswegen nur schwer vereinen. Für die Anwendung des Polygondrehens müssen möglichst hohe Amplituden (ca.  $\pm 5$  mm bei  $e = 10$  mm) bei hohen Frequenzen gefahren werden können, um auch für kleine Durchmesser ausreichende Schnittgeschwindigkeiten zu erreichen. Mit solchen Vorrichtungen können relativ einfach Werkzeugschneidenverschleiß- Korrekturen, axiale Polygonprofilformen, die Bearbeitung wellenförmiger Werkstücke und fast beliebige Konturen realisiert werden.

Aktuelle Oszillations-Unrund-Dreheinheiten werden meist mit elektrischen Linearmotoren angetrieben und mittels Hydrostatik gelagert bzw. geführt. Um eine Schwingungsanregung zu verhindern, wird der Werkzeugschlitten vom Grundschlitten bzw. Maschinengestell mittels Gegenschlitten impulsentkoppelt (gedämpft). Da diese Schlitten nur geringe Massen besitzen sollen, um eine hohe Dynamik realisieren zu können, werden dabei meist feste Werkzeuge (ohne Revolver) installiert. So können – bei ausreichender Konturtreue der bearbeiten Formen - mit dem hochdynamischen WEISSER- HOT- System (**Hyperspeed Oval Turning**) folgende Werte erreicht werden: Beschleunigung des oszillierenden Werkzeugschlittens ca. 320 m/s<sup>2</sup> (32 g) und maximale Grenzfrequenz ca. 130 Hz. Zusätzlich zur Oszillationseinheit kann eine zweite parallele Schlittenachse mit Werkzeugrevolver vorhanden sein. Diese kann dann außer für die kreisrunden Abschnitte auch zum Verfahren der Unrund-Dreheinheit bzw. zur Korrektur genutzt werden. Die Forschungen im Bereich hochdynamischer Achsen, wie z.B. die Verwendung von Faserverbundwerkstoffen zur Massenreduzierung, sind sehr vielseitig und können im Rahmen von geförderten Entwicklungsprojekten abgehandelt werden.



Bild 6: Hochdynamischer Oszillationsantrieb [8]

## 7. Polygonale Welle- Nabe- Verbindung (PWNV)

Welle-Nabe-Verbindungen (WNV) gehören zu den wichtigsten und meist berechneten Maschinenelementen. Ihre Hauptfunktion ist das Übertragen bzw. das Leiten von Torsions- oder Drehmomenten. Nach ihrem Übertragungsprinzip werden sie in form-, kraft-, und stoffschlüsige Verbindungen unterteilt.

**Zahnwellenverbindungen (ZWV)** bestehen aus einer außen verzahnten Welle und einer innen verzahnten Nabe (negative Profilierung). Dabei werden entsprechend der Verzahnungsgeometrie Kerbzahnprofile nach DIN 5481 und Evolventenzahnprofile nach DIN 5480 unterschieden. Das Evolventenzahnprofil ist als Schiebesitz unter Last geeignet. [10]

**Polygonprofile** sind Unrundprofile und zeichnen sich durch eine geringere Kerbwirkung aus. Diese Profile sind nach DIN 32711 (P3G) und DIN 32712 (P4C) genormt. P3G-Profile zeichnen sich durch selbst zentrierende Eigenschaften für Festsitze aus, sind aber ungeeignet als Schiebesitze unter Last. [1]

**Polygon- Welle-Nabe- Verbindungen (PWNV)** und **ZWV** zählen zu den formschlüssigen WNV, dadurch gekennzeichnet, dass die Drehmomentübertragung durch die in der Fugenfläche auftretenden Normalkräfte erfolgt.

## 7.1 Neuartige alternative polygonale WNV für PKW- Getrieberäder

Die von Dr. Ziaeи beschriebenen neuartigen Profile vereinen die Vorteile der beiden beschriebenen Profilfamilien (Polygon- und Zahnwellenprofile). Die hierbei entstandenen Geometrien weisen einen kontinuierlichen Verlauf auf und die Anzahl der Mitnehmer ist theoretisch unbegrenzt. Darüber hinaus kann durch Änderung der Parameter das Profil an die jeweiligen Bedürfnisse angepasst werden. [7]

Bei den in 2. beschriebenen genormten Polygonprofilen weist die Exzentrizität im Laufe der Kurvenerzeugung einen konstanten Wert auf. Wird bei der Erzeugung der Rollkurve die Exzentrizität periodisch variiert, so entstehen neuartige komplexe Profilformen.

Bei den neuartigen **Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen (PWNV)** ist durch den geschwungenen Verlauf der „Verzahnung“ von einer geringeren Kerbwirkung im Vergleich zu **ZWV** auszugehen. Daraus ergeben sich Vorteile hinsichtlich der Gestalt-Festigkeit.

Im Rahmen einer solchen alternativen PWNV- Entwicklung für PKW- Getrieberäder wurde von der Westsächsischen Hochschule Zwickau unter der Leitung von Hrn. Prof. Dr.- Ing. habil. Ziaeи ein Festigkeits-Nachweis auf Basis der komplexen Elastizitätstheorie solcher Polygon- Pressverbindungen mit unterschiedlichen Exzentrizitäten ( $E=0,5$  bzw.  $E= 1,0$  mm) durchgeführt. [13]



Bild 7: Schaltrad und Kupplungskörper mit 12- fach PWNV [12]

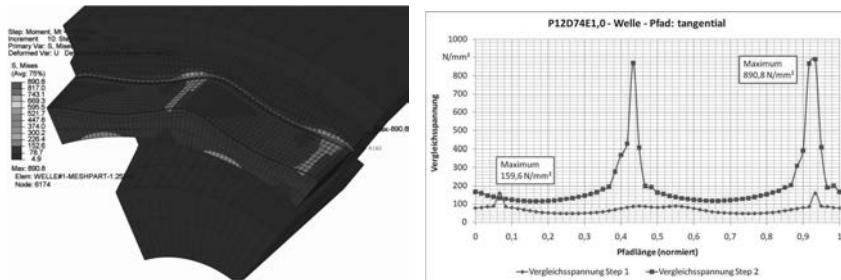


Bild 8: Spannungsverteilungen in einer P12G- Hypotrochoide [13]

Bild 9: Spannungsverteilungen in P12G- Hypotrochoide [13]

Nach dem Fügen der Verbindung bleiben die Spannungen in beiden untersuchten Verbindungen P12 D74 E1,0 und P12D75 E0,5 unter den Werkstofffestigkeitswerten der Welle und der Nabe.

## 9. Zusammenfassung und Nutzeneffekte polygonaler Welle-Nabe-Verbindungen (PWNV)

Polygonale Werkstückformen sind der idealer Ersatz für Profilverbindungen (Keil-wellen-Verbindung) und Passfeder-Verbindungen. Hypotrochoide Profile eignen sich als polygonale Welle-Nabe-Verbindungen (PWNV) zum Übertragen stoßartiger Drehmomente und finden

ihren bevorzugten Einsatz in Antrieben oder PKW-Getrieben z. B. bei Schalträdern, Parksperrern. Prädestiniert dafür sind auch Anwendungen in Form von Presspassungen oder Schiebesitzen. Das von Weisser entwickelte Unrund-Drehverfahren ersetzt die klassischen Bearbeitungen Formfräsen und Unrund-Schleifen, verkürzt wesentlich die Bearbeitungszeit durch die spezielle Kinematik zwischen dem drehenden Werkstück und der oszillierenden Werkzeugschneide (frei programmierbar) und ermöglicht bei hypotrochoiden Profilen die Herstellung vielfältiger Konturen. Die dafür erforderliche CAD-gestützte Kinematik-Analyse auf Basis definierter Unrund- oder Polygongeometrie, umfasst insbesondere:

- \_ die Parameter: Weg, Geschwindigkeit, Beschleunigung
- \_ Abgleich mit Systemgrenzwerten
- \_ Technologieparameter: Drehzahl, Schnittgeschwindigkeit, Vorschub, Zerspan-Zyklen,
- \_ Überprüfung der technologischen Schnittbedingungen
- \_ Orthogonalität sowie Span- und Freiwinkel
- \_ Kollisionsprüfungen

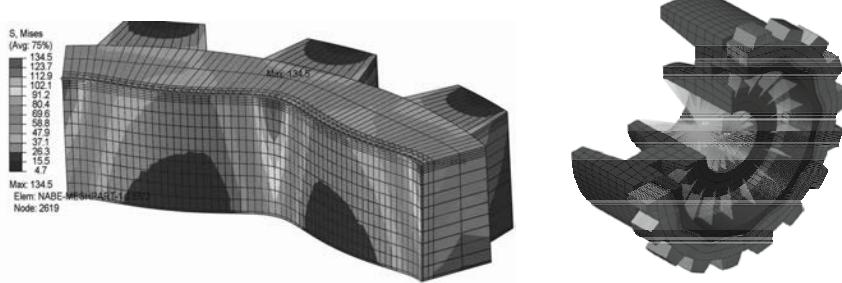


Bild 10: Projektmanagement und Prozessdesign: Exakt angepasste Applikationslösungen verlangen professionelles Projektmanagement für die Auslegung von Polygonverbindungen und bei Re-Design.



Bild 11: Hohe Genauigkeit und Oberflächenbeschaffenheit  
mit dem WEISSER HOT- System.

Mit dem original WEISSER HOT-System wird die Bearbeitung unrunder Werkstücke, im Vergleich zum Fräsen oder Schleifen um ein vielfaches wirtschaftlicher, da beliebige Konturen durch einen Drehbearbeitungsprozess hergestellt werden können. Dabei wird nicht nur die Geschwindigkeit, sondern auch die Formgenauigkeit signifikant verbessert. Das HOT-System bietet dabei die Möglichkeit auch hochharte Werkstoffe zu bearbeiten.

Zur Einhaltung höchster Genauigkeitsanforderungen und Erzeugung einer erstklassigen Oberflächenbeschaffenheit wird eine sehr hohe Nenn-Beschleunigung generiert.

Im Gegensatz zu einer konventionellen Einheit, lassen sich mit dem innovativen HOT-System Drehzahlen erzielen, die bei identischen Genauigkeitsanforderungen wesentlich höher liegen. Damit ergibt sich eine signifikante Steigerung der Schnittgeschwindigkeit und der Leistungskapazität des Fertigungszentrums.



Bild 12: Geringere Stückzeiten für niedrigere Stückkosten. Das Oszillations-Unrunddrehen verkürzt erheblich die Prozessketten, reduziert die Auftragsdurchlaufzeiten durch die spezielle Kinematik. Zugleich wird durch Komplettbearbeitung und Reduzierung der Aufspannungen die Fertigungsqualität gesteigert.

Vorteile der Unrund-Bearbeitung mit dem WEISSER HOT-System:

- hochdynamischer Oszillationsantrieb zur flexiblen Erzeugung sehr präziser, nicht rotationssymmetrischer Konturen
- hohe Schnittgeschwindigkeiten bei NE-Metallen
- Einhaltung höchster Genauigkeitsanforderungen
- Generierung einer erstklassigen Oberflächenbeschaffenheit
- hohe Flexibilität bei der Herstellung verschiedener Werkstückformen
- signifikante Steigerung der Produktivität



Bild 13: Die Vorteile polygonaler Verbindungen konzentrieren sich auf folgende Fakten:

Selbstzentrierung durch homogene Krafteinleitung, geringe Kerbwirkung, ca. 25% höhere Wechselfestigkeit, idealer Einsatz für hohe Drehmomente.

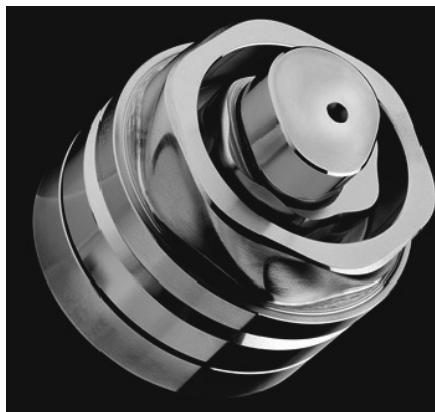


Bild 14: Technologielösung Polygonal-Fügen vereinfacht das Fügeverfahren signifikant.

#### Das Polygonal-Fügen:

- substituiert thermische Fügeprozesse, spart hohe Investitionssummen und Folgekosten
- reduziert die Energiekosten wesentlich.
- erleichtert die Integration in die Fertigungsline
- optimiert die Prozesskette und die Logistik
- generiert eine hohe Flächenproduktivität
- ist umweltschonend durch Trockenbearbeitung

## 10. Schlussfolgerung und Ausblick

Um eine Anwendung des Unrunddrehens zur Erzeugung zykloidaler Konturen an breiter Front möglich zu machen, sollten Anwendungen gefunden werden, bei denen vorhandene WNV durch eine Polygon- WNV substituiert werden und Vorteile gegenüber dieser bieten kann. Zusätzlich sollte versucht werden, dem Kunden eine Empfehlung zu geben, damit dieser seine bisherigen bzw. neuen Produkte so optimieren kann, so dass er die günstigen Eigenschaften hinsichtlich der Fertigung nutzen kann, um seine Kosten zu senken.

Ein anderer Ansatz wäre der, die Möglichkeit der Erzeugung trochoidalaler Konturen so zu nutzen, dass sie die Fertigung von bestimmten Werkstücken (nicht unbedingt WNV) erheblich verbessert bzw. beschleunigt.

Solche Werkstücke befinden sich meist in Nischen, in denen mittels hochaufwändiger Fertigungsverfahren diese Konturen hergestellt werden müssen.

Dazu ist es aber notwendig, die Denkweise und Vorstellungskraft von Konstrukteuren und Fertigungstechnikern in Zykloiden- bzw. in Trochoidenbahnen zu lenken!

### Bild- und Literaturverzeichnis:

- [1] DIN 32 711 und DIN 32 712, DIN e. V. Berlin (2009)
- [2] Fachartikel [www.kem.de/](http://www.kem.de/) 1109412
- [3] Leidich TU Chemnitz bzw. A. Frank TU Graz (2006)
- [4] Wikipedia (2010)
- [5] Hofmann: Heckler & Koch GmbH; VDI-Z 133 (1991)
- [6] J.G. WEISSER SÖHNE, 78 112 Sankt Georgen (2004)
- [7] Maiwald: Nr. KTK/20/2008 Westsächsische Hochschule Zwickau, Diplomarbeit (2008)
- [8] J.G. WEISSER SÖHNE, 78 112 Sankt Georgen (2010)
- [9] J.G. WEISSER SÖHNE, 78 112 Sankt Georgen (2010)
- [10] DIN 5480 und DIN 5481, DIN e. V. Berlin (2006)
- [11] Firmenschrift SANDVIK (1995)
- [12] J.G. WEISSER SÖHNE, 78 112 Sankt Georgen (2008)
- [13] Ziae: Westsächsische Hochschule Zwickau (2010)
- [14] J.G. WEISSER SÖHNE, 78 112 Sankt Georgen (2009)
- [15] Lei: Leibniz Universität Hannover, Masterarbeit (2009)
- [16] J.G. WEISSER SÖHNE, 78 112 Sankt Georgen (2009)

# Hypotrochoidische Konturen – Eine Alternative für formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen



Prof. Dr.-Ing. habil. **Masoud Ziae**,  
M. Sc. **René Schreiter**,  
Dipl.-Ing. (FH) **Patrick Knorr**,  
Professur Maschinenelemente,  
Westsächsische Hochschule Zwickau;  
Prof. Dr.-Ing. **Erhard Leidich** VDI, Dipl.-Ing. **Friedemann Reiß**,  
Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik (IKAT)  
Professur Konstruktionslehre, Technische Universität Chemnitz

## Kurzfassung

Profile auf Basis der Hypotrochoiden (H-Profile) sind eine wirtschaftlich interessante Alternative zu den bekannten Formschlussprofilen. Sie besitzen mechanische Vorteile und kleinere Kerbwirkungszahlen. Die Anwendung des Unrunddrehverfahrens ermöglicht eine wirtschaftliche und präzise Fertigung dieses Profiltyps. In diesem Beitrag werden aktuelle Forschungsergebnisse auf dem Gebiet der hypotrochoidischen Profile vorgestellt. Dazu wurden umfangreiche numerische und experimentelle Untersuchungen an H-Profilen durchgeführt. Die Ergebnisse dienen als Grundlage zur Bewertung der neuen Verbindungstypen im Vergleich zu den etablierten Welle-Nabe-Verbindungen (WNV).

## 1. Einführung

Die Evolventenzahnprofile nach DIN 5480 [1] gehören zu den meistverbreiteten Formschlussprofilen, obwohl sie auf Grund ihrer geometrisch unstetigen Profilkontur vergleichsweise niedrige Gestaltfestigkeiten (bzw. hohe Kerbwirkungszahlen) und ungünstige Zentrier- und Fügebedingungen besitzen. Wesentliche Vorteile der Zahnwellenprofile sind die große mögliche Mitnehmeranzahl und die umfassenden und bewährten Auslegungsvorschriften. Die genormten Polygonprofile nach DIN 32711 (P3G) [2] und DIN 32712 (P4C) [3] weisen zwar größere Gestaltfestigkeiten als die Zahnwellenprofile auf, konnten sich aber dennoch nicht am Markt durchsetzen. Hauptursachen hierfür sind, neben der begrenzten Mitnehmeranzahl, die nach wie vor unzureichenden Auslegungsvorschriften, die häufig in einer Überdimensionierung dieser Verbindungsart münden ([4], [5]), sowie die anfänglich aufwendige Herstellung mit Spezialschleifmaschinen.

Eine vielversprechende Alternative zu den bekannten Normprofilen sind Profile auf Basis der einfachen Hypotrochoiden, im Folgenden H-Profile genannt. Durch neue Fertigungsmetho-

den wie das Zweispindel-Unrund-Drehverfahren [6] können H-Profile wirtschaftlich und prozesssicher hergestellt werden. Sie verfügen über eine kontinuierliche, mathematisch stetige und flexibel anpassbare Profilkontur, welche nach den Parametergleichungen (1) definiert ist.

$$\begin{aligned} x &= R_m \cdot \cos(\theta) - e \cdot \cos((n-1)\theta) \\ y &= R_m \cdot \sin(\theta) + e \cdot \sin((n-1)\theta) \end{aligned} \quad (1)$$

Hierbei ist  $R_m$  der Nennradius des Profils,  $n$  ist die Anzahl der Profilseiten (Mitnehmer) und  $\theta$  der Parameterwinkel. Die Profilzentrität  $e$  ist ein Maß für die Abweichung der Profilform vom Kreis. Die geometrischen Zusammenhänge werden in **Bild 1** beispielhaft für ein H-Profil mit sieben Mitnehmern gezeigt.

Durch die Anwendung der komplexen Elastizitätstheorie lassen sich unter Nutzung konformer Abbildungen analytische Auslegungsgleichungen für H-Profil-Verbindungen herleiten, wodurch eine sichere und schnelle Variantenberechnung ermöglicht wird. Die gezielte Auswahl der profilbeschreibenden Parameter erlaubt die Erzeugung konvexer und konkaver Profilflanken bei freier Wahl der Mitnehmeranzahl. **Bild 1** (links) zeigt exemplarisch die geometrische Erzeugung eines H-Profil mit sieben Mitnehmern (i.F. H7). Die geometrischen Möglichkeiten des H-Profil kann anhand einiger Profilvarianten mit variierender Mitnehmeranzahl  $n$  und Exzentrizität **Bild 1** (rechts) entnommen werden.

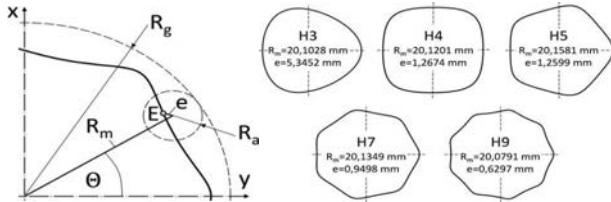


Bild 1: Geometrische Erzeugung der H-Profil (links) und Beispiele für unterschiedliche H-Profil-Varianten mit variierender Mitnehmeranzahl und Exzentrizität (rechts)

In einem gemeinsamen DFG-Forschungsvorhaben werden an der Technischen Universität Chemnitz und der Westsächsischen Hochschule Zwickau H-Profil-Verbindungen numerisch und experimentell untersucht. Ziel des Vorhabens ist die Schaffung von Grundlagen zur Dimensionierung der H-Profil bei statischer und dynamischer Torsion sowie kombinierter Belastung aus statischer Torsion und umlaufender Biegung. Die Ergebnisse sollen als Basis für eine verbesserte Normung der Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen dienen.

## 2. Vergleich der Geometrie der H-Profil mit den Profilen nach DIN 32711 und DIN 5480

Nachfolgend werden die Hypotrochoiden mit drei und sieben Mitnehmern dem P3G-Profil nach DIN 32711 und dem Evolventenzahnprofil nach DIN 5480 gegenübergestellt. Dazu

wurden 3D-FE-Berechnungen bei reiner statischer Torsionsbelastung mit  $T = 500 \text{ Nm}$  durchgeführt. Zunächst wurde exemplarisch ein H-Profil mit drei Mitnehmern und ein vergleichbares genormtes P3G-Profil ausgewählt (Bild 2 links). Zusätzlich wird ein H-Profil mit sieben Mitnehmern und konkaven Flanken dem evolventischen Zahnprofil mit der Bezeichnung DIN 5480-45x5x7 (Bild 2 rechts) gegenüber gestellt. Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse sicherzustellen, besitzen sowohl das DIN 32711-P3G-40 als auch das DIN 5480-45x5x7 – Profil einen annähernd identischen Flächeninhalt wie die H-Profile.

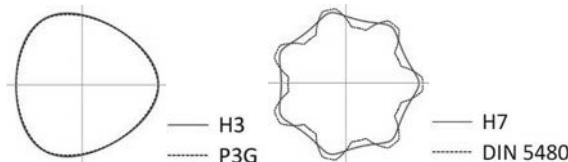


Bild 2: Links: Profileinpassung des P3G-Profils, Rechts: Profileinpassung des DIN 5480-Profils

Die Vergleichsspannung  $\sigma_v$  (n. GEH) der Nabe (Bild 3 links) und die Kontaktnormalspannung  $\sigma_{nn}$  (Bild 3 rechts) der Normprofile liegen über denen des jeweils zugehörigen H-Profil.

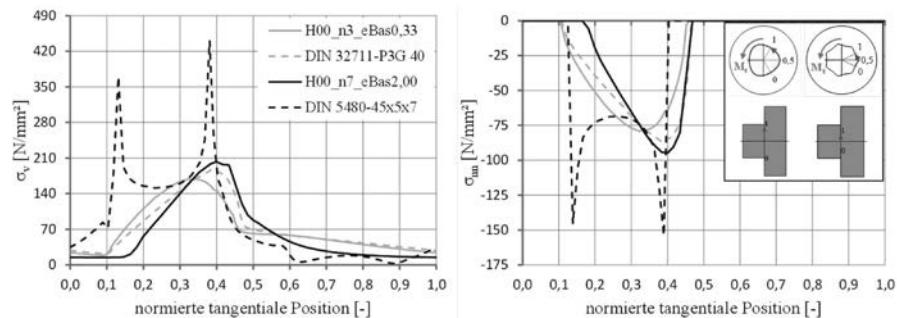


Bild 3: 3D-FE-Berechnung, links: Vergleichsspannung  $\sigma_v$  der Nabe, rechts: Kontaktnormalspannung  $\sigma_{nn}$  von H-Profilen gegenüber den Normprofilen (konstant:  $T = 500 \text{ Nm}$ ;  $\mu = 0,15$ ;  $Q_A = 0,45$ ;  $\zeta = 0$ ;  $l/D_m = 1$  )

Die leicht „spitzere“ Kontur des P3G-Profil führt zu den etwas höheren Spannungen im Vergleich zum H3-Profil. Wegen der scharfkantigen Profilkontur des Zahnprofils befinden sich die Spannungsüberhöhung der Evolente an Beginn und Ende der Kontaktfläche auf der Tragflanke des Mitnehmers. Die hypotrochoidischen Profile besitzen wegen ihrer stetigen Profilkontur mit großen Krümmungsradien hinsichtlich der Spannungen wesentliche Vorteile

gegenüber den Normprofilen. Die Auswertung der Ergebnisgrößen erfolgt jeweils über einen Mitnehmer in Umfangsrichtung vom Mitnehmerfuß der Tragflanke (normierte tangentiale Position = 0) bis zum gegenüberliegenden Mitnehmerfuß (normierte tangentiale Position = 1).

### 3. Kerbwirkungszahlen torsionsbelasteter H-Profil-Wellen

Zur Ermittlung der Kerbwirkung für H-Profilwellen (ohne Nabe) bei reiner Torsionsbelastung wurden die Belastungen der Welle numerisch untersucht. Die Kerbwirkungszahl  $\beta_\tau$  wird nach Gleichung (2) aus der Torsionsformzahl  $\alpha_\tau$  und der Stützzahl  $n_\tau$  berechnet. [7]

$$\beta_\tau = \frac{\alpha_\tau}{n_\tau} \quad (2)$$

Für die Berechnung der Torsionsformzahl  $\alpha_\tau$  nach Gleichung (3) wurden zunächst die Torsionsspannungen einer ungestörten Welle ( $T = 500 \text{ Nm}$ ) aus den numerisch ermittelten Hauptspannungen berechnet.

$$\alpha_\tau = \frac{\tau_{t \max}}{\tau_{t n}} \quad (3)$$

**Bild 4** zeigt beispielhaft die Verläufe der Torsionsspannung auf der Mantelfläche eines Wellenmitnehmers für H7-Profilwellen bei variierender Exzentrizität und das Zahnwellenprofil DIN 5480-45x5x7.

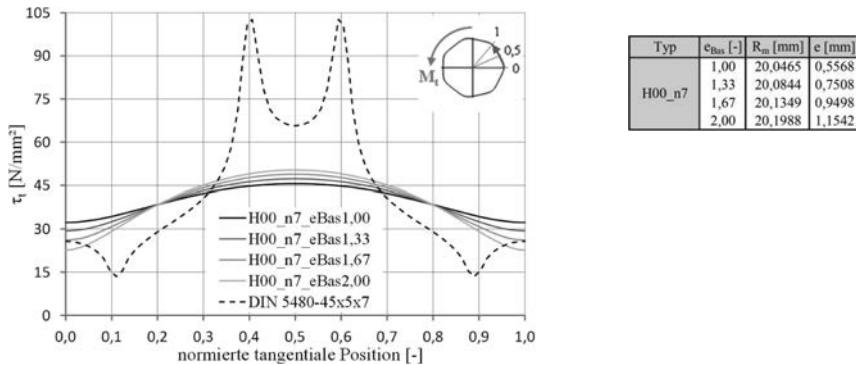


Bild 4: 3D-FE-Berechnung: Torsionsspannung  $\tau_t$  der Welle von H-Profilen bei variierender Exzentrizität im Vergleich zum DIN 5480-45x5x7 – Profil ( $T = 500 \text{ Nm}$ )

Die deutlich niedrigeren Torsionsspannungen der H7-Profilvarianten resultieren aus der steilen Profilkontur der H-Profile. Dem gegenüber führen die kleinen Krümmungsradien im Zahnfußbereich des Zahnwellenprofils zu ausgeprägten Spannungsspitzen. Mit hypotrochoidischen Profilen ist demnach eine erhebliche Reduzierung der Torsionsspannung realisierbar.

Neben der maximalen Torsionsspannung  $\tau_{t\max}$  ist zur Ermittlung der Formzahl die Nennspannung  $\tau_{t\bar{n}}$  erforderlich. Die Nennspannung berechnet sich auf Grundlage eines Referenzkreises mit zur Profilwelle identischem Flächeninhalt des Profilquerschnitts. Diese Vorgehensweise entspricht der in [8] beschriebenen Methodik und stellt die Vergleichbarkeit der Ergebnisse sicher.

Die zur Berechnung der Kerbwirkungszahl notwendige Stützzahl  $n_t$  wird nach dem Verfahren von SIEBEL und STIELER [7] unter Anwendung von Gleichung (4) berechnet.

$$n = 1 + \sqrt{G^* \cdot mm} \cdot 10 \cdot \left[ 0,33 + \frac{\sigma_s(d)}{\tau_{12} \cdot \frac{N}{mm^2}} \right] \quad (4)$$

Das hierfür erforderliche bezogene Spannungsgefälle  $G^*$  in radialer Richtung ist der auf die maximale Torsionsspannung bezogene Spannungsgradient  $d\tau_t / dx$  im Ort der maximalen Torsionsspannung. Die auf Basis numerischer Untersuchungen ermittelten Kerbwirkungszahlen werden für die H-Profilen mit drei, fünf, sieben und neun Mitnehmern und variierender Exzentrizität in **Bild 5** den Normprofilen DIN 32711-P3G-40 und DIN 5480-45x5x7 gegenübergestellt.

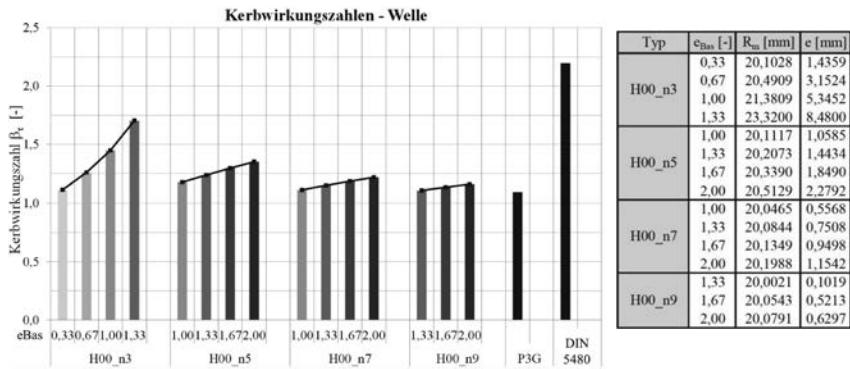


Bild 5: Gegenüberstellung der rechnerisch ermittelten Kerbwirkungszahlen  $\beta_t$  der H-Profilen in Abhängigkeit der Mitnehmeranzahl  $n$  und der Basisexzentrizität  $e_{\text{Bas}}$  im Vergleich zu Normprofilen

Die Exzentrizität der H-Profilen wurde dabei stufenweise, ausgehend von einem Profil mit anteilig flachen Flanken, erhöht (zunehmend konkaves Profil,  $e_{\text{Bas}}=1,33/1,67/2,00$ ) bzw. reduziert (zunehmend konkaves Profil,  $e_{\text{Bas}}=0,33/0,67$ ). Die Kerbwirkungszahlen der H-Profil-Varianten liegen deutlich unter der Kerbwirkungszahl des Zahnwellenprofils, welches aufgrund der scharfen Kerben im Bereich des Zahnußes deutliche Nachteile besitzt. DIN 743-2

[7] weist für Zahnwellen nach DIN 5480 [1] mit dem Werkstoff C45E eine Kerbwirkungszahl von  $\beta_\tau = 1,2$  aus. Ein direkter Vergleich dieser Angabe mit den gewonnenen Ergebnissen ist aufgrund der unterschiedlichen Vergleichsbasis nicht möglich. Das H3-Profil mit  $e_{\text{Bas}}=0,33$  ähnelt geometrisch stark dem P3G-Profil (vgl. **Bild 2** links), was sich in einer annähernd gleich großen Kerbwirkungszahl widerspiegelt. Erwartungsgemäß bewirkt eine größere Exzentrizität der H-Profile auch einen Anstieg der Kerbwirkungszahl, da die Profilkontur damit zunehmend unrunder wird. Bei steigender Mitnehmeranzahl ist hingegen eine Reduzierung der Kerbwirkungszahl festzustellen, die durch die Annäherung der Profilform an einen Kreis hervorgerufen wird. Durch gezielte Auswahl der Exzentrizität sind bei den H-Profilen Kerbwirkungszahlen im Bereich der Polygonprofile nach DIN 32711 realisierbar.

#### 4. Ermittlung analytischer Lösungsansätze für torsionsbelastete H-Profile

Die komplexe Elastizitätstheorie ermöglicht unter Nutzung konformer Abbildungen die Herleitung geschlossener analytischer Lösungsansätze für torsionsbelastete unrunde Profile. Die Hauptaufgabe besteht hierbei im Auffinden einer geeigneten Abbildungsfunktion, die den Einheitskreis auf dem Profilgebiet konform, d.h. winkelgetreu abbildet [5]. Derartige Funktionen lassen sich im Allgemeinen direkt aus den Konturgleichungen, in Abhängigkeit der komplexen Variable in der Modellebene  $\zeta$ , wie folgt herleiten.

$$\omega(\zeta) = R_m \cdot \left( \zeta + \frac{e}{\zeta^2} \right) \quad (5)$$

Durch diese Abbildung entsteht die in **Bild 6** links und mittig dargestellte Struktur von Welle und Nabe eines H-Profil mit drei Mitnehmern. Der Nabenhörnchen wird vollständig abgebildet (**Bild 6** Mitte). Im Wellenbereich treten wegen eines zweifachen Pols drei singuläre Punkte auf (**Bild 6** links).

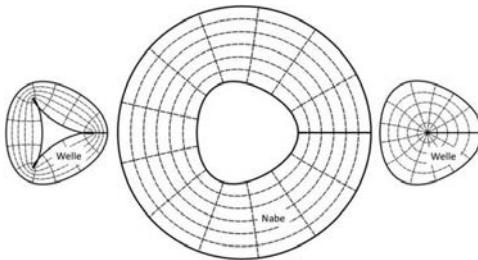


Bild 6: Konforme Abbildung des Wellenbereiches (unvollständig, links) und des Nabenhörnchens (vollständig, Mitte) sowie vollständige Abbildung des Wellenbereiches eines H3-Profil mit  $R_m = 18,667 \text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 0,0714$  (rechts) nach Gl. (6)

Aus diesem Grund wurde für die Welle, basierend auf der Methode der sukzessiven Approximation nach [9], eine Reihenentwicklung analog zu [10] und [5] durchgeführt. Zahlreiche Untersuchungen haben gezeigt, dass für eine sehr gute Genauigkeit in Abhängigkeit der Profilexzentrizität eine Reihenentwicklung 5. bis 8. Ordnung ausreichend ist. Für ein H3-Profil mit einem mittleren Radius von  $R_m = 18,667 \text{ mm}$  und einer relativen Exzentrizität von

$\varepsilon = e/R_m = 0,0714$  ( $e = 1,333$  mm) ergibt sich mit einer Reihe 6. Ordnung nach Gleichung (6) die in **Bild 6** rechts dargestellte vollständige Abbildung des Wellenbereiches.

$$\omega(\zeta) = 18,387 \cdot \zeta + 1,2555 \cdot \zeta^4 + 0,2556 \cdot \zeta^7 + 0,0678 \cdot \zeta^{10} + 0,02069 \cdot \zeta^{13} + \dots \\ \dots + 0,009456 \cdot \zeta^{16} + 0,003532 \cdot \zeta^{19} \quad (6)$$

Basierend auf der komplexen Formulierung des Torsionsproblems (siehe [5]) wurde exemplarisch folgende Beziehung für die Torsionsspannung der Welle des dargestellten H3-Profil ermittelt.

$$\tau_t(\theta) = \frac{M_t}{\pi \cdot R_m^3} \cdot \frac{2,06 + 0,293 \cdot \cos(3\theta) + 0,0608 \cdot \cos(6\theta) + 0,0164 \cdot \cos(9\theta) + 0,00519 \cdot \cos(12\theta) + \dots}{\sqrt{1,05 + 0,59 \cos(3\theta) + 0,212 \cdot \cos(6\theta) + 0,0811 \cdot \cos(9\theta) + 0,0334 \cdot \cos(12\theta) + \dots}} \\ \dots + 0,00229 \cdot \cos(15\theta) + 0,000776 \cdot \cos(18\theta) \\ \dots + 0,0179 \cdot \cos(15\theta) + 0,00708 \cdot \cos(18\theta) \quad (7)$$

Die maximale Torsionsspannung tritt in der Flankenmitte bei  $\theta = 60^\circ$  auf und hat für das beschriebene H3-Profil den Wert

$$\tau_{t \max} = 2,3145 \cdot \frac{M_t}{\pi \cdot R_m^3}. \quad (8)$$

**Bild 7** stellt die analytisch und numerisch ermittelten Verläufe der Torsionsspannung in der Welle gegenüber. Es ist eine sehr gute Übereinstimmung der numerisch ermittelten Spannungen mit der analytischen Lösung zu erkennen.

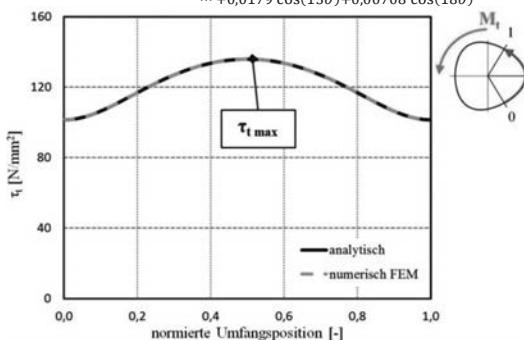


Bild 7: Vergleich der analytisch und numerisch ermittelten Torsionsspannung der H3-Profilwelle mit  $R_m = 18,667$  mm;  $\mu = 0,0714$ ;  $T = 500$  Nm

ten Spannungen mit der analytischen Lösung zu erkennen.

## 5. Experimentelle Untersuchungen zur Ermittlung der statischen und dynamischen Tragfähigkeit bei Torsionsbeanspruchung

Die experimentellen Untersuchungen zur Ermittlung der statischen Tragfähigkeit und der Kerbwirkungszahlen von torsionsbelasteten Polygonverbindungen mit H-Profil wurden an einem hydraulischen Verdrehprüfstand durchgeführt (**Bild 8**). Es wurden ein konkav H-Profil mit drei Mitnehmern und ein konkav H-Profil mit sieben Mitnehmern gewählt und verschiedene Parameter (**Tabelle 1**) der WNV variiert. Die Variation des Übermaßes ist Gegenstand der Untersuchung, da analog zu den Passfederverbindungen (PFV) höhere Gestaltfestigkeiten zu erzielen sind.

Zudem kann sich das Übermaß auf die statische Tragfähigkeit auswirken.

Um die geometrische Ähnlichkeit der Profile in den Versuchsböcken mit und ohne Übermaß zu garantieren, wurden die Profilkennwerte für die Verbindungen mit Übermaß angepasst.

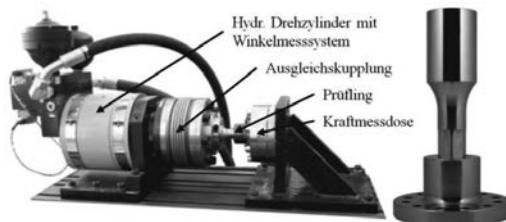


Bild 8: Prüfstand für (Dauer-)Festigkeitsuntersuchungen von torsionsbelasteten WNV (links) und zugehörige Probenpaarung (rechts)

Tabelle 1: Parameter der experimentellen Versuchsböcke

Parameter	Versuchsböcke					
	1	2	3	4	5	6
<b>Profil</b>	H3	H3	H7	H7	H3	H7
$Q_A$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,7	0,7
$ID_a$	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1
<b>Relatives Sollübermaß</b>	0 %	0,5 %	0 %	0,5 %	0,5 %	0,5 %

Die nachfolgende **Tabelle 2** zeigt die festgelegten Parameter (Übermaß, Profilgeometrie).

Tabelle 2: Profilparameter für Verbindungen mit und ohne Übermaß

Profil	H3		H7	
	0 %	0,5 %	0 %	0,5 %
<b>Relatives Sollübermaß</b>	0 %	0,5 %	0 %	0,5 %
<b>Nennradius</b> $R_m$	18,667 mm	18,676 mm	18,919 mm	18,928 mm
<b>Exzentrizität</b> $e$	1,3333 mm	1,3339 mm	1,0811 mm	1,0816 mm
<b>Hüllkreisdurchmesser</b> $D_a$	40 mm	40,020 mm	40 mm	40,019 mm
<b>Pferchkreisdurchmesser</b> $D_i$	34,667 mm	34,684 mm	35,676 mm	35,693 mm

Die Naben wurden durchgängig mit den Profilkennwerten für 0 % Übermaß und die Wellen mit den jeweiligen Profilkennwerten für 0 % oder 0,5 % Übermaß gefertigt. Alle Proben wurden aus C45E im Zwei-Spindel-Unrund-Drehverfahren mit einer Genauigkeit der Toleranzklasse IT6 hergestellt. Die stichprobenartigen Vermessungen ergaben die in **Tabelle 3** dargestellten Abweichungen bei dem Übermaß.

Tabelle 3: Mittelwerte der Abweichungen der relativen Übermaße (neg. Vorzeichen: Spiel)

Profil	H3		H7	
	0	0,5	0	0,5
<b>Relatives Sollübermaß</b> [%]	0	0,5	0	0,5
<b>Relatives Istübermaß</b> [%]	-0,07..0,08	0,46..0,68	-0,06..0,20	0,36..0,71

### 5.1 Ermittlung der statischen Tragfähigkeit torsionsbelasteter Verbindungen

Die (statische) Tragfähigkeit von Polygonverbindungen wird über plastische Verformungen im Überlastfall an Welle und/oder Nabe definiert. Um diese zu ermitteln, wurden die Verbin-

dungen mit einem linearen Belastungsprofil geprüft. Dabei wurde das Drehmoment kontinuierlich bis zum Erreichen eines definierten Winkels, gemessen am Winkelmesssystem des Drehantriebes, gesteigert. Die Ergebnisse sind in **Bild 9** zusammenfassend dargestellt. Im Anfangsbereich zwischen 0 und ca. 2300 Nm ist die Kurve eine Gerade, was für rein elastisches Materialverhalten mit konstanter Steifigkeit charakteristisch ist. Verlässt der Drehmoment-Winkel-Verlauf diese Gerade, wie es in den Detailabbildungen dargestellt ist, ändert sich die Steifigkeit und es kommt zu einer irreversiblen plastischen Verformung. Dies ist unabhängig von der Mitnehmeranzahl (H3 oder H7), relativen Übermaß, Fügelängen- und Durchmesserverhältnis der Nabe bei etwa  $T_{plast,lin} = 2300$  Nm der Fall.

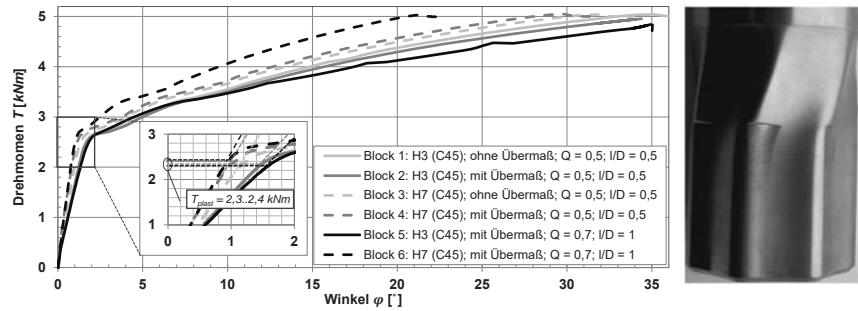


Bild 9: Statische Tragfähigkeit der H-Profil-Verbindungen bei linearem Belastungsprofil (Winkelmessung am Hydraulikaktor)

In allen Versuchen (je zwei pro Versuchsblock) wurde hauptsächlich die Welle außerhalb der Verbindung plastisch verformt. Dieses Verhalten wurde auch bei quasistatischen Untersuchungen an identischen Verbindungen [11], [12] nachgewiesen. Mit Gleichung (8) ergeben sich bei  $T = 2300$  Nm maximale Torsionsspannungen von  $\tilde{\sigma}_{max,H3} = 260$  MPa für die Welle mit dem untersuchten H3-Profil. Um zu ermitteln, ob diese Torsionsspannungen die Fließgrenze des vorliegenden Werkstoffes C45 überschreiten, wurden Zugversuche durchgeführt. Die Zugproben wurden aus den Halbzeugen für die Wellen hergestellt. Um den technologischen Größeneinfluss zu eliminieren, wurden die Proben aus dem Querschnittsdurchmesser bei  $d_F = 40$  mm entnommen. Die so ermittelte Streckgrenze beträgt  $\sigma_S(s) = 400$  MPa (Zugfestigkeit  $\sigma_B(s) = 667$  MPa). Zum direkten Vergleich muss eine Umrechnung der ermittelten Torsionsspannungen in eine Vergleichsspannung z. B. nach der Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH) erfolgen. Daraus resultieren  $\tilde{\sigma}_{GEH,H3} = 451$  MPa für das H3-Profil. Der Vergleich mit der experimentell ermittelten Streckgrenze bestätigt, dass alle Verbindungen außerhalb der Kontaktfuge und bei gleichen Drehmoment plastizieren.

Eine Pressverbindung mit einem vergleichbaren Fugendurchmesser von 38 mm und gleichem Durchmesserverhältnis der Nabe, einem typischen Übermaß von  $\% = 1,25\%$  und  $I/D = 1,1$  rutscht, gemäß DIN 7190 [13], unabhängig vom Werkstoff bei einem etwa 15 % geringeren Drehmoment durch ( $\mu = 0,2$ ). Bei einer PFV (alle Teile C45) mit einem Nenn-durchmesser von 38 mm und einer Passfeder ( $b = 10$  mm,  $h = 8$  mm,  $t_1 = 5$  mm,  $l_{fr} = 50$  mm) versagt die Nabe gemäß DIN 6892 Methode B [14] bereits bei einem Drittel des von der H-Profilverbindung übertragbaren Drehmomentes. Mit zwei Passfedern überträgt die PFV ca. die Hälfte des Drehmomentes der Polygonverbindung. Somit liegen die untersuchten H-Profilverbindungen gegenüber den etablierten Welle-Nabe-Verbindungen im Vorteil.

## 5.2 Experimentelle Ermittlung der dynamischen Tragfähigkeit torsionsbelasteter Verbindungen

Für die Untersuchungen zur Ermittlung der Kerbwirkungszahlen der H-Profil-Polygonverbindungen wurden dynamische Bauteilversuche mit rein schwelender Torsionsbelastung mit dem in **Bild 8** dargestellten Verdrehprüfstand im Treppenstufenverfahren nach Hück [15] durchgeführt. Die Laststufen wurden in geometrischer Teilung mit einem Stufen-sprung von  $\Delta E = 1,1^{1/2}$  gewählt. Die Grenzlastwechselzahl betrug  $N = 5 \cdot 10^6$  Schwingsspiele bei einer Belastungsfrequenz von  $f = 20$  Hz. Bei allen Versuchsblöcken wurden sechs Versuche und ein virtueller Versuch zur Auswertung nach Hück herangezogen.

Um aus den experimentell ermittelten Ausschlagfestigkeiten die Kerbwirkungszahlen zu ermitteln, muss der Mittelspannungseinfluss aufgrund der schwelenden Beanspruchung abgeschätzt werden. Mithilfe der DIN 743 [7] und der ermittelten Zugfestigkeit (siehe Abschnitt 5.1) kann ein Mittelspannungseinfluss von  $\psi_{rk} = 0,177$  berechnet werden. Zudem ergibt sich ebenfalls nach der DIN 743 aus der Zugfestigkeit eine Torsionswechselfestigkeit der ungekerbten Probe von  $\ddot{\sigma}_w = 201$  MPa.

Da die Festigkeiten stets als Nennspannungen vorliegen, müssen die Beanspruchungen aus den Versuchen in Nennspannungen überführt werden. Es wurde an dieser Stelle die Vereinfachung getroffen, ein Widerstandsmoment bezogen auf den Nenndurchmesser  $D_m$  zu berechnen und so die experimentell ermittelten Drehmomente in Torsionsnennspannungen zu überführen. Unter Berücksichtigung des Mittelspannungseinflusses und der Torsionswechselfestigkeit des eingesetzten C45 wurden durch eine sog. Rückrechnung die Wechselfestigkeiten und Kerbwirkungszahlen der einzelnen Versuchsblöcke ermittelt. Die in den bisherigen Untersuchungen ermittelten Amplituden der Bauteilschwellfestigkeit mit einer Überlebenswahrscheinlichkeit von  $P_U = 50\%$  enthält **Tabelle 4**.

Tabelle 4: Ergebnisse der dynamischen Schwellfestigkeitsuntersuchungen und daraus abgeleitete Kerbwirkungszahlen.

	$T_{tsch}$ [Nm]	Versuchsblock			
		1	2	3	4
<b>Experimentelle Ausschlagfestigkeit</b>	$T_{tsch}$ [Nm]	956	996	1092	987
	$\ddot{A}_{tsch}$ [MPa]	94	96	103	93
<b>Experimentelle Wechselfestigkeit</b>	$T_{tw}$ [Nm]	1125	1172	1228	1161
	$\ddot{A}_{tw}$ [MPa]	110	113	121	109
<b>Kerbwirkungszahl</b>	<sup>2</sup> [-]	1,6	1,6	1,5	1,6

In DIN 743 wird auf Basis von C45 für den Pressverband (PV) eine Kerbwirkungszahl von  $\beta_{r,PV} = 1,5$  und für die Passfederverbindung (PFV)  $\beta_{r,PFV,DIN} = 1,6$  angegeben. Aktuelle Forschungsergebnisse bestätigen die Werte für den PV [16], weisen aber für PFV Kerbwirkungszahlen von  $\beta_{r,PFV,Exp} = 2,0$  [17] aus. Somit hat die H-Profil-Polygonverbindung gegenüber den PFV deutliche Vorteile.

## 6. Zusammenfassung

In diesem Beitrag werden die Vorteile der Formschlussprofile auf Basis der Hypotrochoiden gegenüber den funktionsgleichen Normprofilen aufgezeigt. Durch umfangreiche numerische und experimentelle Untersuchungen an H-Profil-Verbindungen werden Grundlagen zur Dimensionierung der Profile geschaffen. Aufgrund der kontinuierlichen Profilgeometrie besitzen die H-Profil Vorteile bei der Formzahl der Welle (ohne Nabe) und der Gestaltfestigkeit der Verbindung im Vergleich zum Zahnwellenprofil nach DIN 5480 und können bei gezielter Auswahl der Profilgeometrie ähnlich niedrige Kerbwirkungszahlen erreichen wie das Polygonprofil nach DIN 32711. Für die statische Tragfähigkeit der untersuchten H-Profilverbindungen (gleiche Werkstoffe bei Welle und Nabe) wurde experimentell bei linearem Belastungsprofil eine Belastungsgrenze von  $T_{plast,lin} = 2300$  Nm ermittelt. Damit besitzt die H-Profilverbindung eine fast doppelt so große Übertragungskapazität wie eine vergleichbare Passfederverbindung und eine um ca. 15 % größere Übertragungskapazität als ein bauraumgleicher zylindrischer Pressverband. Die Spannungen der H-Profilen lassen sich unter Anwendung der komplexen Elastizitätstheorie rein analytisch berechnen. Die vorliegende analytische Lösung für die Torsionsspannung der Profilwelle zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit den numerischen Ergebnissen und bestätigt die Resultate der statischen Torsionsversuche.

## Danksagung

Für die Finanzierung und Unterstützung der Forschungsarbeiten bedanken sich die Autoren bei der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) sowie der Iprotec GmbH.

## Literatur

- [1] DIN 5480: Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser, Teil 1 – 2. Beuth Verlag, Berlin 2006.
- [2] DIN 32711: Welle-Nabe-Verbindung - Polygonprofil P3G, Teil 1 – 2. Beuth Verlag, Berlin, 2009.
- [3] DIN 32712: Welle-Nabe-Verbindung – Polygonprofil P4C, Teil 1 – 2. Beuth Verlag, Berlin, 2009.
- [4] Mechnik, R.-P.: Festigkeitsberechnung von genormten und optimierten Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen unter reiner Torsion. Dissertation, TU Darmstadt, 1988.
- [5] Ziaeи, M.: Analytische Untersuchungen unrunder Profilfamilien und numerische Optimierung genormter Polygonprofile für Welle-Nabe-Verbindungen. Habilitation, TU Chemnitz, 2002.
- [6] Maximov, J.T.: A new method of manufacture of hypocycloidal polygon shaft joints. Journal of Material Processing Technology, 2005, 166.
- [7] DIN 743: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen, Teil 2: Formzahlen und Kerbwirkungszahlen. Beuth Verlag, Berlin, 2012.
- [8] Ziaeи, M.; Selzer, M.: Rechnerische Optimierung der Kerbwirkungszahl von Unrundprofilen unter reiner Torsionsbelastung und Vergleich mit dem genormten Zahnwellenprofil nach DIN 5480. VDI Berichte Nr. 2238 – Welle –Nabe-Verbindungen. Düsseldorf, VDI-Verlag, 2014.
- [9] Kantorowitsch, L. W.; Krylow, W. I.: Näherungsmethoden der höheren Analysis. VEB Deutscher Verlag der Wissenschaften, Berlin, 1956.
- [10] Ziaeи, M.; Selzer, M.: Entwicklung kontinuierlicher unrunder Innen- und Außenkonturen für formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen und Ermittlung analytischer Lösungsansätze. Zwischenbericht zum laufenden DFG- Vorhaben ZI 1161/1. Westsächsische Hochschule Zwickau, 2011.
- [11] Leidich, E.; Reiß, F.; Schreiter, R.: Investigations of Hypocycloidal Hub and Shaft Connections. 16<sup>th</sup> International Conference on New Trends in Fatigue and Fracture, Dubrovnik, 2016.
- [12] Leidich, E.; Schreiter, R.; Knorr, P.: Belastbarkeit von H-Profil-Welle-Nabe-Verbindungen. Antriebstechnik 8/2016. Mainz 2016. S. 76-81.
- [13] DIN 7190: Pressverbindungen - Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln. Beuth Verlag, Berlin, 2001.
- [14] DIN 6892: Passfedern – Berechnung und Gestaltung. Beuth Verlag, Berlin 2012.
- [15] M. Hück: Ein verbessertes Verfahren für die Auswertung von Treppenstufenversuchen. Werkstofftechnik Nr. 14, 1983, S. 406-417.
- [16] Leidich, E.; Hofmann, S.: Kollektivbelastungen bei Welle-Nabe-Verbindungen II. Abschlussbericht FVA-Heft 1201. Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Frankfurt/M.
- [17] Forbrig, F.: Untersuchungen zur Gestaltfestigkeit von Passfederverbindungen. Dissertation, TU Chemnitz, 2006.

# Verfahrenskonzept zur umformtechnischen Herstellung von gebauten Zahnrädern im Mehrkomponentenverfahren mittels Quer-Fließpressen

**Robert Meißner, M.Sc.,**

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. **Mathias Liewald** MBA,  
Universität Stuttgart, Institut für Umformtechnik (IFU)



## Kurzfassung

Als Beitrag zur Gewichtsreduktion von Antriebsstrangkomponenten wird am Institut für Umformtechnik in Stuttgart im Rahmen des Verbundprojekts „massiverLEICHTBAU“ (AiF-KZ47M4712) das Verfahrenskonzept zur umformtechnischen Herstellung von „gebauten“ Zahnrädern mittels Quer-Fließpressen in Mehrkomponentenbauweise entwickelt. Dieses Verfahren erlaubt das form- und/oder reibschlüssige Fügen von Zahnkranz, Radkörper und Welle und ermöglicht so eine kompakte, gewichtsoptimierte Bauweise solcher Zahnräder. Aufbauend auf Untersuchungen zum Materialfluss und zur erforderlichen Stempelkraft beim Umformfügen von gebauten Zahnrädern sollen in dieser Veröffentlichung der Einfluss des Werkstoffs und der Geometrie der Zahnkränze auf deren Innen- und Außenseite auf die Werkzeugbelastung gezeigt werden. Das Ziel der numerischen Untersuchungen ist darüber hinaus, die Werkzeugkomponenten zur variablen Zahnkranzvorspannung derart konstruktiv auszulegen, dass sowohl ein für die Anwendung ausreichender Fugendruck während des Einsatzes des Zahnrades vorherrscht als auch ein Materialversagen des Zahnkränzes vermieden wird.

## Abstract (optional)

Multicomponent lightweight design for production of high performance gearwheels today combines both high power density and high lightweight potential. This paper deals with the manufacturing of an assembled gearwheel using cold forging and simultaneously joining the gearwheel body with a gear ring. In this study, FEA results regarding the calculation of gear ring preloading for the joining process of two different materials for assembled gearwheels are presented. The aim of the numerical investigation is to determine the work load on the dies and to design tool parts for preloading the gear ring in order to prevent tangential overload and subsequent damage of the gear ring due to and after joining by forming.

## 1. Einleitung

Zur Reduktion von Abgasemissionen bei gleichzeitiger Verbesserung von Fahreigenschaften und -komfort müssen zukünftig neue Leichtbaustrategien verfolgt werden, um diese gegensätzlichen Anforderungen für Antriebssysteme und –komponenten gleichermaßen zu erfüllen. Besonderes Potential bietet vor allem in der Massivumformung die ganzheitliche Betrachtung des Bauteils, des Werkstoffs, der Wärmebehandlung sowie der eingesetzten Fertigungs- und Fügeverfahren. Eine vielversprechende Baugruppe um Gewichtsziele zu erreichen sind gebaute Zahnräder, die eine hohe Leistungsdichte bei geringerem Bauteilgewicht erreichen. Hierzu wird ein Zahnkranz aus hochfestem Stahl für hohe Verzahnungsbelastung mit einem Radkörper in Leichtbauweise mittels spezieller Fügetechnologien kombiniert, um, neben der Gewichtsreduktion rotatorischer Massen, gezielt und spezifisch beanspruchungsgerecht ausgelegte Einzelkomponenten zu entwickeln und zu fertigen.

In dem durch die AiF und das BMWi geförderten Verbund-Forschungsvorhaben „massiver-LEICHTBAU“ werden verschiedene Ansätze zur Integration von Leichtbaukonzepten untersucht. Im Teilprojekt „Intelligenter Leichtbau durch Mehrkomponentenverfahren“ (IGF-Vorhaben: 18189N/4) unter der Leitung der *Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau* (FZG) der Technischen Universität München (TUM) werden in Zusammenarbeit mit der *Stiftung Institut für Werkstofftechnik* (IWT), dem *Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiweisen* (utg) der TUM und dem *Institut für Umformtechnik* (IFU) der Universität Stuttgart verschiedene Konzepte zur Substitution des Zahnrädkörpers untersucht.

Das Fügen durch Umformen stellt nach DIN 8593-5 [1] einen Oberbegriff für die Verfahren dar, bei denen entweder die Füge- oder Hilfsfügeteile lokal oder auch vollständig umgeformt werden. Ein wesentlicher Vorteil dieser Verfahrenskombination ist die Vermeidung metallurgischer Kerben, da keine thermische Energie für den Fügevorgang eingebracht wird [2]. Untersuchungen von Funk und Dörr [3, 4, 5, 6] zeigen, dass umformtechnisch gefügte Welle-Nabe-Verbindungen, im Vergleich zu thermisch gefügten Pressverbänden, deutlich größere statische Drehmomente übertragen können. Aufgrund der umformtechnischen Herstellung einer der beiden Komponenten bzw. dem formschlüssigen Fügen durch Umformen beider Bauteile tritt nur ein geringes Fügespiel auf, wodurch die Bildung von Passungsrost in der Verbindung stark reduziert werden kann.

Eine wesentliche Herausforderung von Umformfügeverfahren ist das Erzeugen von Eigenspannungen infolge elastischer Deformationen in beiden Bauteilen nach dem Fügen, wodurch während des Prozesses ein Kontaktfugendruck aufgebaut und aufrechterhalten wird [7,8]. Im Prozess sind somit derartige elastische Deformationen zu erzielen, die die

Rückfederung nach dem Entlasten kompensieren, jedoch nicht zum Versagen eines der beiden Bauteile während des Umformens z.B. durch Reißen führen.

## 2. Verfahrenskonzept zum Fügen von Zahnrädern mittels Quer-Fließpressen

Für die Herstellung eines herkömmlichen Zahnrades wird üblicherweise ein Schmiedeteil durch Wälz- oder Profilfräsen mit einer Verzahnung versehen. Der Werkstoff des Zahnraddrückkörpers wird dabei nach den hohen Anforderungen der Verzahnung ausgewählt. Für die Kraftübertragung zwischen Welle und Verzahnung bzw. zwischen Verzahnung und Welle wird dabei oftmals weder die volle Materialdicke noch die hohe Werkstoffqualität benötigt. Dem Verzahnungsfräsen folgt ein Härteprozess, bei dem das komplette Zahnräder erwärmt wird und somit Verzug auftreten kann [9]. In diesem hier beschriebenen Verfahren wird lediglich der Zahnkranz vor dem Fügevorgang wärmebehandelt und anschließend im gehärteten Zustand mit anderen Komponenten gefügt und gegebenenfalls final geschliffen.

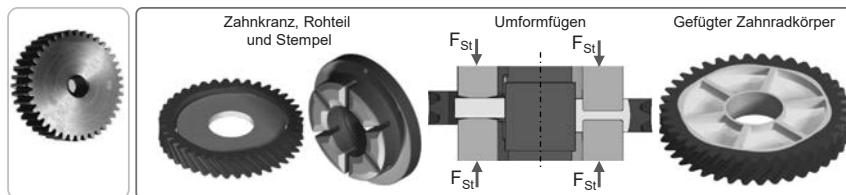


Bild 1: Li.: Herkömmlich hergestelltes Zahnräder (Fräsen aus dem Vollen bzw. Schmieden)  
Re.: Neue Prozessfolge zur Herstellung eines Zahnrads mittels Quer-Fließpressen umformgefügten Zahnraddrückkörpers

Analog zum Quer-Fließpressen wird beim Umformfügen von Zahnrädern ein Werkstofffluss von der Mitte nach außen erzwungen, wobei ein axialsymmetrischer Werkzeugaufbau die axiale Symmetrie des Bauteils [10] begünstigt. Beim hier vorgestellten Zahnräderfügen wird ein scheibenartiger Rohling in einen bereits gehärteten Zahnkranz platziert und mittels zweier Fließpressstempel in den Zahnkranz hineingeformt. Aus der Schnittansicht in Bild 1 wird ersichtlich, dass der Werkstoff beim Umformen in den Spalt zwischen dem Zahnkranz und dem Fließpressstempel bzw. zwischen dem Fließpressstempel und dem Dorn hineinfließt, sodass Prozessanalogien zum Voll-Vorwärts- bzw. Voll-Rückwärts-Fließpressen bestehen. Durch eine Segmentierung der Fließpressstempel entstehen Stege im umgeformten Zahnraddrückkörper, die zur Struktursteifigkeit des Bauteils beitragen sollen, siehe Bild 1.

Beim Umformfügen entstehen tangentiale Zugspannungen aufgrund der radialen Aufweitung dünnwandiger Nabenhügel bzw. Zahnkränze, die nach dem Fügevorgang unzulässige Deformati onen im Zahnkranz hervorrufen bzw. im Extremfall zu SpannungsrisSEN führen können [6].

Zur Vermeidung unzulässig hoher tangentialer Zugspannungen und zur Verringerung unzulässig hoher Deformationen besteht heute die Möglichkeit, die Nabe während des Fügevorgangs radial vorzuspannen. Hierbei werden tangentiale Druckspannungen vor dem Umformfügen mittels radial verfahrbarer Elemente im Umformwerkzeug eingebracht. Die Überlagerung von tangentialen Druckspannungen vor dem Fügeprozess mit tangentialen Zugspannungen im entlasteten Zustand nach dem Fügeprozess muss zu einem resultierenden Spannungszustand führen, der sich unterhalb der Werkstofffließgrenze befindet.

### 3. Numerische Untersuchungen des Fügevorgangs

Die Prozesssimulationen zur Auslegung und Gestaltung des Werkzeugs zum Umformfügen von gebauten Zahnrädern wurden mittels DEFORM 3D™ durchgeführt. Zur Einsparung von Rechenzeit wurden mögliche Symmetrieverbedingungen des Prozessmodells genutzt.

Das Vorspannen des Zahnkranzes erfolgt durch segmentierte Vorspannelemente im Werkzeugunterteil. Mittels axialer Verschiebung dieser Segmente auf einer kegeligen Matrize verringert sich der innere Durchmesser, sodass der innenbefindliche Zahnkranz radial und tangential unter Druckspannung steht. Für die Untersuchung der Zahnkranzvorspannung wurde ein epitrochoides Zahnkranzinnenprofil mit sechs Mitnehmern bei einer Exzentrizität von 1,4 mm und einem äußeren Hüllkreisdurchmesser von 77,00 mm verwendet. Der Kopfkreisdurchmesser des Zahnkranzes betrug 94,12 mm. Die Werkstoffparameter sind in Tabelle 1 aufgelistet, wobei sich die Werkstoffkennwerte des Zahnkranzes auf den blindgehärteten Zustand beziehen. Der Reibwert zwischen den Bauteilen war einheitlich  $\mu = 0,12$ .

Tabelle 1: Materialdaten zur Simulation der Zahnkranzvorspannung

Eigenschaften	Einheit	Zahnradkörper – C15	Zahnkranz – 18CrNiMo7-6
<b>E-Modul</b>	[N/mm <sup>2</sup> ]	210.000	210.000
<b>Streckgrenze</b>	[N/mm <sup>2</sup> ]	360	835
<b>Querkontraktionszahl</b>	[–]	0,3	0,3
<b>Dichte</b>	[g/cm <sup>3</sup> ]	7,87	7,77

In Bild 2 ist der Aufbau des Geometriemodells abgebildet. Für die Untersuchung der Vorspannung wurde der Kegelwinkel  $\pm$  von  $4^\circ$  bis  $9^\circ$  variiert. Der Zahnkranz und das Vorspannsegment wurden rein elastisch modelliert.

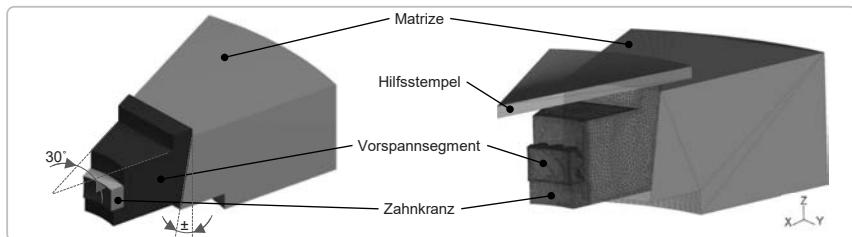


Bild 2: Aufbau des Simulationsmodells zu Ermittlung eines geeigneten Kegelwinkels  $\pm$  der Vorspannsegmente

Der Hilfsstempel (vereinfachte Geometrie für die Simulation) bewegt mit sich einer Geschwindigkeit von 100 mm/s axial in Z-Richtung und schiebt das Vorspannsegment nach unten. Die Matrize wurde in diesen Berechnungen zunächst als starr angenommen. Unter Ausnutzung der Symmetriebedingungen wurde ein Ausschnitt mit entsprechenden Rand- und Übergangsbedingungen von 30° simuliert.

### 3.1 Radial- und Tangentialspannung beim Vorspannen des Zahnkranzes

Beim Umformfügen von Zahnrädern fließt der Zahnräderkörperwerkstoff von innen in die Zahnkranzinnengeometrie des Zahnkranzes hinein und erzeugt radial wirkende Druckspannungen. Wird der Zahnkranz außen nicht fest gelagert, treten unzulässig hohe tangentiale Zugspannungen auf, die ein sofortiges Versagen durch Reißen hervorrufen. In Bild 3 links ist die Tangentialspannung während und nach dem Umformfügen eines außen fest gelagerten Zahnkranzes abgebildet.

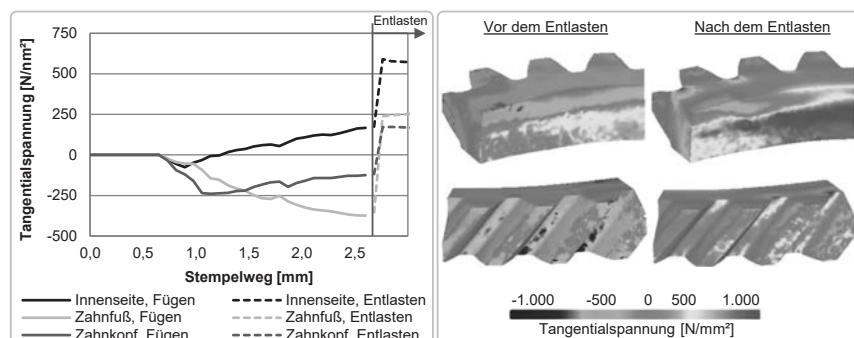


Bild 3: Li.: Tangentialspannung auf der Zahnkranzinnenseite, dem Zahnuß und Zahnkopf während und nach dem Umformfügen

Re.: Tangentialspannung im Zahnkranz vor und nach dem Entlasten des gefügten Zahnräderkörpers

Während die Innenseite beim Fügeprozess unter tangentialer Zugspannung steht, treten am Zahnfuß und -kopf tangentiale Druckspannungen auf. Nach der Entnahme aus dem Werkzeug, der Entlastung, befinden sich alle drei Bereiche im Zugspannungsbereich.

Zur Bestimmung der radialen und tangentialen Spannungen im Zahnkranz wurden die Spannungen an vier Bauteilbereichen separat aufgenommen. Die vier Schnittebenen Zahnkopf, Zahnmitte, Zahnfuß und Zahnkranz sind in Bild 4 links dargestellt. In jede Schnittebene wurde ein Punktenetz zur Bestimmung der Radial- und Tangentialspannungen je Simulations schritt gelegt. In dem Diagramm in Bild 4 rechts sind die gemittelten Radialspannungen der vier Bereiche über dem Stempelweg aufgetragen. Die Zahnkopfradialspannung steigt dabei am stärksten mit zunehmendem Stempelweg an und ist ca. 5,5-fach höher als im Zahnkranz.

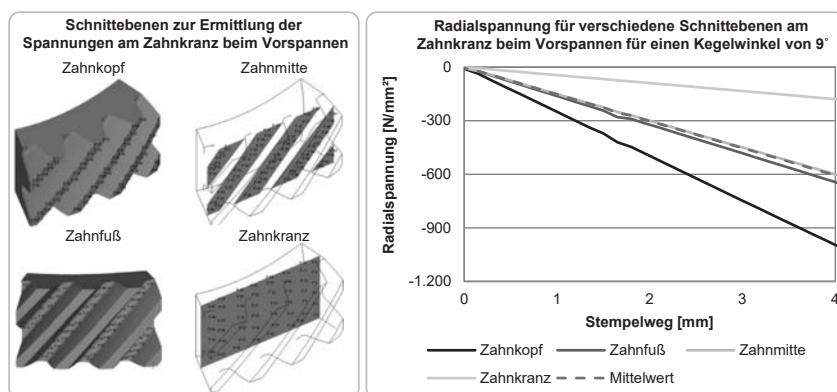


Bild 4: Li.: Schnittebenen am Zahnkranz zur Ermittlung der Radial- und Tangentialspannung

Re.: Radialspannung der Schnittebenen Zahnkopf, Zahnfuß, Zahnmitte und Zahnkranz und die gemittelte Radialspannung für einen Kegelwinkel von 9°

Die Bereiche Zahnfuß und -mitte weisen einen nahezu identischen Radialspannungsbetrag auf. Werden die vier Spannungsbereiche arithmetisch gemittelt, ergibt sich ein Spannungsverlauf, der sich auf dem Spannungsniveau der Zahnmitte befindet (Bild 4, re.).

Ein vereinfachter Vergleich der Spannungen in Abhängigkeit vom Kegelwinkel erfolgt anhand dieser Durchschnittswerte mithilfe der Diagramme in Bild 5. In der linken Bildhälfte ist die radiale Druckspannung beim Vorspannen des Zahnkranzes für Kegelwinkel zwischen 4° und 9° dargestellt.

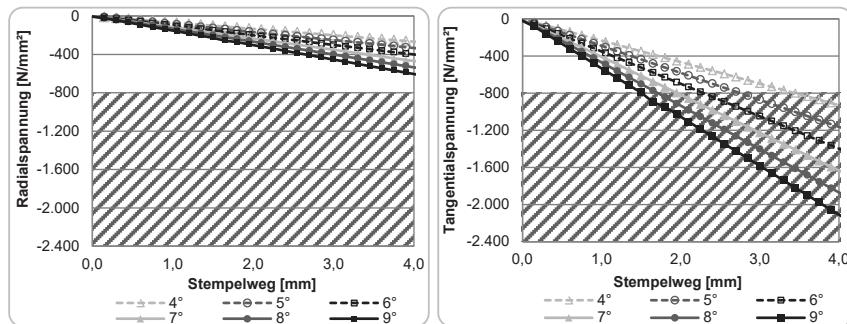


Bild 5: Li: Radialspannung für verschiedene Kegelwinkel beim Zahnkranzvorspannen

Re: Tangentialspannung für verschiedene Kegelwinkel beim Zahnkranzvorspannen

Der schraffierte Bereich in Bild 5 markiert den Grenzbereich hinsichtlich der Streckgrenze des Werkstoffes. Hierbei ist zu beachten, dass sich die Werkstoffkennwerte auf die uniaxiale Zugbeanspruchung beziehen. Es lässt sich erkennen, dass bei keinem Kegelwinkel der Grenzbereich für die Radialspannung erreicht wird. Bei den tangentialen Druckspannungen hingegen wird der Grenzbereich bei einem Kegelwinkel von 9° bereits bei einem Stempelweg von 1,5 mm überschritten. Daraus folgt, dass beim Vorspannen für 1 mm Stempelweg eine Tangentialspannung von ca. 533 MPa erzeugt wird. Beim kleinsten Kegelwinkel von 4° wird dieser Grenzbereich erst bei einem Stempelweg von 3,5 mm erreicht und entsprechend ca. 230 MPa je mm Stempelweg aufgebaut. Ein kleinerer Kegelwinkel bietet daher Vorteile in der Einstellung der Vorspannung des Zahnkranges. Bei der Bestimmung des geeigneten Kegelwinkels ist ebenso noch die Selbsthemmung der Vorspannsegmente unter Druckbeanspruchung zu beachten. Die Selbsthemmung ist dabei von dem Winkel  $\pm$  und dem Reibwert abhängig [11]. Aus der Beziehung  $\pm d \arctan(\mu)$  und einer Reibungszahl von  $\mu = 0,12$  bei einer Stahl-Stahl-Paarung folgt, dass der Kegelwinkel nicht kleiner als 6,84° betragen sollte, um Selbsthemmung zu vermeiden. Unter Berücksichtigung von Fertigungstoleranzen wurde daher ein Kegelwinkel von 8° gewählt.

### 3.2 Elastische Deformationen des Zahnkranges beim Vorspannen

Die Zahnkranninnenseite besitzt ein unrundes Profil mit Spitzen und Tälern zur gesteigerten Übertragungsfähigkeit von umformgefügten Komponenten gegenüber kreisrunden Profilen, vgl. Bild 6, links.

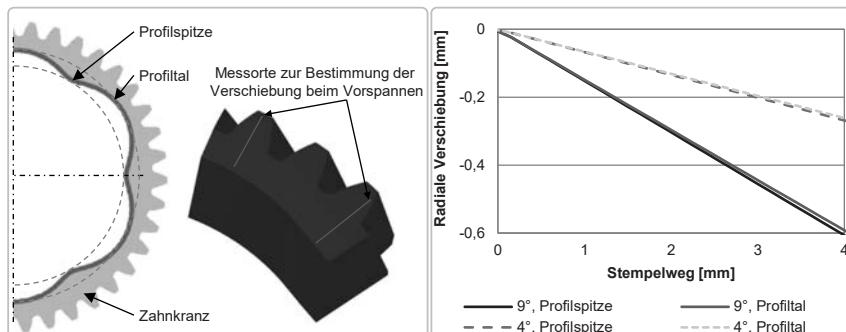


Bild 6: Li: Bestimmung der Radialverschiebung von Profilspitzen und -tälern beim Zahnkranzvorspannen

Re: Radiale Verschiebung von Profilspitzen und -tälern für die Kegelwinkel  $4^\circ$  und  $9^\circ$

In Bild 6 rechts ist die gemittelte Verschiebung eines Profiltals und einer Profilspitze entlang des Radius bei einem Kegelwinkel der Vorspannsegmente von  $4^\circ$  bzw.  $9^\circ$  über dem Stempelweg aufgetragen. Trotz einer Exzentrizität von 1,4 mm von Profilspitze zu Profiltal treten lediglich Abweichungen von 2,8 % bzw. 0,008 mm bei einem Kegelwinkel von  $4^\circ$  und 2,5 % (0,015 mm) bei einem Kegelwinkel von  $9^\circ$  auf. Folglich führt eine sehr hohe Vorspannung nicht zu einer signifikanten Veränderung des Zahnkranzinnenprofils.

### 3.3 Fügen des Zahnradkörpers auf eine verzahnte Welle

Ein weiteres Ziel dieser Untersuchung war die Ermittlung des Einflusses von der Mitführungsgeschwindigkeit einer verzahnten Welle beim Zahnradfügen auf die Ausbildung der Verzahnung an der Zahnradkörperbohrung.

In vorhergehenden Untersuchungen zum Fügen des Zahnradkörpers in den Zahnkranz mittels Umformen wurde der Einfluss geometrischer Randbedingungen auf den Materialfluss und die Stempelkraft untersucht [12]. Dabei zeigte sich, dass die Wanddicke des Zahnradkörpers den größten Einfluss auf die erforderliche Stempelkraft aufweist. Die Wanddicke bezeichnet dabei den Bereich zwischen Dorn und Fließpressstempel auf der Bohrungsseite, den Abstand zwischen zwei Stempelsegmenten und den Abstand zwischen dem Fließpressstempel und dem Zahnkranz. Für die nachfolgenden Untersuchungen wurde daher eine einheitliche Wanddicke von 3 mm verwendet. Ebenso wurde gezeigt, dass beim Ausformen der bohrungsseitigen Verzahnung keine nennenswerten Unterschiede auftreten, wenn der Zahnkopf- oder der Zahnußdurchmesser der Welle als Referenz der Wanddicke zum Stempel

gewählt wird. Das Simulationsmodell gestaltete sich, wie in Bild 7 dargestellt, aus dem unteren und oberen Stempel, einer verzahnten Welle sowie dem Rohteil und dem Zahnkranz.

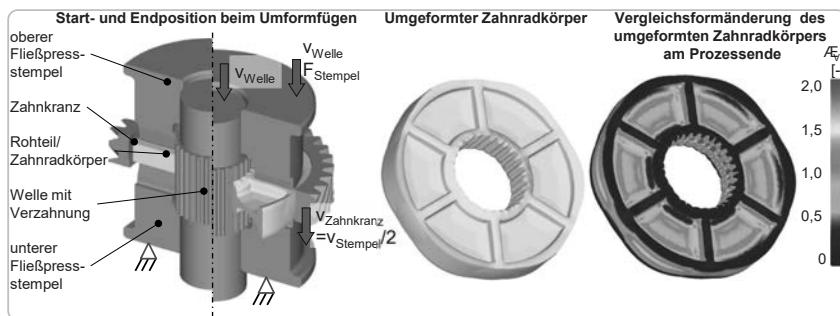


Bild 7: Li.: Schnittdarstellung des Simulationsmodells zur Untersuchung des Geschwindigkeitseinflusses der mitbewegten, verzahnten Welle auf die Ausformung auf der Zahnradkörperinnenseite  
 Mi.: umgeformter Zahnradkörper  
 Re.: Vergleichsformänderung am Prozessende

Das Rohteil wurde als ideal plastisch angenommen. Die übrigen Bauteile wurden ideal starr simuliert. Zur Abbildung des Prozesses auf einer einstufigen Presse bewegt sich nur der obere Stempel und der untere Stempel ist fest gelagert. Um auf einer einstufigen Presse ein Quer-Fließpressen zu ermöglichen, wird der Zahnkranz mit einer am Institut für Umformtechnik entwickelten Schließvorrichtung mitbewegt und besitzt die halbe Geschwindigkeit des oberen Stempels, der mit einer Geschwindigkeit von 100 mm/s verfährt. Die Geschwindigkeit der Welle wurde in den Abstufungen 0, 50 und 100 mm/s variiert. Der Vergleichsformänderung am umgeformten Zahnradkörper ist zu entnehmen, dass im Bereich der axialen Teilungsebene auf der Innenseite des Zahnradkörpers die höchsten Formänderungen auftreten. Die Kopf- und Fußbereiche der Verzahnung weisen hingegen wesentlich geringere Formänderungen auf. Aus Bild 8 lässt sich jedoch erkennen, dass der Einfluss der Wellenmitführungsgeschwindigkeit auf den Zahnradkörper hinsichtlich des Normaldrucks und der resultierenden Kontaktfläche zur innenliegenden Welle sehr gering ist.

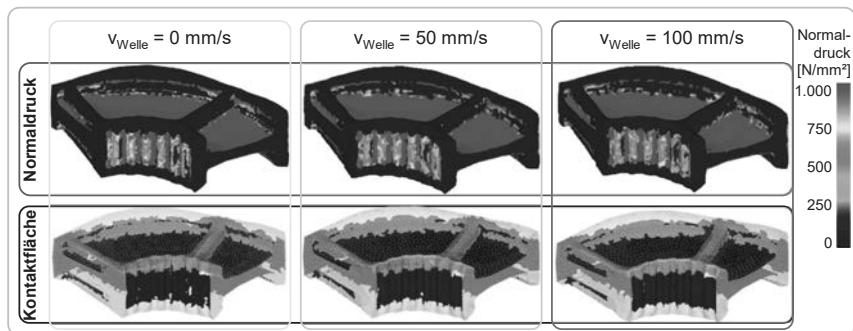


Bild 8: Normaldruck und Kontaktfläche am Ende des Umformprozesses in Abhängigkeit von der Mitführungsgeschwindigkeit der Welle auf der Innenseite des Zahnrads

Für den Normaldruck konnte für keine Variante ein Unterschied festgestellt werden. Lediglich die Kontaktfläche wächst gegenüber einer stehenden Welle um ca. 2 % für eine Geschwindigkeit von 50 mm/s bzw. um 3,5 % bei der Wahl einer Wellenmitführungsgeschwindigkeit von 100 mm/s. Aufgrund numerischer Toleranzen wurde dieser Vorteil einer größeren Kontaktfläche jedoch nicht weiterverfolgt.

#### 4. Werkzeugkonzept zur Herstellung von gebauten Zahnrädern mittels Umformfügen

Das Werkzeug wurde zur Prototypfertigung gefügter Zahnräder (38 Zähne, Modul 2) im Rahmen des Verbundprojektes „massiverLEICHTBAU“ (AiF-Projekt) konzipiert. Das Umformfügen des Zahnrades wurde in drei Varianten ausgeführt, siehe Bild 9.



Bild 9: Ausgangssituation und angestrebte Varianten mit steigender Bauteilkomplexität

Die erste Variante wurde mit einem Dorn und kleinerem Innendurchmesser des Zahnrädkörpers gefertigt. Diese Variante wurde anschließend mittels Räumen als Steckverzahnung nachbearbeitet. Bei der zweiten Variante wurde die Verzahnung während der Umformung erzeugt und wenn nötig mittels Räumen nachgearbeitet. Für die dritte Variante wurde der Zahnrädkörper direkt auf die Prüfwelle gefügt und die Baugruppe direkt in den Prüfstand eingebaut. Das hier vorgestellte Werkzeug wurde für die Zahnrädervariante 3 initial konzipiert.

### **Schließvorrichtung für das Quer-Fließpressen**

Die experimentellen Untersuchungen werden auf einer einstufigen hydraulischen 600 t-Presse am Institut für Umformtechnik in Stuttgart durchgeführt. Die Erzeugung eines Quer-Fließpressprozesses erfordert daher den Einsatz der am IfU Stuttgart entwickelten Schließvorrichtung. Die Schließvorrichtung besteht aus einer Hydraulikkammer und einem Stickstoffspeicher. Über den Druck im Stickstoffspeicher wird die Vorspannkraft der oberen und unteren Schließvorrichtung eingestellt. Die am Institut vorhandene hydraulische Schließvorrichtung erlaubt es, über die Einstellung des Druckes den Gleichlauf der Ober- und Unterseite einzustellen und somit einen symmetrischen Quer-Fließprozess auszuführen.

### **Vorspannsegmente und Zustellelemente**

Die Vorspannsegmente sind frei auf den Flächen der Matrize mit einem 8° Kegelwinkel platziert. Federelemente zwischen den Vorspannsegmenten halten die Abstände zwischen den Segmenten zu einander. Die Vorspannsegmente sind derart konstruiert, dass die Schließvorrichtung diese axial und radial verschiebt und dadurch den Zahnkranz vorspannt, vgl. Bild 10. Der Vorspannprozess ist abgeschlossen, sobald das Oberwerkzeug auf der Matrize aufsetzt. Um höhere oder niedrigere Vorspannungen zu ermöglichen, sind Zustellplatten vorgesehen, die in axialer Richtung auf die Vorspannsegmente geschraubt werden. Einerseits ist es somit möglich, über die Anpassung der Zustellsegmenthöhe fertigungstechnische Ungenauigkeiten der Vorspannsegmente auszugleichen und andererseits verschiedene Vorspannungsabstufungen vorzunehmen, da der Einfluss der Zahnkranzhärte in der Simulation nicht abgebildet werden kann.

### **Welle**

Für die Varianten 2 und 3 werden verzahnte Wellen mit gleichen Abmessungen verwendet. Die verzahnte Welle für Variante 3 ist gleichzeitig die Prüfwelle, um den gefügten Zahnradkörper später auf einem Prüfstand testen zu können. Daher müssen Bereiche für die Wellenlager vorgesehen werden. Bei der zweiten Variante wird eine vereinfachte Welle verwendet und die Innenverzahnung während der Umformung erzeugt. Die Welle wird nach dem Umformfügen mittels eines separaten Werkzeugs aus dem Zahnradkörper entfernt. Für Variante 1 muss der Innendurchmesser des Zahnradkörpers kleiner als bei den nachfolgenden Varianten sein. Die Verzahnung der Innenseite wird mittels Räumen erzeugt. Für die Herstellung dieser Variante wird nur ein Dorn mit einem kleineren Durchmesser benötigt.

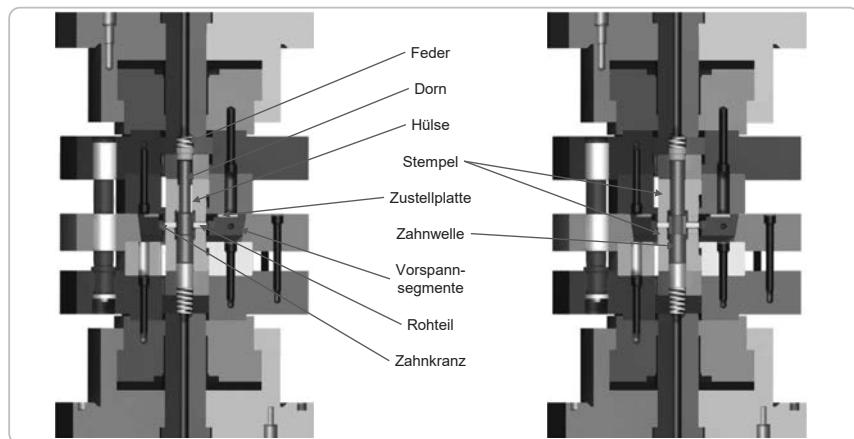


Bild 10: Li: Werkzeug zur Herstellung eines umformgefügten Zahnrades

Re: Gleichzeitiges Fügen eines Zahnrades mit einer verzahnten Prüfwelle

### **Federn**

Die Berechnungen zur Auslegung der Mitführungsgeschwindigkeit der Welle beim Fügen haben keinen erkennbaren Einfluss auf den Materialfluss hervorgebracht. Die Wellen und der Dorn „schwimmend“ gelagert, um die Relativbewegungen ausführen zu können. Dazu befinden sich auf der Ober- und Unterseite der Welle Federn. Die Welle orientiert sich beim Umformen entsprechend des Materialflusses und es stellt sich eine Bewegung der Welle mit dem günstigsten Reibungsverhältnis automatisch ein.

### **5. Zusammenfassung**

In diesem Beitrag wird das Verfahrenskonzept zur umformtechnischen Herstellung von gebauten Zahnradern mittels Quer-Fließpressen in Mehrkomponentenbauweise dargestellt. Dieses Verfahren erlaubt gleichzeitig das form- und/oder reibschlüssige Fügen von Zahnkranz, Radkörper und Welle. Dazu wurden die Werkzeugbelastung und der Kraftbedarf zum Vorspannen des Zahnkranzes vor dem Umformfügen untersucht. Unter Beachtung der Selbsthemmung wurde ein Kegelwinkel der Vorspannsegmente von  $8^\circ$  ermittelt. Die Vorspannung wird über den Zustellweg eingestellt. Die Untersuchung zum Einfluss der Geschwindigkeit der verzahnten Welle bei der Ausbildung der Verzahnung auf der Zahnradkörperbohrung führte zu der Erkenntnis, dass die Welle nicht gesondert mitgeführt werden muss. Sowohl die Größe der kontaktierenden Fläche als auch die Spannungen auf der Zahn-

radkörperbohrung unterscheiden sich nur geringfügig. Ausgehend von diesen Ergebnissen wurde ein Werkzeug zur Prototypenfertigung von drei Zahnrädkörpervarianten konzipiert.

- [1] DIN 8593 Teil 5, September 2003: Fertigungsverfahren Fügen - Teil 5: Fügen durch Umformen (Einordnung, Unterteilung, Begriffe). Normenausschuss Technische Grundlagen (NATG); Geometrische Produktspezifikation und –prüfung in DIN Deutsches Institut für Normung e.V.
- [2] K.J. Matthes und F. Riedel: Fügetechnik, 28. August 2003: Überblick - Löten - Kleben - Fügen durch Umformen. Taschenbuch, Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, , ISBN-10: 3446221336 / ISBN-13: 978-3446221338
- [3] Funk, M.; Dörr, F.; Binz, H.; Liewald, M., 25. und 26. September 2012: Untersuchungen zur Übertragungsfähigkeit von mittels Quer-Fließpressen hergestellten Welle-Nabe-Verbindungen mit polygonaler Nabenninnengeometrie. 5. VDI-Fachtagung: Welle-Nabe-Verbindungen: Gestaltung – Fertigung – Anwendungen, Nürtingen,
- [4] Dörr, F.; Funk, M.; Liewald, M.; Binz, H., 2012: Herstellung einer Welle-Nabe-Verbindung durch Quer-Fließpressen. Schmiede Journal, Organ des Industrieverband Massivumformung e.V., Ausgabe März 2012, ISSN 0933-8330, Hagen,
- [5] M. Funk, F. Dörr, H. Binz, M. Liewald, 9.-12. Juni 2013: A Method to Find Suitable Internal Hub Geometries for Shaft-Hub-Connection Manufactured by Lateral Extrusion using FEM; NAFEMS World Congress 2013, Salzburg, Österreich,
- [6] Dörr, F.; Funk, M.; Liewald, M.; Binz, H., 6.-10. Juli 2013: Numerical investigations on stress distribution and deformation of shaft-hub-connections manufactured by lateral extrusion. NUMIFORM 2013, Shenyang, China
- [7] M. Hagedorn, 2005: Herstellung von Verbundbauteilen durch Einwalzen. Dissertation, Universität Dortmund, Vulkan Verlag; ISBN: 3-8027-8730-7
- [8] M. Marré, 2009: Grundlagen der Prozessgestaltung für das Fügen durch Weiten mit Innenhochdruck. Dissertation, Universität Dortmund, Shaker Verlag Aachen, ISBN 978-3-8322-8361-2 / ISSN 1619-6317
- [9] Brinksmeier, E., 2011: Distortion Minimization of Disks for Gear Manufacture. International Journal of Machine Tools and Manufacturing 51-1, S. 331-338

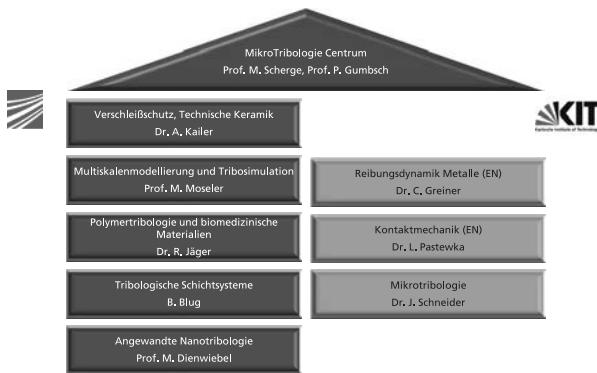
- [10] Schätzle, W., 1987: Quer-Fließpressen eines Flansches oder Bundes an zylindrischen Vollkörpern aus Stahl; Dissertation. Berichte aus dem Institut für Umformtechnik Nr. 93, Universität Stuttgart, Springer-Verlag
- [11] Heintze, J., 2014: Lehrbuch zur Experimentalphysik Band 1: Mechanik; Springer-Verlag; ISBN: 978-3-642-41209-7
- [12] Meissner, R., Liewald, M., 4.-7. Juli 2016: Numerical investigations of multicomponent lightweigth design for joining gearwheels by lateral extrusion; NUMIFORM 2016, Troyes, Frankreich; *Paper reviewed and accepted*

# Fretting an trockenen und geschmierten Metall-Metall Kontakten

Prof. Dr.-Ing. habil. **Matthias Scherge**, Dr.-Ing. **Michael Luke**,  
Prof. Dr. rer. nat. **Martin Dienwiebel**,  
Fraunhofer-Institut für Werkstoffmechanik IWM, Freiburg

## Das MikroTribologie Centrum

Das MikroTribologie Centrum ist eine gemeinsame Initiative des Fraunhofer-Instituts für Werkstoffmechanik (IWM) und des Instituts für Angewandte Materialien (CMS) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) auf der Basis der Kooperationsverträge zwischen der Fraunhofer-Gesellschaft (FhG) und dem KIT vom 23.10.2006 und 24.07.2000. Die besondere Stärke des MikroTribologie Centrums liegt in der Kombination von industrienaher Forschung seitens des IWM mit Grundlagenarbeiten und der Lehre seitens des IAM-CMS.



## MikroTribologie Centrum - Zahlen

6 Gruppen + 2 aktuell laufende DFG Emmy-Noether Gruppen

80 Mitarbeiter, davon 15 Doktoranden, 4 Hochschullehrer

Umsatz: 6 Mio.€/a

Investitionen zwischen 2008 bis 2015: 20 Mio. €

-enge Wechselwirkung von Experiment, Modellbildung und Simulation

-vielfältige nationale und internationale Zusammenarbeiten.



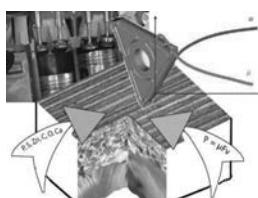
RNT Prüfstandsgebäude



Analyticgebäude

## Forschungsthemen mit großem Potenzial für Industrie

### Endbearbeitung



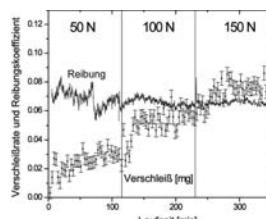
### Konditionierung

### Dynamik

### Einlauf

### Systemversagen

### Hochverschleiß

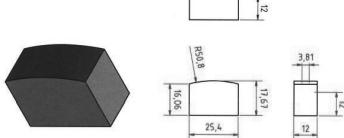
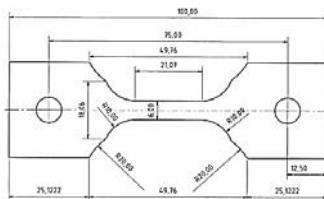
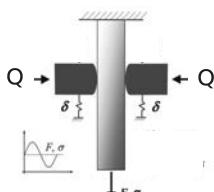


- Schleifen, Läppen, Honen
- Lasertexturieren
- Wirkung Kühlenschmierstoffe
- Spanbildungssimulation
- Simulation Kornfeinung

- kontinuierliche Messung  
RNT, ICP-OES
- Wirkung der Öle und Additive
- energetische Steuerung

- Abrasion, Adhäsion, Fretting
- dünne Öle
- Oxide, Hydroxide
- Ermüdung

## Simulation einer Presspassung - Versuchsaufbau



## Versuchsmatrix mit Ergebnissen

Specimen no.	Contact zone	Geometry w x t x L in mm	Tensile stress $\sigma_{11}$ in MPa	Transverse load Q in kN	No. of cycles	Cracks? y/n
9	1	6x3x100	350	3.0	$5 \cdot 10^6$	y
11	1	6x3x100	350	3.0	$10^6$	y
	2	6x3x100	330	1.5	$10^6$	y
12	1	6x3x100	370	1.5	$10^6$	y
	2	6x3x100	350	1.5	$10^6$	y
13	1	6x3x100	200	1.5	$10^6$	n
	2	6x3x100	250	1.5	$10^6$	n
14	1	6x3x100	300	1.5	$10^6$	y
	2	6x3x100	270	1.5	$10^6$	y
15	1	6x3x100	350	1.5	$2 \cdot 10^5$	y
41	1	6x3x142	250	1.5	$10^6$	y
	2	6x3x142	200	1.5	$10^6$	n
42	1	6x3x142	350	1.5	$10^6$	y
	2	6x3x142	300	1.5	$10^6$	y
43	1	6x3x142	350	1.5	$10^6$	y
	2	6x3x142	200	1.5	$10^6$	n

pad geometry flat



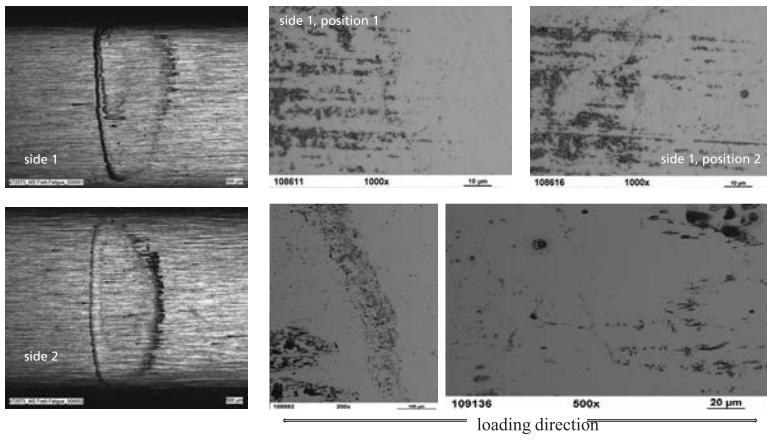
contact length 1.7mm

## Fretting Fatigue – Risse

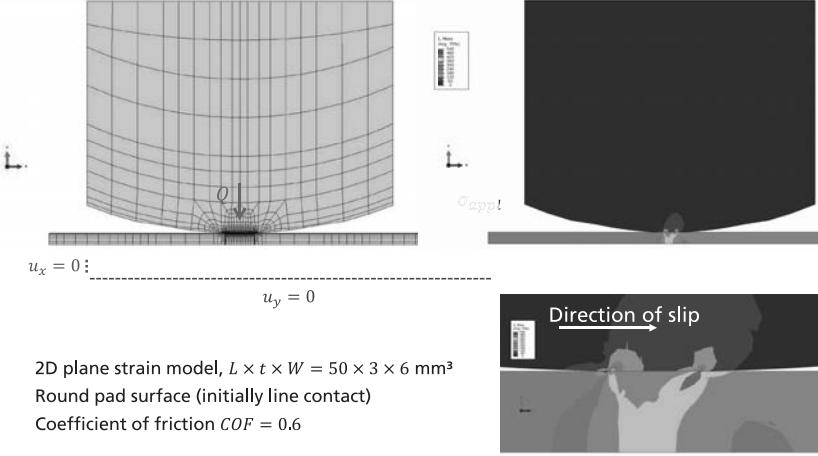
### Y01-FF-11

tensile stress  $\sigma_1=350$  MPa, transversal load  $Q=3$  kN, cycles  $N=1E6$

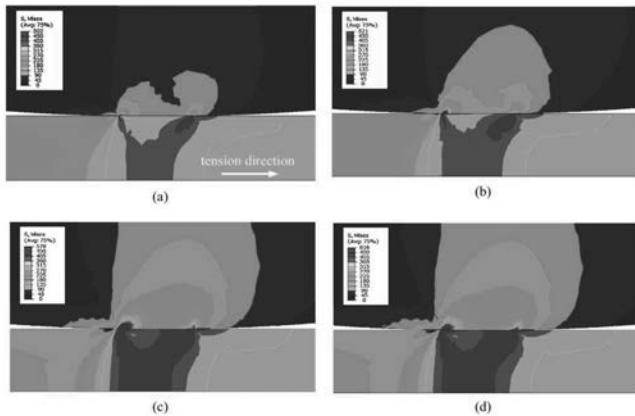
contact zone 1, flat pads



## FE Modell



## Von Mises Spannungsverteilung



Equivalent von Mises stress at maximum applied stress of 350 MPa and different normal loads: (a)  $Q = 1.5 \text{ kN}$ ; (b)  $Q = 2 \text{ kN}$ ; (c)  $Q = 3 \text{ kN}$ ; (d) elastic material for the pad.

Reibkoeffizient als konstant mit dem Wert  $\text{COF} = 0,6$  angenommen.

## Schädigungsparameter (Ermüdung) werden mit FE Ergebnissen gefüttert

- Berücksichtigung von ein- und mehrachsigen Spannungszuständen
- Vergleich der Resultate mit verschiedenen Geometrien und Lastbedingungen
- spannungs-dehnungs / energiebasierte Parameterbildung

Smith, Watson, Topper

$$\sigma_{n,\max} \frac{\Delta \varepsilon_1}{2} = \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c}$$

$$P_{SWT} = \sqrt{\sigma_{n,\max} \frac{\Delta \varepsilon_1}{2} E}$$

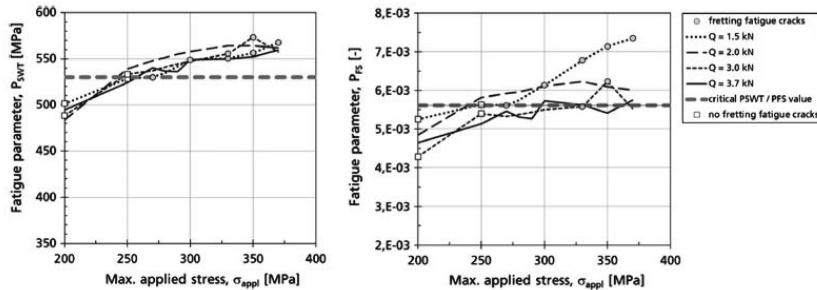
Wang, Brown

$$P_{WB} = \frac{\Delta \gamma_{\max}}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_n}{2} = 1,65 \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + 1,75 \varepsilon_f' (2N_f)^c$$

Fatemi, Socie

$$P_{FS} = \frac{\Delta \gamma}{2} \left( 1 + k \frac{\sigma_{n,\max}}{\sigma_0} \right) = \frac{\tau_f'}{G} (2N_f)^{\gamma} + \gamma_f' (2N_f)^{\gamma}$$

## Vergleich der detektierten Rissbildung mit berechnetem Grenzwert, ab dem Rissbildung erwartet wird



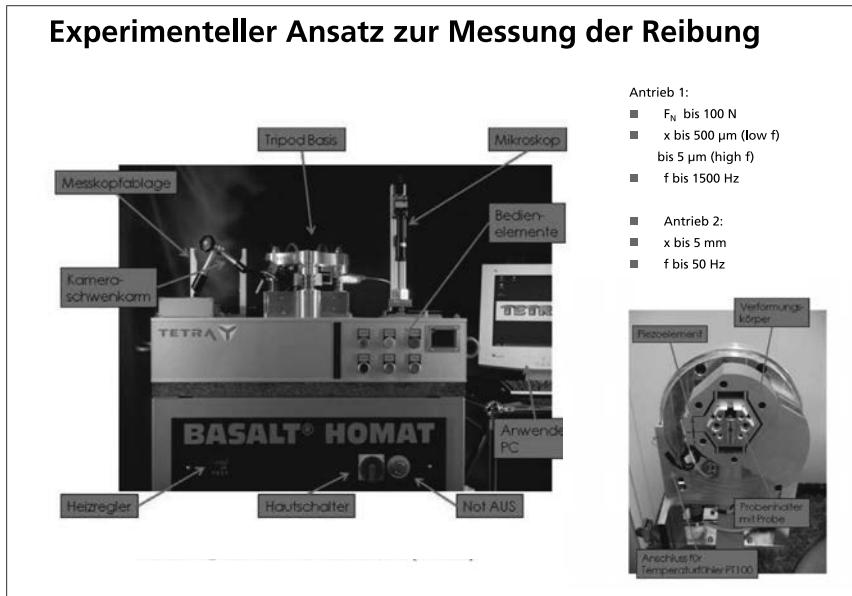
## Zusammenfassung

- makroskopischer Ansatz mit einfacher Analytik
- einfacher FE-Ansatz zur Bestimmung von Spannungen und Dehnungen
- Kopplung zwischen Ermüdung und Rissbildung

aber

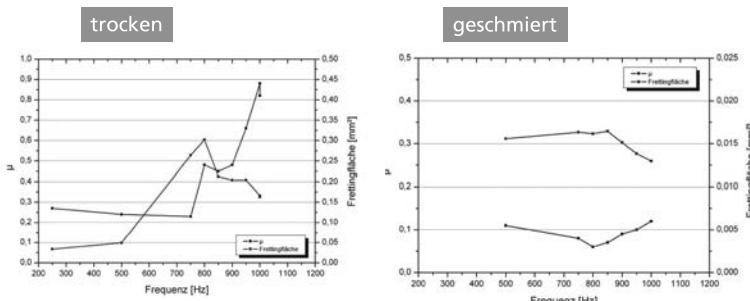
- unscharfe Berücksichtigung der Reibung
- Vernachlässigung von mikroskaligen Änderungen der Proben
  - chemische Veränderungen
  - Gefügeänderungen

## Experimenteller Ansatz zur Messung der Reibung



## Reibung

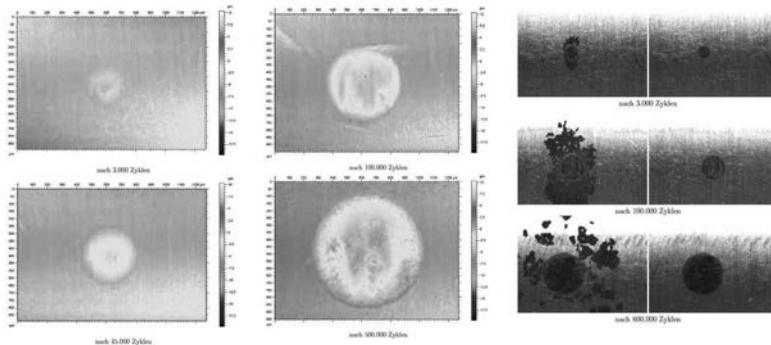
### Stahl – Stahl Kontakt



Quelle: Diplomarbeit J. Speicher, KIT, 2010

## Verschleiß

### Frettingverschleiß von 100Cr6 Wälzlagerringen

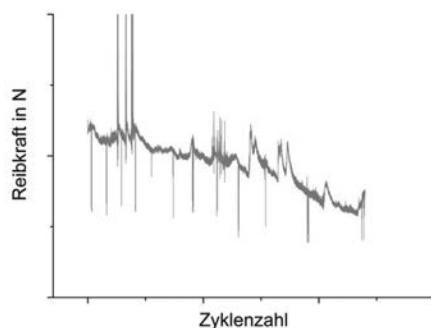
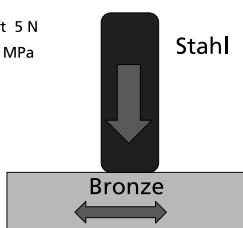


Quelle: Diplomarbeit J. Speicher, KIT, 2010

## Korrelation von Reibung chemischer Zusammensetzung und Struktur

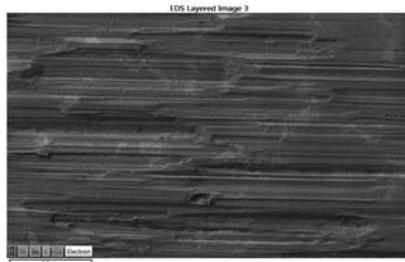
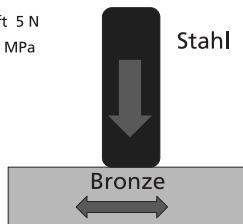
### Stahl – Bronze Kontakt

Normalkraft 5 N  
Pressung 2 MPa  
 $f = 100$  Hz



## Chemische Veränderungen durch Fretting (Bronze)

Normalkraft 5 N  
Pressung 2 MPa  
f = 100 Hz

Cu K $\alpha$ 1

50µm

Sn L $\alpha$ 1

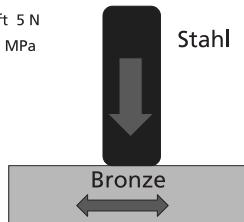
50µm

Fe K $\alpha$ 1

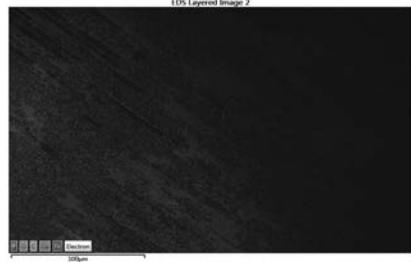
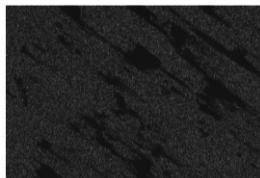
50µm

## Chemische Veränderungen durch Fretting (Stift)

Normalkraft 5 N  
Pressung 2 MPa  
f = 100 Hz



EDS Layered Image 2

Fe K $\alpha$ 1

100µm

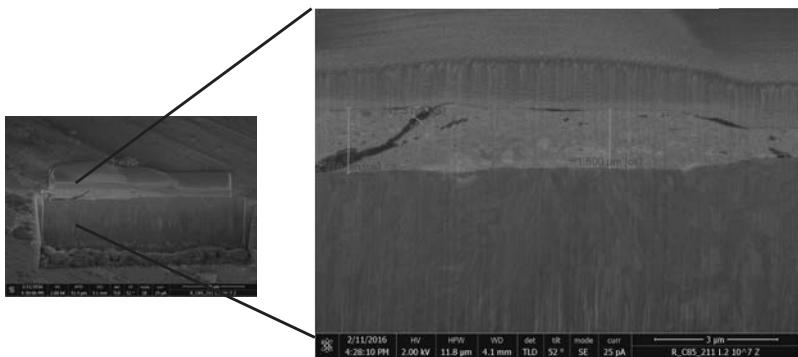
Cu K $\alpha$ 1

100µm

O K $\alpha$ 1

100µm

## Gefügeänderungen durch Fretting (Stift)



Deutlich zu erkennen: Materialübertrag auf den Stift!

## Zusammenfassung

- mikroskopischer Ansatz mit modernster Analytik
- Änderung des Reibungskoeffizienten durch mikroskalige Effekte

### Gesamt

- durchgängige Analytik von Frettingeffekten, d.h. Reibung, chemisch-strukturelle Änderungen, Rissbildung, Ermüdung, Ausfall
- Vorhersage der Ausfallswahrscheinlichkeit mittels FE Simulation
- Lebensdauerverbesserung durch gezielten Schmierstoffeinsatz
- Hilfe bei der Materialauswahl

# Entwicklung von kennzeichnungsfreien Hochleistungspasten zur Verhinderung von Schwingungsverschleiß

Prof. Dr.-Ing. **C. Busch, S. Weber M. Eng.**,  
Westsächsische Hochschule Zwickau;  
**R. Schneider,**  
Microgleit Spezialschmierstoffe GmbH, Hohenwart

## Kurzfassung

Spezielle reaktive weiße Festschmierstoffe in Pasten bilden Reaktionsschichten, die die Reibpartner effektiv trennen und dadurch Schwingungsverschleiß verhindern können. Um eine neue kennzeichnungsfreie Pastengeneration nach GHS/CLP-Verordnung zu entwickeln, wurde eine Vielzahl an Versuchen am SRV-Prüfstand durchgeführt. Zusammen mit weiteren Tests an Prüfmaschinen und Bauteilprüfungen konnte der Nachweis der Wirksamkeit erbracht werden.

## 1. Einleitung

Im Bereich der Grenz- und schweren Mischreibung werden eine Vielzahl von tribologischen Problemen durch Anwendung von Festschmierstoffen in Kombination mit verschiedenen Trägermedien sinnvoll gelöst. Festschmierstoffe können sowohl hinsichtlich der Art als auch nach der Anwendungsform unterschieden werden. [1]

Durch die Anwendung von reaktionswirksamen weißen Festschmierstoffen insbesondere in Form von Pasten, Fettpasten und Fetten konnten in den letzten Jahrzehnten insbesondere bei solchen Reibungs- und Verschleißphänomenen wie Schwingungsverschleiß (Tribokorrosion, Passungsrost), schwingendem Gleitverschleiß, Fügen von Längspress- und Schraubverbindungen u.a.m. deutliche Fortschritte bei der Einstellung von definierten Reibwerten und der Verschleißsenkung bei den unterschiedlichsten tribologischen Systemen erreicht werden. [1,2]

Kennzeichnend für diese Stoffgruppe ist, dass diese während des Reibungsvorganges mit bestimmten Grundwerkstoffen tribochemisch reagieren und bei Energieeinleitung spontan trennfähige und reibungs- und verschleißmindernde Reaktionshaftschichten ausbilden. Die Schichtstärke bewegt sich dabei vorzugsweise im Bereich von 50 bis 200 nm. Vorzugsweise

kommen dabei Kombinationen von mehreren Feststoffen zur Anwendung. Die reaktionswirksamen weißen Festschmierstoffe werden vorwiegend in den Anwendungsformen Pasten, Fettpasten und Fetten eingesetzt. Bekannter Weise unterscheiden sich diese hinsichtlich der eingesetzten Festschmierstoffmenge. Eine sorgfältige Abstimmung der Feststoffkombinationen mit den jeweils möglichen unterschiedlichen Grundflüssigkeiten, Verdickersystemen, weiteren Additiven und eine optimale Verfahrenstechnik bei der Herstellung sind dabei Voraussetzung für die Wirksamkeit.

Durch Modellprüfungen und zahlreichen Praxisfällen wurde nachgewiesen, dass Hydroxide und Phosphate einiger Metalle wie Zink, Calcium und Eisen und hier insbesondere Calciumhydroxid und Zinkdiphosphat wirksame Reaktionshaftschichten ausbilden. [2,3,4] Jedoch hat insbesondere die letztgenannte Stoffgruppe den Nachteil, dass sie nach der CLP-Verordnung (EG) 1272/2008 bzw. der GHS-Verordnung mit entsprechenden Gefahrensymbolen und Sicherheitshinweisen gekennzeichnet werden müssen. Seit 01.06.2015 trifft dies auch für Gemische also auch Pasten und Fettpasten zu. Aus Gründen des Arbeits- und Gesundheitsschutzes und der einfacheren Anwendung ist die Entwicklung und Anwendung von kennzeichnungsfreien Schmierstoffen daher dringend geboten.

## **2. Untersuchung von kennzeichnungsfreien weißen Festschmierstoffen für tribologische Anwendungen**

Mittels einer umfangreichen Recherche in verschiedenen Stoffdatenbanken wie GETIS, ICSC; RIGOLETTO; WEKA und OSPAR wurden etwa 130 verschiedene Substanzen als mögliche kennzeichnungsfreie Feststoffe identifiziert. Diese wurden in einem umfangreichen Untersuchungsprogramm sowohl einzeln als auch in Kombinationen und mit unterschiedlichen Basisölen und Co-Verdickern auf verschiedenen Modell- und bauteilnahen Prüfständen untersucht. Als Vergleichsmaßstab dienten Pasten und Fettpasten mit überwiegendem Anteil an Calciumhydroxid.

Als Basisöle wurden Mineralöle, medizinische Weißöle und Poly-alpha-Olefine unterschiedlicher Viskosität und Co-Verdicker in Form von Lithium-, Calciumsulfonat-, und Aluminiumkomplexseifen und Polyharnstoffen verwendet.

Tribologische Untersuchungen wurden sowohl auf Modell- als auch auf bauteilnahen Prüfständen durchgeführt. Beispielhaft werden folgend die Ergebnisse der kennzeichnungsfreien Schmierpasten PSV 710, PSV 715, PSV 730 und PSV 740 im Vergleich zur Paste LP 430 (Basis Calciumhydroxid) aufgeführt. In Tabelle 1 sind diese ausgewählten Pasten mit ihrer Zusammensetzung aufgeführt. Der Festschmierstoffanteil der Pasten beträgt 50 %.

Tabelle 1: Charakterisierung der Schmierpasten PSV 710, 715, 730, 740 und LP 430

Paste	Farbe	Grundöl	Viskosität bei 40°C	Verdicker	Temperatur-einsatzbereich
LP 430	beige	Mineralöl	80 mm²/s	Li-Seife	-20 bis 100°C
PSV 710	weiß	Mineralöl	135 mm²/s	Li-Seife	-20 bis 100°C
PSV 715	weiß	PAO	100 mm²/s	Li-Seife	-40 bis 140°C
PSV 730	braun	Mineralöl	100 mm²/s	Calciumsulfonat	-30 bis 150°C
PSV 740	weiß	PAO	100 mm²/s	Polyharnstoff	-40 bis 150°C

Schmierpasten werden oftmals zur Verhinderung von Schwingungsverschleiß (Tribokorrasion, Passungsrost) eingesetzt. Schwingungsverschleiß ist der Verschleiß einander berührender Körper bei oszillierender Relativbewegung mit kleiner Amplitude [5]. Dabei ist der Schwingweg kleiner als die Ruhkontakte längen der Reibpartner.

Mittels der translatorischen Oszillationsprüfung nach DIN 51834 kann bei Beachtung der Prüfbedingungen für Schwingungsverschleiß ein Nachweis der Wirksamkeit auch bei unterschiedlichen Werkstoffkombinationen erbracht werden [6]. In Abhängigkeit von Geometrie, Last, Frequenz, Schwingweg und Reibpartner existieren dabei besonders kritische Prüfbedingungen [7]. Als ein Maßstab dient insbesondere der kleinste erreichbare Schwingweg ohne Adhäsionsmerkmale bei den vorgegebenen Prüfbedingungen. Hier liegt der maximale Schwingweg im Bereich des Sollwertes.

Bei der Verwendung des SRV-(IV)-Optimol-Testers (Prüfaufbau siehe Bild 1) nach DIN 51834 können die Laufzeit in Minuten, der Reibwert  $\mu$ , die Verschleißtiefe in  $\mu\text{m}$  und der Übergangswiderstand  $R_u$  in Ohm als Maßstab für die Reaktionsschichtstärke, die Laufzeit bis zur Ausbildung einer höherohmigen Schicht  $t_{R_u}$  in min sowie der maximale Schwingweg  $s_{\max}$  in  $\mu\text{m}$  bei vorgegebener Amplitude, der Hinweise auf Adhäsionsvorgänge ermöglicht, ermittelt und aufgezeichnet werden. In Bild 2 sind zwei SRV-Versuche mit unterschiedlichen Pasten dargestellt, wobei es mit Paste 1 zu erheblichen adhäsiven Verschleiß und dadurch zu einem Reibwertanstieg ( $\mu > 0,3$ ) kommt, der zum Abbruch des Versuchs führt.

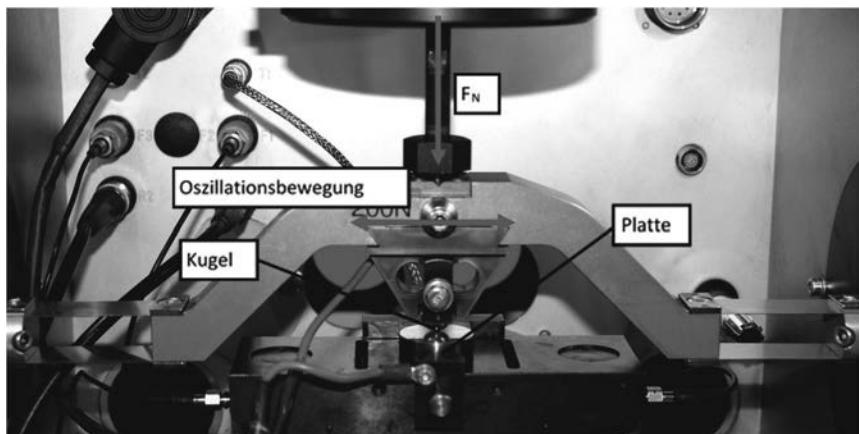


Bild 1: Probenraum des SRV-Prüfstandes mit Kugel-Platte-Konfiguration

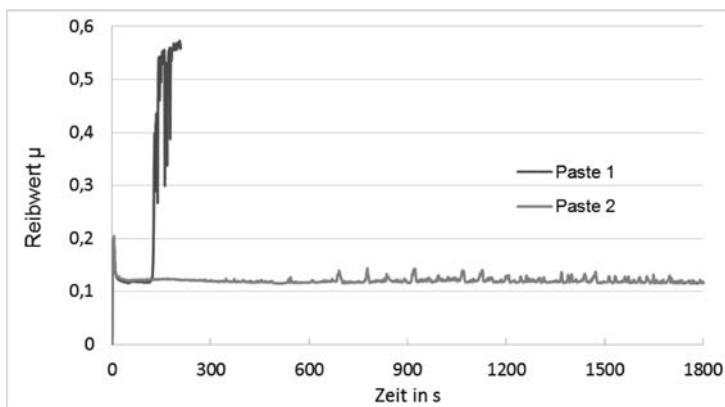


Bild 2: Vergleich zweier SRV-Tests mit verschiedenen Pasten

In den Tabellen 2 und 3 sind die Ergebnisse der SRV-Versuche dargestellt. Dabei wurden folgende Versuchsbedingungen verwendet:

- Werkstoffpaarung: 100Cr6/100Cr6 bzw. St52/100Cr6
- Frequenz: 50 Hz
- Schwingweg: 80 – 120  $\mu\text{m}$
- Normalkraft: 200 N (bei St52: 50 N)
- Prüftemperatur: 50 °C
- Prüfdauer: max. 60 min

Tabelle 2: SRV-Ergebnisse von Pasten in Abhängigkeit vom Schwingweg, Platte 100Cr6

Paste	Schwingweg								
	120 $\mu\text{m}$			100 $\mu\text{m}$			80 $\mu\text{m}$		
	$\mu$	$R_u$	$s_{\max}$	$\mu$	$R_u$	$s_{\max}$	$\mu$	$R_u$	$s_{\max}$
LP430	0,13	1	120	0,13 (1)	1	120	>0,3		
PSV 710	0,12	1	120	0,12 (2)	1	110	>0,3		
PSV 715	0,12	1	120	0,12	1	100	0,12	0,5	80
PSV 730	0,14	1,6	120	0,13	1,5	110	>0,3		
PSV 740	0,12	1,2	120	0,12	1,2	100	0,11	1,2	90

(1) Ausfallwahrscheinlichkeit: 50 %; (2) Ausfallwahrscheinlichkeit: 30 %

Hervorzuheben ist hier insbesondere, dass bei PSV 715 und PSV 740 bei Wiederholversuchen keine Ausfälle zu verzeichnen waren.

Tabelle 3: SRV-Ergebnisse von Pasten in Abhängigkeit vom Schwingweg, Platte: St52

Paste	Schwingweg								
	120 $\mu\text{m}$			100 $\mu\text{m}$			80 $\mu\text{m}$		
	$\mu$	$R_u$	$R_{ub}$	$\mu$	$R_u$	$t_{Rub}$	$\mu$	$R_u$	$t_{Rub}$
LP430	0,14	0,4	5	0,14	0,1	4	0,18	0,2	12
PSV 710	0,13	2	0,5	0,14	1	2	0,13	1,5	10
PSV 715	0,11	2	0,5	0,11	2	0,5	0,1	2	5
PSV 730	0,14	1,5	1	0,14	1,2	1	>0,3		
PSV 740	0,11	2	0,5	0,11	1,9	1	0,1	1,8	6

Bei anderen Werkstoffpaarungen wie 42Cr4/100Cr6; 60MnSiCr4/100Cr6; ETG/100Cr6; S355-380J2G3/100Cr6; Schwerlastbronze SWB1013/100Cr6 wurde mittels der SRV-Prüfung ebenfalls der Nachweis der Wirksamkeit erbracht.

Experimentelle Untersuchungen wurden des Weiteren mittels des Reibwertprüfstandes an der TU Chemnitz Professur Konstruktionstechnik durchgeführt [8].

Hier werden zwei ringförmige ebene Stirnflächen von zylindrischen Prüfkörpern im Regelfall aus 16MnCr5E mit Hilfe eines Hydraulikzylinders mit Flächenpressungen von 50 MPa bzw. 100 MPa verspannt. Eine oszillierende Verdrehbewegung wird mittels eines hydraulischen Aktuators bei einem Verdrehwinkel von +/- 0,5° (Schlupfamplitude ~100  $\mu\text{m}$ ) und einer Frequenz von 22 Hz eingeleitet. Im Regelfall werden 150.000 Oszillationen durchgeführt.

Beurteilt werden die akkumulierte Reibarbeit  $W_{acc}$  ( $J/mm^2$ ) und das visuelle Schadensbild durch mögliche Adhäsionserscheinungen (Tabelle 4).

Tabelle 4: Versuchsergebnisse mit verschiedenen Pasten auf dem Reibwertprüfstand TU Chemnitz ( $N = 150.000$ ; Frequenz: 20 Hz; Pressung: 50 MPa, Schwingweg: 50  $\mu m$ )

Paste	$W_{acc}$	Schadensanteil an der Reibfläche
	in $J/mm^2$	Adhäsionsmerkmale in %
MoS <sub>2</sub> -Paste	1137	90
Ca(OH) <sub>2</sub> -Paste	744	80
PSV 710	535	40
PSV 730	454	0
PSV 740	493	5

Speziell mit PSV 730 wurden bei Langzeitversuchen über 1.000.000 Schwingungen keine Verschleißmerkmale sowohl im gehärteten (16MnCr5 E) als auch im nicht gehärteten Zustand (16MnCr6) bei Schwingwegen von 25 und 50  $\mu m$  festgestellt. (Bild 3). Bei MoS<sub>2</sub>-Pasten als auch bei Pasten auf Basis von Calciumhydroxid waren bereits nach 3000 bis 30000 Schwingungen deutliche Adhäsionsmerkmale zu verzeichnen. [9]

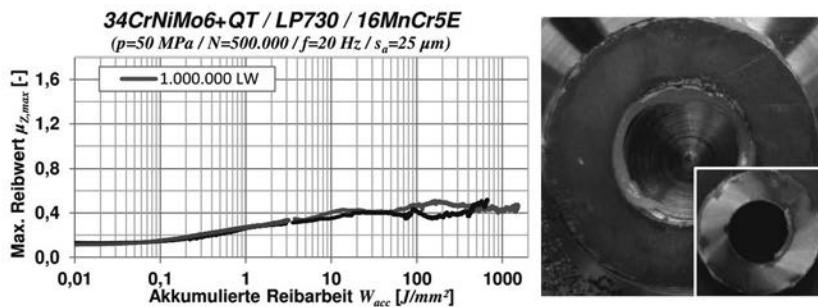


Bild 3: Versuchsergebnisse mit PSV 730 auf dem Reibwertprüfstand TU Chemnitz [9]

Als bauteilnahe Prüfung wurde in Zusammenarbeit mit einem Getriebehersteller ein spezieller Einstekkwellenprüfstand gebaut. Hier wird eine Einstekkrolle aus C 45 mit

Passfeder in zwei Getriebemotoren oszillierend bewegt. Ein Motor dient als Antrieb, ein zweiter als Bremse. Als Prüfzyklus werden 13 s anfahren und bremsen; 3-4 s Stillstand; Drehrichtungswechsel und 13 s anfahren und bremsen realisiert. Beurteilt werden nach 20000 Zyklen der prozentuale Schwingungsverschleißanteil an der Gesamtfläche und die Demontagemöglichkeit der Einstockwelle. (Tabelle 5; Bild 4 und 5)

Tabelle 5: Passungsrostprüfstand Aufsteckgetriebe Getriebe Nord GmbH/WHZ Zwickau

Paste	Schwingungsverschleiß		Demontage
	Anteil Antriebseite	Anteil Bremsseite	
GP350	0	30	schwer
PSV 710	0	0	leicht
PSV 730	0	0	leicht

Hinweis: GP 350 ist eine Fettpaste auf Basis Calciumhydroxid

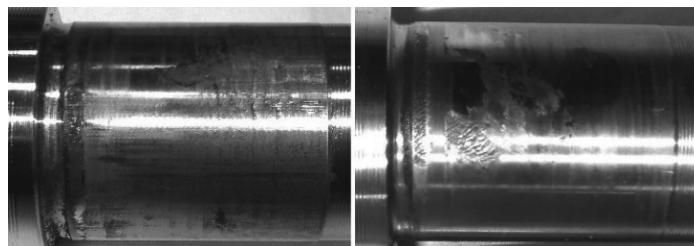


Bild 4: Einstockwellen nach den Versuchen mit unadditiviertem Öl und mit GP 350

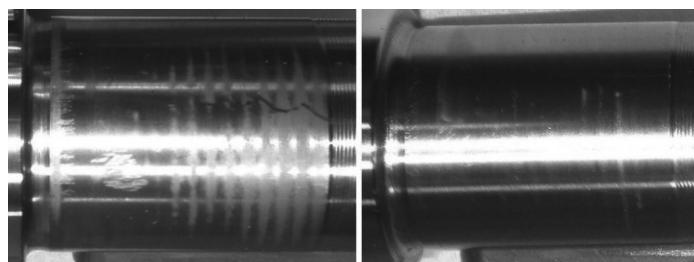


Bild 5: Einstockwellen nach den Versuchen mit PSV 710 und PSV 730

### 3. Nachweis der Reaktionsschichtenbildung

Zum Nachweis der Reaktionsschichtenbildung wurden SRV-Prüfkörper nach unterschiedlichen Prüfläufen mittels Lichtmikroskop, Rasterelektronenstrahlmikroskop (REM), Röntgenfotoelektronenstrahlmikroskop (XPS) und der Flugzeit-Sekundärionen-Massenspektrometrie (ToF-SIMS) untersucht [10]. Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass bei den Schmierpasten LP 430, PSV 710, PSV 715, PSV 730 und PSV 740 unterschiedliche verbundstabile Reaktionsschichten entstehen (siehe Bild 6). Die Schichtstärke liegt in einem Bereich zwischen 50 und 150 nm.

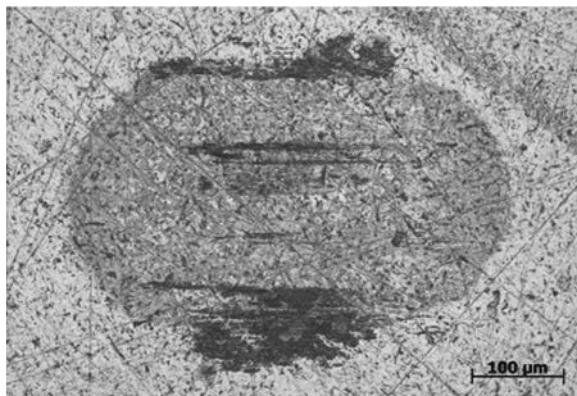


Bild 6: Lichtmikroskopaufnahme der Kontaktfläche eines SRV-Versuchs mit PSV 710

Die Zusammensetzung und Stärke der Reaktionsschicht kann bei verschiedenen tribologischen Versuchsbedingungen durchaus unterschiedlich sein. Ein weiterer Grund ist offenbar das Vorliegen von örtlich unterschiedlichen reaktionsfähigen Eisenoxid- oder Eisenhydroxidschichten auf den Werkstoffoberflächen (reaktive Zellen) [11,12]. Mit diesen reaktiven Zellen können offenbar sowohl öllösliche als auch reaktive Feststoffe reagieren. Bei den Vorgängen handelt es sich offenbar um komplexe unvollständig ablaufende Reaktionen. Insbesondere bei Punktkontakten sind die Versuchsergebnisse unter Beachtung von statistischen Wahrscheinlichkeiten zu betrachten.

### 4. Untersuchungen auf weiteren tribologischen Modellprüfständen

Zu Vergleichszwecken wurden Prüfungen mit folgenden Modellprüfständen durchgeführt: Brugger-Test nach DIN 51347 (BW); Shell-Vier-Kugel-Apparat nach DIN 51 357 (VKA ok-Last; Verschleißwert), Almen-Wieland-Prüfmaschine (Grenzbelastung) AWP; Reichert-

Verschleißwaage (Verschleißkalotte in mm<sup>2</sup>), Erichsen-Schraubenprüfstand (Reibwert). Die Ergebnisse sind in Tabelle 6 aufgeführt.

Tabelle 6: Versuchsergebnisse von Schmierpasten auf Modellprüfständen

Paste	BW	Reichert-	AWP	VKA	VKA-Verschleiß	Erichsen-Schrauben-T.	
						Kalotte	ok-Last
	MPa	mm <sup>2</sup>	kN	N	mm	Kopf	Gewinde
LP 430	270	2,8	>17(w)	4600	0,82	0,10	0,09
PSV 710	310	2,3	>18(w)	7000	0,44	0,09	0,10
PSV 715	370	2,3	>18(w)	8000	0,61		
PSV 730	500	2,5	>17(w)	6000	0,4	0,10	0,08
PSV 740	410	2,3	>17(w)	4000	0,43	0,09	0,10

(w) Wellenlängung; (1): 1000 N; 1450 U/min; 1min; (2): M10x50-A4 (1.44019-70)

## 5. Anwendungsmöglichkeiten von Schmierpasten

Die Pasten auf Basis von reaktionswirksamen weißen Festschmierstoffen werden zur Initialschmierung von Maschinenelementen eingesetzt, die hohen Drücken, stoßartigen Belastungen, Vibratoren und oszillierenden Bewegungen mit kleiner Schwingweite ausgesetzt sind. Vorzugsweise wird statischer und kinetischer Schwingungsverschleiß (Tribokorrosion, Passungsrost) verhindert oder deutlich vermindert. Ein Fressen (Verschweißen) der Reibpartner wird vermieden und die Einlaufphase wird verkürzt. Typische Anwendungsfälle sind:

- Verhinderung von Reibdauerbruch und erschwerter Demontagemöglichkeit bei statischem Schwingungsverschleiß wie Press-, Niet-, Stift-, Bolzen- und Schraubverbindungen, Keil- und Passfederverbindungen, Wälzlagersitze
- Verhinderung von Schwingungsverschleiß bei funktionsbedingter Verschiebbarkeit der Reibpartner wie Schiebesitze, Spurwechselradsätzen, Blatt-, Ring-, Teller- und Pufferfedern, Drahtseilen, Zahnkupplungen, Zahnwellen, Mitnehmerverzahnungen,

Kurvenschichten, Kegel- und Stirnradverzahnungen bei Umlaufbiegung, Hubspindeln und Verstelleinrichtungen in Schienenfahrzeugen, Schiffen und Walzwerken

- Verhinderung von Schäden durch Stillstandsschüttung bei Spann- und Maschinenplatten an Großpressen, Kunststoffmaschinen und Druckgussmaschinen
- Insbesondere bei Edelstählen wird ein vorzeitiges Fressen verhindert.

Durch eine zusätzliche Oberflächenvorbehandlung der Reibpartner kann eine weitere Leistungssteigerung erreicht werden. In vielen Fällen können schwarze Pasten auf Basis von Molybdändisulfid oder Grafit zur Vermeidung einer Verschmutzungsgefahr ersetzt werden.

Die Auswahl der Pasten ist in Abhängigkeit von den jeweils vorliegenden tribologischen Bedingungen zu treffen. Vor dem Praxiseinsatz sind Eignungsversuche durchzuführen. Inzwischen stehen auch Fettpasten mit einem Festschmierstoffgehalt von 35 % zur Verfügung.

## 6. Literatur

- [1] Schneider, R. u.a.: Pastes and Grease Pastes-Special Applications of Solid Lubricants.  
in Mang, T. Encyclopedia of Lubricants and Lubrication, Springer-Verlag 2014
- [2] Neukirchner, J.; Schneider, R.: Reibungs- und Verschleißverhinderung mittels Haftschichtenbildung durch Anwendung reaktionswirksamer weißer Festschmierstoffe. 10. Int.Koll.Tribologie TAE Esslingen, 1996 Bd.I S.465-488
- [3] Gänshemer, J.: On the lubricating properties of mixtures of mineral oil with certain inorganic phosphates, hydroxides and sulfides. ASLE Transaction 15(1972) 201-206
- [4] Wochnowski, H.: Calciumhydroxid als Festschmierstoff. Tribologie und Schmierungs-technik 23(1976) 1 S.12-14
- [5] Arbeitsblatt 7 Tribologie Gesellschaft für Tribologie,2002
- [6] Junghans, R.; Schneider, R.: u.a. Bedeutung der Testbedingungen für die Prüfung von Spezialschmerstoffen zur Verhinderung von Schwingungsverschleiß. Vortrag Tribologie-Fachtagung 2004; TAE Esslingen
- [7] Weber, S.; Busch, C.: Bedeutung der Testbedingungen für die Entwicklung von Hochleistungsschmierstoffen zur Verhinderung von Schwingungsverschleiß mittels des SRV-Prüfstandes. Tribologie und Schmierungstechnik 62(2015) 3 S.40ff
- [8] Schuler, S.; Leidich, E.: Ermittlung von Haftreibungszahlen und Reibungscharakteristiken sowie Einflussparameter auf Basis eines neuen Standardprüfverfahrens. FVV-Heft 906, 2010
- [9] Reiß, F.; Leidich, E.: Entwicklung eines Bewertungsverfahrens zur beanspruchungsgerechten Auslegung, Auswahl und Optimierung von Anti-Fretting-Coatings. FVA-Heft 1179, 2016
- [10] Weber, S.; Busch, C.: Die Entwicklung neuer reaktiver weißer Festschmierstoffpasten zur Vermeidung von Reibverschleiß. Vortrag Oil Doc Conference and Exhibition, 2015, Rosenheim
- [11] Schulz, J.: Wechselwirkungen von Additiven mit Metalloberflächen. Expert Verlag; Renningen 2010
- [12] Burkhardt ,G. u.a.: Einfluss von Einlaufprozessen und Oberflächenbehandlungen auf die Verschleißschutzwirkung unterschiedlicher Schmierstoffe in Wälzlagern. 55. Tribologie-Fachtagung 2014; Bd.I/09



# Wechselwirkung der tribologischen und ermüdungsmechanischen Schädigungskomponenten in reibdauerbeanspruchten Systemen

Dr.-Ing. Jakub Vidner, Kistler Instrumente GmbH, Sindelfingen

## Kurzfassung

Der vorliegende Beitrag hebt die Notwendigkeit der dualen, d.h. sowohl tribologischen als auch ermüdungsmechanischen Betrachtung von reibdauerbeanspruchten Systemen hervor. Dabei offenbart die Analyse der örtlichen Beanspruchungssituation im Kontakt eine Vielzahl von äußereren Randbedingungen, inneren Reaktionsgrößen und Systemparametern. Ihr qualitativer sowie quantitativer Einfluss auf die Lebensdauer bzw. das Versagen ist zwar meist bekannt, sie befinden sich jedoch oft in einer engen gegenseitigen Abhängigkeit. Der Aspekt der zahlreichen Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Mechanismen wird im Text ausführlich diskutiert. Die dargestellten komplexen Zusammenhänge erhöhen die Herausforderung einer zuverlässigen Versagensabschätzung, weswegen der abschließende Fokus auf den Ermüdungsfestigkeitsnachweis ebenfalls eine praxisorientierte Handlungsempfehlung beinhaltet.

## 1. Einleitung

Reibdauerermüdung ist ein tribomechanischer Schädigungsmechanismus, der auf gefügten Oberflächen bzw. Passflächen einer Vielzahl von Bauteilverbindungen auftritt und eine signifikante Verkürzung der Systemlebensdauer bzw. Absenkung der Ermüdungsfestigkeit einzelner Bauteile zur Folge haben kann. In besonderem Maße sind Welle-Nabe-Verbindungen (WNV) von diesem Phänomen betroffen, weswegen die aus dem Bauteilkontakt resultierende Oberflächenbeanspruchung bereits in der Auslegung bzw. Dimensionierung berücksichtigt werden sollte. Eine große Verbreitung genießt diesbezüglich nach wie vor das Nennspannungskonzept mit entsprechenden Kerbwirkungszahlen nach DIN 743, [1]. Trotz der einfachen Handhabung, in vielen Fällen ausreichender Treffsicherheit und der daraus resultierenden hohen Akzeptanz werden vor allem auf Grund der Einschränkungen hinsichtlich komplexer (Multi-)Kerbgeometrien sowie neuer Werkstoffkombinationen zunehmend auf örtlichen Kerbspannungen basierende Methoden bevorzugt.

Im Nachfolgenden wird die nicht triviale lokale Beanspruchung eines reibdauerbeanspruchten Systems analysiert. Dies erfolgt einerseits mit Augenmerk auf die Oberflächenschädigung aus Sicht der tribologischen Systematik. Andererseits wird der für das Systemversagen

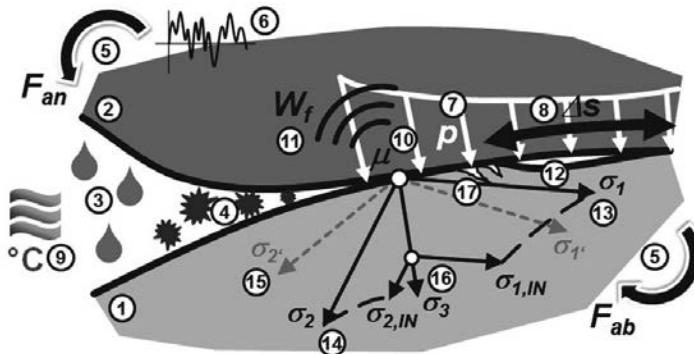
entscheidende Spannungszustand des Grundkörpers mit ermüdungsmechanischen Kriterien bewertet. Schließlich stellt die Zusammenführung beider Sichtweisen in einer ganzheitlichen Betrachtung der unter Fretting vorhandenen Wechselwirkung einzelner Beanspruchungskomponenten den Kern des Beitrags dar.

## 2. Reibdauerbeanspruchtes System

Seit über 100 Jahren wird das Phänomen der Reibdauerermüdung, d.h. der Absenkung der Ermüdungsfestigkeit bzw. Lebensdauer infolge der tribologischen Oberflächenbeanspruchung, systematisch untersucht. Die mittlerweile sehr breite Ergebnisbasis aus einer Vielzahl unterschiedlicher Anwendungsfelder offenbart den Einfluss zahlreicher Systemparameter und demzufolge auch die schwierige Suche nach einem universellen Prüfverfahren bzw. einem Kriterium zur Versagensvorhersage, [2, 3]. Die Ursachen liegen hauptsächlich in der Konkurrenz bzw. dem Zusammenwirken der auf der Bauteilloberfläche stattfindenden Ermüdungs- und Verschleißmechanismen. Somit können sich in einem System durch relativ kleine Veränderung von sensiblen Variablen sehr unterschiedliche Schadensbilder ergeben. Dies hat folglich auch Auswirkungen auf die Wahl bzw. Aussagegüte der in der Auslegungs- bzw. Validierungsphase anzuwendenden Berechnungskriterien.

Aus diesem Grund ist in erster Linie eine Systematisierung der Einflussgrößen erforderlich. Dabei ist die Wahl einer geeigneten Betrachtungstiefe für das Ergebnis entscheidend. In den nachfolgenden Ausführungen wird die sog. mesoskopische, d.h. eine zwischen der makro- (Anlagen und Funktionsbaugruppen) und mikroskopischen (Werkstoff- und Kontaktmechanik) Ebene angesiedelte, Ansicht verwendet. In **Bild 1** ist der versagensrelevante Kontaktbereich eines Systems unter Reibdauerbeanspruchung samt der Eingangs- und Ausgangsgrößen schematisch dargestellt. Gemäß der o.g. Skalendefinition wird die Struktur der festen Körper in ihrer nominellen geometrischen und isotropischen Gestalt, d.h. ohne die tatsächliche Oberflächentopographie und Gefüge, abgebildet. Zugleich sind jedoch die infolge der Reibdauerbeanspruchung entstehenden Anrisse, Verschleißpartikel sowie das Verschleißvolumen beinhaltet.

Die Gliederung der äußeren Randbedingungen und der inneren Beanspruchungsgrößen orientiert sich primär an der tribologischen Systematik, vgl. [4, 5]. Darüber hinaus wird die stattfindende Ermüdungsbeanspruchung mit örtlichem Ansatz inkl. der Verbindung zur Bruchmechanik beschrieben. Die einzelnen Punkte werden nun detailliert mit Hinblick auf den aktuellen Stand der Forschung beleuchtet und anschließend ihre Wechselwirkung diskutiert.



Struktur	Beanspruchung	Reibungskenngrößen	Ermüdung
1 Grundkörper	5 Äußere Belastung	10 Reibungszahl	13 Max. Beanspruchung
2 Gegenkörper	6 Lastkollektiv	11 Reibungsenergie	14 Mehrachsigkeit
3 Umgebungsmedium	7 Fugendruck	12 Verschleißvolumen	15 Nichtproportionalität
4 Zwischenstoffe	8 Schlupf		16 Hohe Gradienten
	9 Temperatur		17 Anrisse

Bild 1: Struktur und örtliche Beanspruchungssituation eines Systems unter Reibdauer-ermüdung

### 3. Tribologische Betrachtung

### 3.1 Struktur

Die initiale Kontaktgeometrie zwischen dem Grund- (1) und Gegenkörper (2) bestimmt mit ihrer Art – konform (vollständig) oder kontraform (zunehmend) – maßgeblich die weitere Beanspruchung des Systems. Darüber hinaus beeinflusst der Werkstoff beider(!) Körper sowie ihre Oberflächeneigenschaften (Topographie, Behandlung bzw. Beschichtung) den Verlauf der Systemdegradation. Die daraus resultierende tribologische Paarungsvielfalt (Diversität der Anwendungen) ist auch im Bereich der WNV sehr groß; neben den Eisenlegierungen bis hin zu hybriden WNV mit Naben aus Nichteisenmetallen, Ingenieurskeramik oder kohlefaserverstärktem Kunststoff (CFK).

Dagegen treten als häufigstes Umgebungsmedium (3) synthetische Schmieröle auf. An dieser Stelle sei zu bemerken, dass die experimentelle Prüfung reibdauerbeanspruchter Systeme nur selten in einem anwendungsnahen Schmierungszustand erfolgt, wie z.B. in [6, 7], was insbesondere die thermochemischen Schädigungsmechanismen verändern kann. Ebenso wird den im Betriebsverlauf entstehenden Zwischenstoffen (4) resp. Verschleißpartikeln nur wenig Aufmerksamkeit gewidmet, mit Ausnahme von z.B. [8, 9] oder dem sog. Wirkzonenmodell in [10].

### 3.2 Beanspruchung

Die äußere Belastung (5) wird meist durch die zu erfüllende Funktion des betrachteten Systems bestimmt. Bei WNV ist die Drehmomentübertragung dominierend, durch die Geometrie und Einbausituation entstehen jedoch oft zusätzliche Querkräfte und Biegemomente, die zu einer kombinierten dynamischen Last führen. In vielen Fällen ist auch ein komplexes (Betriebs-)Lastkollektiv (6) vorhanden, das neben der deutlich komplexeren Festigkeitsabschätzung ebenfalls den Verlauf der tribologischen Degradation beeinflusst und somit in Kombination einen Wechsel des kritischen Schädigungsortes zur Folge haben kann, [11, 12].

Aus dem äußeren Fügezustand eines Systems (WNV) ergibt sich in Kombination mit der vorhandenen Kontaktgeometrie die Fugendruckverteilung (7). In der tribologischen Betrachtung gehört sie zusammen mit der Relativbewegung zwischen den Körpern (8) zu den wichtigsten Schnittgrößen, die als Variablen insbesondere in Modell(verschleiß-)versuchen oft genutzt werden. Die somit entstehenden Kennfelder, engl. *fretting (regime) maps*, charakterisieren das Systemverhalten und ermöglichen auch einen Vergleich verschiedener Abhilfemaßnahmen, [13].

Nicht zuletzt zählt zum Beanspruchungskollektiv die äußere Temperatur (9), die die thermo-chemischen Prozesse in der Kontaktzone und somit auch die Oberflächenschädigung sowie die Entstehung von Oxidationsprodukten beeinflusst. Obwohl die praktischen Anwendungen oft weit von der idealen Labortemperatur von 20° entfernt sind, gibt es nur wenige experimentelle Berichte über das Systemverhalten unter hohen, [14], oder tiefen, [15], Umgebungstemperaturen.

### 3.3 Reibungskenngrößen

Die folgenden Reibungskenngrößen sind als Systemantwort auf die im letzten Kapitel beschriebene Belastung zu verstehen. Allen voran wird die Reibungszahl (10) am häufigsten verwendet, um den nicht-stationären Zustand des tribologischen Systems während der Beanspruchung zu charakterisieren, [16]. Diese als Verhältnis der Reibungs- und Normalkraft definierte Größe lässt Rückschlüsse auf die Intensität der im Kontakt stattfindenden Vorgänge und Oberflächenveränderungen zu, ist jedoch nur die Folge dieser und hat somit auch Einschränkungen hinsichtlich ihrer Aussagekraft, [17]. Aus physikalischer Sicht erscheint es sinnvoller, die im Kontakt dissipierte Reibungsenergie (11) zu betrachten. Sie vereint die Kraft- und Bewegungsgrößen und wird insbesondere bei der Bewertung von Verschleiß erfolgreich eingesetzt, [18, 19]. Die energetische Betrachtung wurde auch für reibdauerbeanspruchte Systeme übernommen, wobei die anfangs elementare Implementierung in [20] vom

theoretischen Ansatz her weiterentwickelt wurde, [21]. In dieser Hinsicht ist ebenfalls das Verschleißvolumen (12) für die Quantifizierung der Vorgänge relevant, da es die geometrische Bezugsgröße für den Energiefluss darstellt, [22, 23].

#### 4. Ermüdungsmechanische Betrachtung

Die klassische Festigkeits- bzw. Lebensdaueranalyse, wie z.B. in [1] und [24], bewertet die im Grundkörper (1) durch die äußere (Betrieb-)Belastung (5) und (6) entstehende ermüdungsmechanische Beanspruchung. Die hierbei anzuwendende Festigkeitshypothese überführt den komplexen dynamischen Spannungszustand auf Kennwerte, die mit Ergebnissen von einachsigen Werkstoffversuchen vergleichbar sind. Dazu gehört neben der Ermittlung der maximalen Beanspruchung (13) auch die Beurteilung der infolge von äußerer Belastung, Kerben und Kontakt vorhandenen Mehrachsigkeit (14) inkl. der Mittelspannungen und hohen Gradienten (16) ins Bauteilinnere, [25, 26]. Darüber hinaus ist der örtliche Spannungstensor teilweise nichtproportional (15). Dies bedeutet im Allgemeinen, dass die Komponenten der mehrachsigen Beanspruchung:

- phasenverschoben schwingen,
- unterschiedliche Frequenzen aufweisen
- oder unterschiedlich mit jeweils veränderlichen Amplituden schwingen, [27].

All diese Fälle führen zu veränderlichen Hauptspannungsrichtungen, was den Einsatz gängiger Festigkeitshypothesen und Vergleichsspannungen erschwert.

Die systembedingten tribologischen Schädigungsmechanismen, vornehmlich die Adhäsion, führen im Grundkörper zur Entstehung von Oberflächenanrisse (17), die für die Festigkeitsbewertung eine wichtige Rolle spielen, [28, 29]. Die Anwendung von bruchmechanischen Werkzeugen auf die bei Reibdauerermüdung vorliegende komplexe Beanspruchungssituation (3D-Kerbgeometrien, Mehrachsigkeit, Kontakt usw.) erscheint jedoch aus praktischer Sicht noch nicht als zielführend, [5].

#### 5. Wechselwirkung der Komponenten

Aus den bisherigen Darlegungen geht eine Vielzahl von tribologischen sowie ermüdungsmechanischen Parametern und Größen hervor, die sich in einem System unter Reibdauerermüdung während der Beanspruchung gegenseitig beeinflussen und damit zumindest über einen Teil der Belastungsdauer das System in einem nicht stationären Zustand halten. Diese tribomechanische Wechselwirkung gestaltet sich anhand der in **Bild 1** vorgestellten Gliederung wie folgt, **Bild 2**.

Beginnend mit der Verbindung der physikalischen Struktur mit dem Beanspruchungskollektiv (**A**) ist neben der obligatorischen Einwirkung der äußeren Kräfte vor allem die zurück, d.h. von der Geometrie her zur Beanspruchung (Fugendruck, Schlupf) hin, wirkende Kopplung essenziell. Somit lässt sich durch eine gezielte geometrische Änderung der Kontaktpartner der innere tribologische Zustand positiv umgestalten, z.B. wird der Schlupf verhindert. An zweiter Stelle ist der Einfluss des gewählten bzw. vorhandenen Umgebungsmediums (Luft, Öl usw.) auf die Belastungsgröße Temperatur zu erwähnen. Darüber hinaus kann dies durch die stattfindenden thermochemischen Reaktionen zur Entstehung von unterschiedlichen Verschleißpartikeln führen, die wiederum als Zwischenstoffe mit spezifischen Eigenschaften (z.B. Härte und Korngröße) die Struktur des Systems modifizieren. Das Umgebungsmedium sowie die Bewegungskinematik der Körper sind dann für den (Ab-)Transport der Partikel verantwortlich.

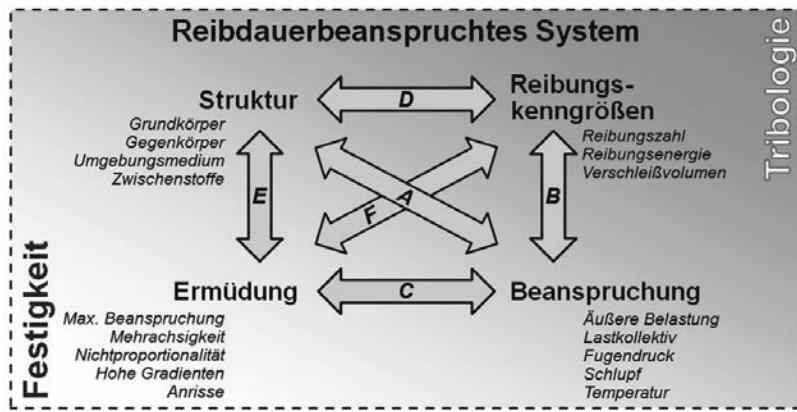


Bild 2: Wechselwirkung der tribologischen und ermüdungsmechanischen Systemkomponenten unter Reibdauerbeanspruchung

Im Allgemeinen bestimmt die Systembeanspruchung die zu beobachtenden Reibungskenngrößen (**B**). Bekanntlich sind vor allem der Fugendruck und der Schlupf für die Reibungsmechanismen und somit für die Reibungszahl sowie die dissipierte Reibungsenergie maßgebend. In umgekehrter Richtung beeinflussen aus thermodynamischer Sicht die energetischen Phänomene die Systemtemperatur. Ebenso führt das meist kontinuierlich wachsende Verschleißvolumen zur Veränderung der Oberflächentopografie und folglich zur lokalen Absenkung des Fugendrucks.

In ähnlicher Art und Weise gestaltet sich auch die Beziehung der äußereren Belastung zur schadensrelevanten Ermüdungsbeanspruchung (**C**). Dabei ist insbesondere die Rolle der Flächenpressung hervorzuheben. Sie trägt entscheidend zu der Mehrdimensionalität des örtlichen Spannungstensors bei und führt u.a. zu biaxialen Mittelspannungen und hohen Spannungsgradienten unterhalb der Oberfläche. Aus dynamischer Sicht (Ermüdung) ist ihre Nicht-Proportionalität zur äußeren Betriebsbelastung zu hinterfragen. Die dabei innerhalb der Werkstoffstruktur entstehende Verformungsenergie kann insbesondere bei hochfesten Materialien und hohen Belastungsfrequenzen zum Anstieg der Systemtemperatur führen.

Die Wechselwirkung der Struktur mit den Reibungskenngrößen (**D**) ist Untersuchungsgegenstand der klassischen Tribologie und wird hier mit Fokus auf Reibdauerermüdung mit folgenden zwei Aspekten zu erwähnt. Die Reibungszahl ist von der gesamten Struktur (Gegenkörper beachten!) abhängig und beeinflusst die Formation der Verschleißpartikel (Zwischenstoffe). Zugleich mindert der Verschleiß das Volumen der KontaktPartner und verändert somit die Massenverhältnisse im System.

Das Forschungsgebiet der Ermüdungsfestigkeit widmet sich ausführlich dem Einfluss der Bauteilgeometrie auf den örtlichen Beanspruchungszustand (**E**). Gefügte Systeme betreffend muss dabei eine größere Aufmerksamkeit dem Gegenkörper und seinen Werkstoff- und Oberflächeneigenschaften geschenkt werden. Damit verbunden ist eine Revision der Einschränkung der Nachweisführung auf freie Bauteiloberflächen. Die aus dem Kontakt resultierenden Nichtlinearitäten, vgl. (**C**), erfordern die Validierung und ggf. Einbeziehung komplexerer Festigkeitshypothesen, um das Versagensverhalten präziser abschätzen zu können.

Abschließend ist die Verbindung der tribologischen und ermüdungsmechanischen Kenngrößen (**F**) zu beleuchten. Die an den Oberflächen vorzufindenden tribologischen Schädigungsmechanismen erzeugen an den Kontaktspitzen Reibschubspannungen, die sich über die gesamte Fläche gemittelt mit Hilfe der Flächenpressung als Reibungszahl bemessen lassen. Neben dem in den örtlichen Spannungstensor eingehenden Anteil, der entscheidend für die Entstehung der Oberflächenanrisse ist, trägt die durch Reibungsenergie zu quantifizierende thermodynamische Komponente ebenfalls zur kontinuierlichen Werkstoffdegradation bei. Das dabei entstehende Verschleißvolumen kann unter Umständen (Lastkollektiv) auch den Ort der maximalen Ermüdungsbeanspruchung verschieben. Demzufolge sind bei der Suche nach dem versagenskritischen Bauteilquerschnitt stets beide Mechanismen und ihr Zusammenspiel (kombinierte Kriterien) zu beachten.

## 6. Festigkeitsnachweis

Die Analyse der bei Reibdauerermüdung vorzufindenden Schädigungsmechanismen und ihrer komplexen Zusammenhänge erlaubt eine objektivierte Evaluation der verschiedenen Ansätze zur Festigkeitsabschätzung, [5]. Dabei stellt sich heraus, dass Kriterien, die sowohl die ermüdungsmechanische als auch die tribologische Beanspruchung in ihrem Algorithmus berücksichtigen, deutlich bessere Aussagegüte bei der Vorhersage aufweisen. Diesbezüglich wurde basierend auf vorherigen Forschungsarbeiten der kombinierte reibungsenergetische Ansatz weiterentwickelt und die sog. Lebensdauergrenzfläche für reibdauerbeanspruchte Systeme eingeführt, [30]. Diese ergänzt das gewöhnliche Wöhler-Diagramm um eine dritte Achse, die den Effekt der zusätzlichen tribologischen Oberflächenschädigung in Bezug auf die Bauteillebensdauer berücksichtigt. Dieser Grundgedanke wurde anschließend in einem Vorschlag zur Erweiterung des Ermüdungsfestigkeitsnachweises gemäß der FKM-Richtlinie weiter verfolgt, [31]. Schließlich wurde in, [32] eine anwendungsorientierte Vorgehensweise entworfen, die die Überführung der theoretischen sowie experimentellen Forschungsergebnisse in die antriebstechnische Praxis erlaubt, Bild 3.

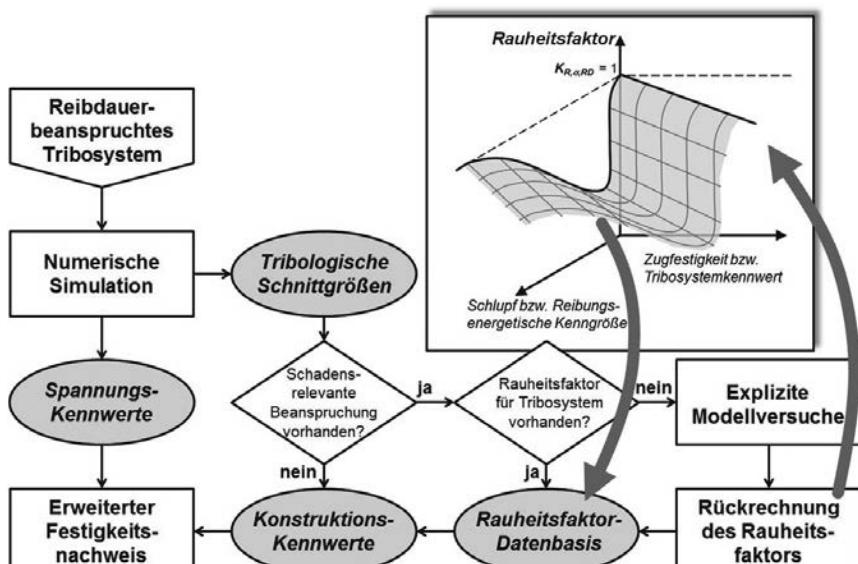


Bild 3: Anwendungsorientierte Methode zur Bewertung der Ermüdungsfestigkeit von reibdauerbeanspruchten Systemen mit Hilfe des erweiterten Festigkeitsnachweises, [32]

## 7. Zusammenfassung

Reibdauerermüdung ist ein Schädigungsphänomen, das auf Grund seiner Komplexität eine interdisziplinäre Herangehensweise erfordert. Die tribologischen und ermüdungsmechanischen Analysen dürfen dabei nicht voneinander getrennt, sondern müssen Hand in Hand mit stetiger Hinterfragung ihrer Wechselwirkung betrachtet werden. Dabei ist bei der jeweiligen Anwendung zu ermessen, wie weit die oft bidirektionalen Zusammenhänge berücksichtigt werden müssen, um das Versagensverhalten des Systems entsprechend bewerten zu können. Hierzu wurden in dem vorliegenden Beitrag die einzelnen Aspekte diskutiert.

## 8. Literatur

- [1] DIN 743: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 2012.
- [2] Simon, G.; Schmitt-Thomas, K. G.: Reibkorrosion. Forschungsthema T 399. Heft 313. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt, 1991.
- [3] Dobromirski, J. M.: Variables of fretting process: Are there 50 of them? In: Attia, H.; Waterhouse, R. B. (Hrsg.): Standardization of fretting fatigue test methods and equipment. ASTM STP 1159, S. 60-66. ASTM, Philadelphia, 1992.
- [4] Verschleiß, Reibung. Gesellschaft für Tribologie e.V., Aachen, 2002.
- [5] Vidner, J.: Statusbericht zur Versagensvorhersage von reibdauerbeanspruchten Maschinenelementen, VDI-Tagung "Welle-Nabe-Verbindungen". 05.-06.11.2014, Karlsruhe. VDI-Berichte 2238, S. 13-24. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2014.
- [6] Shima, M.; Suetake, H.; McColl, I. R.; Waterhouse, R. B.; Takeuchi, M.: On the behaviour of an oil lubricated fretting contact. In: Wear 210 (1997) 1-2, S. 304-310.
- [7] Winterfeld, J.: Einflüsse der Reibdauerbeanspruchung auf die Tragfähigkeit von P4C-Welle-Nabe-Verbindungen. Dissertation. Technische Universität Berlin, Berlin, 2001.
- [8] Quinn, T.: Oxidational wear. In: Blau, P. J. (Hrsg.): ASM Handbook, Volume 18: Friction, Lubrication, and Wear Technology, S. 280-289. ASM International, Metals Park, 1992.
- [9] Diomidis, N.; Mischler, S.: Third body effects on friction and wear during fretting of steel contacts. In: Tribology International 44 (2011) 11, S. 1452-1460.
- [10] Paysan, G.: Ein Wirkzonenkonzept zur Simulation des Verschleiß- und Tragverhaltens reibkorrosionsgefährdeter Maschinenelemente. Dissertation. Technische Universität Berlin, Berlin, 2000.
- [11] Kondo, Y.; Sakae, C.; Kubota, M.; Kitahara, H.; Yanagihara, K.: Fretting fatigue under variable loading below fretting fatigue limit. In: Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures 29 (2006) 3, S. 191-199.
- [12] Leidich, E.; Brůžek, B.; Hofmann, S.: Kollektivbelastungen bei Welle-Nabe-Verbindungen. Forschungsvorhaben Nr. 579. Heft 1021. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt, 2012.
- [13] Heredia, S.; Fourny, S.: Introduction of a new sliding regime criterion to quantify partial, mixed and gross slip fretting regimes: Correlation with wear and cracking processes. In: Wear 269 (2010) 7-8, S. 515-524.
- [14] Föhl, J.; Hippelien, K.: Reibermüdung. Vorhaben Nr. 630. Heft 697. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Frankfurt, 2001.

- [15] Majzoobi, G.; Hojjati, R.; Soori, M.: Fretting fatigue behavior of Al7075-T6 at sub-zero temperature. In: *Tribology International* 44 (2011) 11, S. 1443-1451.
- [16] Leidich, E.; Maiwald, A.; Vidner, J.: A proposal for a fretting wear criterion for coated systems with complete contact based on accumulated friction energy density. In: *Wear* 297 (2013) 1-2, S. 903-910.
- [17] Naboulsi, S.; Nicholas, T.: Limitations of the Coulomb friction assumption in fretting fatigue analysis. In: *International Journal of Solids and Structures* 40 (2003) 23, S. 6497-6512.
- [18] Sadowski, J.: Festkörperreibung und Verschleiß als Ursache und Wirkung der Energieabfuhr (Teil 1). In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 58 (2011) 1, S. 27-33.
- [19] Sadowski, J.: Festkörperreibung und Verschleiß als Ursache und Wirkung der Energieabfuhr (Teil 2). In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 58 (2011) 2, S. 36-41.
- [20] Ruiz, C.; Boddington P.H.B.; Chen, K.: An investigation of fatigue and fretting in a dovetail joint. In: *Experimental Mechanics* 24 (1984) 3, S. 208-217.
- [21] Vidner, J.; Leidich, E.: Enhanced Ruiz criterion for the evaluation of crack initiation in contact subjected to fretting fatigue. In: *International Journal of Fatigue* 29 (2007) 9-11, S. 2040-2049.
- [22] Fouvry, S.; Liskiewicz, T. W.; Kapsa, P.; Hannel, S.; Sauger, E.: An energy description of wear mechanisms and its applications to oscillating sliding contacts. In: *Wear* 255 (2003) 1-6, S. 287-298.
- [23] Korsunsky, A. M.; Kim, K.: Dissipated energy and friction coefficient evolution during fretting wear of solid lubricant coatings. In: *Tribology International* 43 (2010) 5-6, S. 861-867.
- [24] Rennert, R.; Kullig, E.; Vormwald, M.; Essderts, A.; Siegele, D.: *Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile*. FKM-Richtlinie. VDMA-Verlag, Frankfurt, 2012.
- [25] Araújo, J. A.; Susmel, L.; Taylor, D.; Ferro, J. C. T.; Mamiya, E.: On the use of the theory of critical distances and the modified Wöhler curve method to estimate fretting fatigue strength of cylindrical contacts. In: *International Journal of Fatigue* 29 (2007) 1, S. 95-107.
- [26] Amargier, R.; Fouvry, S.; Chambon, L.; Schwob, C.; Poupon, C.: Stress gradient effect on crack initiation in fretting using a multiaxial fatigue framework. In: *International Journal of Fatigue* 32 (2010) 12, S. 1904-1912.
- [27] Haibach, E.: *Betriebsfestigkeit*. Springer, Berlin, 2006.
- [28] Dini, D.; Nowell, D.; Dyson, I. N.: The use of notch and short crack approaches to fretting fatigue threshold prediction: Theory and experimental validation. In: *Tribology International* 39 (2006) 10, S. 1158-1165.
- [29] Navarro, C.; Vázquez, J.; Domínguez, J.: A general model to estimate life in notches and fretting fatigue. In: *Engineering Fracture Mechanics* 78 (2011) 8, S. 1590-1601.
- [30] Vidner, J.; Leidich, E.: Entwicklung eines universellen realitätsnahen Prüfverfahrens für reibdauerbeanspruchte antriebstechnische Tribosysteme. 49. *Tribologie Fachtagung*, 22.-24.09.2008, Göttingen, S. 71/1-71/13. GfT, Aachen, 2008.
- [31] Vidner, J.; Leidich, E.: Festigkeitsberechnung für reibdauerbeanspruchte Fügeverbindungen. VDI-Tagung "Welle-Nabe-Verbindungen". 25.-26.09.2012, Nürtingen. VDI-Berichte 2176, S. 59-70. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2012.
- [32] Vidner, J.: *Methode zur Bewertung der Ermüdungsfestigkeit von reibdauerbeanspruchten Systemen*. Dissertation. Technische Universität Chemnitz, Chemnitz, 2016.

# FEM-Spannungsanalyse an schräggebohrtem Wellenabsatz

## FEM stress analysis to obliquely drilled shaft shoulder

Prof. Dr.-Ing. Ali Daryusi, Hochschule Offenburg

### Kurzfassung

Der vorliegende Beitrag beschreibt erste Untersuchungsergebnisse an Wellenabsätzen mit im Kerbgrund überlagerter Schrägbohrung, mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM). Als Beispiel hierfür können Walzen mit Heizkanälen in Walzwerken, Turbinen- und Kurbelwellen genannt werden. Es ist nicht bekannt, welche Spannungserhöhung die Schrägbohrung im Wellenabsatz hervorruft. In den Normen oder Richtlinien sind keine Angaben über Formzahlen für diese Kerbkombination vorhanden. Deshalb werden die Formzahlen für unterschiedliche schräggebohrte Wellenabsätze je Belastungsart ermittelt, ausgewertet und entsprechende Formzahldiagramme und Gestaltungshinweise angegeben.

### 1. Untersuchungsspektrum

Die wichtigsten geometrischen Größen und Verhältnisse der Kerbkombination, die bei dieser Untersuchung variiert wurden, um deren Einfluss auf die Formzahlen zu ermitteln, sind:

Die Lage der Schrägbohrung zum Absatzradius. Hier wurden vier verschiedene Varianten untersucht: W1: Bohrung berührt den Absatzradius tangential, W2: Bohrungssachse verläuft durch den Anfang des Absatzradius, W3: Bohrungssachse verläuft durch die Mitte des Absatzradius und W4: Bohrungssachse verläuft parallel zur Wellenachse mit dem Abstand  $d/2$ .

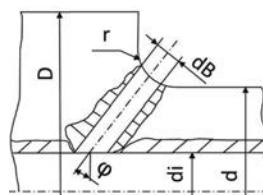


Bild 1: Absatz mit Schrägbohrung

Das Verhältnis des Bohrungs- zum Wellendurchmesser im Bereich von  $d_B/d = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5$ , wobei  $d_B < d$  ist. Die Kerbschärfe  $r/t = 0,15; 0,25; 0,50$ .

Der Schrägungswinkel der Bohrung  $\phi$  in  $10^\circ$  Schritten von  $0^\circ$  bis  $80^\circ$ .

Das Durchmesserverhältnis  $d/D = 0,4$  bis  $0,6$  sowie das Innendurchmesserverhältnis der Welle  $d/d = 0,1$  bis  $0,5$ .

### 2. Lage der Spannungsmaxima

Die Lage der Spannungsspitzen variiert in Abhängigkeit von der Kerbgeometrie ( $r/t$ ,  $d/D$ ,  $d_B/d$  und  $\phi$ ) und der Belastungsart (Bild 2). Bei Zug/Druck oder Biegung befindet sich das Span-

nungsmaximum für die Variante W1 entweder an der Bohrungsoberfläche oder am Absatzradius, für die Varianten W2 und W3 am Schrägbohrungsübergang zum Absatzradius (für Winkel  $\varphi \leq 70^\circ$ ). Das Spannungsmaximum bei Torsion für die Varianten W1, W2 und W3 liegt am Rand der Schrägbohrung zum Absatzradius für kleine  $d_B/d$ -Verhältnisse und Winkel  $\varphi < 40^\circ$  vor. Für große  $d_B/d$ -Verhältnisse und Schrägungswinkel  $\varphi \geq 40^\circ$  verschiebt sich das Maximum zum Übergang der Schrägbohrung zum Innendurchmesser  $d_i$ .

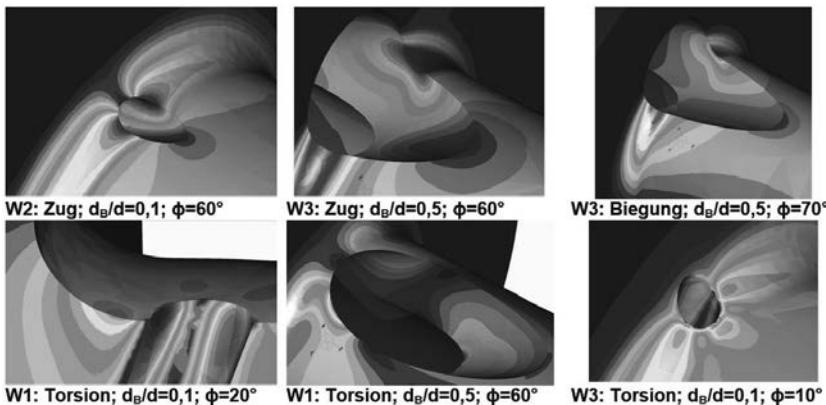


Bild 2: Spannungsmaxima und -verteilung an den Wellen mit Absatz und überlagerter Schrägbohrung für  $r/t=0,15$  und  $d/D=0,4$ ;  $di/d=0,5$

### 3. Spannungsformzahlverläufe

Im Bild 3 sind Formzahlverläufe für die Variante W1 je Belastungsart exemplarisch aufgetragen, [1]. Die Nennspannung bezieht sich auf den Durchmesser  $d$  im ungestörten Wellenbereich. Für Zug/Druck und Biegung konnte festgestellt werden, dass das Verhältnis zwischen GEH zu NSH bei nahe 1,00 liegt. Bei Torsion liegt es im Bereich 0,56 bis 0,6. Die FEM-Ergebnisauswertung ergab, dass der Innendurchmesser  $d_i$  der Welle einen geringen Einfluss auf die Formzahlen des Absatzes bzw. der Bohrung hat. Das gilt für alle Belastungsarten und untersuchten Varianten. Die Abweichung der Formzahlwerte für die Verhältnisse  $d/d = 0,1$  bis  $d/d = 0,5$  beträgt im Schnitt maximal 10%. Dieses Verhalten deckt sich in etwa mit den Ergebnissen von Daffner [2]. Daher wurde sich bei der Auswertung auf Wellen mit einem Verhältnis von  $d/d = 0,5$  beschränkt.

#### FEM-Ergebnisse bei Zug/Druck und Biegung

Bei der Biege- oder Zugbelastung muss zwischen den Formzahlen der Schrägbohrung und den Formzahlen des Absatzradius unterschieden werden. Dies liegt daran, dass die

Formzahlen im Absatzradius größer sein können als die Formzahlen in der Schrägbohrung. Mit Erhöhung des Schrägungswinkels der Bohrung verringern sich die am Bohrungsrand erfassten Formzahlen im Bereich  $0^\circ < \varphi \leq 70^\circ$  kontinuierlich, im Bereich  $70^\circ \leq \varphi \leq 80^\circ$  konnte ein Anstieg verzeichnet werden. Der Schrägungswinkel sollte möglichst groß bis maximal  $\varphi \leq 70^\circ$  angebracht werden. Die Verläufe entsprechen in guter Näherung den von Daffner [2] ermittelten Kurvenverläufen. Die am Absatzradius ermittelten Formzahlwerte ändern sich mit zunehmendem Schrägungswinkel kaum. Diese sind je Winkel,  $d/D$ - und  $d_B/d$ -Verhältnisse größer als die Formzahlen der Schrägbohrung. Mit steigendem Verhältnis  $d_B/d$  werden die Formzahlen größer.

Das Bohrungsverhältnis  $d_B/d=0,2$  weist geringere Formzahlen als das Verhältnis  $d_B/d=0,1$  auf. Dies Verhalten konnte schon von Thum [3] und Daffner [2] festgestellt werden. Während das Durchmesserverhältnis  $d/D$  keinen Einfluss auf die Formzahlen der Schrägbohrung hat, nehmen die Formzahlen des Absatzradius mit steigendem Verhältnis  $d/D$  linear zu. Das Verhältnis  $d/D$  sollte deshalb möglichst klein gewählt werden. Die Kerbschärfe  $r/t$  beeinflusst die Größe der Formzahlen der Schrägbohrung nur geringfügig. Die Formzahlen am Absatzradius nehmen mit größer werdendem Verhältnis  $r/t$  deutlich ab. Deshalb sollte man bei der Gestaltung der abgesetzten Welle mit Schrägbohrung möglichst große Absatzradien einsetzen.

### FEM-Ergebnisse bei Torsion

Die Untersuchung bei Torsion ergab, dass die Formzahlen von dem Schrägungswinkel  $\varphi$  und dem Bohrungsverhältnis  $d_B/d$  abhängig sind. Sie sind jedoch von der Kerbschärfe  $r/t$  und dem Durchmesserverhältnis  $d/D$  unabhängig. Mit zunehmendem Winkel  $\varphi$  steigen die Kurven der Formzahlen exponentiell an. Möglichst kleine Winkel  $\varphi \leq 40^\circ$  sind zu bevorzugen. Eine senkrechte Querbohrung bei  $\varphi = 0^\circ$  ist festigkeitsgünstiger als eine Schrägbohrung, da diese die geringste Kerbwirkung hervorrufen. Vergrößert man das Bohrungsverhältnis  $d_B/d$ , so erhöhen sich die Werte der Formzahlen. Sie erreichen Werte von 20 und mehr. Die Kurven für die Verhältnisse  $d_B/d = 0,1$  und  $0,2$  liegen fast aufeinander, bei denen nehmen die Formzahlen ein Minimum an.

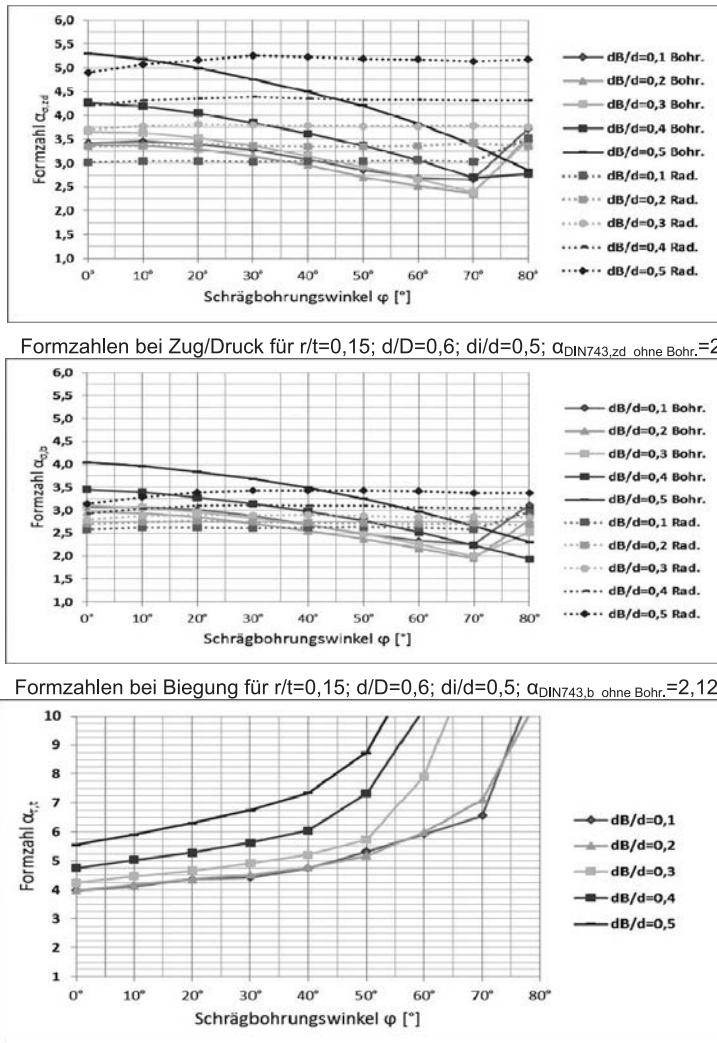


Bild 3: Prinzipielle Formzahlverläufe [1] der Variante W1 nach der NSH in Abhängigkeit von dem Schrägungswinkel  $\varphi$  und dem Bohrungsverhältnis  $d_B/d$ . Volllinie für die Schrägbohrung und gepunktete Linie für den Absatzradius

#### 4. Zusammenfassung

Thum und Oschatz [3] untersuchten experimentell glatte, absatzlose Wellen mit senkrechten Querbohrungen unter Biegebelastung. Sie fanden dabei heraus, dass die Kerbwirkungszahlen für das Verhältnis 0,15, Bohrungs- zu Wellenaußendurchmesser, ein Minimum annehmen, wenn man die Kerbwirkungszahlen auf den ungestörten Wellenaußendurchmesser bezieht. Mit steigendem Verhältnis nehmen die Kerbwirkungszahlen linear zu. Daffner [2] führte Untersuchungen mit Hilfe des spannungsoptischen Einfrierverfahrens und Dehnmessstreifen zur Ermittlung der Formzahlen und der Spannungsverläufe an glatten, absatzlosen Wellen mit Schrägbohrungen unter reiner Biegung durch. Dabei wurden der Wellenaußen-, Welleninnen- sowie Bohrungsdurchmesser und der Schrägungswinkel variiert. Er stellte fest, dass die Formzahlen mit zunehmendem Schrägungswinkel abnehmen und dass der Innendurchmesser erst ab einem Verhältnis von  $di/D = 0,75$ , Innen- zu Außendurchmesser, einen Einfluss auf die Formzahlen hat. Für größere Verhältnisse  $di/D$  als 0,75 nehmen die Werte der Formzahlen exponentiell zu. Weiterhin nehmen die Formzahlwerte mit zunehmendem Bohrungsdurchmesser zu.

Die in diesem Beitrag neu gefundenen Erkenntnisse liefern die Möglichkeit zur Bestimmung der mit der FEM berechneten und in Diagrammform dargestellten Formzahlen bei Zug, Biegung und Torsion an Wellen beim Zusammentreffen eines Absatzradius mit einer Schrägbohrung sowie die Möglichkeit zur Verwendung von Hinweisen für ihre beanspruchungsgerechte Gestaltung. Die Ergebnisse sollen auch als Vergleichswerte bei den künftigen Untersuchungen zur Abschätzung des Einflusses des Vorhandenseins einer Nabe in der Nähe der betrachteten Durchdringungskerbe „schräggebohrter Absatz“ dienen.

#### 5. Literatur

- [1] Baur, M.: FEM-Formzahlermittlung an Wellenabsätzen mit Schrägbohrung. Bachelorarbeit an der Professur für Maschinenelemente der HS Offenburg, SS 2014
- [2] Daffner, E.: Über Spannungen an zentrisch-schräggebohrten Voll- und Hohlzylindern bei Belastung mit reinem Biegemoment. Diss. TH München 1967
- [3] Thum A., Oschatz H.: Steigerung der Dauerfestigkeit bei Rundstäben mit Querbohrung. Darmstadt: Materialprüfungsanstalt an der TH Darmstadt 1932



# Gesenkfrees Innenhochdruckfügen von Vierkantrohren

M. Sc. **M. Müller**, Dipl.-Wirt.-Ing. **S. Gies**,  
 Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. **A. E. Tekkaya**,  
 IUL, Technische Universität Dortmund

## Kurzfassung

Das gesenkfreie Innenhochdruckfügen ist ein hydraulischer Aufweitprozess zur Generierung von kraft- und formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen und für das Fügen von Rundrohren prozesssicher anwendbar. Zur Erweiterung des Anwendungsspektrums soll die Prozessanwendung auf polygonale und ovale Profile erweitert werden. Rechteckrohre haben eine hohe Relevanz beim Bau von Rahmen und Tragwerksstrukturen. Mittels geometrischer, numerischer und experimenteller Betrachtungen wurde zunächst ein Dichtungskonzept qualifiziert und dann ein neues Werkzeug für das Fügen von Vierkantrohren konstruiert.

## 1. Gesenkfreies Innenhochdruckfügen

Bild 1 zeigt, in Anlehnung an Garzke [1], die Prozessphasen beim Innenhochdruckfügen. Bei Rundrohren verfügt die Sonde über umlaufende Dichtungen, welche die axiale Fügelänge  $l_f$  definieren und den Wirkmediendruck  $p$ , abdichten. Im Prozess werden die in Phase 1 in Welle-Nabe-Anordnung positionierten Fügepartner von einem eingeschobenen Umformwerkzeug, der sogenannten Fügesonde, hydraulisch aufgeweitet (Phase 2).

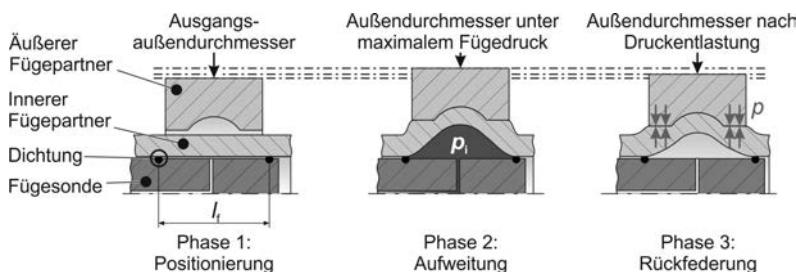


Bild 1: Prozessphasen beim gesenkfreien Innenhochdruckfügen i. A. a. Garzke [1]

Die Verbindungsausbildung erfolgt nach den Wirkprinzipien Form- und/oder Kraftschluss. Beim kraftschlüssigen Fügen bestimmt die Werkstoffwahl die Verbindungsausbildung. So erfährt der innere Fügepartner bei der Umformung eine plastische Formänderung, der äuße-

re Fügepartner idealerweise eine rein elastische Aufweitung. Nach Druckentlastung und Rückfederung in Phase 3 verbleiben tangentiale Zugspannungen im äußeren Fügepartner. Diese führen zur Ausbildung eines Passfugendrucks  $p$  und bewirken in Kombination mit der Oberflächenreibung einen kraftschlüssigen Verbund. In der Literatur sind Berechnungsvorschläge für die Prozessauslegung beschrieben. Ergebnisse hierzu wurden von Garzke [1], Marré [2] und Gründendick [3] veröffentlicht. Halle [4] entwickelte zudem ein Berechnungsmodell, das den Einfluss dickwandiger und nicht rotationssymmetrischer Nabens berücksichtigt. Im Fall einer formschlüssigen Verbindungsabsbildung formt der Werkstoff des inneren Fügepartners in Formschlusselemente des äußeren Fügepartners ein. Rändelungen sowie Nuten in axialer Richtung erlauben die Übertragung von Drehmomenten. Umlaufende Nuten können hingegen lediglich Axialkräfte übertragen. Die entstehende Hinterschneidung sorgt für den formschlüssigen Verbund. Von Gies et al. [5, 6] wurden Erkenntnisse zur Nutfüllung für dieses Wirkprinzip publiziert.

## 2. Innenhochdruckfügen von Vierkantrohren

Ein Werkzeugprototyp für das gesenkfreie Innenhochdruckfügen von Vierkantrohren wurde erstmals von Marré [7] zum Patent angemeldet.

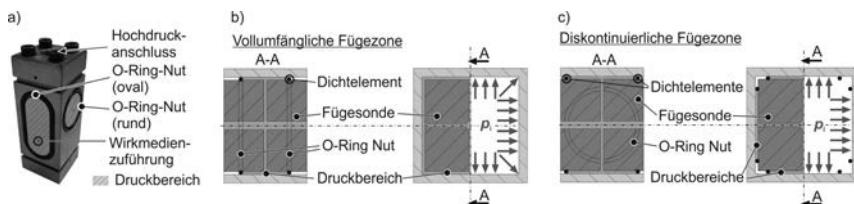


Bild 2: a) Werkzeugprototyp, b) Fügezonenkonzept volumfähig, c) Fügezonenkonzept diskontinuierlich

Die Fügesonde verfolgt zwei Fügezonenkonzepte. Umlaufende Dichtungen (s. Bild 2b) sollen eine kontinuierliche (volumfähige) Druckbeaufschlagung erlauben. Für eine diskontinuierliche Druckbeaufschlagung auf den Flächen besitzt die Sonde an jeweils zwei gegenüberliegenden Seiten runde bzw. ovale O-Ring-Nuten (s. Bild 2c), die unabhängig voneinander mit Druck beaufschlagt werden können. Hierbei erfolgt keine Druckbeaufschlagung der Eckbereiche.

## 3. Werkzeugentwicklung

Der Werkzeugprototyp besitzt aufgrund einer notwendigen initialen Dichtungsvorspannung Defizite hinsichtlich der Positioniergenauigkeit. Außerdem resultiert eine erhöhte Dichtungs-

beanspruchung aufgrund der aufzubringenden Positionierkräfte. Hieraus lassen sich die Anforderungen an ein neues Werkzeugkonzept ableiten:

1. Positionierung der Fügesonde mit „Spiel“ (wie H7/f7 für Positionierung),
2. keine spanende Profilvorbereitung (Toleranzausgleich/Vorspannkraft  $\Rightarrow 0,9$  mm),
3. idealerweise höherer Maximaldruck als beim Werkzeugprototyp ( $> 500$  bar).

Nachfolgende Betrachtungen dienten der Auswahl eines geeigneten Dichtungskonzepts.

### 3.1 Geometrische Betrachtung

Dichtwirkungsbeeinflussende Faktoren sind ein erforderlicher Vollkontakt zwischen Sonde, Dichtung und Fügepartner sowie die initiale Dichtungsvorspannung. Nach DIN-Norm [8] unterliegen unbearbeitete, stranggepresste Profile Maß- und Formtoleranzen. Eigene Vermessungen und mikroskopische Betrachtungen zeigen, dass ein diskontinuierliches Fügezonkonzept vor allem wegen seiner Toleranzunabhängigkeit in den Eckbereichen hinsichtlich einer prozesssicheren Abdichtung robuster ist (vgl. Bild 2b).

### 3.2 Numerische Betrachtung

Eine numerische Betrachtung zur Beurteilung der Dichtungskonzepte wurde durch das Abbilden der im Bild 1 gezeigten Prozessphasen in Abaqus Simulia vorgenommen. Die Füge-länge  $l_f$  war für die Simulation der vollumfänglichen als auch der diskontinuierlichen Druckbeaufschlagung gleich. Die resultierenden Passfugendrücke (s. Bild 3a) wurden aus der Kontaktkraft und der Kontaktfläche nach der Druckentlastung berechnet. Im Vergleich sind diese bei einer vollumfänglichen Abdichtung nur unwesentlich höher. Auch die Druckverteilung beider Konzepte wurde betrachtet und unterscheidet sich nicht signifikant.

### 3.3 Experimentelle Betrachtung

Die diskontinuierliche Abdichtung ist beim Werkzeugprototyp mit O-Ringen realisierbar. Bei den Fügeuntersuchungen kommen stranggepresste Aluminiumvierkantrohre zum Einsatz. Nach der Positionierung der zuvor gereinigten Profile wurde der Wirkmediendruck, ausgehend von 10 MPa, erhöht. Bei Drücken um 40 MPa kommt es zum Dichtungsversagen durch Zerreissen des O-Rings, da dieser in den durch die Aufweitung größer werdenden Spalt extrudiert. Die Verbindungsfestigkeit wurde im Auszugversuch ermittelt und ist definiert als die Kraft bei einer plastischen Dehnung von 0,01 %. Dieser Wert entspricht der technischen Elastizitätsgrenze [9] und dient somit als Ersatzindikator für den Übergang vom elastischen in den plastischen Bereich der Verbindungsbeanspruchung. Bild 3b zeigt die Ergebnisse der Fügeuntersuchungen. Bis zum Dichtungsversagen besteht eine lineare Abhängigkeit von

Verbindungsfestigkeit und Wirkmediendruck. Erwartet wird ein ähnliches Verhalten wie beim Fügen von Rundrohren. Hier schließt sich nach dem linearen Anstieg ein Plateau an, bei dem die Verbindungsfestigkeit auch bei weiterer Erhöhung des Fügedrucks nicht mehr signifikant ansteigt, was auf die Plastifizierung des äußeren Fügepartners zurückzuführen ist. Folglich wurde die maximale Verbindungsfestigkeit im Experiment nicht erreicht. Neben dem neuen Werkzeug kann ggf. auch der Einsatz anderer Dichtungstypen zu effektiv höheren Drücken führen, was die Einsatzbreite an Werkstoffen erweitern würde.

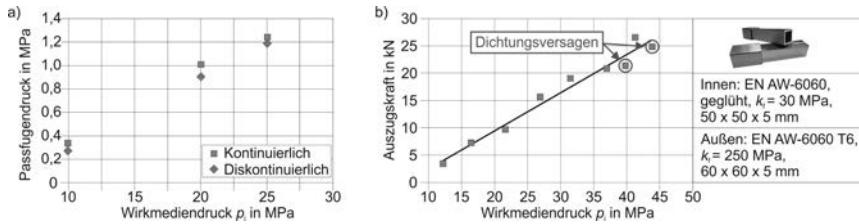


Bild 3: a) Gegenüberstellung Passfugendruck (aus Simulation),  
b) Exp. Ergebnisse (diskontinuierliche Fügezone)

#### 4. Prinzip des neuen Werkzeugs

Bild 4 zeigt die prinzipielle Funktionsweise des konstruierten Werkzeugs, ähnlich einem Druckbegrenzungsventil. Die Sonde hat 4 Druckbacken mit diskontinuierlicher Fügezone.

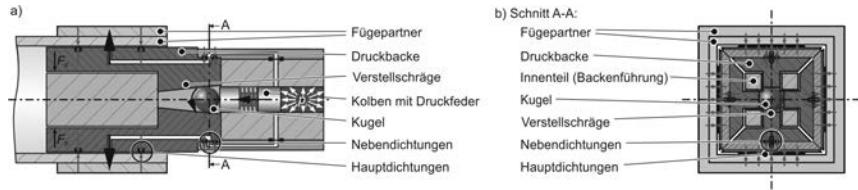


Bild 4: Prinzipskizze der Fügesonde (nicht maßstabsgetreu)

Die Sonde kann im unbelasteten Zustand mit geringem Spiel positioniert werden. Bei Druckbeaufschlagung kommt es zur Kolbenbewegung. Der Kolben drückt zunächst auf eine Kugel, die über Verstellschrägen die vier Druckbacken verschiebt. Diese bewegen sich in Richtung des inneren Fügepartners und sorgen für die Vorspannung der Hauptdichtungen. Um den Toleranzausgleich zu ermöglichen, haben die Nebendichtungen einen größeren Schnur durchmesser, sodass eine Abdichtung hier jederzeit vorliegt. Die Verstellkraft wird über eine Feder übertragen. Einer Verkippung der Backen wird durch dessen Führung im Innenteil und einer einstellbaren Federkraft  $F_F$  entgegengewirkt. Beim Erreichen der notwendigen Dichtungsvorspannkraft ist die Druckfeder soweit zusammengedrückt, dass die Kolbendichtung

(nicht eingezeichnet) eine Bohrung passiert und das Wirkmedium für die Umformung freigibt. Da die Dichtungsvorspannung erst nach erfolgter Positionierung aufgebracht wird, kann diese höher eingestellt werden, ohne die Positionierung zu erschweren oder hierbei die Dichtungen zu beschädigen. Eine größere Vorspannung führt zu einer besseren Abdichtung mit höheren Wirkmediendrücken und Verbindungsfestigkeiten.

## 5. Zusammenfassung und Ausblick

Für das Innenhochdruckfügen von nicht rotationssymmetrischen Profilen wurde zunächst ein Werkzeug für Vierkantrohre entwickelt. In zukünftigen Arbeiten erfolgen die Werkzeugerprobung und die Untersuchung der Einflüsse verschiedener Wandstärken, Überlapplängen und Werkstoffe auf das Verbindungsergebnis. Die Daten dienen einer Prozess- und Fügestellenauslegung. Ziel sind Berechnungsmodelle zur Auslegung eines sinnvollen Druckbereichs und der Vorhersage erreichbarer Verbindungsfestigkeiten.

## Danksagung

Die vorgestellten Ergebnisse entstammen dem Projekt TE 508/50-1. Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die Finanzierung der Forschungsarbeiten.

## Literatur

- [1] Garzke, M.: Auslegung innenhochdruckgefügter Pressverbindungen unter Drehmomentbelastung. Dissertation. Technische Universität Clausthal 2001
- [2] Marré, M.: Grundlagen der Prozessgestaltung für das Fügen durch Weiten mit Innenhochdruck. Dissertation. Technische Universität Dortmund 2009
- [3] Grünendick, T.: Die Berechnung innenhochdruckgefügter Pressverbindungen. Dissertation. TU Clausthal Düsseldorf 2004
- [4] Halle, M.: Die Berechnung innenhochdruckgefügter Pressverbindungen unter Berücksichtigung von Naben mit nichtkonstantem Außendurchmesser. Dissertation. TU Clausthal 2012
- [5] Gies, S.; Weddeling, C.; Marré, M.; Kwiatkowski, L.; Tekkaya, A. E.: Analytic Prediction of the Process Parameters for Form-Fit Joining by Die-Less Hydroforming. Key Engineering Materials Vols. 504-506 (2012), S. 393-398
- [6] Gies, S.; Weddeling C.; Kwiatkowski L.; Tekkaya A. E.: Groove Filling Characteristics and Strength of Form-Fit Joints produced by Die-Less Hydroforming. Key Engineering Materials Vols. 554-557 (2013), S. 671-680
- [7] Patent DE 10 2010 012 452 B8
- [8] DIN EN 755-9:2008-06 und Ber 1:2009-02: Strangpressprofile aus Aluminium und Aluminium-Knetlegierungen: Zulässige Abweichungen.
- [9] Reinhardt, H.-W.: Ingenieurbaustoffe. 2. vollst. überarbeitete Auflage, Ernst & Sohn Verlag, Berlin, 2010

# Auslegungsoptimierung von torsionsbeanspruchten Passfederverbindungen

## Optimation of feather key connection design under torque load

Dipl.-Ing. **Felix Kresinsky**, Prof. Dr.-Ing. **Erhard Leidich**,  
Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik,  
TU Chemnitz, Chemnitz, VDI

### Kurzfassung

Im Bereich der formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung (WNV) dominieren nach wie vor die Passfederverbindungen (PFV). Aufgrund der immer im direkten Kraftfluss angeordneten WNV ist deren sichere Gestaltung unerlässlich. Bei ausschließlich torsionsbeanspruchten PFV erfolgt der Sicherheitsnachweis primär bzgl. der maximal zulässigen Flächenpressungen in den jeweiligen Wirkflächen. Neueste Untersuchungen zeigen, dass hinsichtlich der Grenzbelastungen Reserven bestehen. Basierend auf dem IGF/FVA Forschungsvorhaben [1] für zunächst scheibenförmige Naben werden in einem aktuellen Forschungsvorhaben [7] reale Nabengometrien untersucht. Im vorliegenden Beitrag wird das erzielbare Verbesserungspotential in Abhängigkeit der tragenden Passfederlänge diskutiert und auszugsweise vorgestellt.

### 1. Einleitung

Passfederverbindungen (PFV) sind nach den Pressverbindungen die am häufigsten eingesetzte Welle-Nabe-Verbindung in der Antriebstechnik. Die Kostenvorteile aufgrund der einfachen Fertigung und Montage/Demontage sowie die aus Sicherheitsaspekten oftmals geforderten Formschlusselemente begründen den häufigen Einsatz. Zur Dimensionierung der drei zur mittelbaren Drehmomentübertragung in Kontakt stehenden Bauteile Welle, Nabe und Passfeder sind zwei Rechengänge erforderlich. Der Gestaltfestigkeitsnachweis der Welle bezüglich Torsion erfolgt nach DIN 743 [2]. Aktuelle Untersuchungsergebnisse [3] weisen darauf hin, dass die DIN 743 die Gestaltfestigkeit der Welle teilweise deutlich überschätzt. Die Auslegung einer PFV nach den zulässigen maximalen Flächenpressungen erfolgt nach DIN 6892 [4]. Die Berechnung der zulässigen Drehmomente basiert auf 40 Jahre alten spannungsoptischen Untersuchungen von Militzer [5]. Die damit verbundenen teils niedrigen

Auslastungsgrade sind ein Nachteil im internationalen Wettbewerb. Die heutigen Versuchseinrichtungen und hochmoderne Rechentechnik erlauben eine höhere Ergebnisgüte und ermöglichen eine Reduzierung der „Unsicherheitszuschläge“ bei der Dimensionierung. Aus diesem Grund wurden in [1] und [3] grundlegende Untersuchungen an torsionsbelasteten PFV durchgeführt. Es wurden neue Ausfallkriterien für PFV bestimmt. Das Niveau der Grundbelastung konnte um ca. 50% gesteigert werden. Die Gesamtbelastung inkl. der Ausschlagmomente liegt nach der Neubewertung immer noch ca. 25% oberhalb der aktuellen Angaben in DIN 6892. Aufbauend auf dem Stand der Forschung werden im hier vorgestellten Beitrag die Ausfallkriterien auf PFV mit realen Nabengeometrien erweitert.

## 2. Experimentelle Untersuchungen

### 2.1 Variation der tragenden Passfederlänge

Ziel der experimentellen Untersuchungen ist die Übertragung der an scheibenförmigen Naben gewonnenen Erkenntnisse auf reale PFV Geometrien. Die Grundgeometrie der Hauptvariante ist in Bild 1 dargestellt. Das für nicht gehärtete Stähle festgelegte Ausfallkriterium ist die maximal zulässige plastische Nutaufweitung [3] nach vorgegebener Schwellbelastung. Die Nutbreite wird an der Oberkante der Wellennut gemessen. Es werden die Parameter Längenverhältnis, Grenzfall der Lastausleitung sowie Übermaß zwischen Welle und Nabe variiert.

Hauptvariante	
Wellendurchmesser $d$ [mm]	40
Tragende Länge $l_{tr}$ [mm]	51
Passfeder	Form A
Abgesetzter Nabendurchmesser $D_1$ [mm]	80
Abgesetzter Nabendurchmesser $D_2$ [mm]	165
Längenverhältnis $l_{tr} / d$	1,3
Durchmesserverhältnis $d / D_1$	0,5
Grenzfall der Lastausleitung $a_0 / l_{tr}$	0,5
bezogenes Übermaß (W-N) [‰]	0,0
Nabenwerkstoff	C45E
Wellenwerkstoff	C45E
Passfederwerkstoff	C45E
Belastung	$M_{teq}, M_{max}$
Frequenz der Belastung [Hz]	20
Belastungsverhältnis $R$ (schwellend)	0

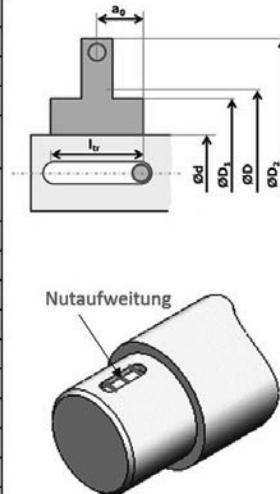


Bild 1: Grundgeometrie der Hauptvariante

In Bild 2 sind die maximal zulässigen Torsionsmomente für die Hauptvariante und für zwei weitere Längenverhältnisse  $l_r/d = 0,95$  und  $0,5$  dargestellt. Das zulässige Torsionsmoment auf Basis der Gestaltfestigkeit der Welle (DIN 743) beträgt für alle Varianten  $M_{tmaxDIN743} = 2650$  Nm und liegt demnach deutlich über den experimentellen Werten für die Nutaufweitung. Der Vergleich der nach DIN 6892 berechneten Torsionsmomente mit den experimentell ermittelten zulässigen Torsionsmomenten offenbart die derzeitige Unterschätzung der Übertragungsfähigkeit der PFV. Besonders im praxisrelevanten Bereich  $l_r/d = 1$  beträgt der Unterschied 20 bis 50%. Erst bei langen Passfedern decken sich die experimentellen Werte mit den Normwerten. Aus Bild 2 wird auch deutlich, dass bezüglich der Drehmomentenübertragung eine tragende Passfederlänge von  $l_r/d = 1$  ausreichend ist. Es ist daher empfehlenswert die maximale tragende Passfederlänge in etwa dem Wellendurchmesser gleich zu setzen.

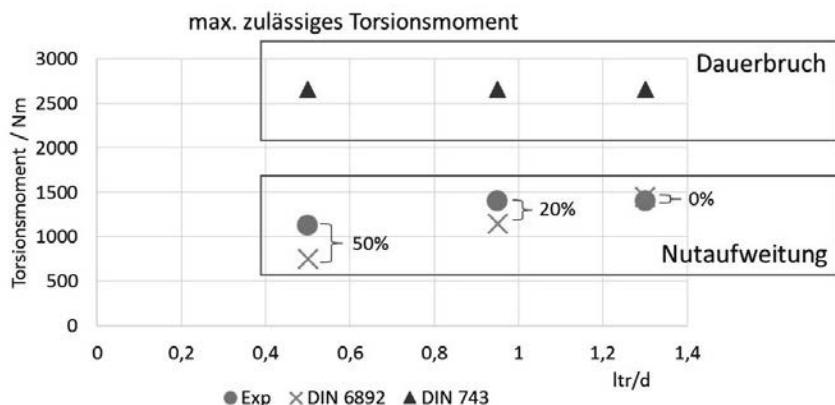


Bild 2: Maximal zulässige Torsionsmomente nach DIN 6892, DIN 743 im Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen

## 2.2 Lastableitung

Die Variation des Grenzfalls der Lastableitung  $a_0/l_r = 0$  und  $a_0/l_r = 1$  zeigt den bereits in der DIN 6892 mit dem Lastverteilungsfaktor  $K_\lambda$  berücksichtigten Einfluss (Bild 3). Prinzipiell kann festgestellt werden, je weiter Lasteinleitung und Lastableitung auseinanderliegen, desto größer ist die Beanspruchbarkeit der PFV. Im Grenzfall  $a_0/l_r = 0$  sinkt das ertragbare Torsionsmoment um ca. 10% im Vergleich zur Hauptvariante (siehe Kapitel 2.1). PFV mit einer Lastableitung von  $a_0/l_r > 0,5$  ertragen etwas höhere Momente. Die tragende Passfederlänge  $l_r$  ist bei den drei Varianten (Bild 3) jeweils konstant.

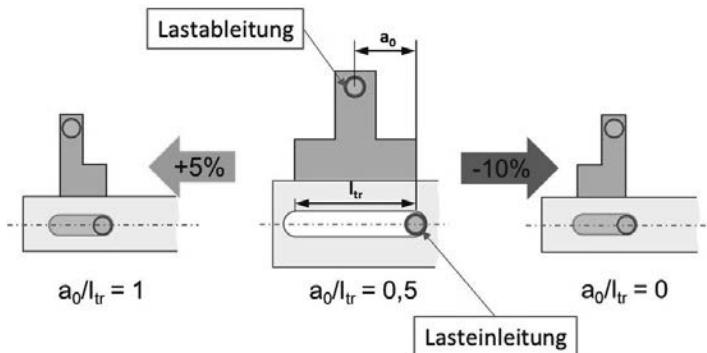


Bild 3: Einfluss der Lastableitung auf das zulässige Torsionsmoment bzgl. der Hauptvariante  $a_0/l_{tr} = 0,5$ ;

## 2.3 PFV mit Übermaß zwischen Welle und Nabe

Eine leichte Übermaßpassung zwischen Nabe und Welle wirkt sich positiv auf die Übertragungsfähigkeit einer PFV aus, da ein Teil der Torsionsmomentes reibschlüssig übertragen wird. Das minimale Reibschlusssmoment nach DIN 7190 [6] bildet die Basis für die Berechnung. Die Fugendruckminderung infolge der Nut reduziert das Reibschlusssmoment. Die aktuellen Minderungsfaktoren basieren ausschließlich auf praktischen Erfahrungen. Sie werden in den laufenden Untersuchungen erstmals systematisch untersucht. Es wurden statische Rutschversuche an ungestörten Presssitzen und Presssitzen mit unterbrochener Fuge (ohne Passfeder) durchgeführt. Die Reduzierung des Rutschmomentes infolge der unterbrochenen Fuge betrug in Abhängigkeit von der Fugenlänge bis zu 40%. Aufbauend auf diesen Ergebnissen wurden dynamische Schwellversuche durchgeführt. Es zeigte sich, dass der Einfluss des Übermaßes mit dem Reibschlussfaktor  $K_R$  qualitativ richtig abgebildet wird. Der Reibschlussfaktor errechnet sich relativ zum zulässigen Torsionsmoment. Das führt aktuell zu einer Unterschätzung des zulässigen Torsionsmomentes, was aber mit dem Anheben der zulässigen Momente (Kapitel 2.1) behoben wird.

## 3. Zusammenfassung

Die bisher vorliegenden Ergebnisse zeigen, dass das Grundlastniveau in Abhängigkeit der tragenden Länge angehoben werden kann. Die größte Steigerung des zulässigen Torsionsmomentes ist bei  $l_{tr}/d = 0,5$  mit 50% möglich. Mit zunehmender tragender Passfederlänge reduziert sich die Reserve. Bei etwa  $l_{tr}/d = 1,3$  entspricht das zulässige Drehmoment den

Ergebnissen nach DIN 6892. Die Einflüsse des Übermaßes und der Grenzfall der Lastableitung werden qualitativ richtig von DIN 6892 erfasst und benötigen aufbauend auf der gesteigerten Grundbelastung keine grundlegenden Korrekturen. Die Gestaltfestigkeit der Welle nach DIN 743 offenbart die unterschätzte Kerbwirkung, weshalb diesbezügliche Untersuchungen empfehlenswert sind.

- [1] Brůžek, B.; Leidich, E.: Neue Grenzbelastungen für torsionsbeanspruchte Passfederverbindungen. VDI Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen, VDI-Berichte 2238, S.177-186, 2014
- [2] DIN 743: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen - Teil 1/2/3/4. Beuth-Verlag, Berlin, 2012.
- [3] Leidich, E.; Brůžek, B.: Ermittlung von Grenzlastkriterien für Passfederverbindungen unter Torsionsbeanspruchung. FVA-Abschlussbericht, Heft 1047, 2013
- [4] DIN 6892: Passfedern – Berechnung und Gestaltung. Beuth-Verlag, Berlin, 2012
- [5] Militzer, O.: Rechenmodell für die Auslegung von Wellen-Naben- Passfederverbindungen. Dissertation, TU Berlin, 1975
- [6] DIN 7190: Pressverbände. Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln. Beuth-Verlag, Berlin, 2001.
- [7] Kresinsky, F.; Leidich, E.: Ermittlung der Grenzbelastungen von torsionsbelasteten Passfederverbindungen. FVA-Abschlussbericht, erscheint voraussichtlich 2017



# Zur Problematik der Auslegung geschwächter Welle-Nabe- Pressverbindungen

Dr.-Ing. Aarthur Seibel VDI,  
Technische Universität Hamburg



## Kurzfassung

Welle-Nabe-Pressverbindungen kommen aufgrund ihrer einfachen Herstellung sowie hohen Tragfähigkeit in der Praxis sehr häufig zum Einsatz. Oft sind diese Verbindungen durch Bohrungen o. ä. lokal geschwächt, so dass sich in der Trennfuge eine asymmetrische Normal- und Schubspannungsverteilung ausbildet. Diese lokalen Störungen begünstigen den frühzeitigen Ausfall der Verbindung durch Reibkorrosion und Ermüdung aufgrund von Mikroschlupf oder reduzieren ihre Übertragungsfähigkeit.

Mechanisch gesehen können sowohl der Mikroschlupf als auch der Ausfall der Verbindung als Haft-Gleit-Übergang aufgefasst werden. Jüngere Erkenntnisse zur Reibung in Grenzflächen haben gezeigt, dass der Übergang von Haften zu Gleiten zweier in Kontakt stehender Körper insbesondere durch die Verteilung von Schub- zu Normalspannung in der Grenzfläche bestimmt wird. Durch eine gezielte Beeinflussung dieser Verteilung lässt sich die Haftreibung sogar um bis zu 100 % variieren. Vor diesem Hintergrund kann der Haftreibbeiwert nicht mehr als ein konstanter Materialparameter aufgefasst werden, was bei der Auslegung geschwächter Welle-Nabe-Pressverbindungen berücksichtigt werden muss.

## Abstract

Due to their simple production as well as high load bearing capacity, shrink fitted shaft-hub connections are frequently used in practice. Often, these joints are weakened locally by bore-holes or similar resulting in an asymmetric normal and shear stress distribution. These local disturbances support the premature failure of the joint due to fretting and fatigue as a result of micro-slip or reduce their transmission ability.

From the mechanics' point of view, both micro-slip and joint failure can be seen as transition from sticking to sliding. Recent findings on interface friction have shown that the transition from sticking to sliding of two bodies in contact is mainly determined by the distribution of the shear to normal stress in the interface. By a targeted manipulation of this distribution, static friction can be even varied by up to 100 %. Against this background, the coefficient of static

friction can be no longer viewed as a constant material parameter, which must be considered in the design process of weakened shrink fitted shaft-hub connections.

## 1. Einleitung

Welle-Nabe-Pressverbindungen stellen in der Antriebstechnik vielfach genutzte Maschinenelemente zur Übertragung von hohen und wechselnden sowie umlaufenden Lasten dar. Die Bestimmung der Übertragungsfähigkeit erfolgt über die Theorie des ebenen Spannungszustands und kann für ungeschwächte Verbindungen als gelöst betrachtet werden [1, 2].

Wird die Welle oder Nabe funktions- oder montagebedingt durch Bohrungen o. ä. lokal geschwächt, so bildet sich im Gegensatz zu ungeschwächten Verbindungen eine ungleichförmige Verteilung von Normal- und Schubspannung in der Trennfuge aus. Diese lokalen Störungen begünstigen den frühzeitigen Ausfall der Verbindung durch Reibkorrosion und Ermüdung, hervorgerufen durch Mikroschlupf unter Betriebslasten, oder reduzieren das maximal übertragbare Drehmoment aufgrund von Kerbwirkung. Die reduzierte Übertragungsfähigkeit von geschwächten Pressverbindungen lässt sich durch die Übertragungsfähigkeitskennzahl ausdrücken [3–5]:

$$\cdot = \frac{T_g}{T} = \frac{\frac{1}{4} \cdot r_f^2 \cdot L \cdot \int_0^{2A} p(\Delta) d\Delta}{\mu \cdot r_f^2 \cdot L \cdot q \cdot 2A} = \frac{\int_0^{2A} p(\Delta) d\Delta}{q \cdot 2A}, \quad (1)$$

wobei  $T_g$  das übertragbare Drehmoment der geschwächten Verbindung,  $T$  das übertragbare Drehmoment der ungeschwächten Verbindung,  $\mu$  den effektiven Haftreibbeiwert,  $r_f$  den Radius der Pressfuge,  $L$  die Länge des Schrumpfsitzes,  $p(\Delta)$  den Fugendruck der geschwächten Verbindung entlang des Umfangs  $\Delta$  und  $q$  den Fugendruck der ungeschwächten Verbindung bezeichnen.

Gleichung (1) bezieht sich dabei ausschließlich auf ebene Probleme. Für ihre Erweiterung auf räumliche Probleme ist zudem auch die Verteilung der Fugenpressung über die Länge der Nabe zu berücksichtigen [3–5].

Derzeit werden geschwächte Welle-Nabe-Pressverbindungen mit erheblichen Sicherheitsaufschlägen ausgelegt. Dies liegt unter anderem daran, dass experimentelle Untersuchungen zum Teil geringere effektive Haftreibbeiwerte ergeben als theoretisch angenommen [6]. Eine mögliche Erklärung dafür ist die kürzlich entdeckte Abhängigkeit der Haftreibung von der Spannungsverteilung in der Grenzfläche [7]. Diese Entdeckung soll im Folgenden näher beschrieben werden.

## 2. Neuere Erkenntnisse zur Hafreibung

Hafreibung ist definiert als die minimale tangentiale Kraft, die benötigt wird, um ein Objekt, das sich auf einem anderen Objekt befindet, in Bewegung zu versetzen. Sie ist proportional zur Normalkraft, mit dem Hafreibbeiwert als Proportionalitätskonstante, und wurde lange als reine Materialkonstante angesehen.

Grundlegende Korrekturen dieser Sichtweise wurden durch einen logarithmischen Anstieg der Hafreibung mit zunehmender Kontaktzeit [8] sowie ihrer Abhängigkeit von der Rate, mit der die Tangentialkraft erhöht wird [9], durchgeführt. Neuere Untersuchungen [7] haben zudem festgestellt, dass der Hafreibbeiwert in großem Maße auch von der Verteilung von Schub- zu Normalspannung in der Grenzfläche abhängt. Je ungleichförmiger diese Verteilung ist, desto größer kann der Unterschied zwischen Haft- und Gleitreibung ausfallen. Ein Beispiel für eine solche Variation zeigt Bild 1. Dort sind für einen identischen Versuchsaufbau zwei unterschiedliche Spannungsverteilungen in der Grenzfläche dargestellt. Das Ergebnis zeigt, dass die ungleichförmige Verteilung von Schub- zu Normalspannung in Bild 1 (a) einen fast halb so großen Hafreibbeiwert bewirkt wie die einigermaßen gleichförmige Verteilung in Bild 1 (b). Diese Erkenntnis muss folglich bei der Auslegung von geschwächten Welle-Nabe-Pressverbindungen berücksichtigt werden.

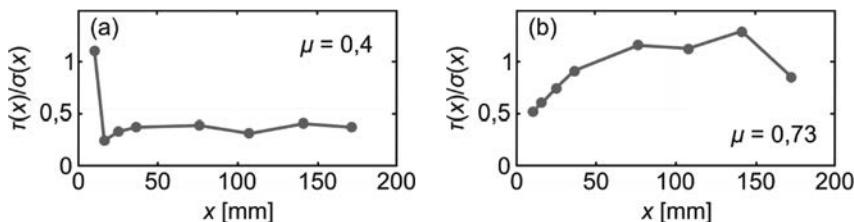


Bild 1: Abhängigkeit der Hafreibung von der Spannungsverteilung in der Grenzfläche [7];  $\ddot{A}(x)/\dot{A}(x)$ : Verhältnis von Schub- zu Normalspannung entlang der Länge x

## 3. Bedeutung der Erkenntnisse für die Auslegung geschwächter

### Welle-Nabe-Pressverbindungen

Die in dem oberen Abschnitt beschriebene Abhängigkeit der Hafreibung von der Verteilung von Schub- zu Normalspannung in der Grenzfläche bedeutet für die Auslegung geschwächter Welle-Nabe-Pressverbindungen, dass der Hafreibbeiwert der geschwächten Verbindung sich aufgrund der unterschiedlichen Normal- und Schubspannungsverteilungen von demjenigen der ungeschwächten Verbindung unterscheidet. Folglich dürfen die Hafreibbeiwerte in

Gleichung (1) im Zähler und im Nenner nicht gekürzt werden. Daraus resultiert die folgende Gleichung zur Bestimmung der korrigierten Übertragungsfähigkeitskennzahl:

$$\cdot_{\text{corr}} = \frac{\mathcal{A} f(\mathcal{A})/p(\mathcal{A})}{\mu(s/q)} \dots \quad (2)$$

mit dem Fugenschub  $f(\mathcal{A})$  der geschwächten Verbindung entlang des Umfangs  $\mathcal{A}$  und dem Fugenschub der ungeschwächten Verbindung  $s$ .

Für die Auswertung von Gleichung (2) wird somit ein Reibmodell benötigt, welches die Abhängigkeit des Haftreibbeiwerts von der Verteilung von Fugenschub zu Fugendruck entlang des Umfangs einer Welle-Nabe-Pressverbindung beschreiben kann. Ein solches Reibmodell wird aktuell in einem gemeinsamen DFG-Projekt zwischen dem Arbeitsbereich Anlagensystemtechnik und methodische Produktentwicklung (Fördernummer SCHL 275/13-1) und der Arbeitsgruppe Strukturdynamik (Fördernummer HO 3852/11-1) an der Technischen Universität Hamburg entwickelt. Als Basis dient das Rate-and-State-Bürstenmodell aus [10]. Dabei wird die Reibspannung  $\ddot{A}_{\text{reib}}$  entsprechend des Kelvin-Voigt-Modells durch einen elastischen Anteil  $\ddot{A}_{\text{el}}$ , der aus der Verformung der Asperiten resultiert, und einen zusätzlichen viskosen Anteil  $\ddot{A}_{\text{vis}}$  modelliert, der proportional zur Relativgeschwindigkeit  $v_{\text{rel}}$  ist:

$$\ddot{A}_{\text{reib}} = \ddot{A}_{\text{el}} + \ddot{A}_{\text{vis}} = \ddot{A}_{\text{el}} + \tilde{\cdot} v_{\text{rel}} \dots \quad (3)$$

mit der Proportionalitätskonstante  $\mathcal{A}$ . Die Evolutionsgleichung für  $\ddot{A}_{\text{el}}$  ergibt sich aus:

$$\ddot{A}_{\text{el}}(x, t) = \underbrace{\mathcal{A} A(x, t) v_{\text{rel}}(x, t) / h}_{\text{Scherung der Asperiten}} - \underbrace{\tilde{(\ddot{A}_{\text{reib}}(x, t) / A(x, t) - \ddot{A}_{\text{el}}(x, t))} \ddot{A}_{\text{el}}(x, t) |v_{\text{rel}}(x, t)| / D}_{\substack{\text{Schwellenwert} \\ \text{Abnahmerate}}} \quad (4)$$

Losbrechen der Asperiten

wobei  $\mu_0$  den Schubmodul der Grenzfläche,  $A(x, t)$  das Verhältnis von wahrer zu scheinbarer Kontaktfläche,  $h$  die Höhe der Asperiten,  $\tilde{(\cdot)}$  die Heaviside-Sprungfunktion,  $\ddot{A}$  die Scherfestigkeit der Asperiten und  $D$  den Abstand der Asperiten bezeichnen.

Das Verhältnis von wahrer zu scheinbarer Kontaktfläche berechnet sich nach dem Gesetz von Dieterich [11]:

$$A(x, t) = \frac{\ddot{A}(x, t)}{\ddot{A}_H} \left[ 1 + b \ln \left( 1 + \frac{|(x, t)|}{|_0} \right) \right], \quad (5)$$

mit der Flächenpressung  $\ddot{A}(x, t)$ , der Materialhärte  $\ddot{A}_H$ , dem Kontaktalter  $|(x, t)$  sowie den beiden phänomenologischen Konstanten  $b$  und  $|_0$ .

Das Kontaktalter  $|$  wächst mit der Zeit  $t$  und nimmt nach dem Losbrechen der Asperiten wie folgt ab:

$$| (x, t) = 1 - \underbrace{\tilde{(\ddot{A}_{\text{reib}}(x, t) / A(x, t) - \ddot{A}_{\text{el}}(x, t))} | (x, t) | v_{\text{rel}}(x, t) / D}_{\substack{\text{Schwellenwert} \\ \text{Abnahmerate}}} \quad (6)$$

Losbrechen der Asperiten

In Kombination mit einem mehrdimensionalen Kontinuum, lässt sich mit diesem Reibmodell die Abhängigkeit des Haftriebbeiwerts von der externen Lastgeometrie simulieren [12]. Allerdings gilt dieses Reibmodell nur für tribologische Systeme mit offenen Reibwirkflächen, d. h. solchen, die nicht periodisch durchlaufen werden. Die Pressverbindung stellt allerdings eine geschlossene Reibwirkfläche dar und erfordert für ihre Auslegung folglich eine entsprechende Anpassung des Reibmodells.

## Literatur

- [1] Kollmann, F. G.: Welle-Nabe-Verbindungen. Konstruktionsbücher Band 32. Berlin: Springer, 1984.
- [2] DIN 7190: Pressverbände – Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln. Berlin: Beuth, 2001.
- [3] Tan, L.: Beanspruchungen und Übertragungsfähigkeit der geschwächten Welle-Nabe-Preßverbindungen im elastischen und teilplastischen Bereich, Dissertation, TU Clausthal, 1993.
- [4] Dietz, P.; Tan, L.: Beanspruchungen und Übertragungsfähigkeit geschwächter Welle-Nabe-Preßverbindungen. In: Antriebstechnik 35 (1996), Nr. 4, S. 83–87, Nr. 5, S. 45–48.
- [5] Dietz, P.; Tan, L.; Garzke, M.: Übertragungsfähigkeit und elastisch-plastische Auslegung geschwächter Welle-Nabe-Preßverbindungen. In: VDI-Berichte Nr. 1384 (1998), S. 257–275.
- [6] Dietz, P.; Birkholz, H.; Grünendick, T.; Schäfer, G.: Geschwächte Welle-Nabe-Pressverbindung. In: IMW – Institutsmitteilung Nr. 29 (2004), S. 9–14.
- [7] Ben-David, O.; Fineberg, J.: Static friction coefficient is not a material constant. In: Physical Review Letters 106 (2011), Nr. 25, Artikel 254301.
- [8] Dieterich, J. H.: Time-dependent friction in rocks. In: Journal of Geophysical Research 77 (1972), Nr. 20, S. 3690–3697.
- [9] Johannes, V. I.; Green, M. A.; Brockley, C. A.: The role of the rate of application of the tangential force in determining the static friction coefficient. In: Wear 24 (1973), Nr. 3, S. 381–385.
- [10] Bar Sinai, Y.; Brener, E. A.; Bouchbinder, E.: Slow rupture of frictional interfaces. In: Geophysical Research Letters 39 (2012), Nr. 3, Artikel L03308.

- [11] Dieterich, J. H.: Modeling of rock friction: 1. Experimental results and constitutive equations. In: *Journal of Geophysical Research* 84 (1979), Nr. B5, S. 2161–2168.
- [12] Stingl, B.: *Dynamik trockener Reibung in technischer Anwendung*. Göttingen: Sierke, 2015.

# Konzeptuelle Entwicklung einer hydraulischen Spannbuchse für low-power Anwendungen

## Conceptual design of hydraulic clamping bushes for low power applications

M. Sc. **Franziska Bendig**, Dipl.-Ing. **Enrico Kloß**,  
Prof. Dr.-Ing. **Klaus Brökel**, Universität Rostock,  
Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik,  
Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD, Rostock

### Kurzfassung

Die bisherigen Ergebnisse des Projekts zur Entwicklung neuartiger, alternativer Konzepte hydraulischer Spannbuchsen zum Einsatz unter geringer Last, wie es in der Zahnriementechnik der Fall ist (low-power Anwendungen), werden im Beitrag vorgestellt. Der Schwerpunkt der Untersuchungen liegt dabei auf der Analyse von Variationsmöglichkeiten des Prinzips zur Erzeugung einer reibschlüssigen Verbindung mittels hydraulischer Effekte. Die bisherigen Untersuchungen und Experimente konzentrieren sich vor Allem auf die Variation der zur Druckübertragung notwendigen Hilfsstoffe. Diese werden hinsichtlich Ihres Verhaltens unter Druckbeaufschlagung sowohl theoretisch, als auch experimentell untersucht. Weiterhin wird, in Ansätzen, das Prozessverhalten der Druckübertragungs-medien bei der Herstellung einer Buchse betrachtet.

### Abstract

The present paper will give an overview of advances on new kinds of joints based on the principle of hydraulically generated friction-contact for low power applications, like belt technologies. The results focus on the variation of the pressure transmitting agent. Its on-load behavior is analyzed as well as the theoretical basics of pressure transmission. Furthermore the suitability for the manufacturing process of the bushing is tested conceptually.

### 1. Einführung – das Konzept der hydraulischen Spannbuchse

Für die reibschlüssige Verbindung zweier Bauteile ist es erforderlich eine Flächenpressung zwischen den Fügeflächen herzustellen. Diese wird nach dem hydraulischen Prinzip erzeugt, indem ein Hohlkörper mit enger Spielpassung zwischen die Fügepartner, in diesem Fall Wel-

le und Nabe, eingefügt wird. Dieser ist mit einem hydraulischen Medium gefüllt, welches mit Druck beaufschlagt wird. In Folge der gleichmäßigen Druckausbreitung, entsprechend dem Pascal'schen Gesetz, werden die Außenwände des Hohlkörpers so belastet, dass sie sich in Richtung der Fügepartner verformen, die Passung überwinden und den Kraftschluss herstellen (vgl. Bild 1).

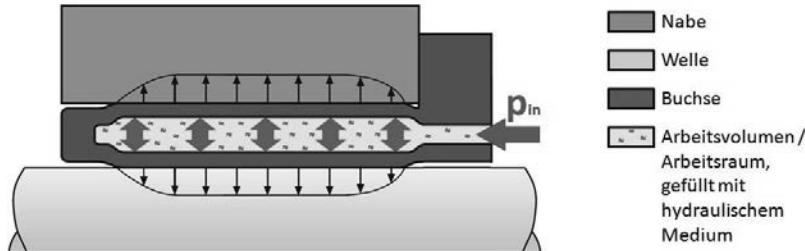


Bild 1: Prinzipskizze ETP®-Spannbuchse, druckbeaufschlagt (nach [1])

Voraussetzungen für dieses Prinzip sind die Inkompressibilität des Druckmediums sowie die elastische Verformbarkeit der Hülse. Als Ergebnis der Konzeptphase des Projekts ergaben sich die in Bild 2 ersichtlichen Teifunktionen, welche sich im Einzelnen weiter in zu variirende Merkmale aufgliedern lassen.

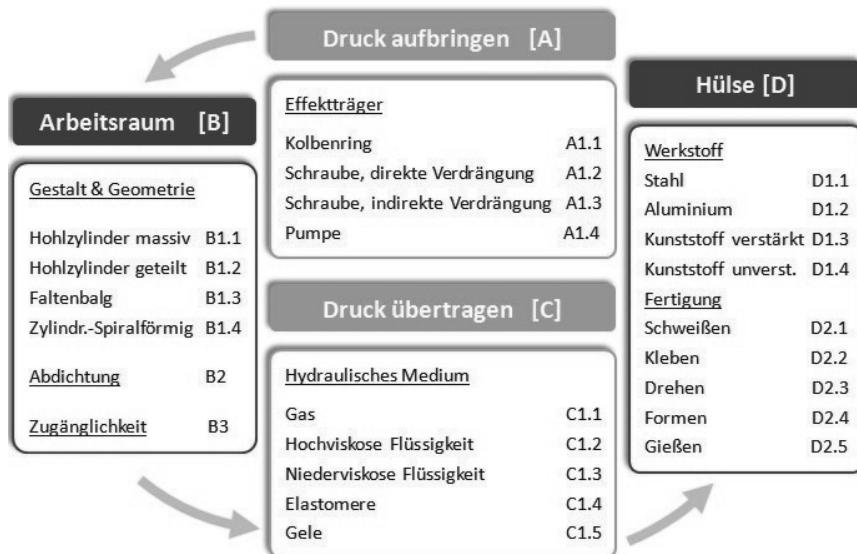


Bild 2: Variationsmöglichkeiten bei der Konzeption hydraulischen Hohlmantelspannbuchsen

## 2. Druckübertragungsmedien

Um die gleichmäßige Druckausbreitung, den Vorteil des hydraulischen Prinzips, nutzbar zu machen, ist die Befüllung des Buchsen-Hohlvolumens mit einem Medium entsprechender Eigenschaften erforderlich. Es kommen nur inkompressible Materialien mit hydrostatischem oder quasi-hydrostatischem Verhalten in Frage, da dies dem Pascal'schen Gesetz einer in alle Richtungen gleichmäßigen Druckausbreitung entspricht. Neben den klassischen hydraulischen Medien, vor allem synthetischen Ölen, sind dies auch Stoffe, die unter Druckbelastung ein quasi-hydrostatisches Verhalten zeigen. Für elastische Feststoffe bedeutet dies, dass sie der Verformung nur einen sehr geringen Widerstand entgegensetzen und Volumenkonstanz unter Druckbelastung aufweisen. Die entspricht einem Wert der Querkontraktionszahl von  $v = 0,5$  [2], welchen z.B. Hydrogele aber auch einige Silikone aufweisen. Ebenso geeignet erscheinen weitere Elastomere deren Querkontraktionszahl mit  $v = 0,49$  nur eine geringe Abweichung von der Volumenkonstanz belegt, wie Kautschuk. Für den praktischen Einsatz sind zwei konkurrierende Kriterien maßgebend. Am Referenzobjekt ETP®-Spannbuchse zeigte sich das Problem einer Abdichtung des Arbeitsraums gegenüber der Umwelt, da sehr niedrigviskose Druckübertragungsmedien zum Einsatz kommen. Dem ge-

genüber steht die Schwierigkeit einer homogenen Befüllung des Hohlraums ohne Lufteinschlüsse bei hoher Viskosität des zu verarbeitenden Stoffs, wie sie sowohl Gele, als auch schwach vernetzte Elastomere aufweisen. Gasblasen im Medium können infolge ihrer Kompressibilität die Performance des Spannelements erheblich beeinträchtigen. Für die Verwendung von bereits polymerisierten, elastischen Feststoffen muss gegebenenfalls eine völlig andere Methode der „Einbringung“ in die Hülse entwickelt werden. Es ist ein Einschieben der vorgeformten Geometrie in den einseitig offenen Hohlraum denkbar, oder ein benetzendes Verfahren, ähnlich dem Lackieren, das vor dem Fügen der Hülselemente erfolgt.

### **Ergebnisse der Versuche mit Hydrogelen**

Die bisherigen Versuche zu Druckübertragungsstoffen beschäftigten sich vor allem mit Hydrogelen. Diese verfügen durch ihre mehrphasige Zusammensetzung über sehr gute Eigenschaften für den Einsatz in hydraulischen Spannelementen. Aufgrund des etwa 90-prozentigen Anteils flüssiger Phase, welche hier aus Wasser besteht, weisen die Gele unter Druck ein hydrostatisches Verhalten auf. Die feste Phase besteht aus hydrophilem Polymer, welches durch Quellen die Flüssigkeit absorbiert hat, sodass ein Feststoff entsteht. Dieser kann erheblich leichter gegenüber der Atmosphäre abgedichtet werden als eine hydraulische Flüssigkeit. Die bisherigen Untersuchen betrachteten sowohl die Eignung zur Druckübertragung und Verformung einer Buchse, als auch die Verarbeitungseigenschaften von Hydrogelen. Gewählt wurde dazu zwei Produkte des Pharma-Vertriebs auxynHairol®, die klassisch bei Ultraschalluntersuchungen Anwendung finden. Bei Tests an Stahlbuchsen zylindrischer Geometrie, gefüllt mit Ultraschallgel, konnte nach einer Phase der Kompression von Lufteinschlüssen eine quasi-hydrostatische Druckausbreitung und eine daraus generierte umlaufend gleichmäßige Expansion der Hülse nachgewiesen werden. Die Eignung des Ultraschallgels zur Anwendung im hydraulischen Prinzip konnte damit auch praktisch nachgewiesen werden. Darauffolgende Experimente untersuchten das Prozessverhalten des Ultraschallgels beim Füllen einer Buchse. Hierzu wurden Glashülsen angefertigt, die eine optische Einschätzung der Ergebnisse erlauben. Es zeigte sich deutlich, dass ein manuelles Einfüllen des Gels in das Hohlvolumen der Buchse auch bei großer Sorgfalt zu einer großen Zahl an Lufteinschlüssen führt (vgl. Bild 3, links)

Das Problem der durch die Befüllung unter Atmosphärendruck und Raumtemperatur eingebrachten Inhomogenität, konnte durch einen mehrphasigen Prozess des sukzessiven Befüllens über mehrere stirnseitige Öffnungen und mehrfaches Zentrifugieren gelöst werden (vgl. Bild 3, rechts). Der Prozess ist jedoch sehr aufwendig und bedarf weiterer Untersuchung und Optimierung für den praktischen Einsatz.



Bild 3: Glashülse gefüllt mit Ultraschallgel links vor, rechts nach Zentrifugation [3]

Weitere Kriterien zur Qualifizierung für Druckübertragungsstoffe sind thermische Stabilität, eine geringe Relaxation und Degradation und insbesondere bei mehrphasigen Medien keine Entmischung, auch unter Last. Diese Eigenschaften sind im Weiteren zu untersuchen. Insbesondere bei Hydrogelen, die mittels ihres Wasseranteils in ihrer Viskosität nahezu frei eingestellt werden können, kann es unter Temperatur-, Last- und Zeiteinfluss zu signifikanten Veränderungen der Eigenschaften kommen. An den gefüllten Glasproben konnte nach einigen Monaten Lagerung ein „Eintrocknen“ bzw. Degradieren des Hydrogels beobachtet werden. Welche Faktoren diesen Vorgang befördern oder behindern könnten ist bisher nicht untersucht.

### 3. Ausblick

Weitere durchgeführte Untersuchungen beschäftigen sich mit der Geometrie und Gestalt der Buchse und den Möglichkeiten zur Initiierung eines Innendrucks ohne direkten Zugriff auf das druckübertragende Medium. Die beschriebenen Konzeptansätze sollen in der weiteren Forschungstätigkeit untersucht und zu einem alternativen Spannlement kombiniert werden. Dabei wird das besondere Augenmerk auf dem Druck- und Zeitstandverhalten verschiedener Befüllungsstoffe, sowie der Eignung unterschiedlicher geometrischer Varianten liegen. Es werden hieran Untersuchungen zum maximal übertragbaren Drehmoment sowie zur Dauerfestigkeit erfolgen. Ein geeigneter Prüfstand für diesen Zweck ist zu entwickeln und einzurichten. Des Weiteren sind effiziente Herstellungs- und Montagekonzepte zu erarbeiten um einen praktischen Einsatz zu ermöglichen.

#### 4. Literatur

- [1] ETP-Produktkatalog *Hydraulische Welle-Nabe Verbindungen*, ETP Transmission AB, Linköping, Schweden 2013
- [2] Pahl, M.; Gleißle, W.; Laun, H.: *Praktische Rheologie der Kunststoffe und Elastomere*. 4. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 1995. – ISBN 3-18-234192-8
- [3] Kloß, E.: *Entwicklung einer Hohlmantelspannbuchse*. Projektbericht. Rostock 2008
- [4] Findeisen, D.; Helduser, S.: *Ölhydraulik – Handbuch der hydraulischen Antriebe und Steuerungen*. 6. Aufl. Berlin: Springer 2015. - ISBN 978-3-642-54908-3

# Halbzeugbasierte Hochleistungsantriebswellen in Faserverbund-Leichtbauweise

## Rationelle Fertigung von Hochleistungsantriebswellen aus Faserkunststoffverbund

Dipl.-Ing. **F. Lenz**, Dipl.-Ing. **B. Witschel**,  
Leichtbau-Zentrum Sachsen GmbH, Dresden;  
Prof. Dr.-Ing. habil. Prof. E.h. Dr. h.c. **W. Hufenbach**, TU Dresden,  
Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik, Dresden

### Kurzfassung

Antriebswellen in Faserverbund-Metall-Hybridbauweise gewinnen wegen ihres hohen Masse-Einsparpotentials und funktionaler Vorteile wie etwa werkstoffinhärenter Dämpfung für Antriebsstränge von Mobilitätssystemen zunehmend an Bedeutung. Einer weiteren Verbreitung dieser Hightech-Komponenten stehen insbesondere hohe Bauteilkosten und auch die Unsicherheit bei Gestaltung und Auslegung, insbesondere in der industriellen Praxis, entgegen. Das Fehlen von etablierten Bauweisen verstärkt diese Unsicherheiten. Vor diesem Hintergrund wurde an der Leichtbau-Zentrum Sachsen GmbH (LZS) und dem Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik (TU Dresden) eine neuartige, innen profilierte Faserverbund-Bauweise für Antriebswellengrundkörper („Smoothed Spline“ - SSP-Verbindung) entwickelt, deren gute Anpassbarkeit auf unterschiedliche Anwendungsfälle in Verbindung mit dem zugrunde liegenden Halbzeug-Gedanken die genannten Einschränkungen bekannter Bauweisen adressiert und behebt. In diesem Paper wird nun eine Kostenkalkulation für diese neuartige Bauweise und die damit verknüpfte, rationelle Fertigung im Pultrusionsverfahren aufgezeigt und ausgewertet. Dabei zeigt sich ein Kosteneinsparpotential der Faserverbund-Fertigung im Vergleich zum etablierten Nass-Wickelverfahren von mehr als 35 %.

### 1. Einleitung

Insbesondere im Mobilitätsbereich wird kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff (CFK) bei immer mehr in Leichtsystemen eingesetzt, um die Masse und den Energieverbrauch von Flugzeugen, Automobilen und Schiffen zu verringern. Die Nutzung der herausragenden mechanischen Eigenschaften dieser Werkstoffgruppe gelingt für gewöhnlich besonderes bei ein- bis zweiachsig beanspruchten Bauteilen, wie z.B. Antriebswellen. Im Gegensatz dazu sind für komplexer beanspruchte Teile, wie z.B. Lasteinleitungselemente, eher metallische Lösungen geeignet. Dieses grundlegende Design von Antriebswellen in Hybridbauweise wird in Bild 1 für die hier thematisierte Profilwelle dargestellt.

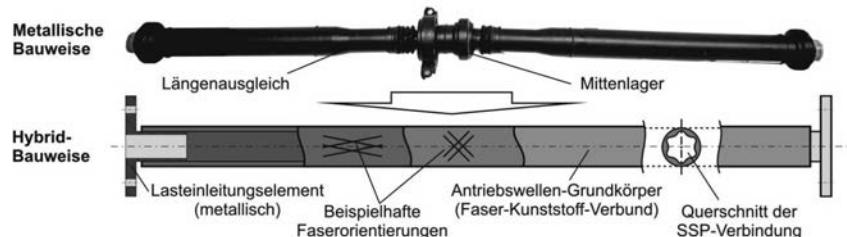


Bild 1: Klassische metallische Bauweise einer PKW-Antriebswelle (oben), grundlegende Hybridbauweise mit FKV-Antriebswellen-Grundkörper (unten)

Wegen ihrer großen inhärenten Vorteile waren Antriebswellen bereits 1980 unter den ersten automobilen Komponenten, bei denen CFK industriell eingesetzt wurde [1]. Bis jetzt konnte sich jedoch noch keine Standardbauweise für diese Hightech-Komponenten etablieren. Ein wichtiger Grund dafür wird in den sehr hohen Stückkosten von Strukturteilen aus Faser-Kunststoffverbund gesehen, die die Kosten von Standardteilen aus Stahl um 600-800% übersteigen können [2]. Hier kann die am LZS patentierte SSP-Verbindung [3] vorteilhaft zum Einsatz kommen, die bereits in [4] und [5] detailliert beschrieben wurde.

## 2. Fertigung von Antriebswellengrundkörpern

Im Rahmen des Beitrags sollen die Fertigungskosten eines im Pultrusionsverfahren hergestellten Profilwellengrundkörpers mit denen eines im konventionellen Nasswickelverfahren hergestellten Wellengrundkörpers verglichen werden. Beide Wellengrundkörper erfüllen die von einer beispielhaften Automotive-Anwendung abgeleiteten Anforderungen und Randbedingungen. Als Grundlage wird eine Lohnfertigung angenommen, die von im jeweiligen Herstellverfahren spezialisierten Fertigungsunternehmen durchgeführt wird. Bei der Ermittlung der Einzelteilkosten werden die folgenden direkten Kosten berücksichtigt: Materialkosten, Arbeitskosten und Produktionsanlagenkosten. Basis für die Produktionsanlagenkosten sind die Investitionskosten für Maschinen- und Werkzeuge, die mit pauschalen Faktoren für zusätzliche Kosten wie Abschreibungszinss, Energie, Wartung und Flächennutzung multipliziert werden. Das angenommene Fertigungsszenario, die geometrischen Abmessungen der Torsionswellen und die wichtigsten Kalkulationsparameter sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

Durch spezifische Prozessgrenzen unterscheidet sich bereits der Lagenaufbau der beiden Torsionswellentypen. Dies hängt bei den Profilwellen mit verringerten Festigkeitskennwerten der ondulierten profilierten Lagen und bei der Nasswickelwelle mit geringeren Biegesteifigkeitskennwerte zusammen, was jeweils durch höhere Wanddicken ausgeglichen werden muss. Die resultierenden, in Tabelle 2 gemeinsam mit den jeweiligen Materialien und Materialkosten zusammengefassten Lagenaufbauten erfüllen Anforderungen in Bezug auf Steifigkeit und Festigkeit. Für eine bessere Vergleichbarkeit wurde der Querschnitt der Profilwelle

mit den axialen Fasern in der Zahngeometrie auf eine konstante Wanddicke mit zylindrischem Querschnitt umgerechnet.

Tabelle 1: Grundlegende Annahmen und Kalkulationsparameter

Grundlegende Annahmen			Kalkulationsparameter		
Stückzahl pro Jahr	500000	Stk. p.a.	Amortisationszeitraum	6	a
Produktionsdauer	6	a	Abschreibungszinssfaktor	1,1	
Außendurchmesser	70	mm	Energiekostenfaktor	1,1	
Länge	1370	mm	Wartungskostenfaktor	1,3	
Anzahl Schichten	2	/d	Flächennutzungskostenfaktor	1,05	
Arbeitszeit pro Mitarbeiter	7,5	h/Schicht	Stundenlohn Facharbeiter mit	65	€/h
Produktionstage	261	d/a	Lohnnebenkosten		

Tabelle 2: Lagenaufbau und Materialien der unterschiedlichen Antriebswellenkonzepte

Geometriedaten	Nass-wickelwelle	Profil-welle	Materialien	Materialtyp	Kosten [€/kg]
Außendurchmesser	70 mm	70 mm	45°-Fasern	Torayca T300	16
Wanddicke 45°-Lagen	2,0 mm	2,1 mm	Axialfasern	Torayca M35J	55
Wanddicke 90° Kompressionslagen	-	0,1 mm	Matrixsystem	Epoxidharz	16
Wanddicke Axiallagen	3,8 mm	2,3 mm			
Faserwinkel der Axiallagen	15°	0°			

### Klassisches Verfahren: Faser-Nasswickeln

Als Vergleichsbasis dient ein nach dem Stand der Technik im Nasswickelverfahren gefertigter Wellenkörper. Das Layout des bereits in [4] näher beschriebenen Referenz-Wickelprozesses ist in Bild 2 dargestellt. Die angenommenen Kosten für die Wickelmaschine und andere Anlagenbestandteile sind in Tabelle 3 zusammengefasst.

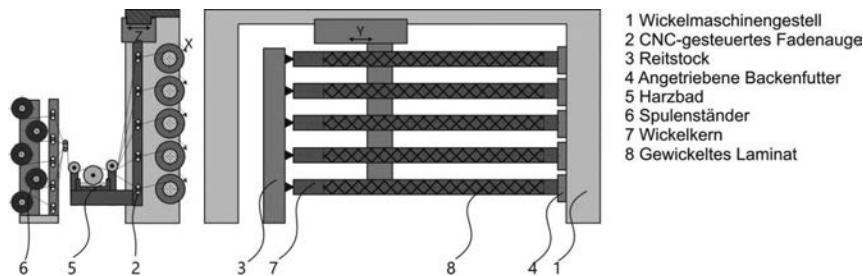


Bild 2: Aufbau der Wickelmaschine und direkt zugehöriger Anlagenteile

Tabelle 3: Grundlegende Anlagenkonfiguration und Investitionskosten für Anlagen und Werkzeuge für das Referenzkonzept Nasswickeln

Anlagenteil	Teilzahl/Anlage	Stückkosten [€/Stk.]
5-Achs-Wickelmaschine	1	400.000
Temperofen	1	60.000
Kernabzugsvorrichtung	1	20.000
Zuschneidvorrichtung	1	5.000
Wickelkern	60	500
<b>Anzahl benötigter Anlagen für Jahresproduktion</b>	<b>35</b>	<b>515.000</b>

### Verfahrensinnovation: Profilwellenpultrusion

Das Design der neuen profilierten Leichtbau-Antriebswelle ist prädestiniert für die Fertigung in einem kombinierten Flecht-Pultrusionsverfahren. Das Konzept einer geeigneten Pultrusionsanlage, wie sie bereits in [4] näher beschrieben wurde, ist in Bild 3 dargestellt. Einen Überblick über die wichtigsten für die Abschätzung der Produktionsanlagenkosten des konzipierten kontinuierlichen Fertigungsprozesses angenommenen Werte gibt Tabelle 4.

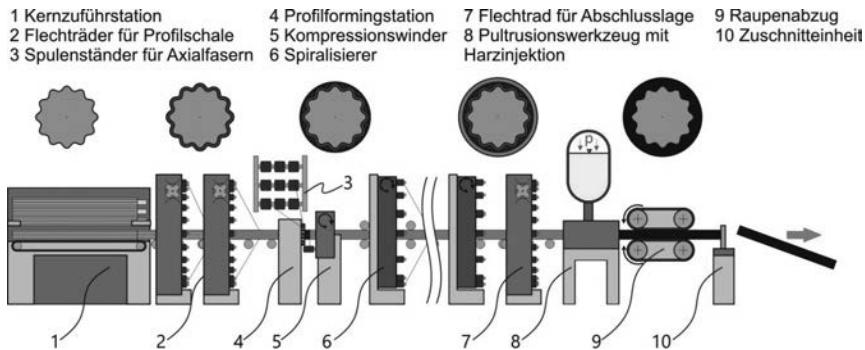


Bild 3: Konzept einer Flechtpultrusionsanlage; Preformingstatus der profilierten Antriebswelle darüber dargestellt

Tabelle 4: Grundlegende Anlagenkonfiguration und Investitionskosten für Anlagenkomponenten und Werkzeuge für das kontinuierliche Fertigungskonzept

Anlagen teil	Teilzahl/ Anlage	Stückkosten [€/Stk.]	Anlagenstillstand		
Kernzuführstation	1	30.000	Wartungszeitraum	15	d/a
Flechtrad	5	150.000	Abgezogene Fadenlänge bis Fadenriss		
Profilformingstation	1	100.000	Flecherverfahren	40.700	m
Kompressionswinder	1	80.000	Spiralisiererverfahren	81.400	m
Spiralisiermaschine	8	100.000			
Injectionseinheit mit Vorheizstation und Konsolidiereinheit	1	210.000			
Raupenabzug	1	30.000	Dauer zum Wiederaanknüpfen des Fadens nach Abriss	5	min
Zuschnittautomat	1	30.000			
Temperofen	1	60.000			
Abziehvorrichtung	1	30.000			
Umspulmaschine	1	35.000			
Pultrusionskern	2x 40	1.500			
Profilformingwerkzeug	2	10000			
Pultrusionswerkzeug	2	20000			
<b>Anzahl benötigter Anlagen für Jahresproduktion</b>	<b>6</b>	<b>2.335.000</b>			

Bei der hochverketteten Flechtpultrusionsanlage besteht das Risiko, dass bei einem Fehler eines Anlagenteils die gesamte Anlage zum Stillstand kommt und die theoretische Fertigungskapazität nicht ausgenutzt werden kann. Während die Wahrscheinlichkeit des Ausfalls einer der Anlagenkomponenten bei ausreichender Wartung gering ist, ist die Wahrscheinlichkeit für den Abriss eines Rovings im Flecherverfahren höher als im Nasswickelverfahren. Um dies zu berücksichtigen, wurde auf Daten aus der LZS-Fertigungserfahrung zurückgegriffen. So ist die Fertigung von 100 m Geflecht auf einem 288-Klöppel-Flechter ohne einen

Fadenabriß ohne weiteres möglich. Die dabei bei einem Winkel von  $45^\circ$  abgezogene Rovinglänge aller Klöppel ergibt die insgesamt ohne Abriss abziehbare Rovinglänge im Flecherverfahren, die für die Berücksichtigung der verketteten Spiralisierer verdoppelt wurde, da hier die Prozessstabilität höher eingeschätzt wird. Dies wurde auf die im Anlagenkonzept vorgesehenen Flechter und Spiralisierer umgerechnet und so die Gesamtzahl der Fadenabrisse pro Bestückung der Anlage ermittelt. Durch das bei einem Abriss erforderliche Wiederanknüpfen wird die Fertigungszeit für eine Bestückung der Anlage erhöht. Die Kosten für die Neufertigung des während des Anlagenstopps im Pultrusionswerkzeug entstehenden Ausschussteils werden auf die Gesamtstückzahl umgerechnet.

## Ergebnisse

Die Ergebnisse der überschlägigen Kostenkalkulation sind in Bild 4 dargestellt.

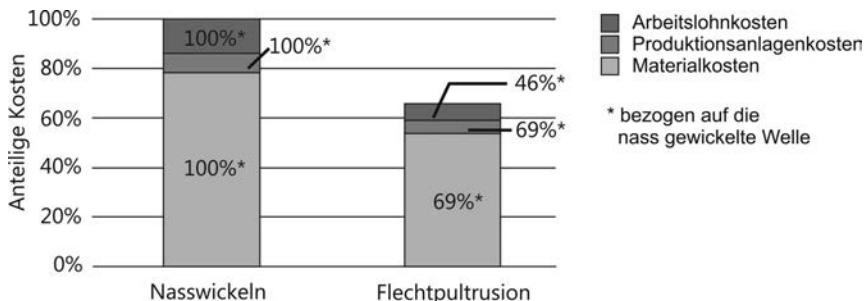


Bild 4: Vergleich der anteiligen Stückkosten von im Nasswickelverfahren und im Flechtpultrusionsverfahren gefertigten Antriebswellen

Die Stückkosten der profilierten Antriebswellen sind gegenüber den im Nasswickelverfahren gefertigten Wellen etwa 35% geringer, wobei der größte Kostenanteil durch die Materialkosten gestellt wird. Arbeitslohnkosten und Produktionsanlagenkosten haben in beiden Fällen nur einen relativ geringen Anteil von ca. 20%, sind jedoch für profilierte Antriebswellen ebenfalls geringer. Der Vorteil des Pultrusionsverfahrens resultiert vor allem aus der hohen Orientierung der Axialfasern, die einen geringeren Materialeinsatz möglich machen, in Kombination mit der hohen Produktivität und dem hohen Automatisierungsgrad. Ein weiterer Vorteil des Pultrusionsverfahrens ist die hohe Flexibilität hinsichtlich der Fertigung unterschiedlicher Antriebswellenlängen. Während die Länge der Antriebswelle beim Nasswickelverfahren durch die Länge der Wickelmaschine bestimmt wird, gibt es beim Pultrusionsverfahren durch den kontinuierlichen Fertigungsansatz an dieser Stelle keine Einschränkungen. Trotz einer Neukonzeption der Kostenkalkulation und der Aufnahme von Verstärkungsfaserabrisse als die Maschinenverfügbarkeit beeinflussenden Ereignissen decken sich die Ergebnisse weitgehend mit denen aus einer früheren Veröffentlichung [4].

### 3. Zusammenfassung

In dem vorliegenden Paper wird die Wirtschaftlichkeit der neuartigen, an der Leichtbau-Zentrum Sachsen GmbH und dem Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik der TU Dresden entwickelten SSP-Profilverbinding für Faserverbund-Grundkörper für Hochleistungs-Antriebswellen thematisiert. Bei der Fertigungsprozess-Betrachtung kann ein Kosteneinsparpotential der rationellen Endlosfertigung (Pultrusion), die mit der SSP-Bauweise verknüpft ist, von über 35 % gegenüber einer Fertigung im klassischen Faser-Nasswickeln aufgezeigt werden. Dies eröffnet neue, wirtschaftlich attraktive Anwendungsfelder für Antriebswellen in Faserverbund-Metall-Hybridbauweise in der Mobilitätstechnik, aber auch im Maschinen- und Anlagenbau.

### Literatur

- [1] Haldenwanger, H., Schäper, S.: SAETechnical Paper 820801, 1982
- [2] Lässig, R., Eisenhut, M., Mathias, A., Schulte, R.T., Peters, F., Kühmann, T., Waldmann, T., Begemann, W.: Serienproduktion von hochfesten Faserverbundbauteilen. Frankfurt a. Main: VDMA Verlag, 2012
- [3] DE-P 102011085962 B4, 2014
- [4] Gude, M., Lenz, F., Gruhl, A., Witschel, B.; Ulbricht, A., Hufenbach, W.: Design and automated manufacturing of profiled composite driveshafts. Science and Engineering of Composite Materials Bd. 22 (2015), S. 187-197
- [5] Hufenbach, W., Lenz, F., Birke, M., Spitzer, S., Münter, S.: Design, Dimensioning and automated manufacturing of profiled composite driveshafts. Proceedings of the 19th International Conference on Composite Materials. Montreal, 2013

# Einfluss von Sicherungsringnuten auf die Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen

## Influence of retaining ring furrows on the load capacity of splined tooth shaft connections

Prof. Dr.-Ing. **A. Lohrengel**, Dr.-Ing. **G. Schäfer**, **J. Wild**, M.Sc.

Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal,  
Clausthal-Zellerfeld

### Kurzfassung

Im Rahmen des Forschungsvorhabens AiF 16661 BG [5] wurde unter anderem der Einfluss der Sicherungsringnut auf die Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 [2] experimentell untersucht. Diesbezüglich zeigte sich eine signifikante Tragfähigkeitsverringerung. Zu diesem Sachverhalt wurden weiterführende numerische Untersuchungen durchgeführt. Die gewonnenen Ergebnisse werden in dieser Veröffentlichung dargelegt.

### Abstract

Amongst others, goal of the research project AiF 16661 BG [5] was the experimental analysis of the influence of retaining ring furrows on the load capacity of splined tooth shaft connections according to the DIN 5480 [2]. It was revealed that there is a significant reduction of the load capacity. On this issue further research has been done. The gained knowledge is stated in this publication.

### 1. Einleitung

Zur eindeutigen Lagedefinition von Welle und Nabe einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung wie beispielsweise einer Zahnwellenverbindung nach DIN 5480 [2] können Sicherungsringe eingesetzt werden. Die hierfür erforderlichen Nuten können signifikanten Einfluss auf die Tragfähigkeit nehmen. Dies zeigten experimentelle Stichversuche des Forschungsvorhabens AiF 16661 BG [5], im Rahmen dessen Analysen an der Zahnwellenverbindung DIN 5480 – 65x2x31 ohne und mit Sicherungsringnut durchgeführt wurden. Die experimentell gewonnenen Ergebnisse als Anlass nehmend, wurde der Aspekt der Sicherungsringnut weiterführend numerisch untersucht. Die neu gewonnenen Erkenntnisse werden in diesem VDI-Bericht veröffentlicht.

## 2. Definition der untersuchungstechnischen Randbedingungen

Untersucht wurden Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 [2] mit einem Bezugsdurchmesser  $d_B$  von 65 mm mit Sicherungsringnut nach DIN 471 [1]. Als Fertigungsverfahren zur Zahnwellenherstellung wurde das Wälzfräsen zugrundegelegt. Hierdurch ist die Zahnußrundung des Bezugsprofils  $r_{FP} = 0,16 \cdot m$  definiert. Näherungsweise wird dieser Radius der Zahnußrundung der Zahnwelle gleichgesetzt. Die lastseitige Ausrundung der Sicherungsringnut ist nach DIN 471 [1] durch eine Ungleichung definiert. Es gilt, dass der entsprechende Radius kleiner oder gleich dem 0,1-fachen der Sicherungsringbreite sein muss. Der sich hieraus ergebende Extremwert (Maximum) wurde aus modellbildungstechnischen Gründen zugrundegelegt. Aus praktischer Sicht sollte dieses Vorgehen vom Konstrukteur allerdings ebenfalls angestrebt werden, da hier die größte Tragfähigkeit zu erwarten ist. Die Untersuchungen erfolgten bei Torsion mit linearelastischem Werkstoffmodell. Folglich ist die Höhe der Last von untergeordneter Bedeutung.

Unter anderem in den Forschungsvorhaben AiF 14058 BG [4] und AiF 16661 BG [5] wurde zur Berechnung der Nennspannung als Basis der Formzahlbestimmung der sogenannte Ersatzdurchmesser  $d_{h1}$  nach Nakazaw [3] zugrundegelegt. Dieses Vorgehen hat jedoch einen Nachteil. Bei Betrachtungen über dem Modul  $m$  ergibt sich nicht nur eine Spannungsänderung, sondern auch eine Abnahme des polaren Widerstandsmomentes, welches sich wiederum nennspannungssteigernd auswirkt. So kann trotz steigender örtlicher Spannung (FEM) bei größerem Modul  $m$  eine sinkende Formzahl  $\alpha$  berechnet werden. Wird dies nicht berücksichtigt, können wissenschaftliche Falschaussagen die Folge sein. Hieraus resultierend wird im Rahmen dieser Ausarbeitung der Bezugsdurchmesser  $d_B$  als Nenndurchmesser verwendet. In Ergänzung werden ebenfalls die Ergebnisse unter Anwendung des Ersatzdurchmessers  $d_{h1}$  als Nenndurchmesser in blassgrau angegeben.

## 3. Experimentelle Ergebnisse

Wie bereits erwähnt wurden im Rahmen des Forschungsvorhabens AiF 16661 BG [5] Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 – 65x2x31 u.a. mit dem Ziel der Bestimmung des Einflusses einer Sicherungsringnut auf die Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen mit und ohne Sicherungsringnut bei dynamischer Torsion experimentell untersucht. Die analysierten Geometrien sowie die ermittelten Kerbwirkungszahlen zeigt Bild 1.

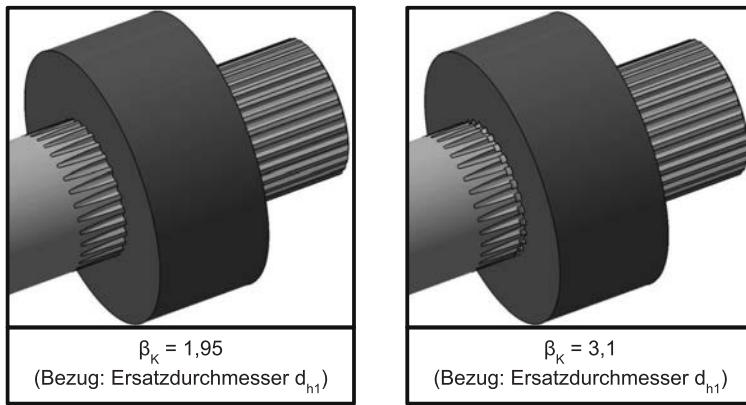


Bild 1: Im Forschungsvorhaben AiF 16661 BG [5] experimentell analysierte Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 – 65x2x31 links ohne und rechts mit Sicherungsringnut unter Angabe der Kerbwirkungszahlen  $\beta_K$

Der Anriss erfolgte im Radius der Sicherungsringnut an der Nabekante, vgl. Bild 2.

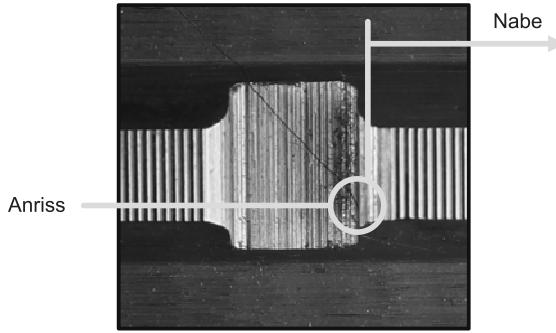


Bild 2: Exemplarisches Rissbild einer Zahnwellenverbindung nach DIN 5480 65x2x31 mit Sicherungsringnut

#### 4. Validierung numerischer Ergebnisse

Basierend auf den in Kapitel 3 dargelegten experimentellen Erkenntnissen erfolgte die Validierung numerisch gewonnener Daten. Diesbezüglich wurde die (Soll-)Geometrie der entsprechend experimentell analysierten Prüflinge zugrundegelegt. Es sei angemerkt, dass diese leicht von jener nach DIN 471 [1] für den Bezugsdurchmesser  $d_B$  von 65 mm

vorgesehenen abweicht. Ausgewertet wurden die kerbkritischen Orte *Zahnhfußrundung* der *evolventischen Zahnwellenverbindung (zugseitig)* und *Ausrundung der Sicherungsringnut* jeweils an der Nabenkante, vgl. Bild 3.

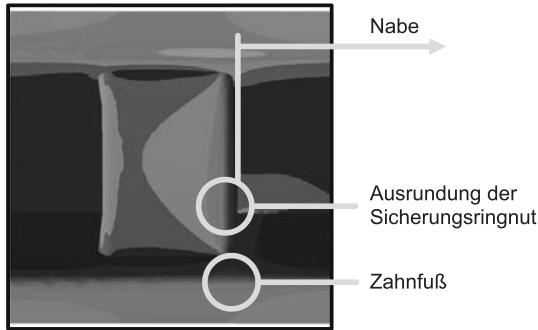


Bild 3: Definition der kerbkritischen Orte einer Zahnwellenverbindung nach DIN 5480 [2] mit Sicherungsringnut

Numerisch ergaben sich für die experimentell analysierte Geometrie die in Tabelle 1 angegebenen Ergebnisse. Die Kerbwirkungszahlen wurden hierbei nach dem Verfahren von Stieler berechnet.

Tabelle 1: Numerisch bestimmte Tragfähigkeitskennzahlen bezüglich der im Forschungsvorhaben AiF 16661 BG [5] experimentell untersuchten Zahnwellenverbindung mit Sicherungsringnut

	Sicherungsringut	Zahnhfußrundung
Formzahl $\alpha_{dh1}$	3,09	3,09
Formzahl $\alpha_{dB}$	3,66	3,67
Bez. Spannungsgefälle $G'$	3,48	5,85
Kerbwirkungszahl $\beta_{dh1}$	2,91	2,87
Kerbwirkungszahl $\beta_{dB}$	3,45	3,40

Damit wird ersichtlich, dass die Ausrundung der Sicherungsringnut geringfügig kritischer ist als die Zahnhfußrundung. Dies wird allerdings erst deutlich, wenn die Stützziffer  $n$  berücksichtigt wird. Bezugnehmend auf das in Kapitel 3 angeführte Rissbild ist dies experimentell bestätigt und bezugnehmend auf alle diesbezüglich durchgeführten Versuche auch

reproduzierbar. Ausnahmslos alle Anrisse gingen von der Ausrundung der Sicherungsringnut aus. Nachfolgend werden Experiment und Numerik quantitativ einander gegenübergestellt.

Tabelle 2: Gegenüberstellung der experimentell und numerisch gewonnenen Kerbwirkungszahlen (Nenndurchmesser  $d_{h1}$ )

$\beta_{dh1}$ Experiment	$\beta_{dh1}$ Numerik
3,11	2,91

Mit Tabelle 2 ist bewiesen, dass Experiment und Numerik hinreichend gut übereinstimmen. Basierend auf diesem Nachweis wurden die numerischen Untersuchungen durchgeführt, deren Ergebnisse in Kapitel 5 dargelegt sind.

## 5. Numerische Tragfähigkeitsbestimmung

Zunächst wird auf die Spannungsverteilung eingegangen. Hier ist beachtenswert, dass die beiden in Kapitel 4 beschriebenen relativen bzw. lokalen Spannungsmaxima bei Unterschreiten des Fußkreises durch den Nutgrund der Sicherungsringnut durch ein einziges absolutes Maximum abgelöst werden. Dies ist der Fall bei einem Modul  $m$  gleich 1,25 mm.

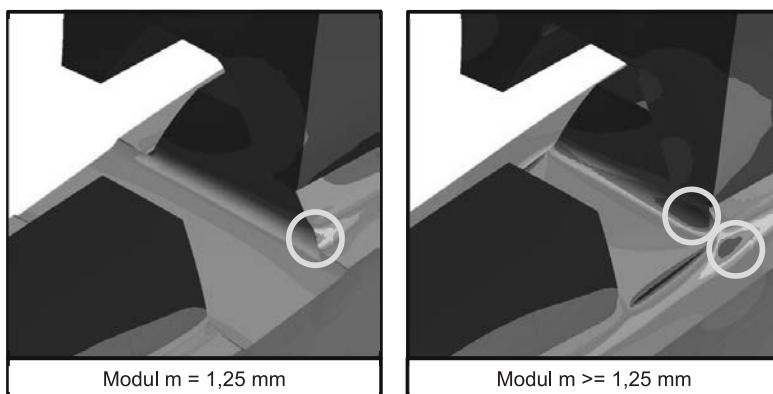


Bild 4: Unterschiede bei der Spannungsverteilung in Abhängigkeit des Moduls  $m$

Nachfolgend sind die Formzahlen  $a$  für die potentiellen Versagensorte *Sicherungsringnut* und *Zahnfußrundung* jeweils an der Nabenkante als Funktion des Moduls  $m$  dargestellt. Wie zuvor beschrieben bildet jene Zahnwellenverbindung mit einem Modul  $m$  von 1,25 mm eine

Ausnahme. Es sei an dieser Stelle angemerkt, dass die Berücksichtigung der Stützziffer  $n$  zu keiner anderen wissenschaftlichen Aussage führt.

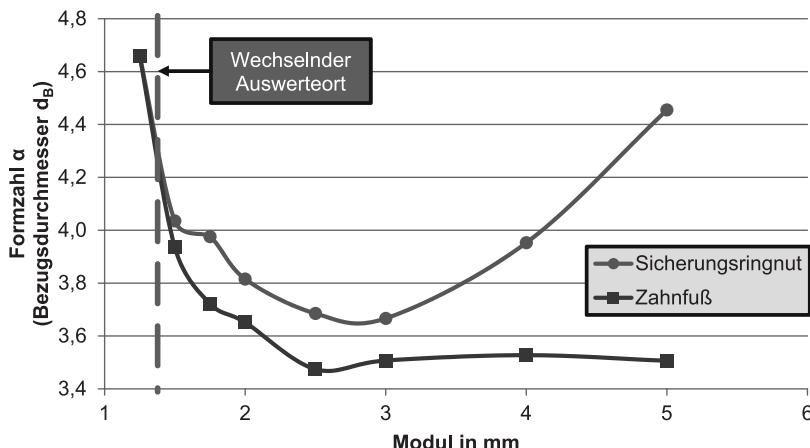


Bild 5: Formzahl  $\alpha$  als Funktion des Moduls  $m$  sowie des Auswerteortes für Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit einem Bezugsdurchmesser  $d_B$  von 65 mm ( $\rho_{FP, Welle} = 0,16 \cdot m$ )

Anhand von Bild 5 wird ersichtlich, dass die Sicherungsringnut die kerbkritische Stelle ist. Resultierend aus dieser Erkenntnis können damit für Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 [2] mit einem Bezugsdurchmesser  $d_B$  von 65 mm mit Sicherungsringnut nach DIN 471 [1] die in Tabelle 3 aufgeführten (Torsions-)Formzahlen  $\alpha$  und bezogenen Spannungsgefälle  $G'$  zur Auslegung angegeben werden.

Tabelle 3: Formzahlen  $\alpha$  und bezogene Spannungsgefälle  $G'$  für Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit einem Bezugsdurchmesser  $d_B$  von 65 mm ( $\rho_{FP, Welle} = 0,16 \cdot m$ )

$m$	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5
$z$	50	42	36	31	24	20	15	11
$\alpha_{dh1}$	4,19	3,55	3,43	3,22	2,98	2,84	2,80	2,89
$\alpha_{dB}$	4,66	4,03	3,98	3,82	3,69	3,67	3,95	4,45
$G'$	k.A.	4,24	4,43	4,27	4,33	4,54	4,89	5,91

Weiter können basierend auf Bild 5 die nachfolgenden wissenschaftlichen Aussagen getroffen werden:

- Für die Ausrundung der Sicherungsringnut ergibt sich ein Tragfähigkeitsoptimum in etwa bei einem Modul  $m$  von 3 mm.
- Die Unterschreitung des Fußkreises durch den Nutgrund der Sicherungsringnut führt zu einem signifikanten Anstieg der Formzahl  $\alpha$ .

## 6. Ausblick

Es ist bekannt, dass die in DIN 5480 [2] in Abhängigkeit des Fertigungsverfahrens definierten Fußrundungsradien des Bezugsprofils zur Wellengenerierung  $\rho_{FP,Welle}$  nicht zu einem Tragfähigkeitsoptimum führen. Hieraus resultierend werden im Rahmen weiterführender Untersuchungen weitere Bezugsdurchmesser  $d_B$  sowohl ohne als auch mit Sicherungsringnut bei optimaler Zahnuhrundung des Bezugsprofils der Welle  $\rho_{FP,Welle}$  durchgeführt.

## 7. Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und ihren Mitgliedern für die inhaltliche Betreuung sowie bei der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) für die finanzielle Unterstützung bei der Durchführung des Forschungsvorhabens unter der Nummer AiF 16661 BG [5], auf dessen Ergebnisse auszugsweise in Kapitel 3 eingegangen wurde.

## 8. Literatur

- [1] Norm DIN 471, 2011-04. Sicherungsringe (Halteringe) für Wellen – Regelausführung und schwere Ausführung
- [2] Norm DIN 5480, 2006-03-00. Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser
- [3] Nakazawa, H.: On the Torsion of Splined Shafts. Tokyo, Tokyo Torizo Univers., 1951
- [4] Schlecht, B. ; Daryusi, A. ; Lohrengel, A. ; Lau, P.: Profilwellen-Kerbwirkung: Ermittlung der Kerbwirkung bei Profilwellen für die praktische Getriebeberechnung von Zahnwellen. FVA-Forschungsvorhaben Nr. 467 I. Frankfurt/Main, 2009 (FVA-Heft 905)
- [5] Lohrengel, A. ; Wild, J. ; Schlecht, B. ; Wendler, J.: Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen: Tragfähigkeit von Profilwellen (Zahnwellen-Verbindungen) unter typischen Einsatzbedingungen. FVA-Forschungsvorhaben Nr. 467 II. erscheint demnächst





ISBN 978-3-18-092287-4