

Mitteilungen aus dem  
**Institut für Maschinenwesen**  
der  
Technischen Universität Clausthal  
Nr. 35  
(Dezember 2010)

**Herausgeber:**

Prof. Dr.-Ing. Armin Lohrengel und Prof. Dr.-Ing. Norbert Müller

**Redaktion und Layout:**

Dr.-Ing. Günter Schäfer und Dipl.-Ing. Nadine Nagler

**Anschrift:**

Institut für Maschinenwesen  
Technische Universität Clausthal  
Robert-Koch-Str. 32  
D-38678 Clausthal-Zellerfeld

Tel: (0 53 23) 72-22 70

Fax: (0 53 23) 72-35 01

E-Mail: [info@imw.tu-clausthal.de](mailto:info@imw.tu-clausthal.de)

<http://www.imw.tu-clausthal.de>

ISSN 0947-2274

**Titelbild:**

Freilauf

Die Artikel stehen als pdf-Dokumente in Farbe auf der Instituts-Homepage zur Verfügung.



## Vorwort

Liebe Freunde und Geschäftspartner des Instituts für Maschinenwesen,

das Jahr 2010 ist durch den tragischen Tod von Professor Peter Dietz gekennzeichnet, der am 7. April 2010 während einer Dienstreise in Südamerika bei einem Autounfall tödlich verunglückte. Peter Dietz wurde 70 Jahre alt.

In dieser Ausgabe werden wir versuchen, seine Leistungen auf dem Gebiet der Forschung in mehreren Artikeln zu würdigen. Ferner ist es uns ein Anliegen, den Mitgliedern des von ihm ins Leben gerufenen wissenschaftlichen Vereins am Institut für Maschinenwesen auch zukünftig eine Heimat zu geben. Wie der Artikel von Frau Leng zum Thema Seilmodellierung zeigt, werden wir seine Forschungsarbeiten auf dem Gebiet der Seile und Seiltrommeln auch zukünftig am IMW weiterführen. In 2011 werden diesbezüglich weitere Aktivitäten in Form von Forschungsanträgen und Veröffentlichungen gestartet und wir hoffen, Ihnen bereits im nächsten Jahr über die erfolgreiche Fortsetzung berichten zu können.

Im vergangenen Jahr ist es uns gelungen, eine weitere Ausschreibung der Forschungsvereinigung Antriebstechnik auf dem Gebiet der selbstschaltenden Kupplungen zu gewinnen. Bereits im vergangenen Jahr haben im Vorgriff auf ein zukünftiges Forschungsvorhaben für diese Kupplungsart mit Hilfe der Servo-Antriebstechnik einen hochdynamischen Prüfstand in Betrieb genommen. Neben der Übertragungsfähigkeit in axialer Richtung werden wir uns zukünftig auch um die Leistungsfähigkeit der flanschseitigen Anbindung dieser Maschinenelemente kümmern.

Auch für das Maschinenelement Druckkamm wurde mit gemeinsamer Anstrengung ein neuer Prüfstand zur Untersuchung des Mischreibungsgebiets installiert. Wie erste erfolgreich durchgeführte Messungen zeigen, steht damit ein weiteres Werkzeug für Forschungsvorhaben und Industrieprojekte zur Verfügung.

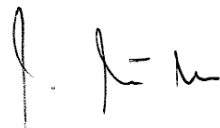
Im Rahmen des von der DFG initiierten Deutsch-Brasilianischen Kooperationsprogramms BRAGECRIM wurde im letzten Jahr eine sehr fruchtbare Zusammenarbeit mit unseren brasilianischen Kollegen Amorim und Bassani begonnen. Es geht darum, EDM Elektroden mit Hilfe des Laser Sinter Verfahrens kostengünstig herzustellen.

Die Chancen der BA/MA Umstellung haben wir genutzt, um den Praxisbezug der Lehre im konstruktiven Bereich noch weiter zu intensivieren. So beginnt das Studium für die Erstsemester an der TU-Clausthal im Rahmen einer VDI-Veranstaltung bereits mit einem kleinen Konstruktionswettbewerb. Die sich anschließende Lehrveranstaltung Technisches Zeichnen/CAD endet zukünftig mit einer konstruktiven Abschlussarbeit, deren Ergebnisse z. T. mit Rapid Prototyping Verfahren umgesetzt werden, um Funktion und Montierbarkeit zu demonstrieren. Auch die Lehrveranstaltung Maschinenelemente I/II besteht zukünftig aus praxisnahen, konstruktiven Gestaltungsübungen und zusätzlich aus einem komplexen konstruktiven Abschlussprojekt. Nach diesen erfolgreich absolvierten Grundlagenfächern haben die Studenten im Fach Konstruktionslehre dann die Gelegenheit, ihre Kenntnisse in einem halbprofessionellen Umfeld in Zusammenarbeit mit einem Industriepartner anzuwenden. In diesem Jahr wird der Wettbewerb in Kooperation mit der Firma Miele durchgeführt.

Auch im folgenden Jahr wird das IMW wieder mit interessanten Themen auf der Hannover Messe vertreten sein. Seien Sie gespannt und schon jetzt herzlich eingeladen, uns im April 2011 auf dem Stand des Landes Niedersachsen zu besuchen.

Die personellen Veränderungen im Jahr 2010 sind der vorzeitige Ruhestand von Herrn Schubert, dem sich mit Beginn des nächsten Jahres Herr Brandl anschließen wird.

Wir wünschen Ihnen auch im Namen aller Mitarbeiter ein gesegnetes Weihnachtsfest und ein gesundes und erfolgreiches Jahr 2011.









**Peter Dietz**

**\* 27.05.1939, † 07.04.2010**

## Nachruf

Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Peter Dietz ist am 7. April 2010 in Südamerika tödlich verunglückt. Peter Dietz wurde 1939 in Darmstadt geboren. Er studierte an der Technischen Universität Darmstadt und promovierte dort 1971 über die Berechnung von Seiltrommeln. Seit 1974 war Peter Dietz in leitender Position für die Maschinenfabrik Pittler AG in Langen tätig, bis er 1980 dem Ruf an die TU Clausthal folgte und dort fast 30 Jahre lang das Institut für Maschinenwesen leitete. Von 1996 bis 2000 bekleidete er zusätzlich das Amt des Rektors der TU Clausthal.

Die Leistungen und Verdienste seines wissenschaftlichen Lebens sind so zahlreich wie beeindruckend: Sprecher des Sonderforschungsbereichs „Verfahrenstechnische Maschinen“, Initiator und Autor der VDI Richtlinie „Lärmarm Konstruieren“, zahlreiche wegweisende Forschungsarbeiten auf den Gebieten Seile- und Seiltrommeln sowie Zahnwellenverbindungen, Gutachter bei AiF, DFG und Dechema, Träger der Ehrendoktorwürde sowie Träger der Dechema Plakette für herausragende Leistungen im chemischen Apparatebau. Mehr als 40 Promotionen sind unter der Anleitung von Peter Dietz entstanden. Über 100 hochkarätige Veröffentlichungen national und international zeugen von der hohen wissenschaftlichen Reputation.

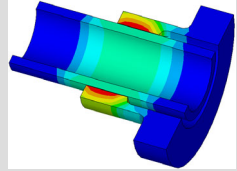
Peter Dietz war ein weltoffener Mensch und reiste gern. So ist durch ihn ein weltumspannendes Netz internationaler Verbindungen und Kooperationen entstanden, das er vor allem in Richtung Osteuropa, Lateinamerika und China knüpfte und auch nach seiner Pensionierung intensiv weiter pflegte. Ebenfalls eine von vielen Leistungen, die Peter Dietz für die TU Clausthal erbrachte.

Sein Tatendrang und Optimismus wirkten ansteckend auf sein Umfeld und vor allem auf seine Schüler. So verstand er es wie kein anderer, in seinen Vorlesungen, insbesondere in den Kernfächern Maschinenelemente und Konstruktionslehre, die Begeisterung für das konstruktive Schaffen zu vermitteln.

Die Person Peter Dietz und seine Lebensleistung sind ein Vorbild nicht nur für uns Kollegen, sondern auch für den Ingenieurwachstum, der auch zukünftig in „seinem“ Peter-Dietz-Hörsaal des Instituts für Maschinenwesen ausgebildet werden wird.



Konstruktion und Berechnung von  
Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und  
rechnerunterstützte Produktentwicklung



Systementwicklung, Versuchstechnik und  
Maschinenakustik



Hochschule und Kontakte





# Dimensionierung innenhochdruckgefügter Pressverbindungen mit dominierendem Kraftschluss unter dynamischen Lasten

Hilgermann, J. L.; Lohrengel, A.

*Innenhochdruckgefügte Pressverbindungen zeichnen sich durch ihr geringes Gewicht und ihre hohe Übertragbarkeit sowie ein kostengünstiges und modulares Fertigungskonzept aus. Trotz dieser entscheidenden Vorteile gegenüber der klassischen Pressverbindung fehlen wichtige Dimensionierungsvorschriften. Die Anwendung der Verbindung ist damit auf wenige Spezialanwendungen vor Allem in der Massenindustrie beschränkt. Der Artikel fasst die bisherigen Arbeiten zur Dimensionierung kraftschlüssig innenhochdruckgefügter Pressverbindungen zusammen.*



*Internal-high-pressure press-fit-connections are characterized by their low-weight-constructions, their high load transfer capability as well as their cost-effective and modular manufacturing concept. Despite these advantages, in contrast to classical press-fit-connections, dimensioning rules are missing. Application of the connection is limited to few applications in mass production. This article summarises previous research work. A review on research results for dimensioning internal-high-pressure press-fit-connections is given.*

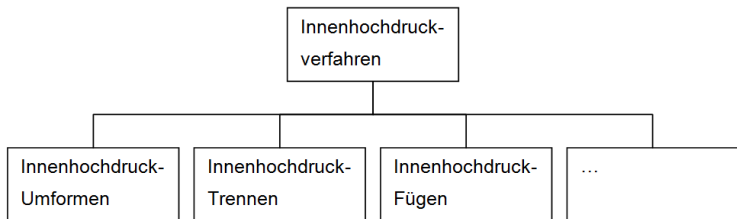
## 1 Das Fügeverfahren des Innenhochdruckfügen

Das Innenhochdruckfügen gehört nach VDI-Richtlinie 3146 zu den Innenhochdruckverfahren. **Bild 1** stellt das Einteilungsschema der Innenhochdruckverfahren dar.

Innenhochdruckfügen erfolgt durch plastische Aufweitung einer Hohlwelle unter Innendruck wodurch sich nach Druckrücknahme zwischen Welle und Nabe eine kraftschlüssige Verbindung ausbildet. **Bild 2** stellt den Fügeprozess qualitativ dar. Vor dem Fügen werden Welle und Nabe zu einander ausgerichtet. Beide Bauteile passen locker ineinander. Sie sind an ihren Kontaktflächen mit einem so genannten Fügepiel toleriert, welches die einfache Positionierung zu einander ermöglicht. Die Dichtungen werden mit dem Werkzeug in

der Welle ausgerichtet und fixiert, so dass ein Hohlraum in der Welle unterhalb der Nabe abdichtet wird. **Bild 2-I** zeigt der Zustand vor dem Fügen. Über die Ölbohrung im Inneren des Werkzeuges wird der Innenraum zwischen den Dichtungen mit Druck beaufschlagt. Hierbei weitet sich die Welle plastisch auf. Nachdem das Fügenspiel zwischen Welle und Nabe überwunden ist weiten sich beide Bauteile gemeinsam weiter auf: die Welle plastisch, die Nabe elastisch. **Bild 2-II** stellt den Zustand der Druckbeaufschlagung und des Fügens dar. Nach der Druckrücknahme verbleiben in der Nabe tangential Zugspannungen die für einen festen Presssitz auf der Welle sorgen. Beide Bauteile sind kraftschlüssig mit einander verbunden (**Bild 2-III**).

Die für das Fügen erforderlichen Drücke können 4000bar und darüber hinaus betragen. Entscheidend hierfür sind die Steifigkeiten von Welle und Nabe sowie der technisch erforderliche Passfugendruck nach dem Fügen. In industriellen Anwendungen wird ein möglichst niedriger Fügedruck angestrebt um eine lange Standzeit der Hochdruckdichtungen zu gewährleisten. Übliche Fügedrücke liegen im Bereich von 1500bar bis 3000bar.

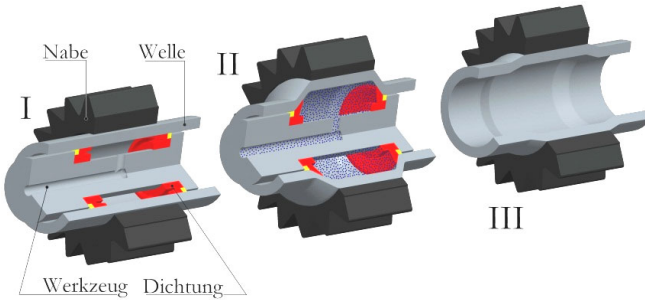


**Bild 1:** Einteilungsschema der innenhochdruckverfahren nach VDI-3146

Das Verfahren bringt fertigungstechnische Vorteile zu herkömmlichen Pressverbindungen. Die Schaffung eines kraftschlüssigen Presssitzes erfordert gewöhnlich auf einander abgestimmte Presspassungen deren Fertigung zumeist kostspielig ist. Das Fügen mehrerer Naben auf einer Welle erfordert Wellenabsätze wodurch sich Gewicht und Bau- raum der Welle erheblich erhöht. Für die Ausbildung einer kraftschlüssigen Verbindung durch Innenhochdruckfügen ist die Einhaltung üblicher Fertigungstoleranzen an den Kontaktflächen von untergeordneter Bedeutung. Das Fügenspiel zwischen der Welle und der Nabe ermöglicht das einfache Positionieren der Bauteile zueinander. Das Fügen mehrerer Naben auf einer Welle ist hierdurch ohne zusätzliche Wellenabsätze möglich. Die Variationsbreite der Prozessparameter ermöglicht die Einstellung des Passfugendruckverlaufes und beeinflusst so die Kerbwirkung zwischen den zu fügenden Bauteilen. Eine große Drucküberstandslänge generiert am Fugenrand ein Kanten-



kneifen, ähnlich dem bei konventionellen Pressverbindungen. Geringe Drucküberstandslängen vermindern die Kerbwirkung und schaffen einen Passfugendruckabfall zum Nabenrand hin.



**Bild 2:** Prinzipdarstellung des Innenhochdruckfügens

## 2 Schädigungsmechanismen

Am Institut für Maschinenwesen wurden umfangreiche Versuche unter dynamischer Torsion und Umlaufbiegung durchgeführt, die eine Erweiterung der Versuchsdaten und des Wissens zur dynamischen Übertragbarkeit schaffen.

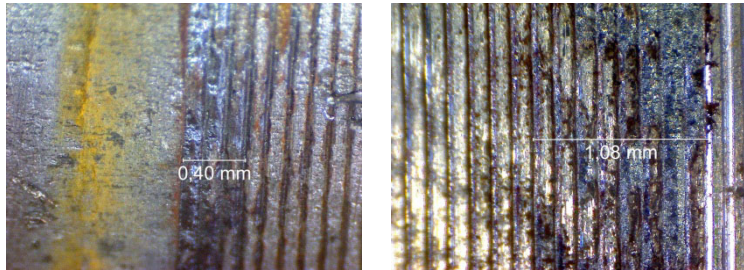
Schwerpunkt der durchgeführten Untersuchungen war die Lebensdauerbewertung hinsichtlich des Einflusses von Passungsrost infolge eines Relativschlupfes zwischen Welle und Nabe und die daraus resultierende Schädigung. Für die Schaffung eines umfangreichen Verständnisses der Vorgänge im Kontakt wurden FE-Simulationen durchgeführt, welche an Bauteilversuchen und mit Hilfe aufwendiger Messtechnik verifiziert wurden. Der Schlupf in der Verbindungsfuge wurde mit Hilfe eines Laservibrationsinterferometers im Torsionschwingversuch gemessen und mit den Ergebnissen der FE-Untersuchung verglichen. Des Weiteren wurde das Klaffmoment durch Messung der Radialdehnungen experimentell aufgenommen und mit den Computermodellen verglichen. Ebenso wurde das experimentell ermittelte statische Rutschmoment zur Verifikation der numerischen Modelle herangezogen. In allen Fällen wurde eine Übereinstimmung der Ergebnisse aus Versuch und Simulation gefunden und so das numerische Modell verifiziert.

In den durchgeführten Bauteilversuchen wurden drei wesentliche Schädigungsmechanismen und Versagensursachen gefunden:

- das Durchrutschen der Nabe infolge von Verschleiß unter umlaufender Biegelast

- der Bruch der Welle als Folge einer unzulässig hohen Umlaufbiegespannung und Kerbwirkung am Nabenrand
- das Reißen der Wellen im unbeanspruchten Wellenabschnitt infolge einer unzulässigen Erwärmung durch Torsionswechselschubspannungen

Ein Bauteilversagen als Folge einer Passungsrostbildung konnte nicht nachgewiesen werden. Zwar trat in einigen Proben eine Passungsrostbildung auf, diese führte jedoch bis zur untersuchten Schwingspielzahl von  $10^7$  Lastwechseln nicht zum Bauteilversagen.

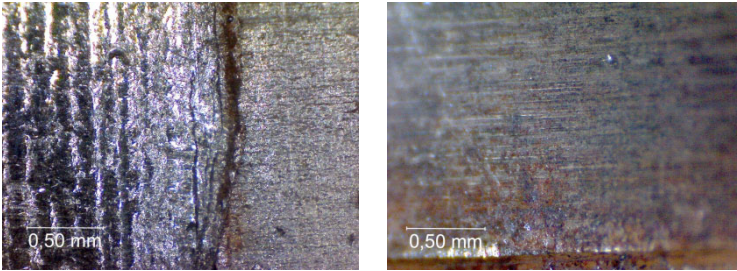


**Bild 3:** Oberfläche der Welle links (206-fache Vergrößerung) und Nabe rechts (216-fache Vergrößerung) nach dynamischer Beanspruchung unter Torsionslast

**Bild 3** zeigt die Oberflächen von Welle und Nabe bei etwa 200-facher Vergrößerung nach dynamischer Torsionslast dar. Deutlich erkennbar sind die Drehriefen auf der Oberfläche der Nabe. Durch den Fügevorgang und der einhergehenden plastischen Verformung der Welle formen sich diese Riefen in die Welle ein. Der Unterschied in der Oberflächencharakteristik der Welle zwischen freiem Wellenende links und Fügestelle rechts ist ausgeprägt. Zudem finden sich Oberflächenschäden im Bereich des Nabenrandes auf der Wellenoberfläche im Bereich bis etwa 0,4mm ins Nabeninnere. Oberflächenschäden finden sich ebenso auf der Nabe. Korrosionsspuren sind insbesondere auf der Wellenoberfläche erkennbar. Diese befinden sich direkt an der Nabenkante und in den ausgeformten Drehriefen. Die Korrosion ist im Vergleich zu den übrigen Oberflächenschäden nicht ausgeprägt und hat keinen nennenswerten Einfluss auf die Lebensdauer.

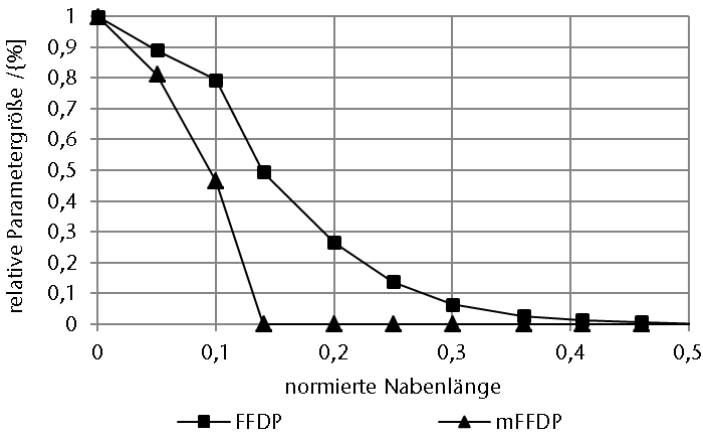
**Bild 4** zeigt die Oberflächen von Welle und Nabe bei etwa 200-facher Vergrößerung nach Umlaufbiegebelastung. Die Drehriefen der Welle sind durch Materialabtrag und Verschleiß nicht mehr erkennbar. Die Oberfläche der Welle ist ebenso verschliffen und weist keine ausgeformten Drehriefen mehr auf. Auf der Welle ist im Nabenübergang ein schmaler Korrosionsstreifen mit Rissen erkennbar. Ausgehend vom Korrosionsstreifen nach links war die Fügestelle zwischen Welle und

Nabe, rechts vom Korrosionsstreifen war das freie Wellenende. Auf der Nabe ist am Nabenrand, **Bild 4** – rechts unten, ein schmaler korrosionsstreifen erkennbar. Risse konnten hier jedoch nicht nachgewiesen werden. Die Risse in der Welle führten zum Bauteilversagen.



**Bild 4:** Oberfläche der Welle links (200-fache Vergrößerung) und Nabe rechts (206-fache Vergrößerung) nach dynamischer Beanspruchung unter Umlaufbiegung

**Bild 5** zeigt den Verlauf des Fatigue-Fretting-Damage-Parameters (FFDP) und des modifizierten FFDP (mFFDP) über die normierte Nabenlänge 1 bei dynamischer Torsionslast. Die absoluten Werte der Schädigungsparameter wurden an ihren jeweiligen Maximalwerten normiert. Die Ergebnisse lassen sich qualitativ auch auf andere Bauteilgrößen und Laststufen übertragen.



**Bild 5:** FFDP und modifizierter FFDP relativer Schädigungsparameter über die normierte Nabenlänge unter dynamischer Torsionslast

Zum Nabenrand bei  $x=0$  stellt sich bei beiden Verläufen ein absolutes Maximum ein. Vergleicht man die Werte aus **Bild 5** mit denen mikroskopischen Aufnahmen in **Bild 3** ist eine gute Übereinstimmung erkennbar. Auf Grund der lokalen Schädigung am Nabenrand und dem steileren Verlauf des mFFDP zum Nabenrand hin wird das Schädigungsverhalten der Oberfläche durch den mFFDP etwas besser wiedergegeben. Der potentiell gefährdete Ort wird mit dem mFFDP gut wiedergegeben.

### 3 Analytische Ansätze zur statischen Auslegung

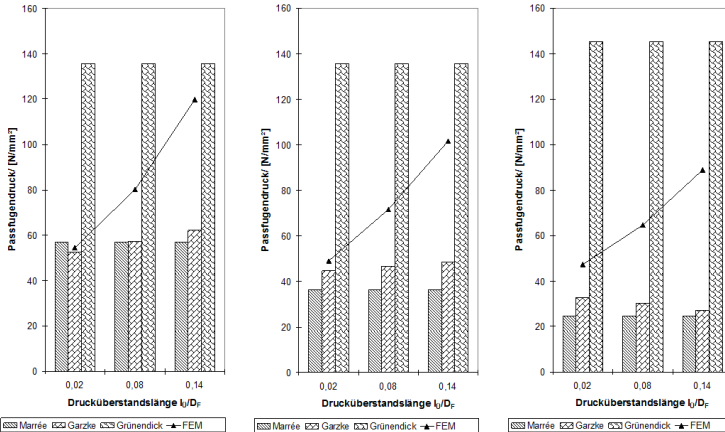
Für die Bestimmung des Passfugendruckes existieren in der Literatur verschiedene Ansätze. Wesentliche Arbeiten wurden von /1/, /2/ und /3/ veröffentlicht.

Die in /2/ erläuterte Formel dient einer konservativen Dimensionierung und gibt die verlässlichsten Werte für den mittleren Passfugendruck:

$$p = Y_{Dil} Y_{IF} Y_{ReI} Y_{pi} \frac{\left[ p_i - k_{f,I} \ln \left( \frac{1}{Q_I} \right) \right] \frac{1}{E_A} \left( \frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \nu_A \right) + \frac{2 \cdot Q_I^2}{E_I (1-Q_I^2)} k_{f,I} \ln(Q_I)}{\frac{1}{E_A} \left( \frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \nu_A \right) + \frac{1}{E_I} \left( \frac{1+Q_I^2}{1-Q_I^2} + \nu_I \right)}$$

Die Faktoren  $Y_{xx}$  beschreiben empirische Funktionen zur Berücksichtigung der Quereinflüsse aus der Fügelänge, der Streckgrenze, der Drucküberstandslänge und dem Fügedruck.

**Bild 6** stellt den analytisch berechneten Passfugendruck den mit der Finiten-Elemente-Methode numerisch ermittelten Druck gegenüber. Die Balken entsprechen jeweils den drei oben beschriebenen analytischen Ansätzen. Die eingetragene Linie entspricht dem Ergebnis aus der numerischen Berechnung. Der analytisch ermittelte Passfugendruck stimmt für kleine Drucküberstandslängen gut mit der numerischen Lösung überein. Für große Drucküberstandslängen ergibt sich eine große Diskrepanz zwischen dem Ergebnis des analytischen Modells und dem numerischen Ergebnis. Die in /2/ vorgestellte Gleichung überschätzt hierbei den mittleren Passfugendruck nicht und stellt damit ein sicheres konservatives Auslegungskriterium dar. Eine erste Abschätzung der Übertragbarkeit sowie eine erste Parameterstudie innenhochdruckgefügter Pressverbindungen können analytisch mit der oben angegebenen Formel erfolgen.



**Bild 6:** Vergleich der analytischen Lösung des mittleren Passfugendruckes mit der Finiten-Elemente-Simulation ( $Q_f=0,76$ ,  $p_r=3000\text{bar}$ ,  $s_f/D_f=0,002$ ): links:  $l_f/D_f=0,56$  und  $Q_A=0,72$ ; mitte:  $l_f/D_f=0,80$  und  $Q_A=0,63$ ; rechts:  $l_f/D_f=2,00$  und  $Q_A=0,56$

Die während des Fügens vollplastifizierte Welle fließt in die bearbeitete Oberflächenkontur hinein und wirkt somit verzahnend. Wird der Innendurchmesser der Nabe gedreht so ergeben sich für die tangentialen und axiale Wirkrichtung unterschiedliche Reibkoeffizienten. Die Verwendung von geschliffenen Naben in Verbindung mit dem Innenhochdruckfügen ist unüblich.

#### 4 Dynamische Beanspruchbarkeit

/3/ stellt erste Arbeiten zur Dimensionierung innenhochdruckgefügter Pressverbindungen unter umlaufender Querkraftbiegung vor. In seiner Arbeit stellt er eine Dimensionierungsgleichung zur Bestimmung der tribologisch zulässigen Grenzbiegekraft  $F_{br,gr}$  vor:

$$\frac{F_{br,gr}}{F_{bk}^*} = 1,7 \sqrt{\frac{1}{A(p_f^*)} \cdot \left( \frac{s_{0,zul}}{D_f} - 6 \cdot 10^{-6} \right)}$$

/3/ konnte für  $s_{0,zul}/D_f=33 \cdot 10^{-6}$  keine Schädigung infolge Passungsrost feststellen. Neuer Untersuchungen am Institut für Maschinenwesen zur Übertragbarkeit innenhochdruckgefügter Pressverbindungen und umlaufender Querkraftbiegebelast zeigt die gute Abbildung des Schädigungsverhalten über eine Wöhlerlinie.

/2/ beschreibt erste Versuchsergebnisse zur dynamischen Übertragbarkeit von Drehmomentlasten an innenhochdruckgefügtten Pressverbindungen und fand erste Oberflächenschädigungen ab einer dynamischen Lastziffer von  $\eta_{\text{dyn}} > 1,5$ . Die Arbeiten beziehen sich auf eine elastische Aufweitung der Nabe. Neue Untersuchungen am Institut für Maschinenwesen konnten bei Fügedrücken die zur teilplastischen Aufweitung der Nabe führten keine nennenswerten Schädigungen der Oberflächen feststellen.

## 5 Zusammenfassung

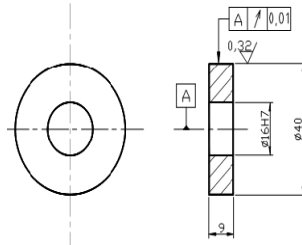
Die analytische Dimensionierung innenhochdruckgefügtter Pressverbindungen mit dominierendem Kraftschluss wurde für statische und dynamische Betriebslasten vorgestellt.

Die Dimensionierung unter dynamischen Lasten erfolgt getrennt für Torsion und Biegung. Unter dynamischer Torsionswechsellast bei elastischer Aufweitung der Nabe, ist ab einer dynamischen Lastziffer  $\eta_{\text{dyn}} > 1,5$  mit Oberflächenschäden und dem Versagen der Verbindung zu rechnen. Für Welle-Nabe-Verbindungen mit teilplastischer Aufweitung der Nabe konnten keine nennenswerten Schädigungen an der Fügeoberfläche nachgewiesen werden.

## 6 Literatur

- /1/ Marré, M.: Grundlagen der Prozessgestaltung für das Fügen durch Weiten mit Innenhochdruck. Dissertation 2009. TU Dortmund. Shaker Verlag. ISBN 978-3-8322-8361-2
- /2/ Garzke, M.: Auslegung innenhochdruckgefügtter Pressverbindungen unter Drehmomentbelastung. Dissertation 2001. TU Clausthal. VDI-Verlag. ISBN 3-18-335001-7
- /3/ Grünendick, T.: Die Berechnung innenhochdruckgefügtter Pressverbindungen. Dissertation 2004. TU Clausthal. Papierflieger. Clausthal-Zellerfeld. 2005
- /4/ Paysan, G.: Ein Wirkzonenkonzept zur Simulation des Verschleiß- und Tragverhaltens reibkorrosionsgefährdeter Maschinenelemente. Dissertation. Berlin. 2000
- /5/ Vidner, J.; Leidich, E.: Enhanced Ruiz criterion for the evaluation of crack initiation in contact subjected to fretting fatigue. International Journal of Fatigue. Bd. 29 (2007) Seiten 2040-2049

## Einfluss des Additivs MOTOR-LIFE PROFESSIONAL auf den Verbrauch von Reibpaaren



Wieczorek A.

*Zusammenfassung: In der Arbeit wurden Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen im Bereich der Modifizierung der Arbeitsbedingungen von Reibpaaren bei Verwendung des Additivs MOTOR-LIFE PROFESSIONAL vorgestellt. Es wurde eine deutliche Verbesserung der tribologischen Eigenschaften von Reibpaaren festgestellt - Verringerung des Verschleißes, die sich positiv auf die Beständigkeit und Zuverlässigkeit von Maschinen und Anlagen auswirkt.*

## Effect of adding the 'MOTOR-LIFE PROFESSIONAL' metal refiner on the wear of friction pairs

*Abstract: The study presents results of experimental studies in the scope of modifying the operating conditions of friction pairs with the use of the MOTOR-LIFE PROFESSIONAL refiner. There was demonstrated significant improvement in tribological properties of friction pairs - reduction in wear, which affects the durability and reliability of operation of machinery and equipment.*

### 1 Einleitung

Beim Bau und Betrieb von Maschinen spielt die richtige Schmierung von Reibpaaren [1], insbesondere von Zahnradgetrieben, die zu wichtigsten Antriebselementen in Maschinen und Anlagen gehören, eine besonders wichtige Rolle. Dieses Problem nimmt immer an Bedeutung zu, weil die gegenwärtigen Tendenzen bei der Entwicklung von Arbeitsmaschinen, darunter auch Bergbaumaschinen, sich dadurch kennzeichnen, dass immer größere Leistungen auf Zahnradgetriebe übertragen werden, was dazu führt, dass sie immer größeren mechanischen und thermischen Einwirkungen ausgesetzt sind. Aus diesem Grund werden den Zahnradgetrieben erhöhte Anforderungen in Puncto Konstruktion und Material gestellt. Dies betrifft

auch die Betriebsflüssigkeiten, bei denen Schmieröle /4,5/ einen wesentlichen Teil darstellen. Entsprechende Qualität und Menge des Schmierstoffes ist Voraussetzung, um hohe Beständigkeit und Zuverlässigkeit von Maschinen und Anlagen zu erreichen.

Herkömmliche Forschungsrichtung zur Verbesserung der Nutzungseigenschaften von Schmierstoffen berührt auf Verwendung von qualitativ besseren Additiven, die einen integralen Teil der Schmierstoffe darstellen. Bis zum jetzigen Zeitpunkt konnte man beim Betrieb von Verbrennungsmotoren, mechanischen Getrieben oder Hydraulik-Baugruppen folgendes erreichen: Verringerung des Energieverbrauches um 2-3%, Verlängerung der Zeitintervalle nach deren Ablauf die Betriebsflüssigkeiten gewechselt werden müssen um 20-30%, Erhöhung der Beständigkeit von Mechanismen um 20-30% /3/.

Eine der anderen Forschungsrichtungen beruht auf der Idee in die Reibpaare Additive über Öle einzuführen. Additive modifizieren aufgrund der physikalischen und chemischen Adsorption die oberflächennahe Schicht, indem auf den Reibungsflächen eine modifizierte, gegenüber dynamischen und thermischen Belastungen widerstandsfähigere Grenzschicht /2/ gebildet wird.

Es werden verschiedene Additive unterschieden, die untersucht und in der Praxis verwendet werden. Im Allgemeinen kann man sie in drei grundsätzliche Gruppen unterteilen:

A. Additive mit chemischer Wirkung;

B. Additive, die in ihrer Zusammensetzung Partikel von festen Schmierstoffen wie z.B. Teflon, Leichtmetalle, Graphit und andere enthalten;

C. Additive, die im Reibpaar die Entstehung einer Schmierung nach dem Prinzip der sogenannten selektiven Übertragung ermöglichen.

Zur Gruppe A gehören Stoffe, deren chemische Zusammensetzung nicht offenbart wird. Mit hoher Wahrscheinlichkeit kann man annehmen, dass es sich dabei um sorgfältig abgestimmte EP-Additive handelt, d.h. Phosphor-, Schwefel- oder Chlorverbindungen, die zusätzlich oder hauptsächlich mit Sauerstoff, Zinn, Bor, Selen und anderen Bestandteilen angereichert sind. Sie reagieren mit metallischem Untergrund, besonders aktiv bei erhöhten Temperaturen während des Reibungsprozesses. Die Diffusion der Bestandteile dieser Additive in die Oberflächenschicht führt zur Bildung auf der Metalloberfläche von Schutzschichten aus Phosphaten, Sulfiden usw. Damit erreicht man gleichzeitig eine "starke" Ölgrenzschicht dank der chemischen Adsorption und zusätzliche Sicherung in Form von Diffusionsschicht.



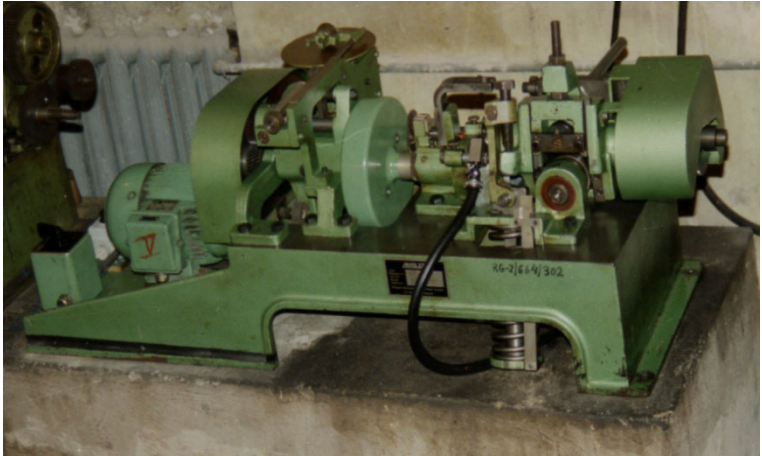
So gebildete oberflächennahe Schicht (die sich während der Arbeit des Reibpaares regeneriert) kennzeichnet sich durch hohe Widerstandsfähigkeit gegenüber mechanischen Belastungen und höheren Temperaturen, durch verminderten Reibungskoeffizienten und erhöhte Verschleißfestigkeit (gegen Fressen). Zu solchen Additiven gehört MOTOR-LIFE PROFESSIONAL, dessen Verschleißigenschaften im Rahmen dieser Arbeit untersucht werden.

## **2 Ziel, Gegenstand und Bedingungen der Versuche**

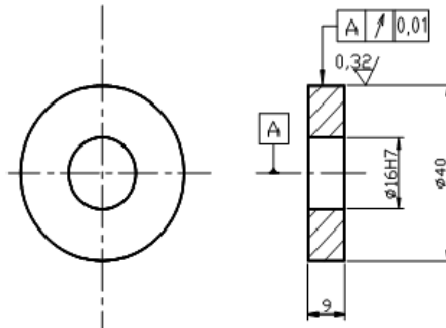
Hauptziel der Untersuchungen war die Bestimmung der Verschleißigenschaften von Stahlproben nach der Zugabe des Additivs MOTOR-LIFE PROFESSIONAL in Verbindung mit mineralischem Getriebeöl TRANSOL VG 220.

Die Verschleißversuchen /1/ wurden auf der Abriebmaschine AMSLER (**Bild 1**) durchgeführt. Auf dieser Maschine lassen sich zwei Arten von Reibung (Gleit-, bzw. Gleit – Wälz-) zwischen zwei Proben (**Bild 2**) realisieren. Man kann folgende Bedingungen einstellen:

- Reibungsart: Gleitreibung,
- Gegenläufige Bewegung von Proben,
- Belastungsart: konstante radiale Kraft  $F = 490 \text{ N}$  und  $981 \text{ N}$ ,
- Kontaktbreite der Proben:  $b = 10 \text{ mm}$ ,
- Drehzahl:  $n_1 = 200 \text{ uml/min}$ ,
- Umfangsgeschwindigkeit der Probe:  $v_p = 0,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,
- Schmierungsart: Spritzschmierung mit Öl TRANSOL VG–220 (Viskosität bei  $40 \text{ °C}$  gleich  $220 \text{ mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$ ),
- Werkstoff für Proben: Stahl 40H mit Härte 59 HRC.



**Bild 1:** Der Prüfstand AMSLER



**Bild 2:** Die Maße von Proben

Die Massenverlustmessungen wurden nach: 5-, 20-, 50- und 80-minütiger Zusammenwirkung der untersuchten Proben durchgeführt. Vor dem Beginn des Verschleißversuches und nach jedem Reibungswegzyklus (nach sorgfältiger Reinigung und Trocknung) wurde 5-Mal die Masse der Probe mit Hilfe einer Analysewaage mit einer Messgenauigkeit von  $\pm 0,5$  mg ermittelt.

Der zu ermittelnde Parameter, der als Verschleißmaß angenommen wurde, war der Massenverlust der beiden Proben. Zur Berechnung dieses Parameters wurde folgende Gleichung angewendet:

$$u = (m_{p,0} - m_{p,t}) + (m_{pp,0} - m_{pp,t}) \quad (1)$$

mit:

$m_{p,0}$  – Anfangsmasse der Probe,

$m_{p,t}$  – Masse der Probe nach der Verschleißzeit  $t$ ,

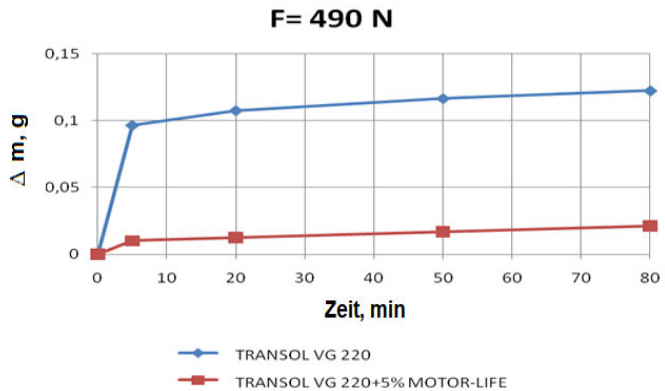
$m_{pp,0}$  – Anfangsmasse der Gegenprobe,

$m_{pp,t}$  – Masse der Gegenprobe nach der Verschleißzeit  $t$ .

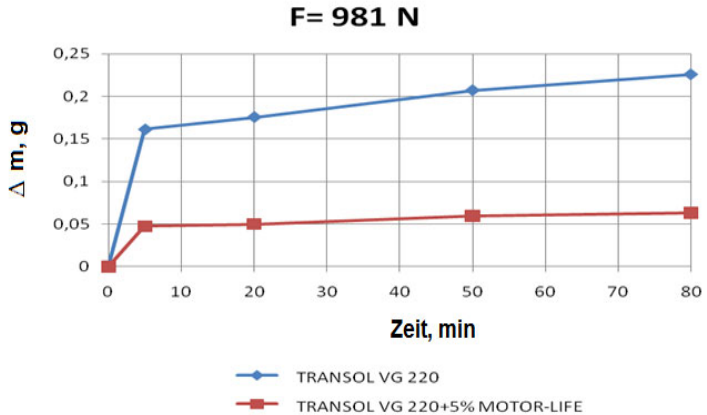
Vor der Durchführung von Verschleißversuchen wurde ein Gemisch angefertigt, das danach im Untersuchungszyklus verwendet wurde. Dieses Gemisch wurde in einem fabrikneuen Kunststoffbehälter mit einem Volumen von 5 Litern angefertigt. Mit Hilfe eines Messzylinders mit einem Volumen von  $0,5 \text{ dm}^3$  wurde hierzu eine angenommene Menge des entsprechenden Öls (2 Liter) abgemessen. Die Genauigkeit der Volumenbestimmung betrug  $\pm 1 \text{ mm}^3$ . Danach wurde das Produkt MOTOR-LIFE PROFESSIONAL von der Firma PLASTMAL gemäß festgelegtem Zyklus hinzugefüllt.

### 3 Versuchsergebnisse

Die Ergebnisse der durchgeführten Messungen wurden auf **Bild 3** und **Bild 4** in Form von Verläufen als Funktion der Zeit dargestellt. Aus diesen Abbildungen kann man leicht erkennen, dass die beobachteten Massenverluste der untersuchten Proben, die mit Mineralöl TRANSOL 220 mit Zugabe von MOTOR-LIFE PROFESSIONAL geschmiert wurden, wesentlich kleiner waren, als die Massenverluste von Proben, die mit reinem Öl geschmiert wurden.



**Bild 3:** Verläufe der Massenverluste von Proben, die mit mineralischem Getriebeöl TRANSOL VG 220 geschmiert wurden, und Verläufe der Massenverluste von Proben, die mit Mineralöl TRANSOL VG 220 mit Zugabe von 5% MOTOR-LIFE PROFESSIONAL geschmiert wurden, die jeweils bei Belastung mit einer Radialkraft von  $F=490$  N untersucht wurden.



**Bild 4:** Verläufe der Massenverluste von Proben, die mit mineralischem Getriebeöl TRANSOL VG 220 geschmiert wurden, und Verläufe der Massenverluste von Proben, die mit Mineralöl TRANSOL VG 220 mit Zugabe von 5% MOTOR-LIFE PROFESSIONAL geschmiert wurden, die jeweils bei Belastung mit einer Radialkraft von  $F=981$  N untersucht wurden.

## 4 Zusammenfassung

Auf der Grundlage der durchgeführten Verschleißuntersuchungen von Stahlproben, die mit mineralischem Getriebeöl mit Zugabe von MOTOR LIFE PROFESSIONAL geschmiert wurden, kann man folgende allgemeine Schlussfolgerung ziehen:

- Zugabe des Additivs MOTOR LIFE PROFESSIONAL zum mineralischen Getriebeöl in einer Menge von 5% des Schmierölvolumens verringert wesentlich den Massenverlust der untersuchten Proben.

## 5 Literatur

- /1/ Hebda M., Wachal A.: Trybologia. WNT, Warszawa 1980.
- /2/ Laber S.: Badania własno ci eksploatacyjnych i smarnych uszlachetnicza metalu MOTOR-LIFE PROFESSIONAL. Uniwersytet Zielonogórski, Zielona Góra 2003.
- /3/ Pytko S.: Problemy smarowania w procesach obróbki skrawaniem. Mechanik nr 9/1989.
- /4/ Sko A., Spątek J., Markusik S.: Podstawy konstrukcji maszyn. Tom 2, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 2008.
- /5/ Spątek J.: Problemy in ynierii smarowania maszyn w górnictwie. Monografia 57. Wydawnictwo Politechniki I skiej, Gliwice 2003.



## Zum Verschleiß in Längenausgleichen von Kreuzgelenkwellen

Lau, P.

*Der während des Betriebs von Kreuzgelenkwellen auftretende Verschleiß im verzahnten Längenausgleich stellt einen entscheidenden Faktor für die zulässige Einsatzdauer dar. Erreicht das verschleißbedingt wachsende Knickspiel eine kritische Größe ist die anforderungsgerechte Funktionserfüllung nicht mehr gegeben und es wird ein Austausch erforderlich. Die Berücksichtigung dieser Verschleißentwicklung bei der Auslegung fußt momentan nur auf Erfahrungswerten. Ein am IMW bearbeitetes Forschungsvorhaben schafft hier Abhilfe: an seinem Ende steht eine Auslegungsrichtlinie, die dem Konstrukteur eine genauere analytische Betrachtung des zu erwartenden Verschleißes ermöglicht.*



*Due to the intended employment of cardan shafts the splined shaft connections in their midsections are subject to successive wear. This wear poses the crucial factor for the allowable application of these shafts. Reaches the buckling play of the length compensation, which increases in consequence of the growing wear, a critical extent the appropriate compliance to its specification is not given any more. Then a replacement becomes necessary. Taking into account this wear in the dimensioning process happens at present just based on experience or estimation. An ongoing research project at the Institute of Mechanical Engineering targets improvement regarding this subject: as a result a guideline will be created enabling the design engineer to take the expected wear into his consideration.*

### 1 Das Vorhaben

Ein Tätigkeitsfeld des Vorhabens bilden umfangreiche experimentelle Untersuchungen an zwei Baugrößen bei unterschiedlichen Lastsituationen. Dabei wurden hinsichtlich der Verbindungspartner im Längenausgleich drei verschiedene Überdeckungsängen, gängige Material- bzw. Reibpaarungen, zwei Verzahnungsgeometrievarianten wie auch unterschiedliche Fertigungsverfahren im Versuchsplan berücksichtigt.

Daneben finden numerische Untersuchungen statt, die in einem ersten Schritt die experimentell untersuchten Versuchsteile in den gefahrenen Lastsituationen betrachten. Dies dient der Bestimmung des Zusammenhangs zwischen den numerisch ermittelten Beanspruchungen und dem experimentell bestimmten Verschleißverhalten. In einem zweiten Schritt werden die numerischen Untersuchungen dann auf andere Baugrößen erweitert. Ausgehend von den dadurch erhaltenen Beanspruchungen lassen sich mit Hilfe des o. a. festgestellten Zusammenhangs Aussagen über den erwartbaren Verschleiß machen.

Nachdem das Vorhaben als Ganzes bereits in der Vergangenheit im Überblick vorgestellt wurde, werden im Folgenden Teilergebnisse aus dem Bereich der experimentellen und der numerischen Untersuchungen an der kleinen Baugröße (Längenausgleich nach DIN 5480: 32x2x14 /1/) herausgegriffen und vorgestellt.

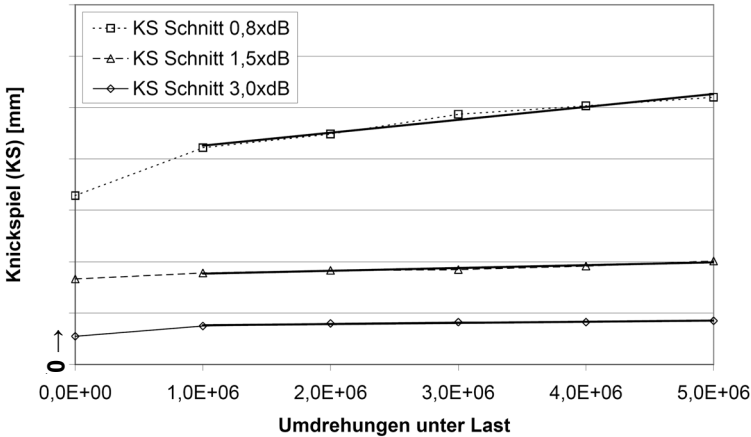
### 1.1 Experimentelle Untersuchungen (kleine Baugröße)

Zum Erzielen aussagekräftiger Ergebnisse bei vertretbarem Zeitaufwand ging die ursprüngliche Planung für sämtliche experimentellen Untersuchungen von einer permanenten Verspannung der GW (Gelenkwellen) während der Versuche mit Verschiebung im LA (Längenausgleich) aus. Bezüglich der Versuche, die GW mit Stahl-Rilsan-Reibpaarung (Welle/Nabe) im verzahnten LA zum Gegenstand hatten, ließ sich diese Planung auch so umsetzen. **Bild 1** zeigt die gemessenen Knickspielentwicklungen bei den drei betrachteten Überdeckungslängenvarianten ( $0,8\text{-}d_B$ ,  $1,5\text{-}d_B$  und  $3,0\text{-}d_B$ ). Hervorzuheben ist hier die klare Stufung der Steigerungsraten in Abhängigkeit von der Überdeckungslänge und parallel die lineare Entwicklung der Knickspielwerte nach Erreichen von  $1 \cdot 10^6$  Umdrehungen – also dort, wo der Einlauf als abgeschlossen betrachtet werden kann.

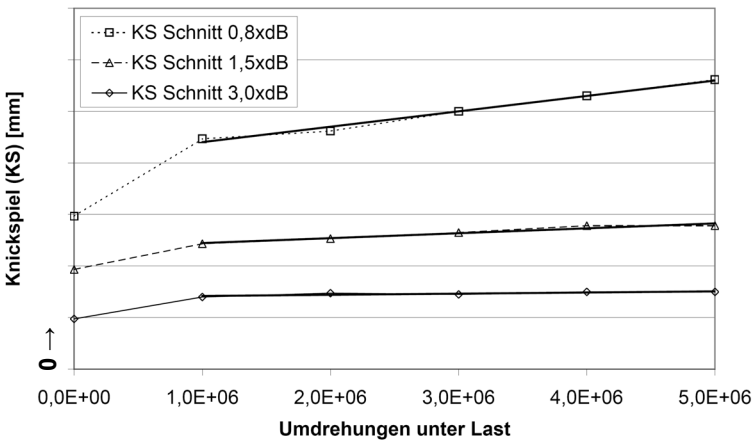
Im Gegensatz dazu zeigte sich bei den Versuchen mit der alternativen Paarung nitrierter Stahl/Stahl in der Welle-Nabe-Verbindung des LA bereits nach wenigen Minuten eine Abnahme der realisierten Verschiebewege. Eine genauere Betrachtung zeigte, dass der Grund hierfür in einem stetigen Anstieg der Reibkräfte unter permanenter Verspannung lag. Im Extremfall bedeutete dies, dass die über eine Exzentervorrichtung axial in die Gelenkwellen eingeleiteten Verschiebekräfte nicht mehr zur Verschiebung im LA ausreichten, sondern nur zur elastischen Verformung der Anschlussbauteile führten. Nachdem sich Fertigungsfehler als Ursache ausschließen ließen und außerdem ein Effekt des Zurücksetzens der Reibkräfte durch Wegnahme des Verspannmoments festgestellt wurde, wurde die Verspanncharakteristik für diese Materialpaarung dementsprechend angepasst: alle 60 Se-



kunden Versuchsbetrieb wurde die Verspannung für 5 Sekunden weggeschaltet (Fahrweise 60/5). Das Ergebnis der vorstehend beschriebenen Versuche ist in **Bild 2** wiedergegeben. Auch hier haben die vorstehend getroffenen Aussagen zur Stufung und Linearität Gültigkeit.

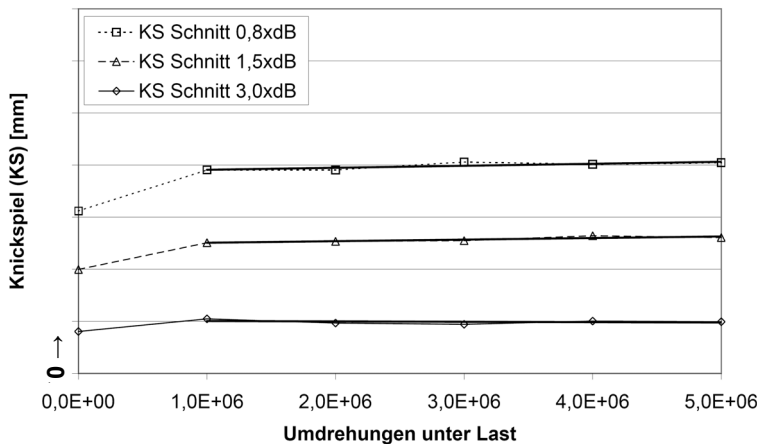


**Bild 1:** Knickspiel in Abhängigkeit von der Versuchsumdrehungszahl (Stahl/Rilsan, 0,8-d<sub>B</sub>, 1,5-d<sub>B</sub> und 3,0-d<sub>B</sub>, M<sub>t</sub>=500Nm, Verschiebung 1 mm bei 1 Hz, permanent verspannt)



**Bild 2:** Knickspiel in Abhängigkeit von der Versuchsumdrehungszahl (nitr. Stahl/Stahl, 0,8-d<sub>B</sub>, 1,5-d<sub>B</sub> und 3,0-d<sub>B</sub>, M<sub>t</sub>=500Nm, Verschiebung 1 mm bei 1 Hz, Fahrweise 60/5)

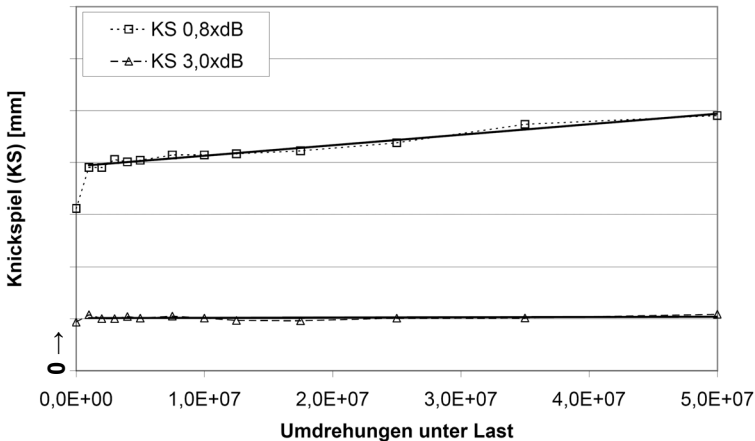
Um die mit den unterschiedlichen Verspannungscharakteristika erhaltenen Untersuchungsergebnisse miteinander in Relation setzen zu können, wurde der Versuchsplan nachfolgend durch Versuche mit unterbrochener Verspannung an GW mit Stahl-Rilsan-Reibpaarung ergänzt, wobei sich die in **Bild 3** dargestellten Verläufe ergaben. Im Vergleich zu **Bild 1**, in dem die Knickspiele im LA der permanent verspannt gefahrenen GW (gleicher Ausführung) wiedergegeben sind, zeigt sich eine erhebliche Senkung der Knickspielzunahmen über die Versuchsdauer trotz gleicher Umdrehungszahlen unter Verspannung. Dies verdeutlicht den nicht vernachlässigbaren Einfluss der Fahrweise auf die Verschleißkennwertentwicklung. Ein sinnvoller direkter Vergleich zwischen den beiden unterschiedlichen Materialpaarungen kann nur auf Basis von **Bild 2** und **Bild 3** erfolgen. Dabei ergibt sich die klare Überlegenheit der Materialpaarung Stahl/Rilsan: auch bei Einkürzung der Überdeckungslänge auf  $0,8 \cdot d_B$  treten hier nur Steigerungsraten auf, die bei der Paarung nitrierter Stahl/Stahl erst bei Überdeckungsängen oberhalb von  $1,5 \cdot d_B$  erreicht werden.



**Bild 3:** Knickspiel in Abhängigkeit von der Versuchsumdrehungszahl (Stahl/Rilsan,  $0,8 \cdot d_B$ ,  $1,5 \cdot d_B$  und  $3,0 \cdot d_B$ ,  $M_t=500\text{Nm}$ , Verschiebung 1 mm bei 1 Hz, Fahrweise 60/5)

Gerade in Fahrzeugen eingesetzte Gelenkwellen erreichen im Laufe ihrer Nutzungsdauer Umdrehungszahlen, die deutlich jenseits der für die Versuche festgesetzten Endumdrehungszahl von  $5 \cdot 10^6$  liegen. Diese Tatsache und der Umstand, dass die in den Untersuchungen aufgetretenen Knickspielentwicklungen nach dem Einlauf durchweg ein lineares Verhalten aufwiesen, führten zu der Frage welchen (Um-

drehungszahl-)Beschränkungen der Geltungsbereich einer von linearen Verschleißkennwertentwicklungen ausgehenden Auslegungsrichtlinie unterliegt. Um hier eine Aussage treffen zu können, wurde einer der Versuche, der die Untersuchung der Materialpaarung Stahl/Rilsan bei unterbrochener Verspannung zum Gegenstand hatte, bis zum zehnfachen der eigentlich vorgesehenen Dauer fortgeführt (bis etwa 900h unter Last). Das Ergebnis ist in **Bild 4** dargestellt.



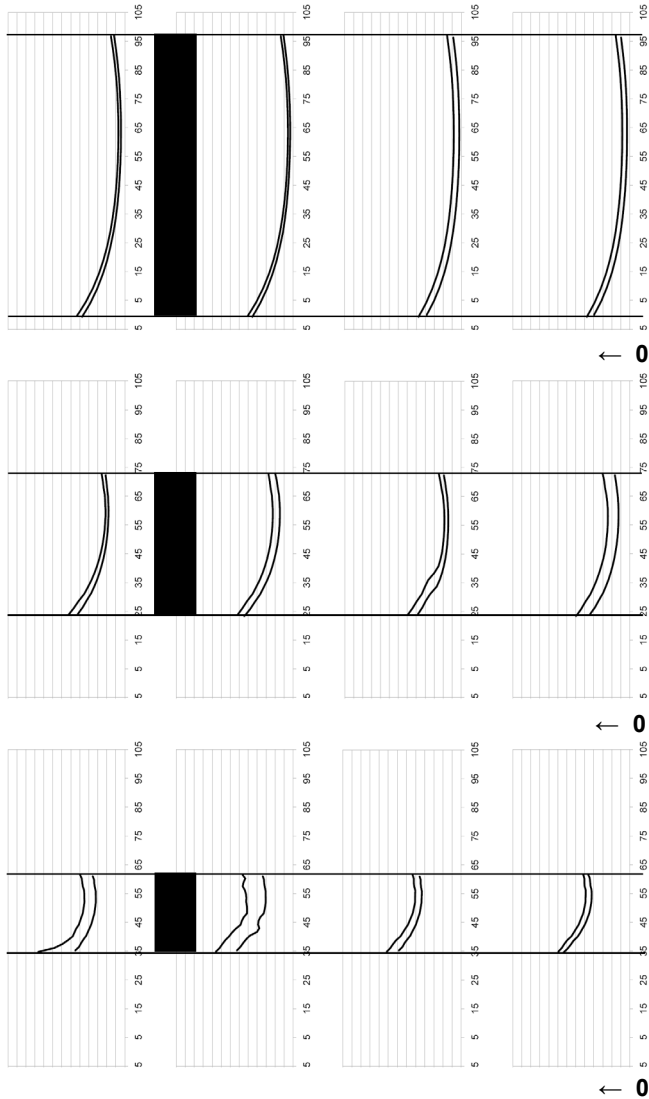
**Bild 4:** Knickspiel in Abhängigkeit von der Versuchsumdrehungszahl (Stahl/Rilsan, 0,8-d<sub>B</sub> und 3,0-d<sub>B</sub>, M<sub>T</sub>=500Nm, Verschiebung 1 mm bei 1 Hz, Fahrweise 60/5, fortgeführt bis 5x10<sup>7</sup> Umdrehungen)

Es ersichtlich, dass sich das bereits in den bisherigen Ergebnissen erkennbare lineare Verhalten der Knickspielentwicklung auch bei erheblich verlängerter Versuchsdauer nicht ändert. Es tritt also noch keine gesteigerte Verschleißrate im Sinne eines Endverschleißes auf.

## 1.2 Numerische Untersuchungen (kleine Baugröße)

Die numerischen Untersuchungen nutzen als Ausgangspunkt ein Vollmodell des LA mit idealer, spielfreier Verzahnung und wurden davon ausgehend Schritt für Schritt der Realität angenähert, so dass jetzt Modelle vorliegen in denen die unterschiedlichen Überdeckungs-längen, die vorhandenen Teilungsabweichungen, die Fußvollausrundungen der gewalzten Wellenverzahnung und auch die Rilsansicht berücksichtigt sind. Stellt man die an diesen Modellen numerisch be-

stimmten Flächenpressungen an den drei experimentell betrachteten Überdeckungs­längen am Beispiel der Materialpaarung Stahl/Rilsan für den Fall des reinen Drehmoments ( $M_t=500\text{Nm}$ ) einander gegenüber, ergeben sich die in **Bild 5** dargestellten Verläufe.



**Bild 5:** Flächenpressungsverläufe über der Verbindungs­länge (von oben: max. belasteter Zahn, +90°, +180°, +270°), zwei Linien: Flankenmaximum und Flankenmitte, in schwarz veranschaulicht: Überdeckungs­längen 0,8·d<sub>b</sub>, 1,5·d<sub>b</sub> und 3,0·d<sub>b</sub>, Stahl/Rilsan,  $M_t=500\text{Nm}$

Es lässt sich zum einen der Effekt des Kantentrags mit zunehmender Überhöhung der Flächenpressung zum Verbindungsrand hin bei abnehmender Überdeckungslänge beobachten. Zum anderen zeigen sich die Auswirkungen der Teilungsfehler, die zu unterschiedlich hohen Beanspruchungen über den Umfang führt.

Nimmt man in einem weiteren Schritt zum Drehmoment noch die aus der Ungleichförmigkeit des Übertragungsverhaltens der Kreuzgelenke (Anm.: bei Beugung der GW um  $10^\circ$ ) herrührende maximale Biegebelastung in Höhe von  $M_b=90$  Nm hinzu, ergibt sich **Bild 6**: abhängig von der Position des betrachteten Zahns auf dem Umfang bzw. von der axialen Position auf der Zahnflanke (Drehmomentein- oder -ausleitungsseite) erhöhen oder vermindern sich die Flächenpressungswerte aufgrund der Überlagerung von Torsion und Biegemoment – die Verläufe kippen nach links bzw. nach rechts weg.

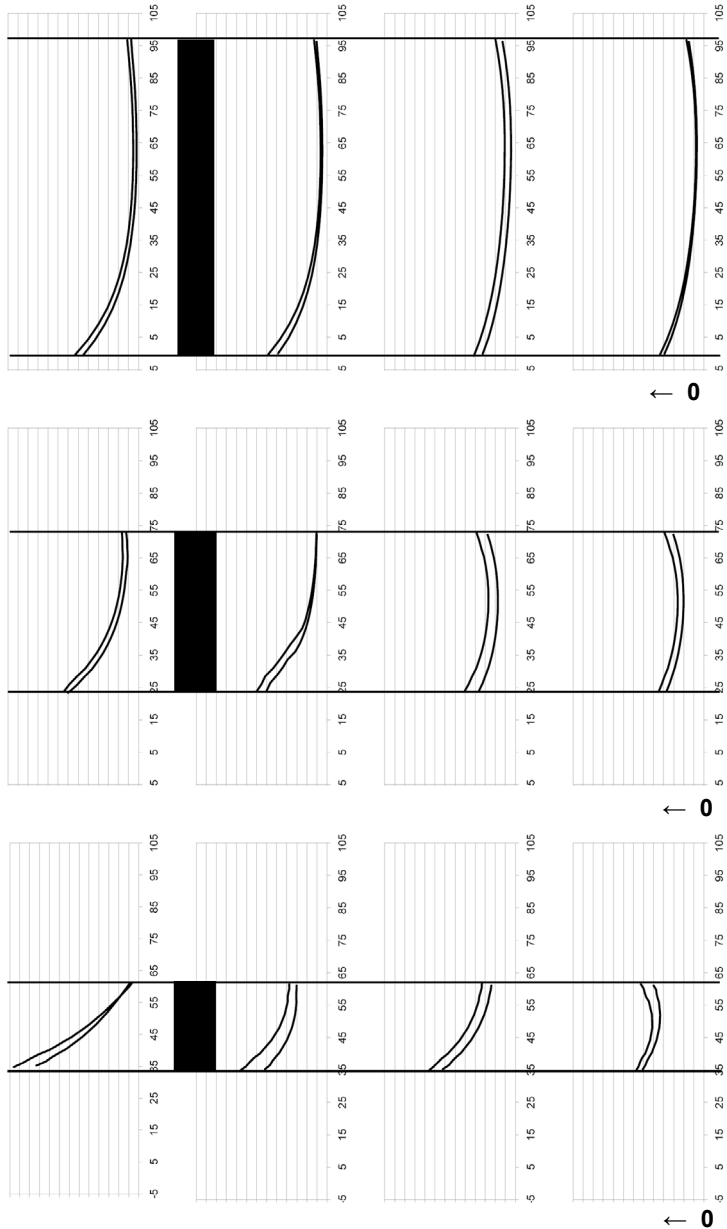
Die in diesen Verläufen ablesbaren Werte für die Beanspruchung bilden nun zusammen mit den im vorigen Abschnitt grafisch dargestellten Verschleißkennwertzunahmen die Eingangsgrößen für die Erstellung des eingangs erwähnten Zusammenhangs auf dessen Basis aktuell die Variationsrechnungen zur Erweiterung des Betrachtungsreiches stattfinden.

## 2 Zusammenfassung

Unter Verweis auf die grundlegende Zielsetzung des aktuell im IMW bearbeiteten Vorhabens werden Teilergebnisse aus den beiden Haupttätigkeitsfeldern, nämlich den experimentellen und den numerischen Untersuchungen vorgestellt. So wird u. a. der Einfluss der Überdeckungslänge auf die Knickspielentwicklung bei zwei betrachteten Reibpaarungen aufgezeigt und der lineare Charakter der Knickspielzunahme am Beispiel der Paarung Stahl/Rilsan auch über einen vergrößerten Betrachtungszeitraum nachgewiesen. Diesen Ergebnissen werden außerdem solche aus dem numerischen Bereich zur Seite gestellt, die die im LA einer GW herrschenden Beanspruchungen aufzeigen und so helfen die vorstehenden Ergebnisse aus dem experimentellen Bereich nachzuvollziehen.

## 3 Literatur

- /1/ DIN 5480, Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser. Deutsches Institut für Normung (DIN), Berlin, 2006.

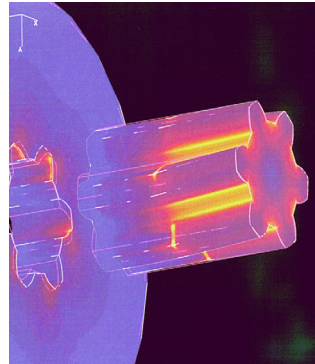


**Bild 6:** Flächenpressungsverläufe über der Verbindungslänge (von oben: max. belasteter Zahn, +90°, +180°, +270°), zwei Linien: Flankenmaximum und Flankenmitte, in schwarz veranschaulicht: Überdeckungs-längen  $0,8 \cdot d_B$ ,  $1,5 \cdot d_B$  und  $3,0 \cdot d_B$ , Stahl/Rilsan,  $M_t=500\text{Nm}$ ,  $M_b=90\text{Nm}$

## Zahnwellenforschung mit Dietz

Garzke, M.; Schäfer, G.

*Ein altes Maschinenelement bleibt in der anwendungsnahen Forschung ewig Jung: Trotz der weiten Verbreitung dieser Verbindung ist das Wissen über Zahnwellen noch nicht vollständig. Beginnend mit Vorkriegsarbeiten gibt der Artikel dann einen historischen Abriss der mehr als 30-jährigen Forschungstätigkeit von Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz auf diesem Gebiet.*



*Spline research is a “never ending story”: Despite the wide application of splines, the knowledge about this machine element is limited. The paper gives a review over the investigations before the world war II and the more than 30 years lasting research work of Peter Dietz as well.*

### 1 Ausgangssituation

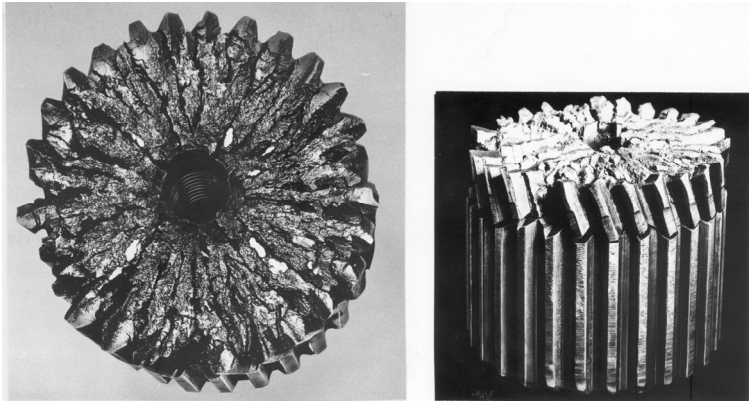
Zahn- und Keilwellen-Verbindungen sind klassische Vertreter formschlüssiger Welle-Nabe-Verbindungen. Neben der Fähigkeit höchste Drehmomente zu übertragen, verfügen sie über eine axiale Verschieblichkeit, ein entscheidender Vorzug gegenüber Pressverbindungen. Die Kombination dieser Eigenschaften wird sehr häufig gefordert, z.B. bei Schaltgetrieben von Kraftfahrzeugen oder Werkzeugmaschinen und Mitnehmern in Lamellenkupplungen. Weitere Vorteile dieser Verbindungsart sind:

- Selbstzentrierung
- Möglichkeit der Profilverschiebung, d.h. Steigerung der Übertragungsfähigkeit
- Massenfertigung mit modernen Verfahren (spanende und spanlose Fertigung)
- lückenloser Aufbau nach Größenklassen
- einfache Montage und Demontage
- gleichmäßige Krafteinleitung durch eine große Anzahl von Formelementen
- feine Winkelabstufung bei der Montage durch genügend große Zähnezahl

Aufgrund ihrer wichtigen Rolle innerhalb der Funktionskette "Drehmomentübertragung" wirken sich Schadensfälle an einer Zahnwellen-Verbindung meist in einem Ausfall der Gesamtfunktion der Maschine oder der ganzen Anlage aus. Abgesehen von wirtschaftlichen Schäden und einem möglichen Imageverlust kann ein Versagen von Zahnwellen-Verbindungen z.B. an der Lenksäule im Fahrzeug, in Antriebssträngen von Förderanlagen und Verkehrsmitteln einen Unfall mit schweren Folgen nach sich ziehen.

Die Schadensfälle an Zahnwellen-Verbindungen können allgemein in zwei Kategorien unterteilt werden:

*Versagen durch Bruch:* Die Ursache des Versagens durch Bruch ist eine Beanspruchungsüberhöhung im Zahnfuß, die in Abhängigkeit von der Verbindungsgeometrie und der Belastung zum Abscheren der Zähne, zum Bruch der Welle oder zum Platzen der Nabe führen kann. Dabei kann zwischen statischem Gewalt- (**Bild 1**) und Dauerbruch infolge Schwingbeanspruchung unterschieden werden.



**Bild 1:** Gewaltbrüche an Zahn- und Keilwellen-Verbindungen; Beanspruchung deutlich oberhalb der Streckgrenze

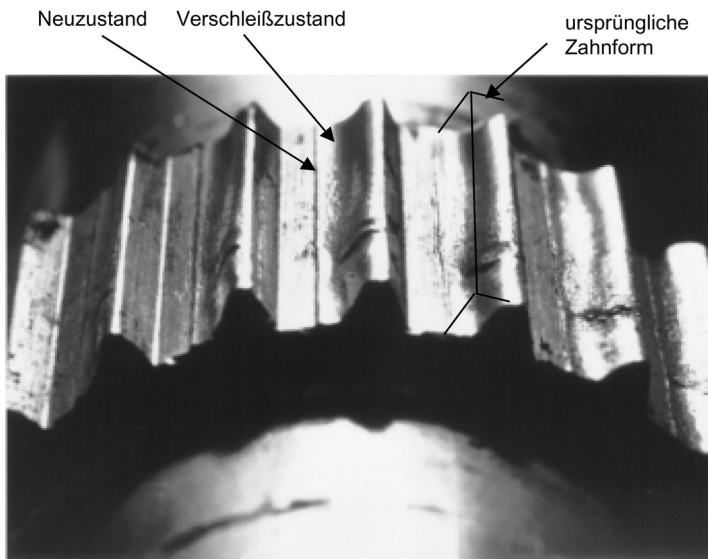
Experimentelle Festigkeitsuntersuchungen sind vereinzelt im Auftrag der Automobilindustrie bereits vor dem 2. Weltkrieg in Deutschland durchgeführt worden /1,2/. Die Untersuchungen dienten vorrangig der Klärung der Bruchursache an Hinterachsellen von Personenkraftwagen, deren Verzahnungsgeometrie im heutigen Einsatz fast nicht mehr zu finden ist: Wellen mit teilweise 4 Keilen als Mitnehmerelemente und zusätzliche axial verlaufende Entlastungskerben im Zahnfußbereich. Die Schwingfestigkeitsforschung steckte damals noch in den Kinderschuhen, das komplexe Zusammenspiel zwischen Werkstoff, Geometrie, Wärmebehandlung und Spannungszustand



war in seiner Wirkung auf die Lebensdauer kaum erforscht. Daher führte man sogar kurzzeitig die abweichenden Ergebnisse der Schwingfestigkeitsuntersuchungen an geometrisch ähnlichen Verbindungen auf eine mögliche Abhängigkeit der Formzahl  $\alpha_k$  von der Absolutgröße der Welle zurück /2/, der Größeneinfluss des Bauteils auf seine Lebensdauer unter Schwingbelastung wurde erst später nachgewiesen. Britische Veröffentlichungen /3,4/ kommen zu der Überzeugung, dass die für die Auslegung wichtige Formzahl  $\alpha_k$  lediglich von der Zahnhöhe  $h$  und dem Fußausrundungsradius  $\rho$ , abhängt, ein signifikanter Einfluss der Zähnezahl  $z$  konnte nicht ermittelt werden.

*Flankenverschleiß:* Verschleißvorgänge auf den Zahnflanken entstehen durch die Relativbewegungen

im Betrieb zwischen Welle und Nabe, **Bild 2**. Deutlich zu erkennen ist eine gegenüber dem Fertigungszustand verringerte Zahndicke. Die Übertragungsfähigkeit der Verbindung ist dann nicht mehr gegeben, wenn der Zahnverschleiß so weit fortgeschritten ist, dass die Welle unter der Nabe durchrutscht bzw. einzelne Zähne aufgrund der verringerten Querschnittsfläche ausbrechen.



**Bild 2:** Verschleißerscheinung an einer Zahnwellen-Verbindung DIN 5480

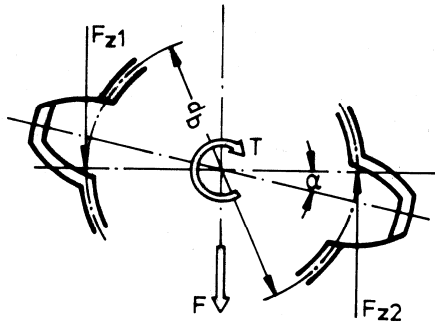
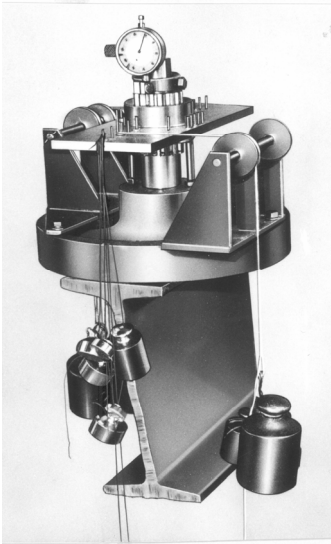
Die für den Verschleiß notwendigen Relativbewegungen sind von zahlreichen Parametern abhängig: Größe und zeitliches Verhalten von Drehmoment, Biegemoment, Radial- und Axiallast, Werkstoffpaarung

und Bauform der Welle-Nabe-Verbindung, Umgebungseinflüsse (Medium, Temperatur), erreichte Fertigungsqualität etc. Die Aufzählung verdeutlicht die komplexe Dimensionierungsproblematik und erklärt, weshalb die meisten Schadensfälle an Zahn- und Keilwellen-Verbindungen auf die Wirkung von Verschleiß zurückzuführen sind /5/.

Verschiedene Untersuchungen, z.B. /6,7,8,9/ haben sich mit dem Verschleißverhalten von Zahn- und Keilwellen befasst. Die gegebenen Empfehlungen haben im Wesentlichen gemein, dass eine Herabsetzung der Flächenpressung und ein Härten der Flankenoberflächen geeignete Maßnahmen zur Reduzierung des Verschleißes sind. Dagegen sind teilweise die Aussagen noch kontrovers, ob eine Fett- oder Ölschmierung zu bevorzugen sei.

Über den Einfluss der Verzahnungsqualität, insbesondere die ungleichmäßige Lastaufteilung über dem Umfang der Verbindung infolge von Teilungsabweichungen, sowie die Lastverteilung über der Verbindungslänge wird nur ansatzweise berichtet, größtenteils wird diese Problematik gar nicht angeschnitten.

Huber /10/ führte Untersuchungen zur Zentrierfähigkeit an Zahnwellen-Verbindungen durch mit dem Ziel, den Grenzzustand bei einer kombinierten Belastung durch Drehmoment und Radialkraft zu ermitteln, bei dem die Verbindung nicht mehr selbstzentrierend wirkt und in ihrem Spiel umschlägt. **Bild 3** zeigt die verwendete Vorrichtung zur Drehmoment- und Radiallastaufgabe. Der durch Huber ermittelte Grenzfall des Kippens tritt ein, wenn die Kräfte der am weitesten auseinanderliegenden Zähne nicht im Gleichgewicht sind: ab einer bestimmten Radiallast schlägt der Zahn mit  $F_{z1}$  auf die Gegenflanke um. Durch die einsetzenden Relativbewegungen tritt erhöhter Verschleiß auf.



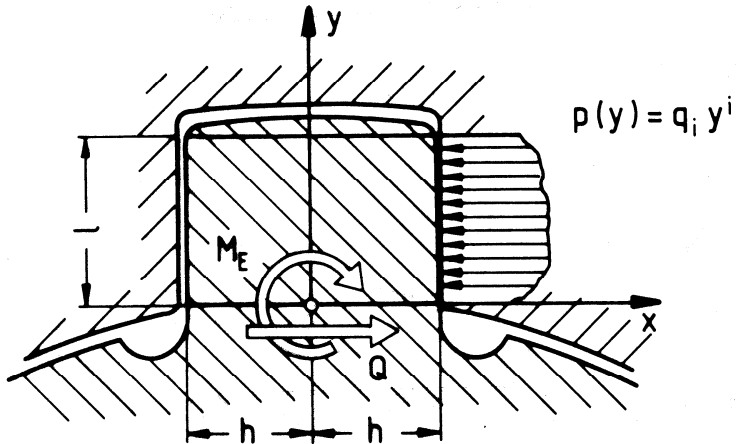
**Bild 3:** Versuchsaufbau (links) und Schema zur Ableitung des Kippeffektes (rechts) von Huber /10/

Festigkeitsuntersuchungen an Zahnwellen-Verbindungen wurden von Schöpf /19/ u.a. mittels spannungsoptischer Versuche an räumlichen Verbindungen durchgeführt. Er stellte fest, dass die maximale Zahnfußspannung weitgehend vom Verhältnis der Verbindungslänge zum Kopfkreisdurchmesser ( $L/d_{a1}$ ) abhängt. Für Verbindungen mit  $L/d_{a1} \geq 0,5$  kann keine Absenkung der Maximalspannung erreicht werden. Weiterhin stimmten die Bruchorte in Zahnwellen bei Torsionsschwingversuchen an Verbindungen mit geschulterten Naben sehr gut mit den höchst beanspruchten Stellen der spannungsoptischen Untersuchungen überein.

## 2 Die Arbeiten von Dietz "Die weiße Bibel"

Mit der Veröffentlichung von Dietz /5/ wurde erstmals eine sehr umfangreiche Abhandlung über das äußerst komplexe Lastaufteilungs- und Zentrierverhalten von Zahn- und Keilwellen-Verbindungen vorgestellt. Dabei wird von der Überlegung ausgegangen, dass die Lastaufteilung durch die elastischen Eigenschaften der im Eingriff befindlichen Mitnehmerpaare bestimmt wird. Zur Lösung des Problems wird zunächst vereinfachend angenommen, dass die Belastung der Zahnpaare unabhängig von der axialen Koordinate ist. Dadurch kann

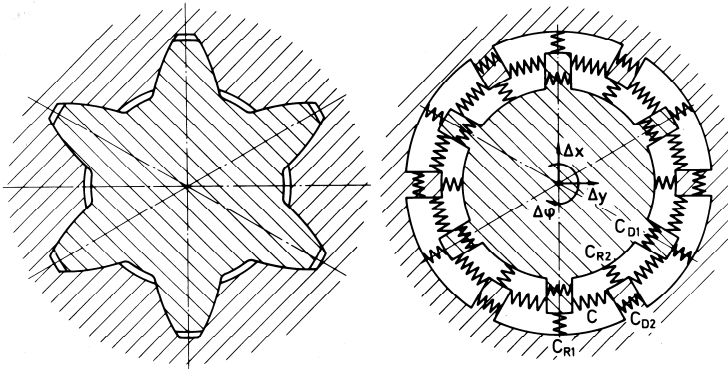
das räumliche auf ein ebenes Problem reduziert werden (**Bild 4**), später erfolgt die Erweiterung auf räumliche Modelle.



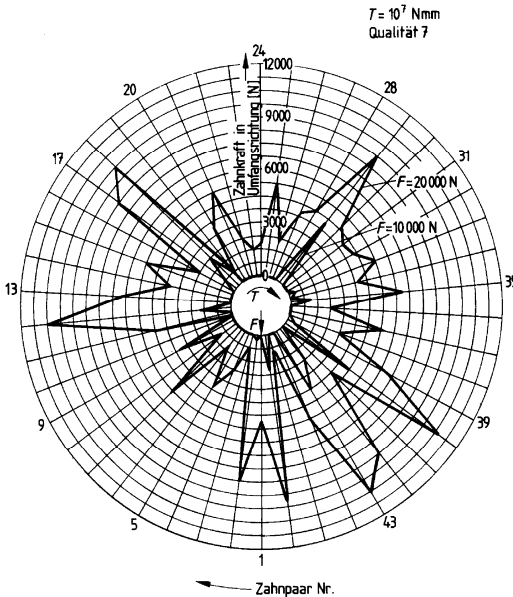
**Bild 4:** Ersatzquerschnitt am Beispiel eines Keilwellenprofils /5/

Maßgebend für das von ihm entwickelte Berechnungsverfahren ist, dass der Einfluss der Teilungsabweichungen und der Einbaustellung einer Verbindung (Position eines bestimmten Wellenzahnes zu einer bestimmten Nabenlücke) voll berücksichtigt wird. Bei gegebener Fertigungsqualität wird den Flanken der idealen Verzahnung eine Abweichung von der idealen Zahnform durch den von der Fertigungsqualität abhängigen Teilungsfehler überlagert. In der Einbaustellung und im lastfreien Zustand weisen Profilwellenverbindungen im Allgemeinen Drehflankenspiel auf. Bei Aufbringen einer äußeren Belastung (Torsionsmoment/Querkraft) werden je nach vorhandenen Verzahnungsabweichungen, Einbaustellung und Lastfall zwei oder mehrere Zahnpaare zur Anlage kommen. Durch die äußere Belastung verformen sich die anliegenden Zahnpaare so lange, bis das nächste kleinere Flankenspiel überwunden ist. Dadurch kommt ein weiteres Mitnehmerpaar in Eingriff und übernimmt einen Teil der Belastung. Aus den aufgebrachtten Lasten "Drehmoment" und "Querkraft" werden mittels eines von Dietz entwickelten Iterationsverfahrens mit analytisch berechneten Zahnsteifigkeiten alle Verschiebungen  $\Delta x$ ,  $\Delta y$ ,  $\Delta \varphi$  eines jeden Zahnpaares in der Scheibenebene bestimmt, **Bild 5**. Während des Iterationsvorganges werden die zu iterierenden Verschiebungen so lange verändert, bis die von ihnen hervorgerufenen Reak-

tionskräfte innerhalb einer vorgegebenen Genauigkeit den aufgegebenen Kräften gleichen.



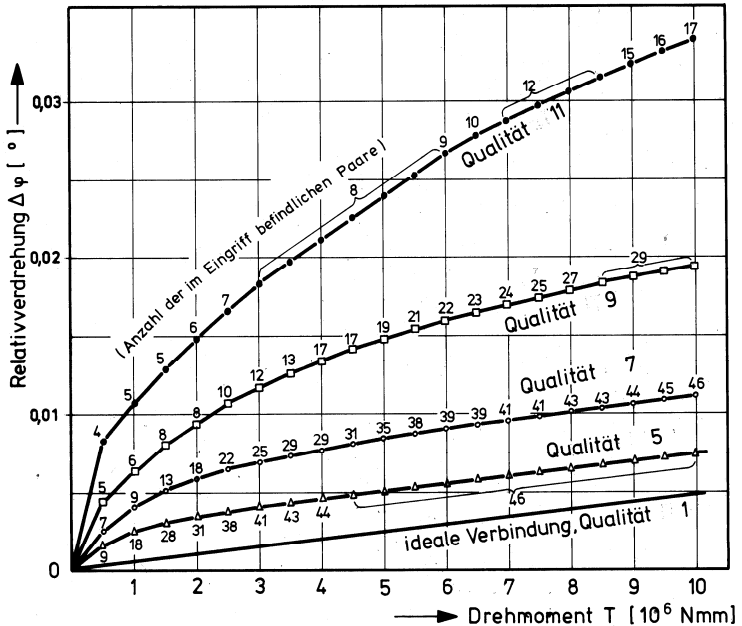
**Bild 5:** Prinzipieller Aufbau und mechanisches Ersatzsystem einer Zahnwellen-Verbindung zur Lastaufteilungsrechnung /5/



**Bild 6:** Lastaufteilung mit normal verteilten Abweichungen bei reinem Torsionsmoment, DIN 5480 - 95x2x46, Einbaustellung 1/1, Qualität 7 /5/

Ein Ergebnis der von Dietz durchgeführten Iterationsrechnungen ist die Lastverteilung (Flankennormalkräfte und Reibkräfte) über dem

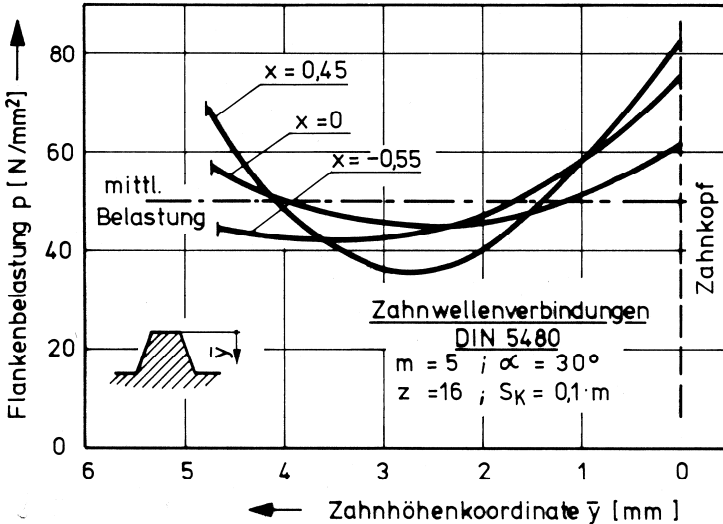
Umfang der Verbindung, **Bild 6**. Deutlich ist zu erkennen, wie sich mit steigender Drehmomentbelastung die Zahl der im Eingriff befindlichen Zahnpaare erhöht. Dieses schrittweise Einbeziehen zusätzlicher Zahnpaare in die Übertragung des Drehmoments ist mit einem nicht-linearen Torsionsfedersteifigkeitsverhalten verbunden: bei kleinen Lasten befinden sich nur wenige Zahnpaare im Eingriff, die Zahnwellen-Verbindung ist in diesem Lastzustand relativ torsionsweich. Mit zunehmender Last steigt die Zahl der tragenden Zahnpaare, bis die Torsionssteifigkeit der abweichungsfreien (d.h. idealen) Verbindung erreicht wird. Dieses Verhalten ist umso ausgeprägter, je schlechter die erreichbare Fertigungsqualität ist (**Bild 7**).



**Bild 7:** Relativverdrehung und Anzahl der tragenden Zähne in Abhängigkeit von Drehmoment und Qualität, DIN 5480 - 95x2x30x46 /5/

Aus der Verformung von Zahn und Gegenzahn kann nach Dietz auch die Lastverteilung (Flankenpressung) über der Zahnhöhe bestimmt werden. Grundsätzlich konnte für alle untersuchten Zahnformen eine mehr oder weniger stark ausgeprägte parabolische Lastverteilung über der Zahnhöhe ermittelt werden. **Bild 8** zeigt den Verlauf der Flankenpressung in Abhängigkeit vom Profilwinkel bei Zahnwellen-Verbindungen nach DIN 5480.

Die umfangreichen Untersuchungen in /5/ beschränken sich nicht nur auf die Hauptaufgabe "Drehmomentübertragung" von Zahn- und Keilwellen-Verbindungen, sondern werden auch auf kombinierte Lastsituationen erweitert, die sich aus Drehmoment und Querkraft zusammensetzen.



**Bild 8:** Abhängigkeit der Lastverteilung über der Zahnhöhe von der Profilverschiebung /5/

Wesentlich an der von seinen Mitarbeitern als "Weiße Bibel" bezeichneten Veröffentlichung gegenüber früheren Untersuchungen (z.B. /11/) ist, dass neben geometrischen Parametern und Werkstoffkennwerten sowohl die Belastungssituation und Herstellungsgenauigkeit als auch die Fehlerverteilung bei der Berechnung berücksichtigt werden. Mit den vorgestellten Berechnungsverfahren zur Lastaufteilung wurden erstmals die für die Verschleiß- und Tragfähigkeitsberechnung notwendigen Grundlagen auf ein solides wissenschaftlich-mechanisches Fundament gestellt. Der von Dietz prognostizierte erhebliche Forschungsbedarf zur Sicherstellung moderner Berechnungsmethoden für ein "altes" Maschinenelement wurde zwei Jahre später durch die Annahme eines Rufes an das Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal von ihm selbst in Angriff genommen.

### **3 Weiterführende Arbeiten am IMW**

Mit der Übernahme der Professur an der TU Clausthal und der Institutsleitung wurde durch Dietz zielstrebig und konsequent der neue Forschungsschwerpunkt "Zahn- und Keilwellen-Verbindungen" am Institut für Maschinenwesen aufgebaut. Basierend auf seinen eigenen Erfahrungen während seiner Tätigkeit an der TH Darmstadt und bei der Pittler-Maschinenfabrik AG als Bereichs- und Abteilungsleiter sowie der Begutachtung von Problem- und Schadensfällen an eingesetzten Verbindungen wurden von ihm und seinen Institutsmitarbeitern weitere Ideen und Untersuchungskonzepte entwickelt. Bis heute wurde am IMW eine Vielzahl von Forschungsprojekten erfolgreich durchgeführt, die das Verständnis des Beanspruchungsmechanismus entscheidend vertieft haben und aus denen umfangreiche Erkenntnisse sowie Berechnungsgleichungen hervorgegangen sind.

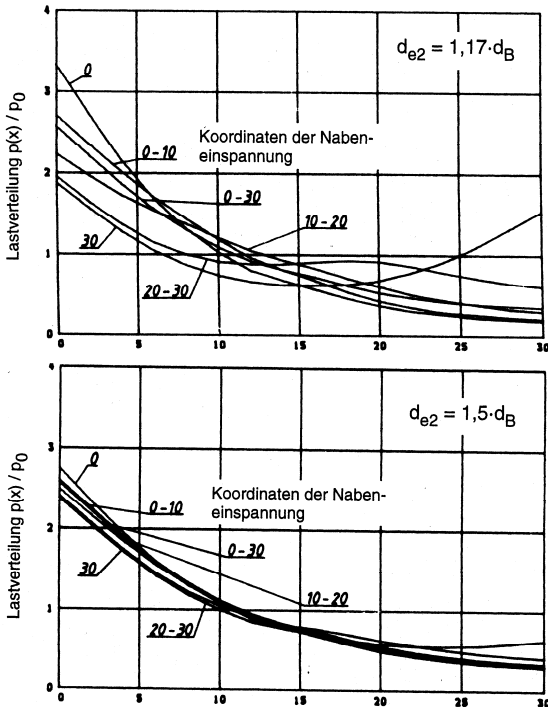
Die Förderung dieser Projekte erfolgte zum einen durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG), die vorrangig grundlagenorientierte Fragestellungen verfolgten. Die DFG förderte Projekte, die sich thematisch mit der Festigkeitsberechnung von Zahn- und Keilwellen-Verbindungen befassten. Die anwendungsnahen Aspekte weiterer Untersuchungen wurden von der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF) über die Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und die Stiftung Industrieforschung unterstützt. Hierunter fielen alle Verschleißuntersuchungen an Zahnwellen-Verbindungen, z.B. zum Einfluss von Herstelltoleranzen und kombinierten Lasten (Drehmoment und Querkraft), sowie Untersuchungen zum Verschleißverhalten von Zahnwellen-Verbindungen bei ihrem Einsatz im Längenausgleich von Gelenkwellen. Die Volkswagen-Stiftung begleitete Untersuchungen zum Einfluss von Verzahnungsabweichungen auf das Passungs- und Laufverhalten von Zahnwellen-Verbindungen.

Aus diesen Forschungen sind fast ein Dutzend Promotionen am Institut für Maschinenwesen hervorgegangen z. B. /12-18/, deren Ergebnisse sich nahezu alle in Berechnungs- und Dimensionierungsvorschriften für diese formschlüssige Welle-Nabe-Verbindung widerspiegeln. Die nationale Norm DIN 5466 "Tragfähigkeitsberechnung von Zahn- und Keilwellen-Verbindungen" konnte somit stets auf dem „Stand der Technik“ gehalten werden, an der Bearbeitung dieser Norm ist das IMW seit fast zwanzig Jahren beteiligt. Aktuell wird gerade eine grundlegende Überarbeitung des Teils 2 der DIN 5466 bearbeitet. Mehrere Dutzend Studien- und Diplomarbeiter sowie unzählige wissenschaftliche Hilfskräfte haben die o.g. Forschungen tatkräftig unterstützt.



Villmer /12/ führte die Untersuchungen von Dietz /5/ zur Lastverteilung in Zahnwellen fort, indem er u.a. systematisch die äußere Gestalt der Nabe (Außendurchmesser, Verbindungsbreite) variiert. Zur Lösung des Problems verwendet er dreidimensionale FEM und spannungsoptische Modelle und entwickelte ein auf linearen Übertragungsmatrizen basierendes Berechnungsverfahren zur Ermittlung des Zusammenhangs zwischen Belastung und Verformung. Dabei kommt er im Wesentlichen zu folgenden Ergebnissen:

- Die Lastverteilung und die Lastüberhöhung am Verbindungsrand hängt stark von der Verbindungsbreite ab. Gegenüber schmalbauenden Verbindungen (z.B. Lamellen) kann durch die Vergrößerung der gemeinsamen Breite im Verhältnis zum Bezugsdurchmesser eine Reduzierung der maximalen Flankenpressung erreicht werden. Für Verhältnisse  $b/d_B \geq 0,5$  ist diese Tatsache nicht mehr zu beobachten.



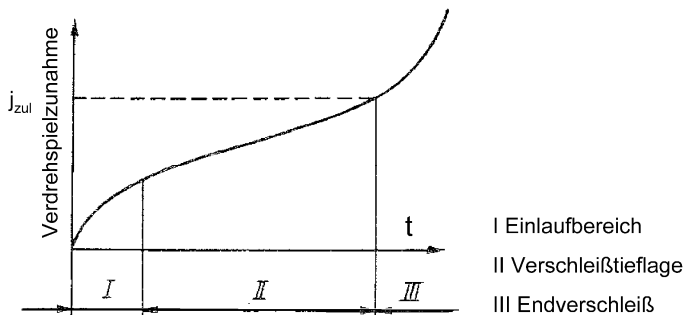
**Bild 9:** Normierte Lastverteilung  $p(x)/p_0$  über der Verbindungsbreite in Abhängigkeit von der Nabeneinspannung und dem Nabenaußendurchmesser /12/, DIN 5480 -60x3x30x18; Abszissenwert  $x=0$  entspricht dem Verbindungsrand auf der Lastseite der Welle; obere Abbildung:  $d_{e2} = 1,17 \cdot d_B$ , untere Abbildung:  $d_{e2} = 1,5 \cdot d_B$

- Die Lastverteilung auf den Zahnflanken der Verbindung wird außerdem durch den Nabenaußendurchmesser  $d_{e2}$  und die Einspannung der Nabe beeinflusst, **Bild 9**. Die Verlegung der Nabeneinspannung an das Verbindungsende kann eine erhebliche Absenkung des Lastüberhöhungsfaktors bewirken. Ab einem Nabenaußendurchmesser  $d_{e2} \geq 2 d_B$  ist die Lastverteilung unabhängig von  $d_{e2}$  und der Nabeneinspannung.
- Ein weiterer Einflussparameter auf die Lastüberhöhung am Verbindungsanfang ist der Modul der Verzahnung. Kleine Moduln führen beim Tragen aller Zähne zu steiferen Verzahnungen, große Moduln zu nachgiebigeren.

Zapf, Mendel, Schäfer und Hua /13,15,16,21/ führten am IMW umfangreiche Verschleißuntersuchungen an Zahnwellen-Verbindungen mit Schiebeseitz durch. Dabei wurden weit über 600 Prüfverbindungen größtenteils auf Verspannprüfständen "verschlissen", wodurch in einer Gesamtprüfzeit von ca. 120.000 Stunden über 3 kg Abrieb erzeugt wurden. Die Zahnwellen-Verbindungen wurden dabei unter folgenden Untersuchungsparametern getestet:

- Verzahnungsqualität/Passung
- Belastungskombination Drehmoment/Querkraft
- Fett- bzw. Ölschmierung
- Axialbewegungen zwischen Welle und Nabe
- Werkstoffkombination Welle/Nabe
- Oberflächenbehandlungen (Härten, Beschichten)

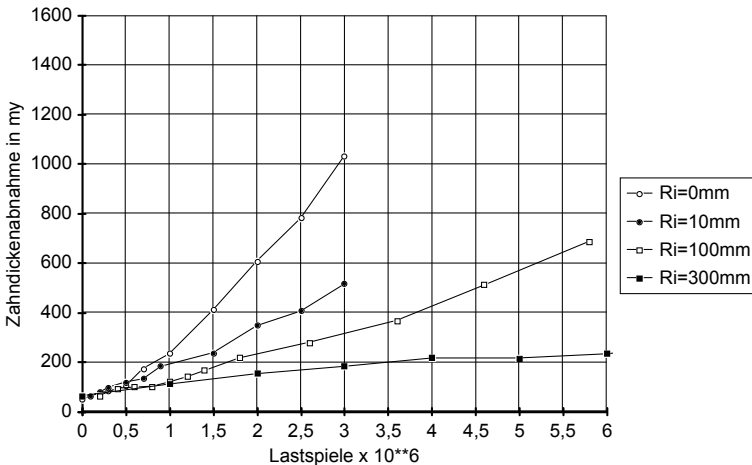
Die Lebensdauer einer Zahnwellen-Verbindung ist durch das Erreichen bestimmter Verschleißbeträge begrenzt, **Bild 10** zeigt das prinzipielle Verschleißverhalten. Der Punkt A markiert das Ende des Einlaufverschleißes, es schließt sich ein Bereich konstanter Verschleißzunahme an. Punkt B verkörpert die Grenze der Lebensdauer, da von diesem Punkt an der sogenannte Endverschleiß mit exponentiell zunehmenden Verschleißraten beginnt.



**Bild 10:** Verschleißphasen einer Zahnwellen-Verbindung

Die Erfahrungen, die durch die zahllosen Prüfstandsläufe und die Untersuchungen von Schadensfällen gewonnen wurden, lassen sich wie folgt zusammenfassen:

**Belastungskombination Drehmoment/Querkraft:** Ein hoher Querkraftanteil sorgt für einen exzentrischen Lauf der Verbindung und große Relativbewegungen in Radialrichtung zwischen Welle und Nabe, die den Verschleiß auch bei geringen Zahnlasten sehr schnell anwachsen lassen, **Bild 11**. Kleine Querkräfte, die der Drehmomentbelastung überlagert sind, sind diesbezüglich unkritischer. Bei großen Querkräften sollte daher grundsätzlich eine konstruktive Aufgabenteilung in "Drehmoment übertragen" und "Querkraftaufnahme" vorgenommen werden.



**Bild 11:** Verschleißverhalten bei unterschiedlichen Drehmoment/Querkraftverhältnissen (ideeller Radius  $R_i = \text{Drehmoment } T / \text{Querkräft } Q$ )

**Überlagerte Axialbewegungen:** Sie verursachen die größten Relativbewegungen und damit bei hohen Lasten einen rapid fortschreitenden Verschleiß. Sofern diese Bewegungen nicht vermieden werden können, sollte die Flächenpressung reduziert und eine Ölschmierung verwendet werden.

**Verzahnungsqualität/Passung:** Versuche und Betriebserfahrungen haben gezeigt, dass die Toleranzreihe eine untergeordnete Bedeutung hat. Bezüglich der Montage weist eine h/H-Passung noch ausreichend Flankenspiel auf.

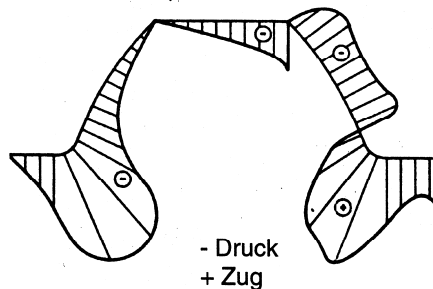
**Fett- bzw. Ölschmierung:** Grundsätzlich ist eine Ölschmierung zu bevorzugen, da durch die Bewegungen zwischen Welle und Nabe das

Öl durch die Verbindung gepumpt und somit eventuelle Verschleißpartikel aus der Kontaktzone heraustransportiert werden. Der Einsatz von Fett wird lediglich gegenüber ungeschmierten Paarungen bei axialen Bewegungen empfohlen, da hier die Abriebpartikel aus der Verbindung austreten können und diese nicht verstopfen, wie es bei ausschließlicher Belastung durch Drehmoment und Querkraft der Fall ist. Neuere Schmierstoffe mit meist weißen Zusätzen, die eine Reaktionsschicht bilden, haben deutlich verbesserte Verschleißschutzeigenschaften in den Zahnwellenuntersuchungen gezeigt.

*Oberflächenhärte:* Die Härtung der Flankenoberfläche ist bei abrasivem Verschleiß eine geeignete Maßnahme, jedoch treten teilweise auch unerwünschte Erscheinungen auf. Bei kleinmoduligen Verbindungen besteht die Gefahr der Durchhärtung, wodurch die Zähigkeit verloren geht. Kritisch ist auch ein eventueller Härteverzug, infolgedessen die Verformungen erhöhte radiale Relativbewegungen zwischen den Partner verursachen, die zu starkem Verschleiß führen.

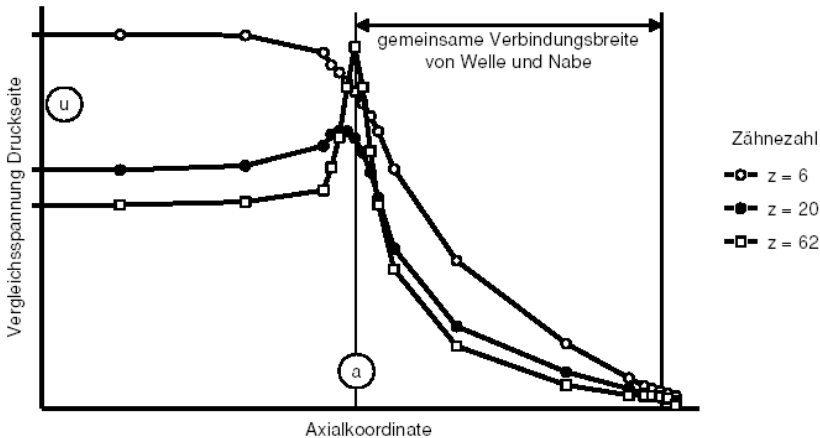
*Beschichtung:* Beschichtungen stellen technisch-wirtschaftliche Lösungen nur für Spezialfälle dar, da sie nicht die Wirksamkeit einer Ölschmierung haben. Eine Verhinderung des Verschleißfortschritts bei PTFE- und MoS<sub>2</sub>-Beschichtungen ist auch bei kleinen Flächenpressungen nicht zu erreichen.

Mit Hilfe spannungsoptischer und numerischer Untersuchungen (FEM) an Modellen von Einzelzähnen und Zahngruppen wertete Kohl /14/ das Tragverhalten Zahn-/Gegenzahn entlang der Randkontur aus, **Bild 12**. Gegenüber Laufverzahnungen ist das Tragverhalten von Mitnehmerverzahnungen durch einen parabolischen Pressungsverlauf über der Zahnflanke gekennzeichnet. Weiterhin stellt er u.a. fest, dass für Normal- und Kopfträger (resultierender Kraftangriff nahe dem Zahnkopf) die absoluten Spannungswerte auf der lastfreien Seite geringfügig höher sind als auf der Lastseite.



**Bild 12:** Spannungsverteilung entlang der Randkontur, Verzahnung DIN 5480; „+“: Zugspannungen, „-“: Druckspannungen

Wesolowski /17/ gelang durch FEM-Rechnungen an ebenen und räumlichen Modelle die Aufteilung der Zahnfußspannung in drehmomentbelasteten Verbindungen in einen Torsions- und einen Zahnbiegeanteil, wodurch u.a. neue Erkenntnisse zum Einfluss des Parameters Zähnezahl auf die Gesamtbeanspruchung erzielt wurden, **Bild 13**. Kleinmodulige Verbindungen besitzen einen ausgeprägten Spannungspik am Verbindungsbeginn (Bereich a), großmodulige Verbindungen werden im Bereich ungestörter Torsion am höchsten beansprucht (Bereich u).



**Bild 13:** Verlauf der Vergleichsspannung im Zahnfuß für verschiedene Zähnezahlen, Verzahnung DIN 5480

Gegenüber früheren Untersuchungen, bei denen aufgrund der zeitintensiven Anfertigung der spannungsoptischen Modelle und der sich anschließenden Versuchsdurchführung und -auswertung nur wenige geometrische Parameter untersucht worden waren, führten seine systematischen Untersuchungen von Zähnezahl, Profilverschiebung, Fußausrundungsradius, Verbindungsbreite, Welleninnendurchmesser und Nabenaußendurchmesser zu deutlich erweiterten Berechnungsgleichungen für den Tragfähigkeitsnachweis drehmomentbelasteter Zahn- und Keilwellen-Verbindungen. Die derzeitige Normen DIN 5466 /20/ basiert im Wesentlichen auf seinen Berechnungsgleichungen.

Zahnwellen-Verbindungen mit Presssitz werden seit mehreren Jahren zur Vermeidung der Axialbewegungen gefertigt und eingesetzt. Bedingt durch die geometrische Gestaltung der Fügstelle (Zahn/Gegenzahn) resultieren gegenüber einer zylindrischen Press-

verbindung geringere Sprengkräfte, wodurch die Übertragungsfähigkeit bei gleichem Nabenaußendurchmesser erhöht wird. Burgtorf /18/ entwickelte einen Berechnungsansatz für die Ermittlung der Flankenpressung in Abhängigkeit vom Übermaß der Fügepartner, mit der berechneten Flankenpressung sind dann die erforderlichen Aufpress- und Abpresskräfte bestimmbar.

Bevor Dietz aus dem aktiven Professorendienst ausschied, brachte er mit seinem Kollegen Herrn Professor Linke von der TU Dresden noch ein gemeinsames Forschungsvorhaben zur Bestimmung der Kerbwirkung von Zahnwellen auf den Weg. Das Vorhaben beschäftigte sich in seinem ersten Teil numerisch und experimentell mit dem Einfluss verschiedener Auslaufgeometrien, unterschiedlichen Herstellverfahren (spanend, umformend) und verschiedenen Werkstoffen (Vergütungs- und Einsatzstahl) auf die Kerbwirkung. Das Projekt (FVA467/I) wurde erst kürzlich beendet, die Ergebnisse dürfen aufgrund der Geschäftsbedingungen der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. noch nicht vollständig veröffentlicht werden und sind derzeit nur den FVA-Mitgliedsfirmen zugänglich.

#### **4 Zusammenfassung und Ausblick**

Seit fast drei Jahrzehnten erfolgte unter der Leitung von Prof. Dietz am IMW eine intensive Forschungstätigkeit auf dem Gebiet der Zahn- und Keilwellen-Verbindungen. Die bisher erzielten Ergebnisse, aus denen Dimensionierungsrichtlinien und Normen hervorgegangen sind, haben wesentlich dazu beigetragen, die Auslegung dieser Verbindung bereits im Konstruktionsstadium sicherer zu gestalten.

Derzeitige Arbeiten am IMW beschäftigen sich mit der Erarbeitung von Grundlagen zur dauerfesten Dimensionierung von Zahnwellen-Verbindungen unter schwingender Drehmomentbelastung. Dabei konnte durch begleitende FEM-Rechnungen festgestellt werden, dass z.T. erhebliche Teilplastifizierungen in den hoch beanspruchten Zahnfußbereichen die Dauerfestigkeit nicht nachteilig beeinflussen. Gegenüber einer rein elastischen Auslegung ergibt sich durch die Nutzung der geometrischen Stützwirkung ein Tragfähigkeitszugewinn. Daneben laufen umfangreiche Untersuchungen zu neuen Verschleißschutzsystemen besonders für häufig bewegte Schiebesitzverzahnungen, die nicht im Ölbad laufen.

Da evolventenförmige Zahnwellen-Verbindungen lediglich aufgrund der gleichen Werkzeuge und Verfahren wie Laufverzahnungen hergestellt werden, die Evolvente aber kinematisch zur Drehmomentübertragung nicht zwingend notwendig ist, wird ein zukünftiger Schwerpunkt der Arbeiten am IMW in der Entwicklung einer tragfähigeren Flanken-geometrie liegen. Dabei soll die Möglichkeit einer wirtschaftlichen Fertigung durch umformende Herstellverfahren (Längs- bzw. Querwalzen oder Axialpressen) berücksichtigt werden. Neben den vollen Fußausrundungen sind diverse Profilmodifikationen geeignet die Tragfähigkeit von Zahnwellen-Verbindungen zu steigern. Die ersten Untersuchungen an Kreisbogen-Verzahnungen nach Wildhaber-Novikov lassen hier anwendungsrelevante Potentiale erkennen. Aktuell stehen hier noch die von Dietz initiierten weiteren Untersuchungen zu Flankenmodifikationen mit ungleichen Krümmungsradien an Wellen- und Nabenflanke sowie zur Aufgabenteilung für Drehmoment und Querkraftübertragung an, siehe dazu auch den Beitrag in dieser Institutsmitteilung zu neuen Zahnprofilen.

## 5 Literatur

- /1/ Ulrich, M.: Verdrehfestigkeit und Verschleiß von Keilwellen (1. Teil). Versuchsbericht Nr. 11, Reichsverband der Automobilindustrie e.V., Berlin 1937
- /2/ Herold, W.: Versuche Ober Drehschwingfestigkeit abgesetzter, genuteter und durchbohrter Wellen. VDI-Z 81 Nr.18, 1937
- /3/ Andrew, S.; Henton, M.J.: The effect of material, heat treatment, surface treatment, and production method, on the strength of splined shafts. MIRA-Report 6/1963
- /4/ ESDU: Fatigue of steel spline assemblies under reversed torsion. Report 73002, London 1973
- /5/ Dietz, P.: Die Berechnung von Zahn- und Keilwellenverbindungen. Selbstverlag des Verfassers, Büttelborn 1978
- /6/ Levina, Z.M.: Friction and Wear in splined Joints. Machines and Tooling 37 (1966), Nr.11
- /7/ Weatherford, W.D.; Valtierra, M.L.; Ku, P.M.: Mechanism of Wear in Misaligned Splines. Transactions of ASME. Series F, Journal of Lubrication Technology 90 (1968), Nr. 1
- /8/ Bark, R.: Schäden infolge unzureichender Schmierung. Der Maschinenschaden 38 (1965), Heft 12

- /9/ Hanisch, F.: Zahnradschäden und ihre Beeinflussung durch Schmierstoffe. Erfahrungsberichte der Allianz Versicherungs AG, Heft 2, 1965
- /10/ Huber, H.: Untersuchungen über die Zentrierkräfte flankenzentrierter Zahnwellenverbindungen. Untersuchungsbericht der Fa. John Deere Werke Mannheim, 1965
- /11/ Benkler, H.: Berechnung von Bogenzahnkupplungen. Fortschrittberichte VDI. Reihe 1, Nr. 27, VDI-Verlag Düsseldorf 1970
- /12/ Villmer, F.-J.: Zum Mechanismus der Lastverteilung in Zahnwellenverbindungen. Dissertation TU Clausthal 1984
- /13/ Zapf, R.: Betriebs- und Verschleißverhalten flankenzentrierter Zahnwellenverbindungen mit Schiebesitz. Dissertation TU Clausthal 1986
- /14/ Kohl, G.: Ein Ansatz zur Berechnung der Zahnfußspannungen in Zahnwellenverbindungen. Dissertation TU Clausthal 1986
- /15/ Mendel, J.: Das Verschleißverhalten flankenzentrierter Zahnwellenverbindungen mit Schiebesitz. Dissertation TU Clausthal 1990
- /16/ Schäfer, G.: Der Einfluß von Oberflächenbehandlungen auf das Verschleißverhalten flankenzentrierter Zahnwellenverbindungen mit Schiebesitz. Dissertation TU Clausthal 1995
- /17/ Wesolowski, K.: Dreidimensionale Beanspruchungszustände und Festigkeitsnachweis drehmomentbelasteter Zahnwellenverbindungen unter elastischer und teilplastischer Verformung. Dissertation TU Clausthal 1996
- /18/ Burgdorf, U.: Montage- und Betriebseigenschaften von Zahnwellenverbindungen mit Preßsitz. Dissertation TU Clausthal 1998
- /19/ Schöpf, H.-J.: Festigkeitsuntersuchung an Zahnwellenverbindungen mit Spannungsoptik und Dauerschwingversuchen. Dissertation TU München 1976
- /20/ DIN 5466E, Teil 1 und 2: Normentwurf "Tragfähigkeitsberechnung von Zahn- und Keilwellenverbindungen", 1998
- /21/ Hua, Q.: Überlegungen zum Lebensdauerverhalten von Zahnwellenverbindungen nach den Theorien des Reib- und des Ermüdungsverschleißes. Dissertation TU Clausthal 2006







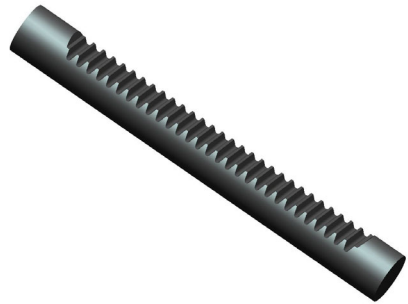








# Optimierung der Zahnfuß- ausrundung an Zahnstangen durch parameterbasierte und freie FE-Analysen



Arslan, G.

*Zahnstangen werden durch den Einzug der elektromechanisch unterstützten Servolenkungen sehr hohen Beanspruchungen ausgesetzt. Um die Zahnfußbiegespannung zu reduzieren, wird der Versuch unternommen, alternative Fußausrundungsformen zu der klassischen kreisförmigen Zahnfußausrundung zu finden. Das Ziel ist die Kerbwirkung zu minimieren und somit die Zahnfußbiegespannung zu reduzieren. Die Lösung soll durch die Anwendung von parameterbasierten und -freien FE-Untersuchungen erreicht werden.*

*Since the entry of electromechanical supported steering the racks are exposed to high loads. To reduce the tooth-tooth-stress it is aimed to find alternative shapes of fillet instead of using classical circular fillet. The aim is to minimize the notch effect and hence also to reduce the tooth-tooth-stress. The solution should be reached by using applications of parameter-based and -free FE analysis.*

## 1 Einleitung und Aufgabenstellung

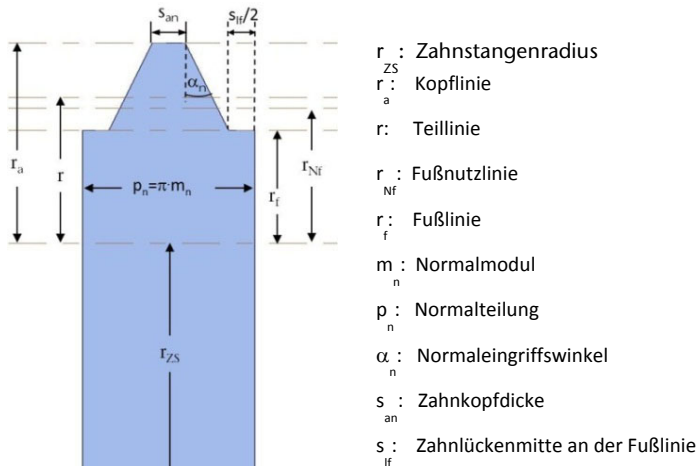
Die Zahnstange als Maschinenelement dient zur Bewegungsumwandlung von Rotation in Translation. Aktuell findet sie ihren Einsatz u.a. in Werkzeugmaschinen und Lenkgetrieben. Letztere erfahren seit der Einführung der elektromechanisch unterstützten Servolenkungen sehr hohe Beanspruchungen. Die Lenkungsverzahnungen werden neben Hertz'scher Pressung auf Verschleiß und Zahnfußbiegung beansprucht. Der Fokus der Arbeit liegt auf der Zahnfußbiegebeanspruchung. Aus den zugrunde liegenden Leistungsdaten des Lenkgetriebes wird die Verzahnungsgeometrie festgelegt. Bei dieser Vorgehensweise wird immer von einer kreisförmigen Zahnfußausrundung ausgegangen. Die Zahnfußausrundung hat einen entscheidenden Einfluss auf die Zahnfußbiegespannung, da sie einen spannungserhöhenden Charakter (Kerbwirkung) hat. Eine optimale Zahnfußausrundung bei kreisförmiger Ausrundung liegt dann vor, wenn der Bo-

gen die Fußnutzlinie tangiert. Dies ist in den meisten Anwendungen nicht der Fall.

Im Folgenden werden kreisförmige und elliptische Fußausrundungsformen vorgestellt. Am vollständig parametrisierten Zahnstangenmodell werden für diverse Parametervariationen FE-Analysen zur Ermittlung der Zahnfußbiegespannung durchgeführt. Um diese umfangreichen Untersuchungen nicht manuell durchzuführen, wird die Prozessautomatisierungs- und Designoptimierungssoftware Isght eingesetzt. Neben der parameterbasierten FE-Analyse wird zur Bestimmung der Zahnfußbiegespannung das parameterfreie Optimierungsprogramm TOSCA verwendet. Im Anschluss an die Berechnungen werden die Ergebnisse dargestellt und interpretiert.

## 2 Kreisförmige und elliptische Zahnfußausrundung

Die Verzahnungsgeometrie der Zahnstange hängt von mehreren Parametern wie Zahnstangendurchmesser, Normalmodul, Normaleingriffswinkel, Zahnkopfdickenfaktor, Kopf-, Teil-, Fußnutz- und Fußlinie, Schrägungswinkel, Zahnlückenmitte an der Fußlinie sowie dem Fußausrundungsradius ab. In dieser Untersuchung wird der Einfluss des Schrägungswinkels nicht weiter betrachtet. **Bild 1** gibt schematisch die Verzahnungsgeometrie der Zahnstange wieder.



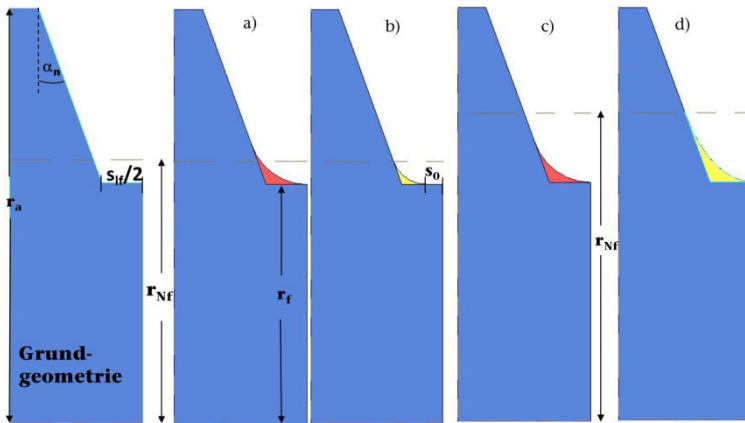
**Bild 1:** Geometrie der Zahnstangenverzahnung



Der kreisförmige Fußausrundungsradius wird durch die beiden Parameter Normaleingriffswinkel und Zahnlückenmitte beschrieben.

Liegt der tangentielle Übergang der Fußausrundung über der Fußnutzlinie wie im **Bild 2a** dargestellt, so muss der Fußausrundungsradius soweit verkleinert werden bis die Fußnutzlinie nicht überschritten wird. Der Hintergrund ist, dass ab der Fußnutzlinie das Gegenrad sich im Eingriff befindet. **Bild 2b** gibt den reduzierte Fußausrundungsradius und den Beginn der Fußausrundung an der Fußlinie um den Versatz  $s_0$  von der Zahnlückenmitte wieder.

Im Weiteren werden die folgenden Begriffe voll- und teilrund eingeführt. Kann eine Verrundung von der Mitte der Zahnlücke an der Fußlinie ausgeführt werden, so wird die Verrundung vollrund bezeichnet, ansonsten teilrund. Mit einer elliptischen Verrundung kann durch Anpassung der beiden Halbachsen der Übergang an der Fußnutzlinie ausgenutzt werden, wie aus **Bild 2c** und **Bild 2d** schematisch zu entnehmen ist.



**Bild 2:** Fußausrundungsformen in Abhängigkeit von  $r_{Nf}$  und  $s_0$

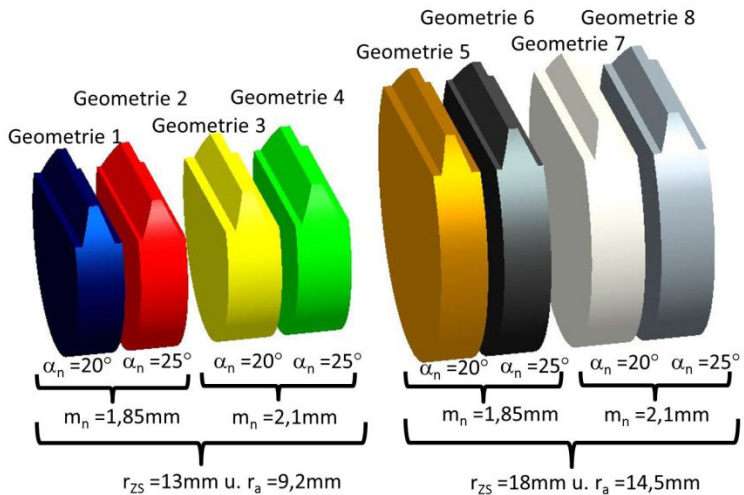
### 3 Untersuchungsprogramm

Um den Einfluss der kreisförmigen und elliptischen Fußausrundung auf die Zahnfußbiegespannung untersuchen zu können, wurden acht Grundgeometrien ausgewählt, die aus der folgenden Tabelle entnommen werden können. **Bild 3** gibt zusätzlich die räumliche Gestalt wieder. Die Parameter Fußlinie, Versatz  $s_0$  und die Fußnutzlinie werden je nach untersuchter Parameterstudie verändert.

In der ersten Versuchsreihe wird bei kreisförmiger Fußausrundung die Fußlinie variiert. In der zweiten Versuchsreihe wird bei konstanter Fußlinie der Versatz  $s_0$  variiert. In der dritten Versuchsreihe wird bei elliptischer Fußausrundung die Fußnutzlinie variiert. Als letztes wird für einige ausgewählte Geometrien für zwei Fußnutzlinien der Versatz variiert.

Bezeichnung	$r_{zs}$ [mm]	$s_{an}$ [mm]	$m_n$ [mm]	$\alpha_n$ [°]	$r_a$ [mm]
Geometrie 1	13	1,11	1,85	20	9,2
Geometrie 2	13	1,11	1,85	25	9,2
Geometrie 3	13	1,365	2,1	20	9,2
Geometrie 4	13	1,365	2,1	25	9,2
Geometrie 5	18	1,11	1,85	20	14,5
Geometrie 6	18	1,11	1,85	25	14,5
Geometrie 7	18	1,365	2,1	20	14,5
Geometrie 8	18	1,365	2,1	25	14,5

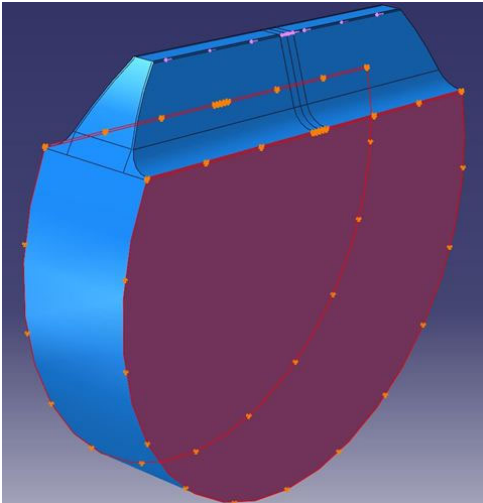
**Tabelle 1:** Grundgeometrien für die Zahnstangenverzahnung



**Bild 3:** CAD-Modell der Grundgeometrien

## 4 Parameterbasierte FE- Untersuchungen

Die numerischen Untersuchungen sind mit dem FE-Programm Abaqus berechnet worden. Die Informationen zur Randbedingungen können aus **Bild 4** entnommen werden. Die Zahnnormalkraft wird senkrecht zur Zahnflanke an der Kopfkante aufgebracht und die Einspannung erfolgt an den Stirnflächen des Einzelzahns. Aus Untersuchungen sind die Annahmen für die Randbedingungen durch umfangreiche FE-Analysen abgesichert /2/.

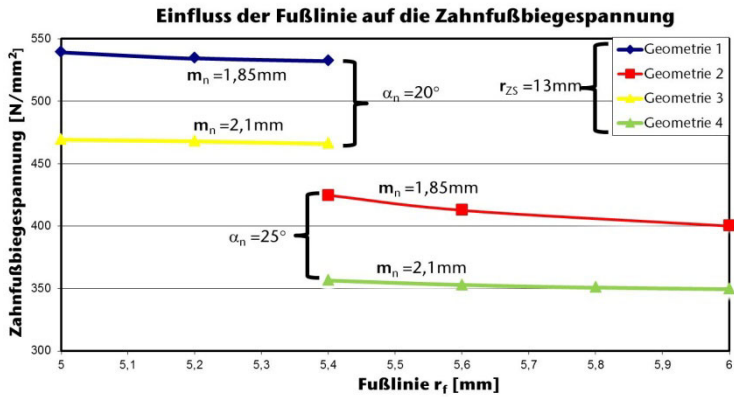


**Bild 4:** Randbedingungen

Alle Berechnungen wurden mit einer Zahnnormalkraft von 5kN und mit einem E-Modul von  $210.000 \text{ N/mm}^2$  durchgeführt. Die Parameterstudien wurden in der Prozessautomatisierungs- und Designoptimierungssoftware I sight definiert. I sight ruft automatisch nacheinander die CAD- Modelle in Pro/E und die FE-Modelle in Abaqus auf. I sight gibt den Berechnungsauftrag an Abaqus weiter und veranlasst, dass die Berechnungen starten. Nach dem Durchlauf der Berechnung wird die nächste Berechnung aufgerufen, bis die Parameterstudie beendet ist. Zur Regenerierung der parametrisierten Verzahnungsgeometrie im FE-Modell wird die assoziative bidirektionale Pro/E Schnittstelle eingesetzt.

Im Folgenden werden die wichtigsten Ergebnisse aus den Parameterstudien vorgestellt. Die gesamten Ergebnisse können aus den beiden Arbeiten von /1,2/ entnommen werden.

In **Bild 5** ist für die ersten vier Grundgeometrien mit dem Zahnstangenradius von 13mm der Einfluss der Fusslinie auf die Zahnfußbiegespannung dargestellt. Die Geometrien 1 und 2 besitzen einen Normaleingriffswinkel von  $20^\circ$ , die Geometrien 3 und 4 von  $25^\circ$ .



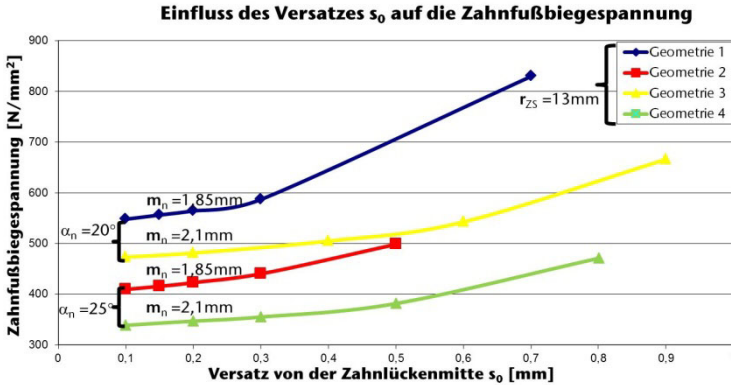
**Bild 5:** Einfluss der Fusslinie auf die Zahnfußbiegespannung

Aus dem **Bild 5** können drei Sachverhalte entnommen werden:

- Mit zunehmender Fußlinie nimmt die Zahnfußbiegespannung für alle Geometrien ab. Dies ist nachvollziehbar, da der Hebelarm mit zunehmender Fußlinie kleiner wird.
- Bei gleichem Normaleingriffswinkel bewirkt eine Zunahme des Normalmoduls eine Abnahme der Zahnfußbiegespannung. Das ist auch richtig, da eine Zunahme des Normalmoduls zur Vergrößerung der Normalteilung und somit der Zahnfußsehnendicke führt.
- Die Zunahme des Normaleingriffswinkels bei gleichem Normalmodul führt zur Zunahme der Zahnfußsehnendicke. Der Einfluss des Normaleingriffswinkels ist größer als der des Normalmoduls auf die Abnahme der Zahnfußbiegespannung.

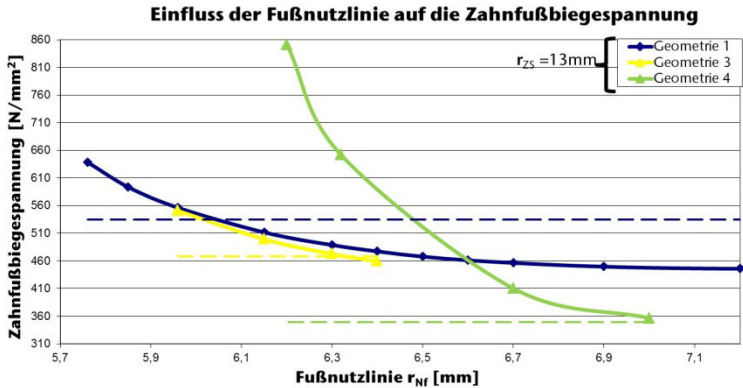
Aus **Bild 6** kann der Einfluss des Versatzes der kreisförmigen Zahnfußausrundung von der Zahnlückenmitte entnommen werden. Die Zunahme des Versatzes hat zur Folge, dass der Zahnfußausrundungsra-

dius kleiner wird. Dies vergrößert die Kerbwirkung. Der Einfluss der Kerbwirkung ist durch die Zunahme der Zahnfußbiegespannung deutlich aus dem Bild zu entnehmen.



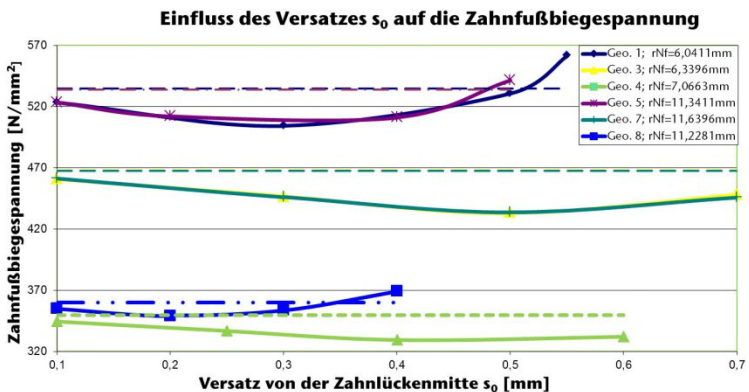
**Bild 6:** Einfluss des Versatzes  $s_0$  auf die Zahnfußbiegespannung

Um den Einfluss der elliptischen Fußausrundung im **Bild 7** zu verstehen, haben die kreisförmige und elliptische Zahnfußausrundung die gleiche Fußlinie. Die gestrichelte Linie gibt die Größe der Zahnfußbiegespannung der kreisförmigen Zahnfußausrundung an. Da die Höhe der kreisförmigen Zahnfußausrundung beim Übergang zur Zahnflanke nur einen Wert annehmen kann, ist dieser Zustand durch die gestrichelte Linie beschrieben. Mit Zunahme der Fußnutzlinie nimmt die Zahnfußbiegespannung ab. Dieser Effekt wird bei allen Geometrien beobachtet. Im untersuchten Parameterraum sind die Zahnfußbiegespannungen der Geometrien 3 und 4 mit elliptischer Fußausrundung größer als die Geometrien mit kreisförmiger Zahnfußausrundung. Eine weitere Erhöhung der Fußnutzlinie würde zum Unterschreiten der Zahnfußbiegespannung der kreisförmigen Zahnfußausrundung führen. Die elliptische Fußausrundung bei der Geometrie 1 zeigt dagegen, dass die Zahnfußbiegespannung mit Zunahme der Fußnutzlinie innerhalb der untersuchten Grenzen unterhalb der von der kreisförmigen Zahnfußausrundung liegt. Um die Ergebnisse richtig einschätzen zu können, muss immer für eine vorgegebene Fußnutzlinie der realen Lenkungszahnstange interpretiert werden.



**Bild 7:** Einfluss der Fußnutzlinie bei elliptischer Fußausrundung auf die Zahnfußbiegespannung

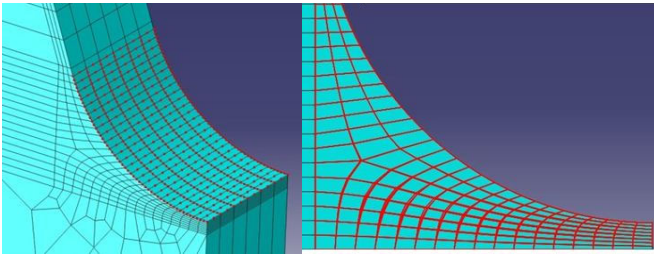
**Bild 8** gibt die Ergebnisse des Versatzes von elliptischen Zahnfußausrundungen wieder. Die Fußnutzlinie der Geometrien für elliptische Fußausrundung ist so gewählt worden, dass sie die gleiche Höhe wie die kreisförmige Zahnfußausrundung besitzen. Die gestrichelte Linie gibt wieder die Zahnfußbiegespannung für die kreisförmige Fußausrundung an. Bei allen Geometrien ist eine Abnahme der Zahnfußbiegespannung mit zunehmendem Versatz von der Zahnlückenmitte zu beobachten bis die Zahnfußbiegespannung wieder zunimmt. Die maximale Abnahme der Zahnfußbiegespannung kann hier mit ca. 7,3% für die Geometrien 3 und 7 angegeben werden.



**Bild 8:** Einfluss des Versatzes  $s_0$  bei elliptischer Fußausrundung auf die Zahnfußbiegespannung

## 5 Parameterfreie FE- Untersuchungen

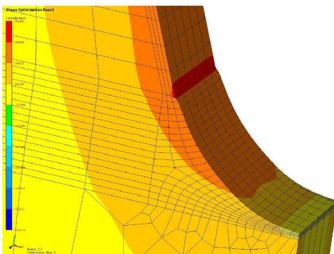
Bei der Optimierung der Zahnfußausrundung wird in TOSCA die Gestaltoptimierung angewandt. Bei der Gestaltoptimierung wird die Oberfläche iterativ solange modifiziert bis keine Änderung bei der Spannungsreduzierung auftritt. Der zu optimierende Bereich des Bauteils wird mit Designknoten und Smooth-Elementen versehen, siehe **Bild 9** und **Bild 10**. Die Designknoten sind frei beweglich an der Oberfläche. Die ebenfalls beweglichen Smooth-Elemente werden benötigt, damit die automatische Neuvernetzung an die Oberflächenverschiebung angepasst werden kann.



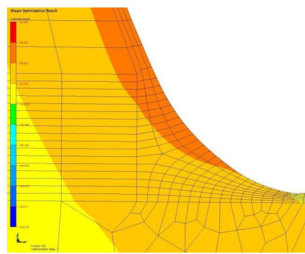
**Bild 9:** Designknoten

**Bild 10:** Smooth-Elemente

Für das Scheibenmodell der Zahnstange mit kreisförmiger Fußausrundung und  $\alpha_n=20^\circ$ ,  $r_f=5\text{mm}$  und  $r_{Nf}=5,77\text{mm}$  berechnet TOSCA eine Spannung von  $532,5\text{ N/mm}^2$ . TOSCA weist für die optimierte Fußausrundung eine Spannung von  $478,9\text{ N/mm}^2$  auf. Die Spannung wird hier um 10% abgebaut. Dieses Ergebnis ist nicht verwendbar, da nach **Bild 11** und **Bild 12** an den Übergängen zur Zahnflanke und Zahnlückenmitte die Tangentialbedingung nicht erfüllt wird.



**Bild 11:** Tangentialbedingung  
an der Zahnflanke



**Bild 12:** Tangentialbedingung  
in der Zahnlückenmitte

## 6 Zusammenfassung

Zur Minimierung der Zahnfußbiegeanspannung an Zahnstangen wurden numerische Untersuchungen durchgeführt. Neben der kreisförmigen Zahnfußausrundung wurde auch elliptische Zahnfußausrundung in Betrachtung gezogen. Hierzu wurde das Zahnstangenmodell parametrisch erstellt und über eine Schnittstelle mit dem FE-System Abaqus zur Verfügung gestellt. Es wurde erfolgreich die Prozessautomatisierungs- und Designoptimierungssoftware bei der parameterbasierten FE-Untersuchung eingesetzt. Eine weitere Möglichkeit auf dem Weg zur Minimierung der Zahnfußbiegespannung ist die Verwendung des parameterfrei arbeitenden Programms TOSCA. Aus den Untersuchungen mit elliptischer Zahnfußausrundung hat sich ergeben, dass mit zunehmender Fußnutzlinie die Zahnfußbiegespannung im Vergleich zu kreisförmiger Fußausrundung weiter reduziert werden kann. Dabei ist aber zu beachten, dass die Fußnutzlinie nicht frei wählbar ist. Sie ergibt sich aus der Verzahnungsauslegung des Lenkgetriebes. Eine Maßnahme, die bei jeder Zahnstangenverzahnung angewandt werden kann, ist die Verwendung einer elliptischen Zahnfußausrundung mit Versatz von der Zahnlückenmitte bei gleicher Höhe des Fußausrundungslaufes an der Zahnflanke wie bei der kreisförmigen Fußausrundung. Bei den untersuchten Verzahnungen wurde eine Spannungsreduzierung von ca. 7,3% beobachtet. Aus den TOSCA Berechnungen kann die Spannung noch weiter abgebaut werden. Die Ergebnisse können aber nicht einfach auf Zahnstangenverzahnung übertragen werden, da die gefundenen Zahnausrundungsformen die tangentialen Übergänge zur Zahnflanke und zur Zahnlückenmitte nicht erfüllen.

## 7 Literatur

- /1/ Arslan, G.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Minimierte Zahnfußbiegespannungen an Zahnstangen durch optimierte Zahnfußausrundung mit Isight, Deutsche SIMULIA- Konferenz 2010, 20. und 21. September 2010, Heidelberg
- /2/ Öztamaz, E.: Parameterbasierte und –freie Optimierungsmaßnahmen an Zahnstangen zur Minimierung der Zahnfußbiegespannung, Diplomarbeit TU Clausthal, 2010



# Mit Dietz vom Albertschen Drahtseil zur Leichtbautrommel



Dietz, P.; Henschel, J.; Mupende, I.; Otto, St.; Stahr, K.

*Der Tod von Prof. Dr.h.c. Dr.-Ing. Peter Dietz ist Anlass, um einen Teilbereich seiner Forschungstätigkeit - die Konstruktion und Dimensionierung von Seiltrommeln - vorzustellen. Der kurze geschichtliche Rückblick spannt den Bogen von den Anfängen der Drahtseilverwendung, die eng mit der Stadt Clausthal, deren Bürgermeister er in den letzten Jahren war, verbunden ist, zu den Forschungsprojekten auf dem Gebiet der Dimensionierung von Leichtbauwindentrommeln, die unter Leitung von Prof. Dietz am Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal bearbeitet wurden und nun unter seinem Nachfolger Prof. Armin Lohrengel weiter vorangetrieben werden.*

*Considering the fatal accident of Prof. Dr.h.c. Dr.-Ing. Peter Dietz in April 2010 this article describes one part of his research work - the design and calculation of hoisting drums. The short historic review starts with the first application of ropes, which are closely connected to the town of Clausthal and finishes with state of the art research projects in the field of designing light-weight hoisting drums. This work is carried out under the supervision of Prof. Dietz and his follower Prof. Lohrengel at the Institute of Mechanical Engineering of Clausthal University.*

## 1 Historisches über Drahtseil und Seiltrommel

### 1.1 Drahtseile der Frühzeit

Mit dem Drahtseil hielt im vergangenen Jahrtausend ein Maschinenelement Einzug in die industrielle Anwendung, das insbesondere der Fördertechnik zu einem ungeahnten Aufschwung verhalf. Erstmals war es möglich geworden, aufgrund des geringen Platzbedarfs, der großen Biegsamkeit und gleichzeitig hohen Festigkeit der Drahtseile schwere Lasten auf geringem Raum zu heben bzw. hohe Zugkräfte einfach umzulenken.

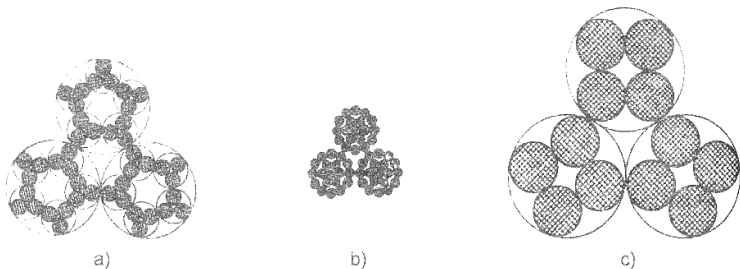
Drahtseile sind jedoch keine Erfindung des 19. Jahrhunderts. Es ist bekannt, dass schon die alten Römer aus Drähten geflochtene Stränge

zum Heben von Lasten verwendeten, wie ein um 79 n. Ch. in Pompeji gefundenes 4,5 m langes Seil aus 15 Bronzedrähten belegt. Auch in China sollen schon vor 1500 Jahren Drahtseile für den Bau von Hängebrücken verwendet worden sein /2/.

Obwohl aus der Zeit des Mittelalters keine Berichte über den Einsatz von Drahtseilen vorliegen, ist mit Sicherheit anzunehmen, dass auch in dieser Epoche vereinzelt Drahtseile für Förderzwecke - z.B. zur Bewegung von Erdmassen - verwendet wurden. So wird beispielsweise berichtet, dass beim Bau der Danziger Festungswerke um 1644 Drahtseile zum Einsatz kamen.

## 1.2 Das Albertsche Drahtseil

Ein wichtiger Wirtschaftszweig des ausgehenden 19. Jahrhunderts war der Bergbau. Als Zugmittel für die Schachtförderung dienten damals hauptsächlich Hanf- oder Aloeseile. Nur vereinzelt - 1818 in Westfalen und 1831 im Freiburger Bergbau - wurden Drahtseile im Grubenbetrieb eingesetzt. Ohne Kenntnis dieser früheren Drahtseilbenutzungen ließ Oberbergrat W. Julius Albert 1834 im Schacht der Clausthaler Grube Caroline die bis dahin zur Erzförderung verwendeten Hanf- oder Aloeseile durch ein nach seinen Angaben hergestelltes Drahtseil ersetzen. Das Konstruktionsprinzip des Drahtseils, der schraubenlinienförmige Aufbau aus Litzen und Drähten, ist unbestritten sein Verdienst und bis heute aktuell. Diese ersten Drahtseile waren Rundlitzenseile, die aus 3 Litzen zu je 4 Drähten von 3,5 mm Durchmesser bestanden (**Bild 2c**). Sie besaßen noch keine der inneren Schmierung des Drahtseils dienende Faserstoffeinlage.



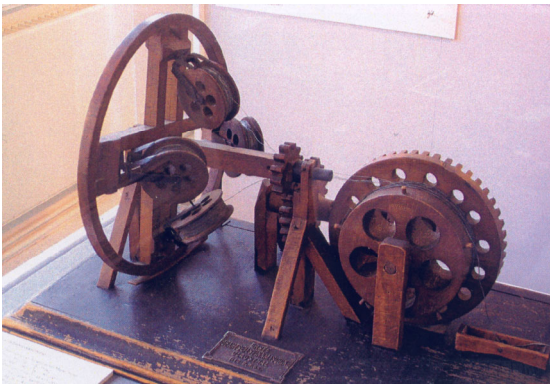
**Bild 2:** Ältere Seile und Albertsches Seil; a) Kabelschlag, Halsbrücke 1831; b) Kreuzschlag, Pompeji 79 n. Ch.; c) Gleichschlag, Clausthal 1834/1

Neben dem von ihm entwickelten Konstruktionsprinzip führte Albert auch den ersten Versuch einer kontrollierten Drahtseilherstellung durch. Dabei ist bemerkenswert, dass die von ihm geschlagenen Seile einen bis heute nicht erreichten Verseilungsfaktor von nahezu 100% aufwiesen. Mit dieser Art der Seilherstellung erreichte Albert trotz mangelhafter Zuverlässigkeit der damals vorhandenen Drahtwerkstoffe den gleichen Sicherheitsmechanismus heutiger Seile, die "Litze für Litze" reißen. Dies zeugt von dem Weitblick Alberts bei dem Bemühen, die Zuverlässigkeit in der Schachtförderung zu erhöhen. Die vom Oberbergrat W. J. Albert hergestellten Drahtseile waren Gleichschlagseile, das heißt die Drähte in den Litzen waren im gleichen Richtungssinn geschlagen wie die Litzen im Seil (**Bild 3**). Aus diesem Grund konnte man die Bezeichnung „Gleichschlag“ lange unter dem Begriff „Albertschlag“.



**Bild 3:** Gleichschlagseil, linksgängig /2/

Trotz vieler Widrigkeiten, die vor allem mit der Drahtherstellung und der manuellen Verseilung zusammenhingen (so waren 1836 für das Flechten eines Seils 13 Mann erforderlich /13/), verbreitete sich die Anwendung des Drahtseils im Laufe kürzester Zeit in Europa und Amerika. Die Einführung der ersten Verseilmachine von Wurm (**Bild 4**) in Wien forcierte diesen Prozess.



**Bild 4:** Wurtsche Verseilmachine; 1837

Mit der Verwendung der Drahtseile erhöhten sich zwangsläufig auch die Belastungen auf die Seiltrommeln. Dies liegt hauptsächlich darin begründet, dass Drahtseile steifer als Hanf- oder Aloeseile und die realisierbaren Zuglasten weit größer sind. Allerdings sollten nach der industriellen Einführung der Drahtseile nahezu 100 Jahre vergehen, bis die ersten wissenschaftlichen Betrachtungen auf dem Gebiet der Seiltrommeldimensionierung durchgeführt wurden.

### **1.3 Aus den Anfängen der Seiltrommelforschung**

Die Bemessung und Gestaltung von Seiltrommeln basierte zunächst ausschließlich auf dem Erfahrungsschatz und den Forschungsarbeiten der Trommelhersteller. Darüber hinaus existierten zu Beginn des 20. Jahrhunderts nur wenige Veröffentlichungen, die zudem die Problematik der Konstruktion von Seiltrommeln nur spärlich behandelten, vorsichtige Vermutungen äußerten oder lediglich in der Praxis akzeptierte Verfahrensweisen aufzeigten. Die Berechnung der Beanspruchungen beschränkte sich auf den Bereich des Trommelgrundkörpers, der vereinfacht als Kreiszyylinder unter äußerem Druck (verursacht durch die Seilwindungen) abgebildet und mit Hilfe der Kesselformel dimensioniert wurde.

Eine der ersten Arbeiten, die sich gezielt mit der beanspruchungsgerechten Auslegung von Seiltrommeln befasste, wurde 1920 von Waters veröffentlicht /5/. Er unterscheidet zwischen den Beanspruchungen des Trommelgrundkörpers und denen der Bordscheiben. Es folgten Arbeiten von Kleinn /6/, der als erster die Theorie „Kreiszyylinder unter Außendruck“ überprüfte, und John /7/, der die äußere Druckbeanspruchung als Stabilitätsproblem auffasste.

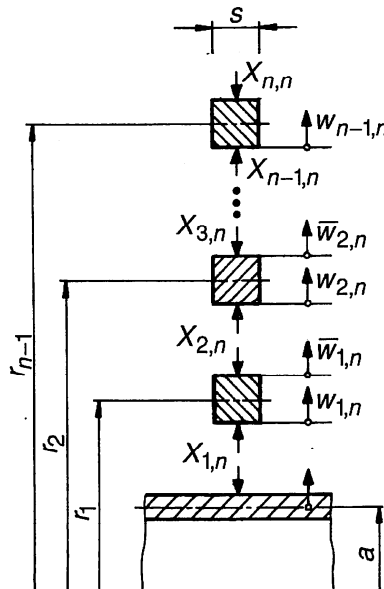
Eine umfangreiche Betrachtung über die Belastung von Seiltrommeln wurde 1938 von Ernst veröffentlicht /8/. Seine Auslegungsvorschriften basierten auf der Biegetheorie der Kreiszyinderschale und waren aufgrund des erheblichen Aufwandes nur für einige spezielle Lastfälle anwendbar. Auch die Arbeiten von Biezeno-Grammel /9/, Eßlinger /10/, Woywode /11/ und Hoeland /12/ setzten die Abbildung des Trommelkörpers als Kreiszyinderschale voraus. Die Schwerpunkte der Untersuchungen lagen hier jedoch auf der Berechnung der Bordscheiben, des Spulungsverhaltens der Seile sowie der mathematischen Beschreibung unterschiedlicher statischer Lastfälle. Alle diese Berechnungsverfahren setzten jedoch lineare Näherungen voraus und waren deshalb nicht geeignet, die tatsächlichen Belastungen hinreichend genau zu erfassen. Des Weiteren beschränkten sich die genannten Autoren in der Hauptsache auf einlagig bewickelte Trommeln. Für die mathematische Beschreibung der Belastungen mehrla-



möglich, den Einfluss verschiedener Zwischen- und Bordscheibengeometrien zu berücksichtigen.

Weiterhin betrachtet er in seiner Arbeit den Effekt der Seil- bzw. Trommelentlastung aufgrund elastischer Verformungen. Er detailliert diesen schon von Ernst /8/ für einlagig bewickelte Seiltrommeln beschriebenen Mechanismus und erweitert die Theorie für die mehrlagig bewickelte Seiltrommel.

Neben den Untersuchungen am Trommelgrundkörper widmet sich Dietz den Belastungen der Bordscheiben. Der von den Seilwindungen auf die Bordscheiben ausgeübte axiale Druck wurde erstmals von Waters /5/ mittels der Keileffekt-Theorie beschrieben, die die Einflüsse des mit der Lagenzahl steigenden Lagenradius vernachlässigt. Ein Biegemoment für die Bordscheibe kann aufgrund des fehlenden Hebelarms mit dieser Methode nicht ermittelt werden. Dietz entwickelt mit seiner „Theorie der aufsteigenden letzten Windung“ einen neuen verbesserten Berechnungsansatz, mit dem der Lagenradius als Einflussparameter berücksichtigt wird (**Bild 6**).



**Bild 6:** Abstraktion des Seilpaketes nach Dietz /15/

Die neuartige mathematische Beschreibung des Seilentlastungseffekts und der Bordscheibenbelastung hängt wesentlich von der Querelasti-

zität der Seile ab. Diese wurde von Peter Dietz erstmals durch umfangreiche Versuchsreihen unter praxisnahen Prüfbedingungen ermittelt. Für die einfache praktische Anwendung der mit hohem numerischen Aufwand verbundenen Dimensionierungsvorschriften wurde von Dietz ein Trommeldimensionierungsprogramm erstellt.

### **3            Forschungsarbeiten am Institut**

In den Anfangsjahren der Tätigkeit von Peter Dietz als Direktor des Instituts für Maschinenwesen konzentrierten sich die Arbeiten auf dem Gebiet der Seiltrommelforschung auf die Untersuchung der Bordscheibenbelastung. Eine unter seiner Betreuung durchgeführte Studienarbeit befasste sich mit dem Vergleich experimentell und analytisch bestimmter Beanspruchungswerte. Auf dieser Grundlage wurde das von Ihm entwickelte Berechnungsprogramm erweitert, so dass auch die an einem frei wählbaren Radius der Bordscheibe auftretenden Linien-(biege)-momente bestimmt werden können.

Einen weiteren Schwerpunkt der Arbeiten bildete, in Zusammenarbeit mit Industrieunternehmen, die Untersuchung praktischer Anwendungsfälle und deren Optimierung hinsichtlich ihres Festigkeits- und Verformungsverhaltens. Hierzu seien nur auszugsweise erwähnt:

- die Umgestaltung von Bordscheibenringen zur Minimierung der im Betrieb auftretenden Verformungen unter Berücksichtigung unterschiedlicher Lagerbedingungen des Trommelgrundkörpers /16/,
- Festigkeitsuntersuchungen von Förderseiltrommeln unter rotationssymmetrischer und –unsymmetrischer Last /17/,
- Grundlagenbetrachtungen für die Baureihen- und Baukastensystematik für Berge- und Kranwinden,
- Optimierung von Windentrommeln mit Berücksichtigung teilplastischen Materialverhaltens.

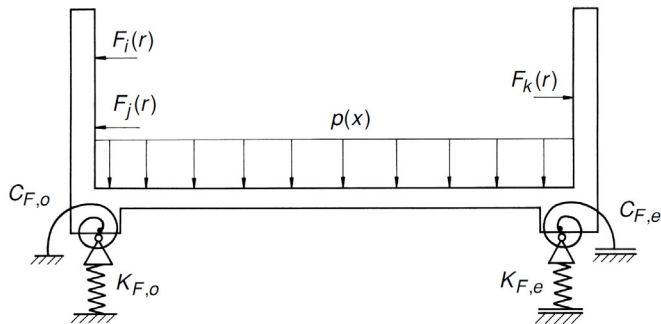
Daneben wurden auch tangierende Themen, wie die Untersuchung verschiedener Schäkelformen bei symmetrisch und asymmetrisch angreifenden Lasten /18/ sowie die Festigkeitsuntersuchung von Treibscheiben behandelt /19/.

Seit Mitte der 90er Jahre wurden, gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft und die Stiftung Industrieforschung verstärkt Grundlagenuntersuchungen auf dem Gebiet der Gestaltung und Berechnung von Leichtbauwindentrommeln durchgeführt.

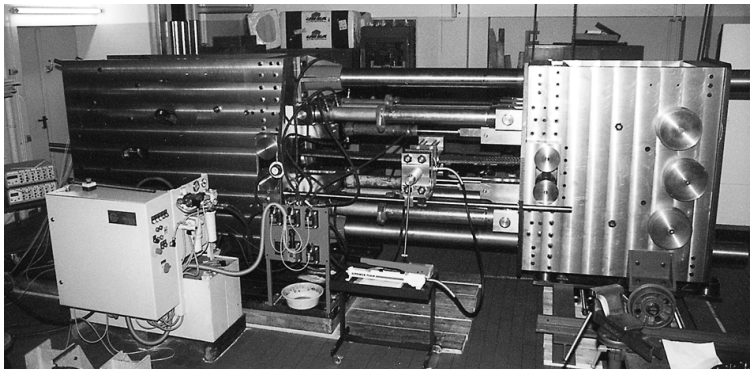
Henschel /20/ ergänzt die Theorie der Trommelmantelbelastung mit der Einführung eines veränderlichen Querelastizitätsmoduls mit der Lagenzahl durch den Einsatz von linearen bzw. quadratischen Funkti-

onen. Dies liegt vor allem daran, dass die Seile ein nicht lineares und von starker Hysterese geprägtes Verformungsverhalten in Längs- und Querrichtung zeigen. Dieses Verhalten besitzt wiederum einen wesentlichen Einfluss auf die Beanspruchung der Seiltrommeln.

Mupende /21/ entwickelt eine gekoppelte Theorie für Mantel und Bordscheiben, welche insbesondere die kritischen Beanspruchungen im Übergangsbereich zwischen beiden Komponenten - auch abhängig vom Verhältnis der Steifigkeiten von Mantel und Bordscheiben - darstellt. **Bild 7** zeigt die Beanspruchungen an der Übergangsstelle in Abhängigkeit des Steifigkeitsverhältnisses der Mantelschale zur Bordscheibe (Kreisringplatte).



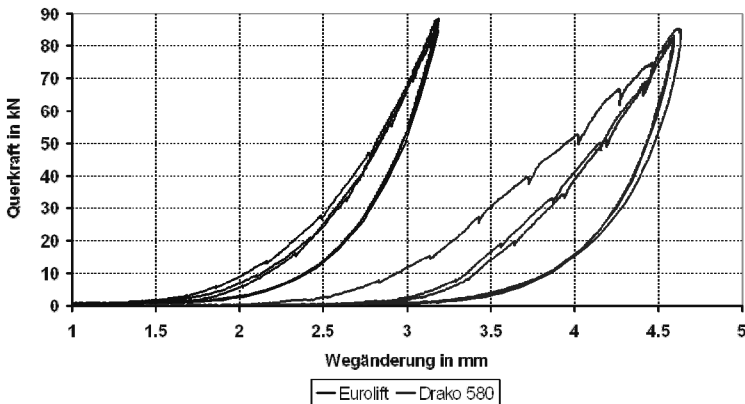
**Bild 7:** Mechanisches Modell der Trommelberechnung, Ansatz nach Mupende /21/



**Bild 8:** Prüfstand zur Ermittlung der Längs- und Quersteifigkeit von Drahtseilen für verschiedene Einbautagen in der Trommel (Seildurchmesser von 7 bis 32 mm, Zugkraft in Längsrichtung bis 1200 kN, Druckkraft in Querrichtung bis 500 kN) /23/



Ausgangspunkt aller Überlegungen zur Dimensionierung von Trommeln ist die Kenntnis des Seilverhaltens in Längs- und Querrichtung und ihre Beschreibung als lineare bzw. bereichsweise linearisierte (vergl. /20/) elastische Eigenschaft in dem Formelwerk der Berechnung. Die Seilelastizitätswerte sind von der Verseilungsart abhängig und können nur experimentell ermittelt werden. **Bild 8** zeigt die am Institut für Maschinenwesen aufgebaute Versuchseinrichtung zur Messung der Seileigenschaften. Die Ergebnisse der Versuche sind in **Bild 9** abgebildet. Es wird deutlich, dass das Verhältnis von Längs- zu Quersteifigkeit, welches für den Entlastungsvorgang nach **Bild 6** maßgebend ist, von der Verseilungsart und von der aktuellen Längskraft in erheblichem Maße abhängt. Neben dieser stationären Prüfeinrichtung für den Querelastizitätsmodul wurde von Stahr et al. /24/ ein mobiles Prüfgerät für Querelastizitäten von Seilen bis zum Durchmesser von 100 mm entwickelt und aufgebaut.

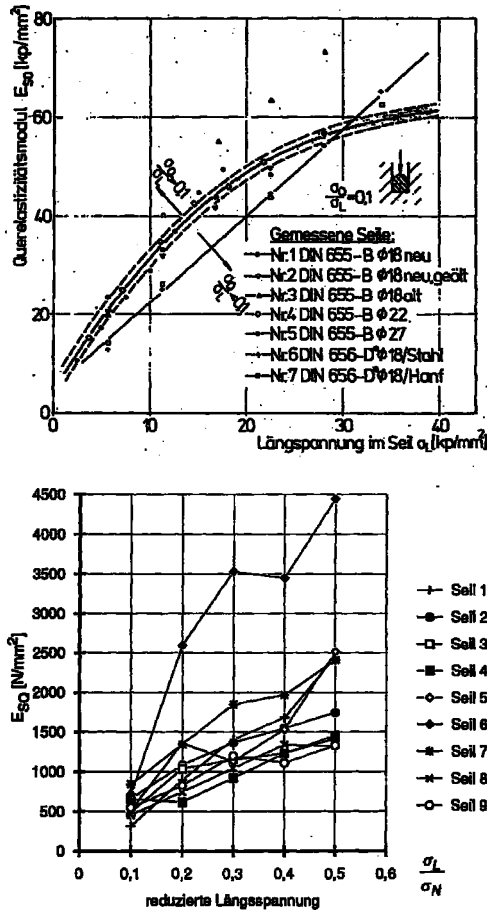


**Bild9:** Hysterese für mehrfache Belastung ( $K_L = 0,2$ ; 4 Seile;  $\varnothing 14$  mm) in Querrichtung bei in Längsrichtung vorgespannten Seilen als Grundlage für die Entlastungsrechnung /20/

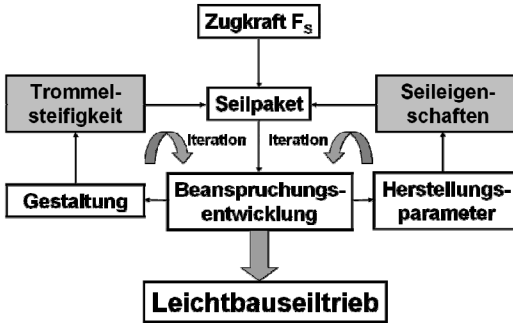
Die mit diesem Prüfstand gemessenen Werte zeigen auch deutlich, welche innovativen Anstrengungen zur Entwicklung von Drahtseilen für Hochleistungsanwendungen in den letzten 20 Jahren unternommen wurden. In **Bild 10** oben sind Messwerte für 1970, übliche Seile dargestellt, während die Messung an hochverdichteten Seilen um 1995 (Darstellung unten) zeigen, dass die Verseilungsart neben einer erheblichen Steigerung der Tragkräfte auch eine Erhöhung der Längs- und der Querelastizität zu Folge haben - was im Sinne des in **Bild 3** gezeigten Beanspruchungsmodells schädlich für die Trommel ist. Eine

Reihe von Schadensfällen in den vergangenen Jahren ist auf die nicht hinreichend berücksichtigte Veränderung des Elastizitätsverhaltens moderner Seile zurückzuführen.

Mit diesen Erkenntnissen erweist sich die Beanspruchung und Verformung an Seiltrommeln als ein komplexes Problem, das mit dem Last-Verformungsverhalten von Seilpaket und Trommel in gegenseitiger Abhängigkeit verbunden ist (**Bild 11**). Da jede Trommel und jedes Seil zu einem spezifischen System führen, sind allgemeine Aussagen nur sehr bedingt zuverlässig, jedes Problem erfordert dank der vielfältig möglichen Gestaltung von Trommel und Seilstrukturen eine eingehende Berechnung.



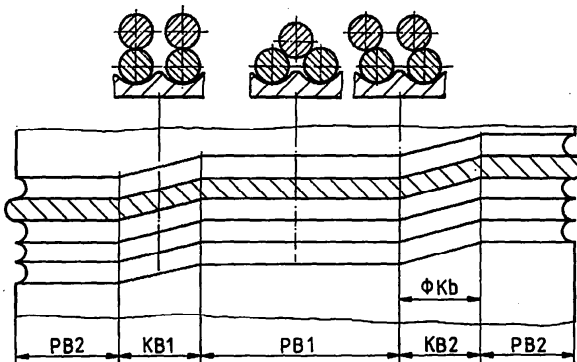
**Bild 10:** Abhängigkeit der Seilsteifigkeiten von der Seilbauart. Oben: Seal- und Warringtonseile 1967. Unten: Verdichtete Seile 1995



**Bild 11:** Gegenseitige Abhängigkeit des Last-Verformungsverhaltens von Seilpaket und Trommel

### 3.1 Nicht rotationssymmetrische Belastungen

Die Annahme rotationssymmetrischer Belastungsverhältnisse, die allen bisherigen Berechnungsmethoden zugrunde liegt, bildet die in der Praxis beobachtete und experimentell nachgewiesene Umfangslastverteilung auf Mantel und Bordscheiben nicht exakt ab. Dies gilt insbesondere für Seiltrommeln mit einer Mantelrillung nach dem LeBus-Prinzip. Das Rillungssystem nach LeBus ist durch vier Umfangsbereiche charakterisiert. Dies sind zwei Parallelabschnitte (PB) und zwei Kreuzungsabschnitte (KB), in denen das Seil jeweils um eine halbe Steigungsbreite in Axialrichtung abgelenkt wird (**Bild 12**). Die Winkelausdehnung des Parallel- und Kreuzungsbereiches und die Rillungssteigung variieren von Konstruktion zu Konstruktion. Sie sind vom Einsatzfall, dem Seildurchmesser, den Seiltoleranzen, den Trommelabmessungen und der Seilbiegesteifigkeit abhängig.



**Bild 12:** Anordnung der Seilwindungen im Parallel- und Kreuzungsbereich

Durch die definierte Seilführung ist die Anordnung der Seilwindungen für den Parallel- und Kreuzungsbereich fest vorgegeben. **Bild 12** verdeutlicht die sich verändernden Kontaktverhältnisse an drei ausgewählten Schnitten des Mantelumfanga in idealisierter Form. Eine Verschiebung der Kreuzungsbereiche von Seillage zu Seillage, wie sie in begrenztem Maße praktisch auftritt, wurde hier nicht betrachtet. Es kann grundsätzlich unterschieden werden zwischen:

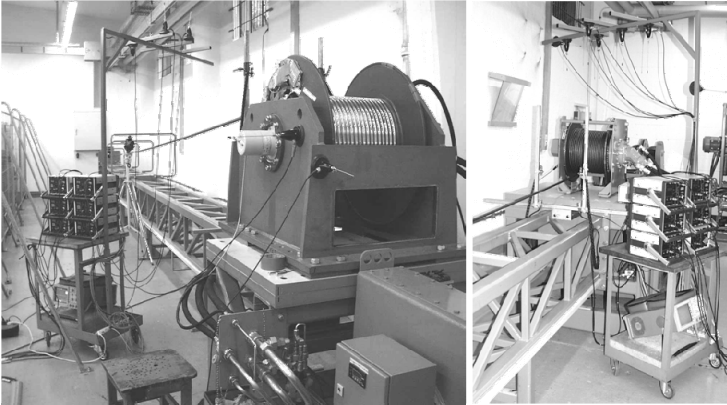
*Mitte des Kreuzungsbereiches:* Die Windungen der oberen Lage erreichen ihren höchsten Punkt beim Überrollen der unteren Seilwindungen. Es liegt eine säulenförmige Stapelung der Seilquerschnitte vor.

*Mitte des Parallelbereiches:* Die Windungen der oberen Seillage werden in den Lücken der unteren Windungen geführt. Das Wickelbild ist in diesem Bereich durch eine pyramidale Stapelung der Seilquerschnitte gekennzeichnet.

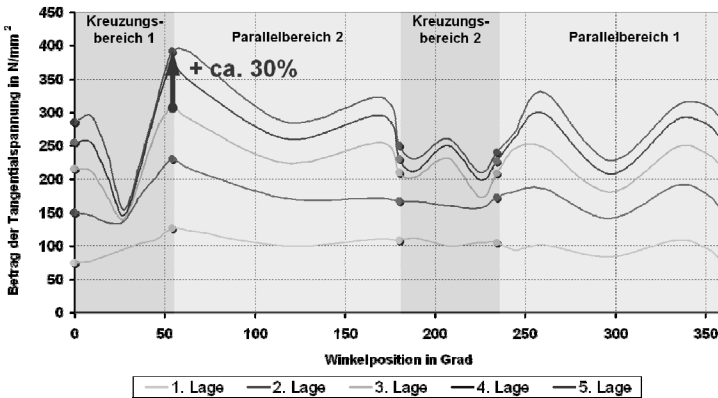
*Beginn des Kreuzungsbereiches:* Die oberen Windungen werden durch die Vorgängerwindungen oder durch Führungskeile an der Bordscheibe abgelenkt und beginnen die darunter liegenden Windungen zu überrollen.

Zur Untersuchung wurden am Universal-Seiltrommelprüfstand des Institutes (**Bild 13**) Wickelversuche durchgeführt, deren Ergebnis **Bild 14** zeigt. Die Kurvenverläufe stellen den Verlauf der Tangentialspannungen bei konstanter Zugkraft  $F_s$  und zunehmender Lagenanzahl dar. Entgegen der Erwartung eines nahezu gleichmäßigen Beanspruchungsverlaufes über dem Umfang des Mantels treten ab der zweiten Seillage deutliche Unterschiede in den Tangentialspannungswerten auf, die sich mit zunehmender Bewicklung vergrößern. Bei Vollbewicklung mit fünf Lagen weichen die minimalen und maximalen Tangentialspannungen um ca. 45% voneinander ab.

Im Rahmen einer Forschungsarbeit /22/ wurde der kausale Zusammenhang zwischen den experimentell festgestellten Beanspruchungsunterschieden und einer nicht-rotationssymmetrischen Druckbelastung  $p(x,\phi)$  des Trommelmantels durch das Seilpaket näher beleuchtet: Das Bewickeln der ersten Seillage erfolgt sowohl im Parallel- als auch im Kreuzungsbereich über dem gesamten Umfang mit einem konstanten Wickelradius (**Bild 15**;  $r_{pb,i} = r_{kb,i}$ ). Ab der zweiten Seillage ändert sich der Wickelradius über dem Umfang des Trommelmantels infolge des Überrollens der unteren Windungen innerhalb des Kreuzungsbereiches. Zwischen beiden Rillungsbereichen entsteht demnach ein Wickelradienunterschied  $\Delta r_i$ .



**Bild 13:** Universal-Seiltrommelprüfstand des Instituts für Maschinenwesen: Seildurchmesser von 12 bis 36 mm; Seilzugkraft bis 300 kN; Seilgeschwindigkeit bis 40 m/min; Trommelabmessungen bis 1000 mm Länge und 800 mm Durchmesser

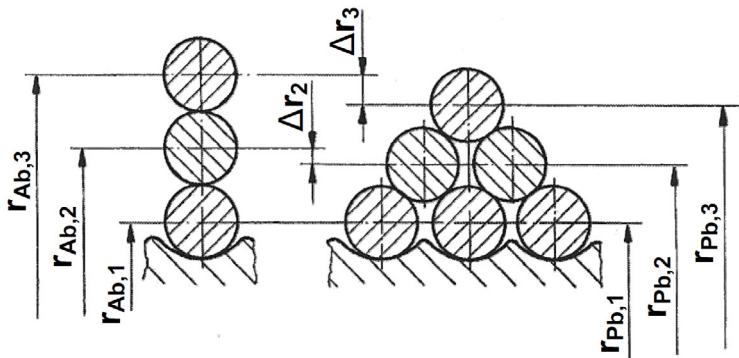


**Bild 14:** Nicht-rotationssymmetrische Tangentialspannungsverteilung im Trommelmantel am inneren Umfang des Trommelmantels auf einer Schnittebene

Aus experimentellen Untersuchungen ist ferner bekannt, dass der Querelastizitätsmodul der pyramidalen Seilwindungsanordnung im Parallelbereich ca. 70% des Wertes für die Säulenordnung im Kreuzungsbereich beträgt /20/. Aufgrund der daraus resultierenden unterschiedlichen Seillagenverformung ergeben sich im Parallel- und Kreuzungsbereich unterschiedliche Wickeldrücke.

Die Trommel wird dadurch nicht rotationssymmetrisch belastet und erfährt Biegespannungen bzw. Biegeverformungen in Abhängigkeit vom Umfangswinkel. Hieraus lassen sich z.B. optimale Bereichswinkel für den Parallel- und den Kreuzungsbereich ableiten, in denen die geringsten Biegespannungen auftreten.

Auch auf die Beanspruchung der Bordscheiben hat die unsymmetrische Belastung, die nach dem Prinzip der „aufsteigenden Windung“ eine Funktion des Umfangswinkels ist, eine erhebliche Auswirkung: Die Bordscheibe "verbeult" sich deutlich ungleichmäßig und kann sowohl durch ihre Abweichungen aber auch durch die Beanspruchungsmaxima in der Anbindung an den Mantel zu Ausfällen führen.



**Bild 15:** Unterschied  $\Delta r_i$  zwischen dem Wickelradius  $r_{pb,i}$  im Parallelbereich und  $r_{kb,i}$  im Kreuzungsbereich /22/

#### 4 Zusammenfassung

Die Beanspruchung von mehrlagig bewickelten Seiltrommeln ist durch das elastische Zusammenspiel von Seilpaket und Trommelstruktur bestimmt. Die Annahme rotationssymmetrischer Belastungen führt zusammen mit einer Theorie der Lagenentlastungen und der Beanspruchung an den Bordscheiben zu einem Modell, mit dem in den letzten Jahren Seiltrommeln mit mehrlagigen Bewicklungen immer weiter in Richtung Leichtbaustrukturen entwickelt werden konnten.

Auch die Ausnutzung der teilplastischen Verformungen im Trommelmantel führt zu einer Erhöhung der Tragfähigkeit, wobei aber neue Belastungsgrenzen beachtet werden müssen, die auf der Verformung von Trommelmantel und Bordscheibe beruhen.

Insbesondere Seiltrommeln mit LeBus-Bewicklung zeigen Beanspruchungen und Verformungen auf, die nicht rotationssymmetrisch sind. Es wird eine Theorie vorgestellt, die auch diese Bewicklungsart in die Dimensionierung von Trommeln mit einbezieht.

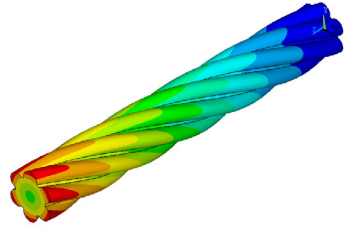
## 5 Literatur

- /1/ Bernoit, G.: Zum Gedächtnis an W. A. Albert und die Erfindung seines Drahtseils. VDI-Verlag GmbH, Berlin NW71935
- /2/ Felten & Guillaume Carlswerk: Drahtseile. M. DuMont Schauberg, Köln 1977
- /3/ Altpeter, H.: Die Drahtseile - ihre Konstruktion, Herstellung und Bewertung. Draht-Welt, Berlin-Charlottenburg 1953
- /4/ VDI-Zeitschrift, Jahresband 1876
- /5/ Waters, E. O.: Rational Design of Hoisting Drums. The American Society of Mechanical Engineers, New York 1920
- /6/ Kleinn: Die Wandstärke von Drahtseiltrommeln für Hebe-  
maschinen. Maschinenkonstruktion 1927
- /7/ John, H.: Wickeltrommeln für Drachenwinden. Analen der  
Hydrographie und maritimen Meteorologie, Juli 1927
- /8/ Ernst, H.: Die Hebezeuge Band I-III. Vieweg & Sohn, Braun-  
schweig 1958
- /9/ Biezeno, C. B.; Grammel, R.: Technische Dynamik. Springer  
Verlag 1939
- /10/ Eßlinger, M.: Berechnung von Seiltrommeln. Der Stahlbau Nr.  
23, 1954
- /11/ Woywode, N.: Gestaltung und Berechnung geschweißter Seil-  
trommeln. Schweißtechnik Nr. 17, 1967
- /12/ Hoeland, G.: Ein Beitrag zur Berechnung von Seiltrommeln un-  
ter Berücksichtigung der Verformungen und der Reibung zwi-  
schen Seil und Trommel. Fördern und Heben Nr. 19, 1969
- /13/ Bechtloff, G.: Das elastische Verhalten zugbelasteter Drahtseile.  
Dissertation, Braunschweig 1961
- /14/ Bechtloff, G.: Die Beanspruchung des Drahtseilquerschnitts  
unter Längslast und ebener Querpressung. Draht-Welt, Düs-  
seldorf Nr. 55, 1969
- /15/ Dietz, P.: Ein Verfahren zur Berechnung ein- und mehrlagig  
bewickelter Seiltrommeln. Dissertation TH Darmstadt 1971,  
VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf 1972

- /16/ Zapf, R.: Festigkeits- und verformungsgerechte Optimierung einer Seiltrommelsonderkonstruktion. Mitteilungen des Instituts für Maschinenwesen, Clausthal 1984
- /17/ Wächter, M.: Finite Elemente Untersuchung an einer Förderseiltrommel. Mitteilungen des Instituts für Maschinenwesen, Clausthal 1988
- /18/ Villmer, F.-J.: Untersuchung des Spannungszustandes in Schäkeln mit Hilfe der Finite Elemente Methode (FEM) und Optimierung der Schäkelform. Mitteilungen des Instituts für Maschinenwesen, Clausthal 1986
- /19/ Bock, U.: Finite Elemente Untersuchung der Beanspruchung einer Treibscheibe. Mitteilungen des Instituts für Maschinenwesen, Clausthal 1991
- /20/ Henschel, J.: Dimensionierung von Windentrommeln. Dissertation, TU Clausthal, 2000
- /21/ Mupende, I.: Beanspruchungs- und Verformungsverhalten des Systems Trommelmantel-Bordscheiben bei mehrlagig bewickelten Seiltrommeln unter elastischem und teilplastischem Werkstoffverhalten. Dissertation, TU Clausthal, 2001
- /22/ Otto, St.: Ein nicht-rotationssymmetrisches Belastungsmodell für die Ermittlung des Beanspruchungsverhaltens mehrlagig bewickelter Seiltrommeln. Dissertation, TU Clausthal, 2003
- /23/ Henschel, J; Mupende, I.: Konstruktion eines Prüfstandes zur Messung des Querelastizitätsmoduls von Drahtseilen. Mitteilungen des Instituts für Maschinenwesen, Clausthal 1997
- /24/ Stahr, K.; Wächter, M.: Tradition und Zukunft – Aktivitäten in der Seilforschung am Institut für Maschinenwesen. Mitteilungen des Instituts für Maschinenwesen, Clausthal 2009



# Parametrische Modellierung eines einlagigen Rundlitzenseils mit Kunststoffmantel



Leng, M.

*Die Fähigkeit der Drahtseile, sehr große Zugkräfte übertragen und Seilscheiben mit verhältnismäßig kleinem Durchmesser überlaufen zu können, beruht auf der hohen Festigkeit wie auch der Flexibilität der Seilkonstruktion. Heutzutage ist die Seiltechnik in Deutschland und weltweit sehr stark verbreitet. In dem Artikel wird ein in ANSYS durch APDL (ANSYS Parametric Design Language) modelliertes parametrisches einlagiges Rundlitzenseil mit einem Kunststoffmantel vorgestellt.*

*Because of the high capabilities for tension load with a relatively small cross section, the wires rope are widely used in Germany and in the world. This article will present a parametrical single-layer round rope with a plastic shell modelled in ANSYS with the APDL (ANSYS Parametric Design Language).*

## 1 Einleitung

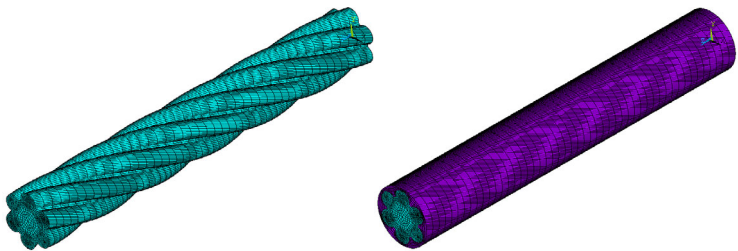
Die Seiltechnik ist heutzutage in der Welt sehr stark verbreitet. Dennoch sind die im Seil tatsächlich vorliegenden Spannungsverläufe noch relativ unbekannt. Mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) können die Spannungen in der gesamten Seilstruktur analysiert werden.

Die Seilmachart ist in der Realität vielseitig. Im Allgemeinen haben Seildrähte einen kreisrunden Querschnitt. Neben der Form des Querschnitts vom Seil gibt es noch verschiedenen Einflussgrößen, bzw. Durchmesser des Querschnitts, Schlagarten und Schlagwinkel sowie einer oder mehreren Litzlagen, die die Geometrie eines Seils und die Spannungsverläufe im Seil verändern können. Um die unterschiedlichen Seilmodelle zu analysieren und miteinander zu vergleichen, wurde ein parametrisches Rundlitzenseil mit einem Kunststoffmantel durch APDL (ANSYS Parametric Design Language) in ANSYS modelliert.

## 2 Modellierung des vereinfachten Seils mit einem Kunststoffmantel

Bei einem Seilmodell gibt es vielen Kontaktflächen zwischen sowohl der Kernlitze und den Außenlitzen, als auch den Außenlitzen miteinander. Manches Seil hat noch ein Kunststoffmantel. Zwischen dem Seil und dem Kunststoffmantel bestehen auch die Kontakte.

Das Kontaktproblem ist ein komplexes nichtlineares Verfahren. In der Finite-Elemente-Methode ist das Kontaktproblem sehr zeitaufwendig. Um die Kontaktfläche zu reduzieren und die Berechnungszeit zu verringern, wird zuerst ein vereinfachtes Seil mit einem Kunststoffmantel modelliert und vorgestellt. Wie im **Bild 1** links gezeigt, besteht das vereinfachte Seil aus einem Kernlitzen und sechs Außenlitzen. Alle Außenlitzen sind in einer Lage schraubenförmig um die Kernlitzen geschlagen. Dies einlagige 7-drätige Seil ist als ein Volumen in der Simulation vereinfacht. Im dargestellten Seilaufbau wurden zunächst keine Kontakte definiert. **Bild 1** rechts zeigt dies vereinfachte Seil mit einem Kunststoffmantel. Der Kontakt existiert nur zwischen dem vereinfachten Seil und dem Kunststoffmantel.



**Bild 1:** Vereinfachtes Seil (links) und vereinfachtes Seil mit Kunststoffmantel (rechts)

Um das vereinfachte Seilmodell parametrisch zu modellieren, sind die Definition von Parametern notwendig, die in einem Screenshot (siehe **Bild 2**) zusammengefasst und im **Bild 3** dargestellt sind.

Wie im **Bild 2** gezeigt, sind für eine Modellierung des Seilmodells gewünschte oder default Parameter anzugeben. Die default Parameter und ein gewünschter Parameter wurden im **Bild 2** jeweils durch die Kreise und durch das Rechteck hervorgehoben. Im **Bild 3** ist eine Scheibe des isometrischen Sektormodells vom vereinfachten Seil mit dem Kunststoff (links) und ein Vollmodell dieses Seils (rechts) dargestellt, in denen die entsprechenden Parameter anschaulich gezeigt

wurden. Durch die sieben Parameter wurde die Geometrie des vereinfachten Seilmodells mit dem Kunststoffmantel festgelegt.

Prompt

ENTER Durchmesser der Kernlitzen -> DK = [1.93]

ENTER Durchmesser der Aussenlitzen -> Da = [1.55]

ENTER wieviel Aussenlitzen -> n = [6]

ENTER Tiefe des Mantels -> r = [0.2]

ENTER Schlaglänge des Seiles -> SL = [34.3]

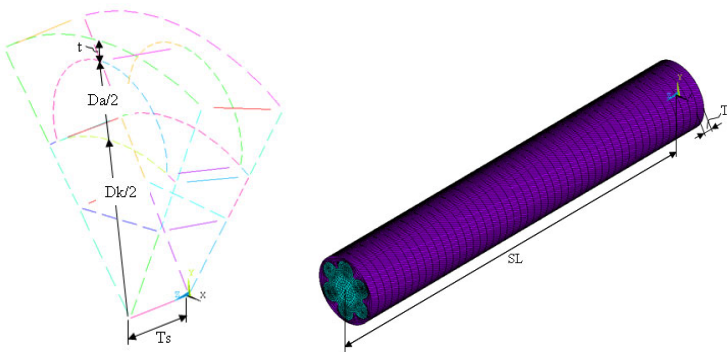
ENTER Dicke der Scheibe -> Ts = [0.7]

ENTER (Wieviel Stueck Scheibe) -> NS = [10]

49

OK

**Bild 2:** Benötigten Parameter zur Modellierung des vereinfachten Seils mit einem Kunststoffmantel

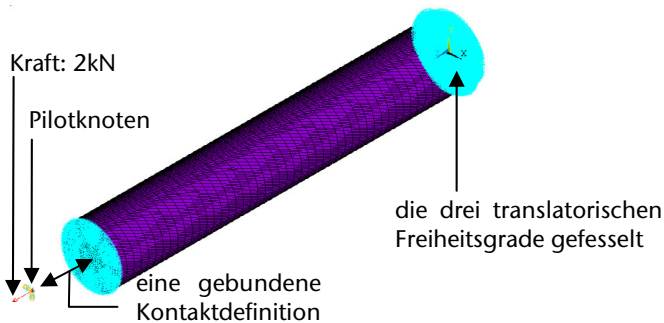


**Bild 3:** Eine Scheibe des isometrischen Sektormodells (links) und Vollmodell (rechts) vom Seil mit dem Kunststoffmantel

Die Modellierung ist für die FEM jedoch nur der erste Schritt. Nachdem das Seil mit dem Kunststoffmantel durch APDL modelliert wurde, wird der Kontakt zwischen dem Seil und dem Kunststoffmantel ebenfalls durch APDL automatisch definiert. Zu verschiedenen Zwecken können unterschiedliche Randbedingungen und Belastungen anschließend auf dem Seilmodell aufgebracht werden.

### 3 Zugversuch des vereinfachten Seil mit dem Kunststoffmantel

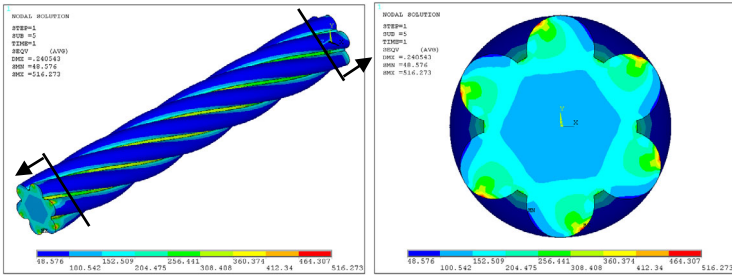
Das modellierte Seil wurde mit einer Zugkraft beaufschlagt. Wie im **Bild 4** gezeigt, wurden die Stirnfläche des Seils und die vom Kunststoffmantel auf einer Seite in drei translatorischen Richtung fixiert. Auf anderer Seite erfolgt die Einleitung des Krafts über einen Pilotknoten, der mit den Stirnflächen durch die Kontaktdefinition verbunden ist. Der Pilotknoten wurde nur in axialer Richtung frei geschaltet und in anderen fünf Freiheitsgraden blockiert.



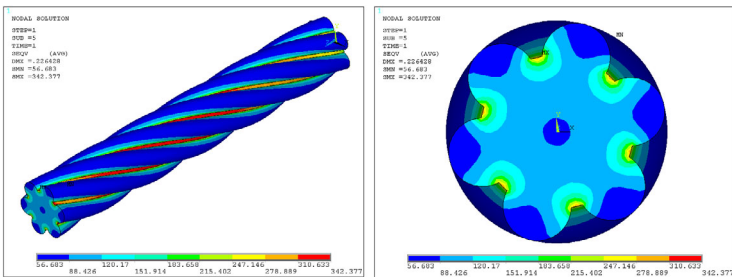
**Bild 4:** Randbedingungen

Aufgrund der Restriktion der Randbedingungen befindet sich die maximale Vergleichsspannung auf den Mantelflächen der Außenlitzen. **Bild 5** links und rechts zeigt jeweils das isometrische Seil und den Querschnitt des Seils. Der Kunststoffmantel wurde ausgeblendet.

Um die Einflüsse der Restriktion zu beseitigen, wurden einige Elemente jeweils links und rechts der Linien in Pfeilrichtung ausgeblendet (s. **Bild 5**). Wie im **Bild 6** dargestellt, befindet sich abschließend die maximale Vergleichsspannung in der Mitte von beiden Außenlitzen, wo die Kontakt zwischen dem Seil und dem Kunststoffmantel ist. /1/



**Bild 5:** Vergleichsspannung des Seils



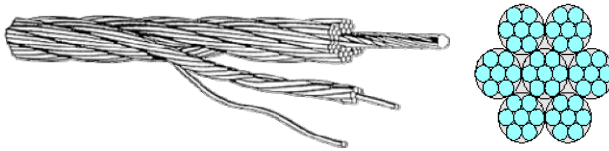
**Bild 6:** Vergleichsspannung des Seils ohne Restriktion der Randbedingungen

## 4 Ausblick

Da das einlagige, 7-drahtige Seil als ein Volumen vereinfacht wurde, sind die Kontakte zwischen den Drahtlitzen nicht berücksichtigt. Anschließend sollen ein- und zweifach verseilte einlagige Rundlitzenseilmodelle durch APDL in ANSYS parametrisch modelliert werden, damit die Kontakte zwischen den Drahtlitzen ebenfalls analysiert werden können.

Im **Bild 7** links ist ein zweifach verseiltes einlagiges Rundlitzenseil dargestellt, auf der rechten Seite der entsprechende Querschnitt. Das Rundlitzenseil besteht aus einer Einlage und einer Litzenlage. Die Rundlitzen sind damit zweifach verseilt, bzw. die Drähte zu Litzen und die Litzen zum Seil./2/ Da die Struktur des ein- oder zweifach verseilten Rundlitzenseils zukünftig nicht vereinfacht wird, sollen weitere Parameter und Einflüsse der Geometrie zur Modellierung berücksichtigt werden, beispielsweise Schlagrichtung, die bei der Modellierung des vereinfachten Rundlitzenseiles nicht berücksichtigt wurde.

Beim erwähnten vereinfachten Rundlitzenseil spielt die Schlagrichtung für die Spannungsverläufe keine Rolle, während die Schlagrichtung bei einem zweifach verseilten Rundlitzenseil wichtig ist. Weil die Litzen zweifach verseilt sind, können die Litzen im Seil rechts oder links geschlagen werden. Ob das Seil und die Litzen identische oder unterschiedliche Schlagrichtungen haben, werden die Spannungsverläufe, der Kontaktdruck und die Verformung des Seils beeinflusst. Anschließend wird ein APDL-Skript zur Modellierung des ein- und zweifach verseilten einlagigen Rundlitzenseils aufgebaut und die Analyse mit Hilfe der FEM weiterhin durchgeführt.



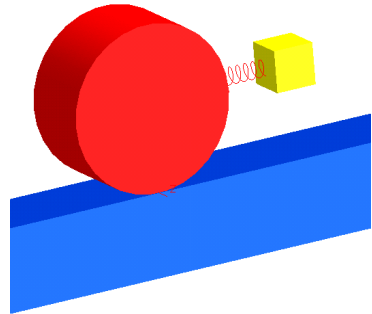
**Bild 7:** Zweifach verseiltes, einlagiges Rundlitzenseil /3/

## 5 Literatur

- /1/ J.F. Sun, G.L. Wang, H.O. Zhang; FE analysis of frictional contact effect for laying wire rope, Journal of Materials Processing technology 202, 2008
- /2/ Feyrer, Klaus; Drahtseil, Springer-Verlag, 1994
- /3/ IFT, Berechnung eines einfachen Seils mit FEM, Uni Stuttgart, 2003

# Vergleich von Stick-Slip-Modellen in Simpack

Mänz, T.; Nagler, N.



Der Großteil der in Mehrkörpersimulationsprogrammen implementierten Reibmodelle basiert auf der Coulomb'schen Reibung. Diese wird jedoch oftmals nur bei genügend großen Relativgeschwindigkeiten, d.h. im Gleitreibungszustand, richtig abgebildet, da die Reibkräfte im Haftzustand nicht eindeutig sind. Ein am Institut für Maschinenwesen (IMW) entwickeltes Stick-Slip-Modell, das den Haftzustand korrekt abbildet, wird in diesem Artikel mit zwei in dem Mehrkörpersimulationsprogramm Simpack implementierten Reibmodellen verglichen.

Most of the friction models implemented in Multibody Simulation Software base on coulombic friction. However, often these models are only valid in case of sufficient amounts of relative velocities, as friction force in static friction is not unique. The Institute of Mechanical Engineering (IMW) developed a stick-slip-model that calculates the stick friction force correctly. It will be compared with two friction models implemented in the Multibody Software Simpack.

## 1 Motivation für die Entwicklung eines eigenen Stick-Slip-Modells

Ein bedeutender Bereich in der Analyse von dynamischen Systemen, die mit Hilfe der Mehrkörpersimulation durchgeführt werden kann, stellt die Kontaktberechnung dar. Neben den Kontaktnormalkräften beeinflussen Reibkräfte die Charakteristik eines Systems maßgeblich. Allerdings erfolgt die Ermittlung der Reibkräfte oft unter Zuhilfenahme beträchtlicher Einschränkungen. So werden häufig Nichtlinearitäten bei dem Wechsel des Reibzustandes vermieden, was zwar zu einer Verkürzung der Rechenzeit führt, wodurch die Reibkräfte insbesondere im Haftreibungsbereich jedoch nicht mehr korrekt abgebildet werden. Bei weiter entwickelten Modellen wiederum fehlen die Flexibilität in der Anwendung (z. B. Kombination mit Modulen zur Kraftberechnung) und eine detaillierte Dokumentation der theoretischen Grundlagen, die eine Interpretation erst ermöglicht.

## 2 Vorstellung verschiedener Reibmodelle

Der Großteil der Reibmodelle, die in Mehrkörpersimulationsprogrammen implementiert sind, basiert auf dem Reibgesetz für trockene Festkörperreibung nach Coulomb. Bei der Berechnung wird zwischen den Zuständen „Haften“ und „Gleiten“ unterschieden. Während die Gleitreibungskraft  $F_{\text{gleit}}$  aus der Normalkraft  $F_N$  und dem Gleitreibungskoeffizienten  $\mu_{\text{gleit}}$  eindeutig bestimmt werden kann (2), ist im Haftzustand nur die Berechnung der maximalen Haftreibungskraft  $F_{\text{haft}}$  aus dem Haftreibungskoeffizienten  $\mu_{\text{haft}}$  und der Normalkraft möglich (1). Die genaue Haftreibungskraft hängt von den angreifenden Kräften ab, die in einer Mehrkörpersimulation nicht immer bekannt sind.

$$F_{\text{haft}} \leq \mu_{\text{haft}} \cdot F_N \quad (1)$$

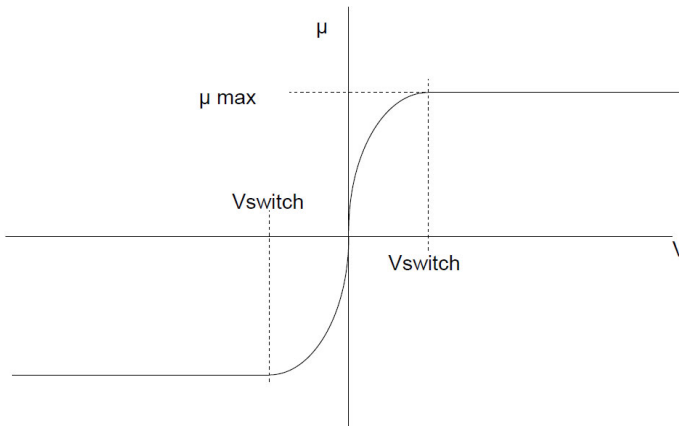
$$F_{\text{gleit}} = \mu_{\text{gleit}} \cdot F_N \quad (2)$$

Weiterhin ist die Beschreibung nichtlinear, da die Reibungskraft bei einem Wechsel des Reibzustands sprunghaft ansteigen bzw. abfallen kann.

### 2.1 Coulomb'sches Reibmodell ohne Haftzustand (Simpack)

Diese Problematik umgeht das Reibmodell, das in Simpack's Kraftmodul „FE:222 Hertzian Contact“ verwendet wird /1/, indem die Reibkraft den Kraft-Geschwindigkeits-Zusammenhang nach **Bild 1** nutzt. Es wird deutlich, dass der Reibbeiwert im Gleitzustand maximal wird. Um Unstetigkeiten zu vermeiden sinkt er zwischen der Grenzgeschwindigkeit  $v_{\text{switch}}$  und der Geschwindigkeit 0 auf den Wert 0 ab. Daneben gibt es verschiedene nichtlineare Reibmodelle, denen gemein ist, dass kein Haftzustand existiert.





**Bild 1:** Reibgesetz des Kraftmoduls FE:222 in Simpack nach /1/

## 2.2 Coulomb'sches Reibmodell mit Haftzustand (Sim-pack)

Darüber hinaus bietet Simpack zahlreiche Stick-Slip-Modelle an, die verschiedene Anforderungen bezüglich der Reibrichtung (translatorisch, rotatorisch oder variabel), der Kontakt- und der Normalkraftberechnung stellen. Für den hier beschriebenen Vergleich wurde das Modul FE:195 genutzt, dessen Reibrichtung variabel ist und das ein Abheben des Kontaktes es erlaubt. Bei der Kraftberechnung wird zwischen drei Zuständen unterschieden, dem abgehobenen Kontakt, bei dem keine Kräfte übertragen werden, dem Gleitzustand und dem Haftzustand. Die Entscheidung, welcher Zustand vorliegt hängt vom Vorzeichen des Abstands der beiden Körper (abgehoben oder in Kontakt) und der Relativgeschwindigkeit ab. Ist die Relativgeschwindigkeit kleiner als eine vorzugebende Grenzgeschwindigkeit, tritt Haften ein, ansonsten befindet sich der Kontakt im Gleitzustand.

Die Normalkraft setzt sich aus einem linearen elastischen und einem linearen Dämpfungsanteil zusammen.

## 2.3 Coulomb'sches Reibmodell mit Haftzustand (IMW)

Das am IMW entwickelte Reibmodell eignet sich für die Berechnung der Kontaktkräfte von zwei- oder dreidimensionalen Körpern. Die möglichen Zustände entsprechen den in Kapitel 2.2 beschriebenen (kein Kontakt, Haften und Gleiten). Die Kriterien zur Entscheidung

über den vorliegenden Zustand sind ebenfalls ähnlich denen des in Reibmodell mit Haftzustand in Simpack, allerdings werden weitere Fälle unterschieden. So fließt neben der Relativgeschwindigkeit unter anderem auch die berechnete Reibkraft in die Entscheidung mit ein.

Weiterhin hat das Model den Vorteil einer flexiblen Einbindung der Normalkraftberechnung. So steht dem Anwender eine Vielzahl verschiedener Kraft-Durchdringungs-Gesetze zur Verfügung.

### **3 Beschreibung des Mehrkörpersystems zum Vergleich der Reibmodelle**

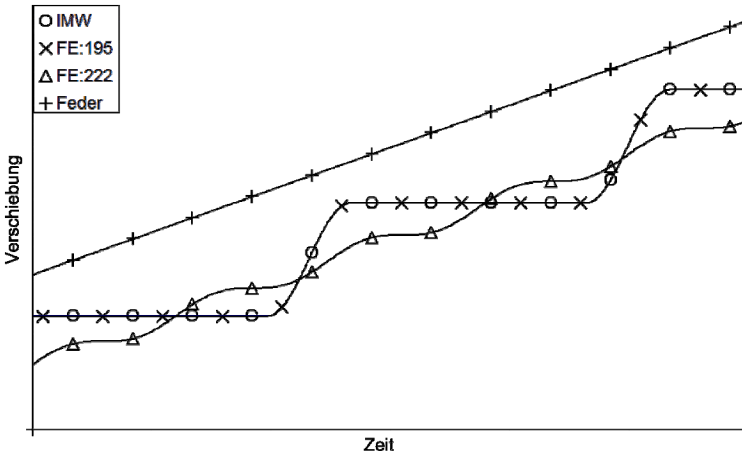
Der Vergleich der Reibmodelle erfolgt an einem einfachen Modell, das im Titelbild dargestellt ist. Ein zylinderförmiger Körper, der sich nur translatorisch bewegen kann, ist über eine Feder mit einem weiteren Körper (würfelförmig, rechts im Bild) verbunden und steht auf einer Ebene. Der würfelförmige Körper hat eine geringe konstante Geschwindigkeit und zieht damit den Zylinder über die Ebene. Aufgrund des Stick-Slip-Effektes ist zu erwarten, dass sich die Feder zunächst verlängert, bis die Federkraft der maximalen Reibkraft entspricht. Dann beschleunigt der Zylinder plötzlich sehr schnell, da im Moment des Erreichens der maximalen Haftkraft der Reibzustand wechselt und die Kraft auf die geringere Gleitreibungskraft zurückgeht. Der Zylinder und der würfelförmige Körper nähern sich also an und die Feder verkürzt sich. Wird die Federkraft zu klein, wird der Zylinder durch die Gleitreibung abgebremst, bis die Geschwindigkeit auf 0 absinkt und der Reibzustand wieder in das Haften wechselt. Nun beginnt der Vorgang von neuem. Der Zylinder wechselt also ständig zwischen dem Stillstand, einer starken Beschleunigung, dem darauf folgendem Abbremsen und so weiter.

## **4 Ergebnisse**

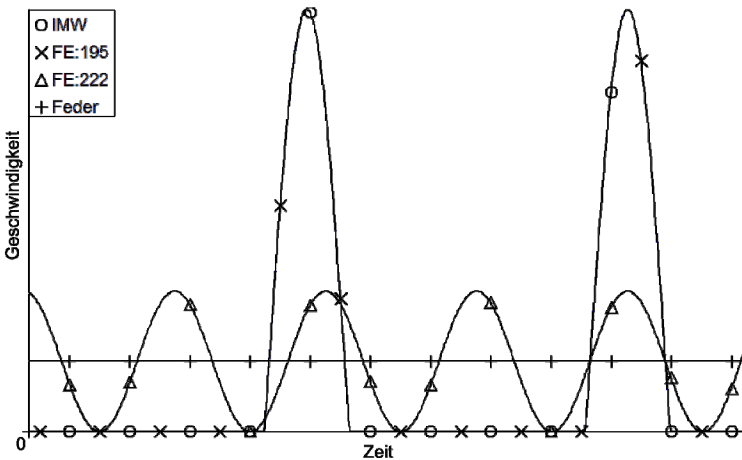
### **4.1 Verschiebung / Geschwindigkeit**

Die Verschiebung bzw. die Geschwindigkeit des Zylinders ist, wie in Kapitel 3 beschrieben, eine charakteristische Größe, anhand der sich die Reibmodelle sehr gut vergleichen und auf Plausibilität überprüfen lassen. **Bild 2** zeigt die Verschiebung des Zylinders unter Benutzung der verschiedenen Reibmodelle sowie des würfelförmigen Körpers. **Bild 3** zeigt die entsprechenden Geschwindigkeiten. Es zeigt sich, dass die beiden Reibmodelle mit Berücksichtigung des Haftzustands nahezu identisch sind (IMW: O, FE:195 aus Simpack: X), während das

Reibmodell ohne Haftreibungszustand ( $\Delta$ ) wie erwartet keine Haftphase hat. Das  $+$  bezeichnet die Verschiebung des würfelförmigen Körpers, der den Zylinder über die Feder zieht.



**Bild 2:** Vergleich der Reibmodelle anhand der Verschiebung des Zylinders



**Bild 3:** Vergleich der Reibmodelle anhand der Geschwindigkeit des Zylinders

Der Vergleich der Geschwindigkeiten (**Bild 3**) zeigt ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Reibmodellen mit Haftzustand.

Dabei werden die Haftphasen (Geschwindigkeit 0 m/s) sowie die Gleitphasen (starker Anstieg der Geschwindigkeit) sehr gut deutlich. Dagegen verhält sich die Geschwindigkeit bei dem Kraftelemente FE:222 sinusförmig, da die Reibkraft bei Geschwindigkeiten, die betragsmäßig größer als die Grenzgeschwindigkeit  $v_{\text{switch}}$  sind konstant ist und sich auch bei betragsmäßig kleineren Geschwindigkeiten nur langsam ändert. Dementsprechend ist der Einfluss der Federkraft für die Geschwindigkeit maßgeblich. Bei der Analyse von dynamischen Systemen kommt jedoch gerade den nichtlinearen Effekten oft eine besondere Bedeutung zu und kann nicht immer vernachlässigt werden.

## **5 Zusammenfassung**

Die Problematik bei der Bestimmung der Gleitreibkräfte nach dem Coulomb'schen Reibgesetz mit Blick auf die Analyse dynamischer Systeme mit Hilfe der Mehrkörpersimulation wurde aufgezeigt. Zwei in Simpack implementierte Reibmodelle sowie ein am Institut für Maschinenwesen entwickeltes Modul zur Berechnung der Kontaktkräfte wurden beschrieben und an einem einfachen Mehrkörpersystem verglichen. Die Bedeutung und der Einfluss des Stick-Slip-Effektes auf die Simulationsergebnisse konnte gezeigt werden. Das am Institut für Maschinenwesen entwickelte Modell ergibt vergleichbare Ergebnisse zu dem in Simpack implementierten Stick-Slip-Modul FE:195. Jedoch ist die Verwendung flexibler gestaltet.

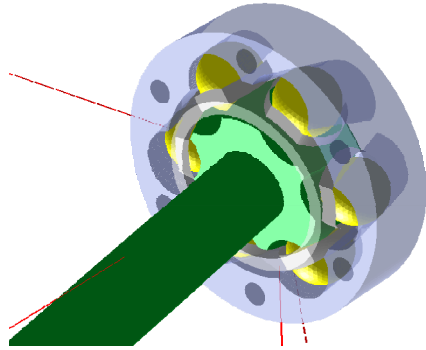
## **6 Literatur**

/1/ Dokumentation zu SIMPACK 8900, INTEC GmbH, 2008

# Multibody Contact Simulation of Constant Velocity Plunging Joint

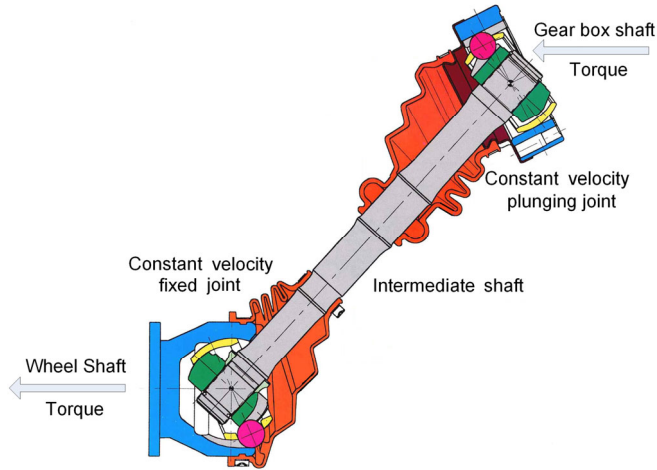
Shen, L.J.

*Constant velocity plunging joint is one of the important components in automotive drivelines, the overall dynamic performances of the constant velocity plunging joint are not fully reported or described in the past. Intend to obtain more precise estimation of the dynamic contact forces between balls and races and the movements of the balls in races, this paper apply polygon contact model to simulate the contact dynamics of constant velocity plunging joint with SIMPACK software package.*



## 1 Introduction

The annual production of constant velocity joint (CVJ) for use in driveshaft currently totals more than 2 billion and CVJ remains a highly profitable business in the near future. With growing demands to improving fuel economy, performance, durability and drivability of vehicles, demands for CVJ to be made smaller and more lightweight, more durable, and better NVH performance are increasing rapidly /1/. Among all kinds of CVJ, CV plunging joints are often used as inboard joints in side shafts of front wheel driven (FWD) cars, side shafts of rear wheel driven (RWD) cars with independent suspension, propeller shafts of trucks and passenger cars and other industrial machines to accommodate the change in axle length, at the same time, transmit torque uniformly with joint articulation/2/. **Fig. 1** shows a constant velocity drive shaft used in cars.



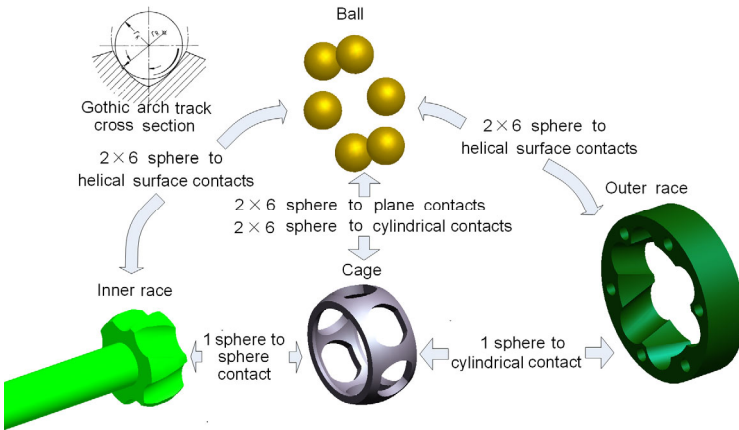
**Figure1:** Constant velocity drive shaft (after /1/)

The friction between balls and races leads to high plunging forces with increasing articulation of the joint. Therefore, deteriorate NVH performance of torque transmission /3/. Because of friction, the oscillating movement of the ball is not true rolling but consists of rolling, boring and sliding. Boring and sliding aggravate ball-track friction and then accelerate the process of fatigue. Carsten Bauer investigated the fatigue, internal friction and stress of CV plunging joint via analysis as well as experiments, he paid much attention to deal with the influence of induction annealing to the internal stress and non-destructive test of the fatigue quantitatively /4/. So, understanding the dynamic contact of ball-races and movement of balls will help us find ways to decrease boring and sliding, therefore, improve the fatigue life, NVH performance/5/. This paper will apply polygon contact model (PCM) to simulate the multi-body contact dynamics of CV plunging joint with SIMPACK software package, and investigate the movement of the balls under running state.

## 2 Multibody contact model of the CV plunging joint

All components of CV plunging joint are assembled by mechanical contacts, leads to a multibody contact system /6/. Contacts between all the components of CV plunging joint are shown in Fig. 2. In the entire joint, there are 24 helical surface-to-sphere contacts (ball-race contact), 12 sphere-to-plane contacts (ball-cage window contact), 12 sphere-to-cylindrical contacts (ball-cage window contact), and 1

sphere-to-cylindrical contact (cage-outer race contact) and 1 sphere-to-sphere contact (cage-inner race contact).

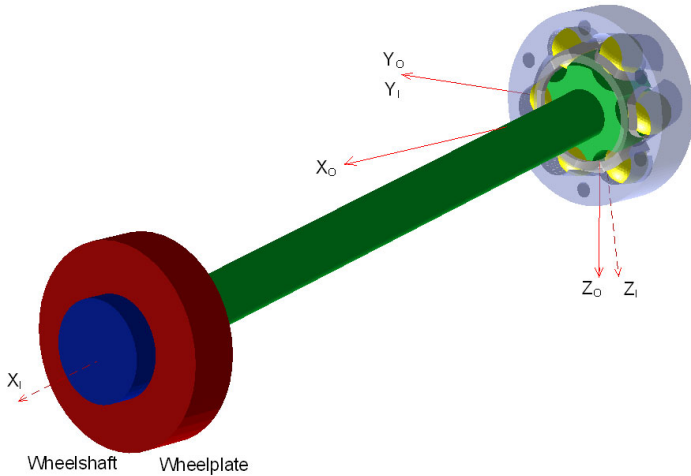


**Figure 2:** Contacts between components of CV plunging joint

Because the races of CV plunging joint are helical surface, which makes most of the common contact models are not applicable in this case. And just because of this, there's few publications mentioned the multi-body contact dynamic simulation of CV plunging joint up to now, though a number of multi-body contact dynamic simulations are done in CV fixed joint. Recently, Gerhard Hippmann presented a compliant contact algorithm named Polygonal Contact Model (PCM) to deal with contact between complexity shaped surfaces in multi-body dynamics/7-8/. In PCM, the body surfaces are represented by polygon meshes, two polygonal surfaces collide if at least one pair of intersecting polygons exists, and contact force determination by the elastic foundation model and regularized Coulomb's friction. This model facilitated multi-body contact dynamic simulation of CV plunging joint. To relieve the difficulty of calculation and convergence, the inner race-cage contact and the outer race-cage contact are replaced by user defined joints  $(\bar{X}; \alpha, \beta, \gamma)$ . Other contacts are modeled with PCM.

When a car run in the road, the wheel and wheel plate move up and down, resulting the plunging of the intermediate shaft (see Fig. 1), so the wheel shaft and wheel plate are also included in the multibody model, the constant velocity fixed joint is modeled as a "constant ve-

locity joint" in Simpack. The screenshot of the whole multibody model is shown in Fig. 3.



**Figure3:** Screenshot of the multibody model of CV plunging joint

### 3 Multibody contact simulation and simulation results

**Tab. 1** shows the main dimensions of ball plunging CVJ and load conditions used in the simulation. The driving torque loaded on the outer race of CV plunging joint and the resisting torque loaded on the wheel shaft are 1000 N·m and -1000 N·m respectively. The initial angle velocity of the joint is 80 Rad/s.

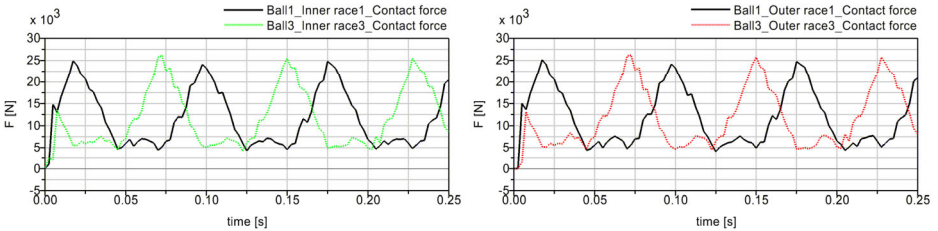
Ball diameter $d$	Effective radius $R$	Torque $T$	Velocity $\omega$
22.225 mm	31.95 mm	1000 Nm	80 Rad/s

**Table 1:** Main dimensions and load conditions used in the simulation

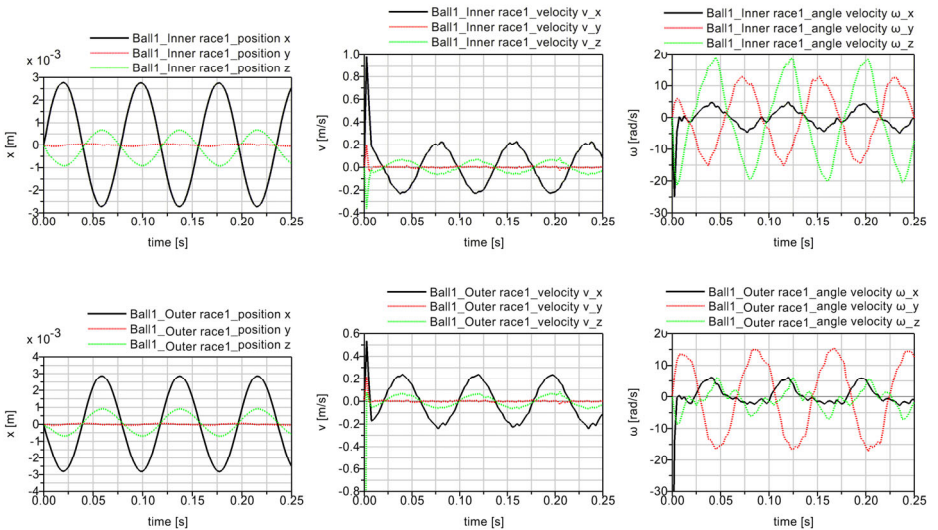
At first, the CV plunging joint is running with fixed articulation angle  $10^\circ$ , that's to say, without plunging. **Fig. 4** shows the change of contact forces between balls and races during rotation of the joint. The



changes of contact forces are consistent with the analytical results without considering the ball-race friction in reference /4/. Saw-toothed curves in Fig. 4 is due to coarse discrete of the contact surface and ball-race friction in multibody simulation, finer contact surface mesh will improve the continuity of the curve but more calculation time. Fig. 5 shows the change of ball centre position, velocity as well as angle velocity of ball1 relative to inner race1 and outer race1 during rotation of the joint.

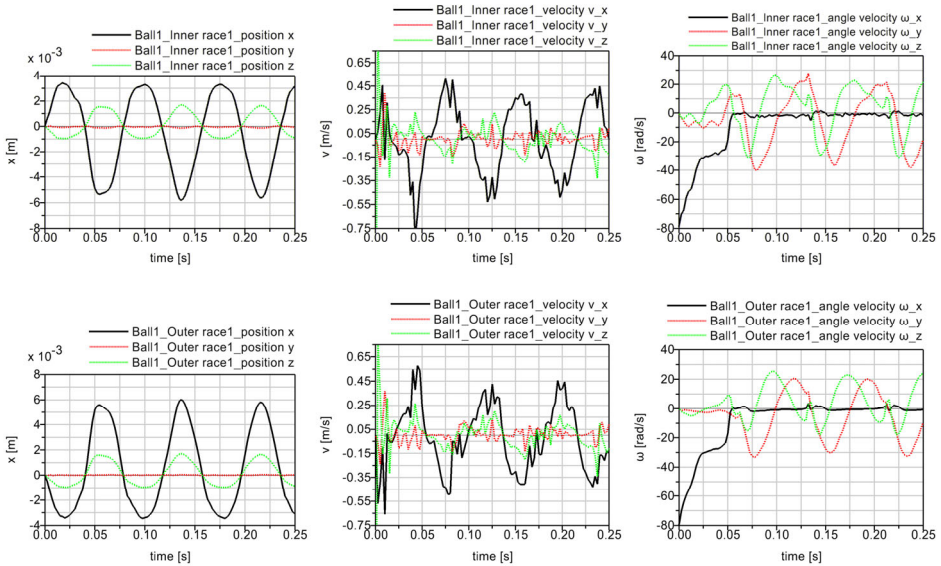


**Figure 4:** Change of contact force between balls and races during rotation of the joint (with fixed articulation angle  $10^0$ )



**Figure 5:** Movement of ball 1 relative to inner and outer races under fixed articulation angle

When the joint is plunging between  $5^{\circ}$  and  $15^{\circ}$  (with preliminary articulated angle  $10^{\circ}$ ), the position of ball centre, velocity and angle velocity of ball1 relative to inner races and outer races are shown in Fig. 6. When the joint enter stable running state, the curve of position, velocity and angle velocity are similar to sinusoid, though there's more or less deviation. It can be read qualitatively from phase difference between velocity and angle velocity that the motion of balls is not pure rolling



**Figure 6:** Movement of ball 1 relative to inner and outer race in plunging

## 4 Conclusion

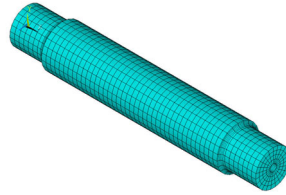
The multibody contact simulation of constant velocity plunging joint is carried out in Simpack software package using the so named polygonal contact model (PCM). The change of ball-race contact forces, ball centre position, velocity as well as angle velocity of balls relative to inner races and outer races in running states are calculated. They are consistent with the analytical results before. Further studies will analyze the kinestate of balls relative to races in contact points.

## 5 References

- /1/ <http://www.gkndriveline.com/>
- /2/ Schmelz, F., Seherr-Thoss, H. Aucktor, E.: Universal Joints and Driveshafts. Springer, Berlin, 2006.
- /3/ Baron, E. NVH phenomena in constant-velocity joints - a 3-fold approach. In Engineering for the customer - FISITA 1992: Automotive technology serving society. 1992.
- /4/ Carsten Bauer. Untersuchungen zu Beanspruchung, Fertigungstechnik, tribologi -schem Verhalten und Verschleißprüftechnik von Kulgel-Gleichlauf-verschiebe -gelenken. Stuttgart, 1988.
- /5/ Tawil, M. Lebensdauerprüfung von Gelenkwellen. IMW-Institutsmitteilung Nr.25, Clausthal 2000
- /6/ Serveto, S.M., J-P; Diaby, M, Secondary torque in automotive drive shaft ball joints: influence of geometry and friction Proc. IMechE Part K: J. Multi-body Dynamics, 2008. 222(3): p. 215-227.
- /7/ Hippmann, G., An Algorithm for Compliant Contact Between Complexly Shaped Bodies Multibody System Dynamics, 2004. 12(4): p. 345-362.
- /8/ S. Ebrahimi, G.H., and P. Eberhard, EXTENSION OF THE POLYGONAL CONTACT MODEL FOR FLEXIBLE MULTIBODY SYSTEMS. Int. J. of Appl. Math. and Mech., 2005. 1: p. 33-50.



# Untersuchung der Auswahl der Hauptfreiheitsgrade zum Import eines Modells von ANSYS nach SIMPACK



M. Leng; Z. Liang

*Die Auswahl der Hauptfreiheitsgrade spielt eine wichtige Rolle beim Import eines Modells von ANSYS nach SIMPACK. Die Anzahl der Freiheitsgrade muss in ANSYS eingestellt werden. In ANSYS gibt es zwei Möglichkeiten um die Hauptfreiheitsgrade auszuwählen. Zum einen lassen sich die Hauptfreiheitsgrade aufgrund der Anforderungen definieren und zum anderen wählt das FE-Programm ANSYS die Hauptfreiheitsgrade automatisch aus. Im Artikel wird die Auswahl der Hauptfreiheitsgrade untersucht.*

*The selection of master degrees of freedom (DOF) plays an important role when a model imported from ANSYS to SIMPACK. The number of DOF must be set in ANSYS. There are two ways to choose the master DOF in ANSYS, selecting them according to the requirement of user or selecting them automatically by ANSYS. The selection of the master DOF is studied in this article.*

## 1 Einleitung

Die Mehrkörpersimulation (MKS) bildet die realen Mehrkörpersysteme ab. In vielen Bereichen können die Körper in der Mehrkörpersimulation als starre Körper betrachtet werden. Ist diese Vereinfachung aufgrund großer Verformungen unzulässig, müssen die Körper als elastische Körper abgebildet werden. Der Artikel beschreibt eine Einbindung der elastischen Körper.

Die FE-Berechnung ist sehr zeitaufwändig. Um elastische Körper in einen MKS effektiv zu lösen, müssen die Modelle reduziert werden. Die Modellreduktion wird im FE-Programm ANSYS durch die Auswahl der Freiheitsgrade durchgeführt. Alle ausgewählten Freiheitsgrade werden als Hauptfreiheitsgrade angesehen. Anschließend wird das Modell in SIMPACK importiert, welches für dynamische Simulationen gut geeignet ist. Die Anzahl der Hauptfreiheitsgrade (MDOF-Master

degree of freedom) wird in SIMPACK auf 1500 beschränkt. Es ist unmöglich, alle Hauptfreiheitsgrade in SIMPACK zu importieren.

Ob die elastischen Eigenschaften des Modells nach dem Import von ANSYS nach SIMPACK korrekt vorliegen, muss geprüft werden. Wenn die unter identischen Belastungen und Randbedingungen berechneten Ergebnisse von beiden Programmen gleich sind, wurde der Import des Modells von ANSYS nach SIMPACK vollständig und richtig durchgeführt./1/

Die Qualität der Ergebnisse hängt davon ab, wie umfangreich die Hauptfreiheitsgrade gewählt werden. /2/ Im Folgenden wird untersucht, wie die Auswahl die Qualität der Ergebnisse beeinflussen kann und wie viele Hauptfreiheitsgrade ausgewählt werden sollten.

## **2 FE-Reduktion in ANSYS**

In ANSYS werden kleine, mittlere und große Modelle unterscheiden. Kleine FE-Modelle (bis etwa 2000 Freiheitsgrade) können effektiv ohne Matrizenreduktion gerechnet werden. In diesen Fällen ist der Aufwand bei der Handhabung und Festlegung der Reduktion etwa so groß wie die Einsparung an Rechenaufwand. Bei mittelgroßen FEM-Modellen (etwa 2000 bis 20000 Freiheitsgrade) lohnt sich die Matrizenreduktion. Bei großen FEM-Modellen (mehr als 20000 bis 1 Mio. Freiheitsgrade) erfordert die Reduktion mehr Aufwand als ein für diese Modellgröße geeigneter Lösungsalgorithmus.

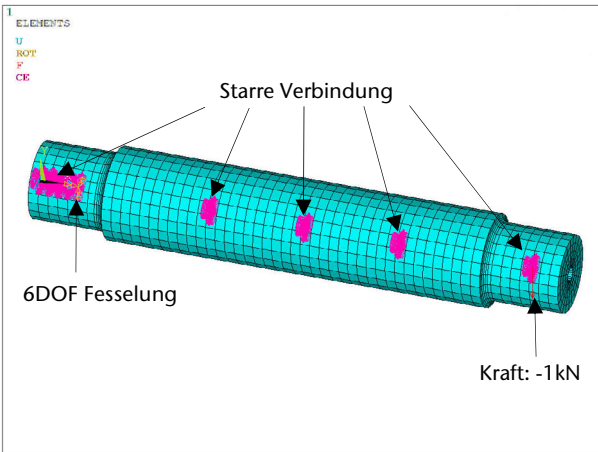
Die Reduktion ist möglich und mit Blick eine Einsparung von Rechenaufwand nur sinnvoll, wenn sie bei linearen Berechnungen angewendet wird. Das betrifft Eigenfrequenzbestimmungen, lineare, transiente Untersuchungen und Frequenzganganalysen.

## **3 Statische Berechnung in ANSYS**

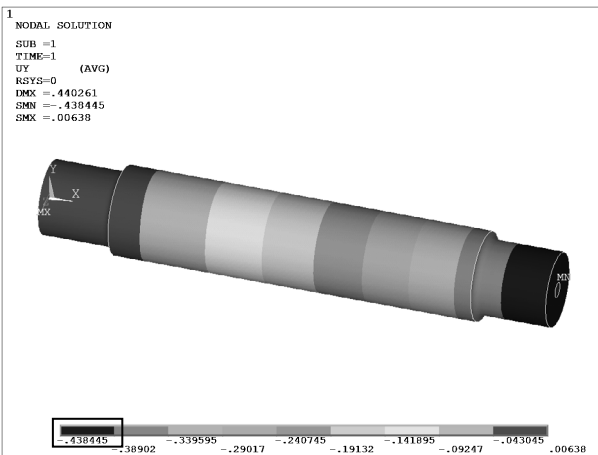
Zunächst werde in ANSYS eine zylindrische Welle mit Durchgangsbohrung erstellt. Auf der Achse der Bohrung wurden 5 Knoten erzeugt, die durch eine starre Verbindung mit der Welle verbunden wurden. Wie im **Bild 1** dargestellt, wurde die Welle auf der linken Seite in allen translatorischen und rotatorischen Richtungen fixiert und eine Kraft auf der rechten Seite eingebracht.

In **Bild 2** ist die Verformung in der Vertikalrichtung von ANSYS dargestellt. Der Knoten, auf den die Kraft einwirkt, erfährt eine Verschie-

bung von  $-0,39884$  mm. Diese befindet sich im dunkelsten Bereich, der durch das Rechteck hervorgehoben ist.



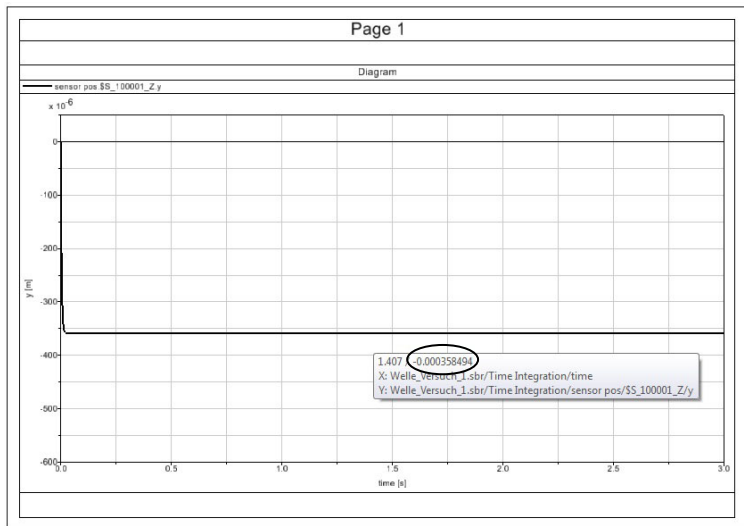
**Bild 1:** Vollständiges zylindrisches Modell von ANSYS



**Bild 2:** Ergebnis der Welle von ANSYS

## 4 Ergebnisse in SIMPACK und Vergleich mit ANSYS

Nach dem Import der Welle von ANSYS in SIMPACK wurden identische Randbedingungen und Belastungen in SIMPACK wie in ANSYS aufgebracht. Die Welle wurde auf die 5 Knoten reduziert. Alle Freiheitsgrade der 5 Knoten wurden als Hauptfreiheitsgerade ausgewählt und in SIMPACK importiert. **Bild 3** zeigt das Ergebnis von SIMPACK. Die Vertikalverschiebung von demselben Knoten beträgt minus 0,000358494 m (bzw. -0,358494 mm), wie in **Bild 3** durch den Kreis hervorgehoben ist. Die Abweichung der Vertikalverschiebung des Knotens zwischen ANSYS und SIMPACK beträgt 10%.



**Bild 3:** Ergebnis der Welle von SIMPACK

Um die Abweichung zu reduzieren, wurden anschließend 6 verschiedene Berechnungen durchgeführt, die in **Tabelle 1** aufgelistet sind. Die erste erwähnte Berechnung wird als Basis bezeichnet. Die 5 Knoten und die entsprechenden Freiheitsgerade wurden in alle variierten Berechnungen ebenfalls ausgewählt. Darüber hinaus werden mehrere Freiheitsgrade von anderen Knoten als zusätzliche Hauptfreiheitsgerade von ANSYS automatisch ausgewählt und in SIMPACK importiert.

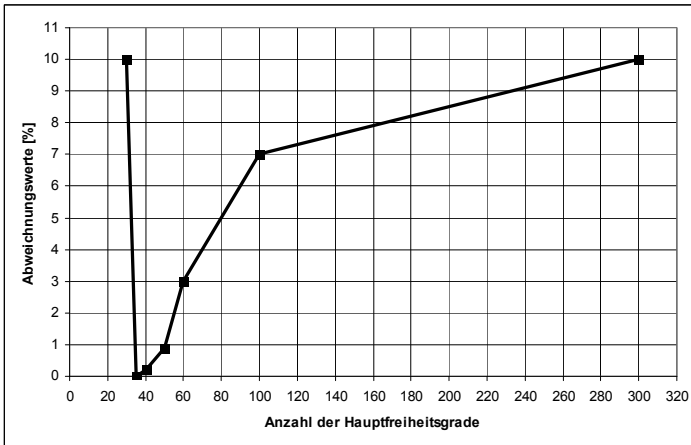
Nach den Berechnungen mit SIMPACK wurde ein Verlauf der Abweichungen der Vertikalverformungen zwischen ANSYS und SIMPACK in



**Bild 4** dargestellt. Die Abweichungen der sieben Berechnungen sind auch in **Tabelle 1** aufgeführt.

	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>
Basisknoten	5	5	5	5	5	5	5
Basishauptfreiheitsgerade	30	30	30	30	30	30	30
zusätzliche Hauptfreiheitsgerade	/	5	10	20	30	70	270
Abweichung zwischen ANSYS und SIMPACK [%]	10	0,002	0,2	0,9	3	7	10

**Tabelle 1:** 7 variierte Berechnungen



**Bild 4:** Verlauf der Abweichungen der sieben variierten Berechnungen

Wie in **Bild 4** dargestellt, haben die Abweichungen der Vertikalverformung zwischen ANSYS und SIMPACK mit der zunehmenden Anzahl der Hauptfreiheitsgrade nicht proportional abgenommen. 35 Hauptfreiheitsgrade sind für die Berechnung in SIMPACK optimal. Die Abweichung wurde von 10% auf 0,002% reduziert.

Danach sind die Abweichungen mit der zunehmenden Anzahl der Hauptfreiheitsgrade angestiegen. Mit 300 Hauptfreiheitsgraden liegt die Abweichung wieder bei 10%.

## **5 Zusammenfassung**

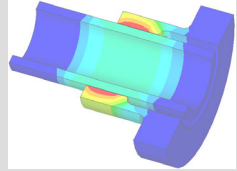
Zur Auswahl der Hauptfreiheitsgrade für den Anwender in ANSYS gibt es zwei Möglichkeiten. Zum einen wird die Auswahl durch den Benutzer definiert und zum anderen lassen sie von ANSYS automatisch ausgewählt werden.

Es empfiehlt sich eine Kombination aus beiden Möglichkeiten. Wie erwähnt, wird ein Teil der Hauptfreiheitsgrade vom Anwender aufgrund der Anforderungen ausgewählt und ANSYS definiert die übrigen automatisch. Die Anzahl der Hauptfreiheitsgrade muss in SIMPACK untersucht und festgestellt werden.

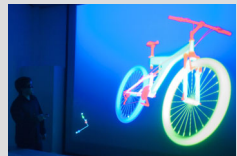
## **6 Literatur**

- /1/ Leng, M.; Untersuchung des Imports eines Vierkantrohrmodells von ANSYS nach SIMPACK, IMW TU Clausthal, 2009
- /2/ Müller, G.; FEM für Praktiker Band 2, Expert Verlag, 2006

Konstruktion und Berechnung von  
Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und  
rechnerunterstützte Produktentwicklung



Systementwicklung, Versuchstechnik und  
Maschinenakustik



Hochschule und Kontakte





## Erste Ergebnisse des Projektes: Produktion von EDM-Elektroden durch Selektives Lasersintern

Siemann, E.



*Die Funkenerosion, kurz EDM, ist eine Fertigungstechnik zur Herstellung komplexer Bauteile aus unterschiedlichen Werkstoffen. Hierbei liegt ein Vorteil in der Bearbeitung von Materialien welche auf konventionelle Weise aufwendig zu zerspannen sind. Leider müssen die EDM-Elektroden teils aufwendig erstellt werden. Das SLS (Selektives Lasersintern) könnte eine alternative Technik zur schnellen Fertigung von EDM Elektroden sein. Dieser Artikel stellt die ersten Ergebnisse dieser Thematik dar, die innerhalb des Forschungsprojektes BRAGECRIM erarbeitet wurden.*



*The EDM is a manufacturing technique for the production of complex parts. An advantage is in the processing of hard. Unfortunately, the EDM electrodes are sometimes created expensive. The SLS (selective laser sintering) could be an alternative technique for rapid production of EDM electrodes. This article presents the first results of this subject that have been developed within the research project BRAGECRIM.*

### 1 Brazilian-German Collaborative Research Initiative on Manufacturing Technology (BRAGECRIM) am IMW

Eines der Forschungsprojekte innerhalb des Projektes BRAGECRIM ist seit Oktober 2009 am Institut für Maschinenwesen aktiv und beschäftigt sich mit der Produktion von EDM Elektroden durch Selektives Lasersintern. Das BRAGECRIM Programm ist durch die Organisationen CAPES, DFG, FINEP und CNPq gefördert und zielt darauf ab die wissenschaftliche Zusammenarbeit zwischen Brasilien und Deutschland im Bereich der Fertigungstechnik zu stärken.

Das Forschungsprojekt wird von der Päpstlichen Katholischen Universität von Paraná (PUC-PR), im Laboratory for Research on Machining Processes (LAUS) und dem Institut für Maschinenwesen (IMW) der TU Clausthal durchgeführt.

## 2 Ziel des Projektes

Hauptaugenmerk des Projektes ist es, die Eigenschaften von EDM-Elektroden zu verbessern die im SLS Verfahren generiert wurden. Speziell beim Senkerodieren zeigen bisherige lasergesinterte Elektroden einen hohen, ungleichmäßigen Verschleiß.

Dies ist durch die Wahl/Zusammensetzung des Werkstoffs, der Sinterparameter und -strategien und geeigneter Nachbearbeitungstechniken geplant zu erreichen. Weiterhin sollen die Parameter der EDM Anlagen untersucht und ggf. optimiert werden.

## 3 Die Versuchsdurchführung

Die Durchführung der Versuche ist in zwei Abschnitte unterteilt. Zu erst werden die lasergesinterten Elektroden am IMW mit einer EOSint m250 ext. hergestellt, anschließend werden EDM Tests am LAUS mit einer Charmilles ROBOFORM 30 CNC durchgeführt. Eine vorläufige Charakterisierung der SLS Bauteile wird durch eine metallographische Untersuchung am ZfW hinsichtlich der Porosität vorgenommen.

### 3.1 Standard SLS und EDM Materialien

Im ersten Arbeitspaket sollen konventionale SLS und EDM Werkstoffe hinsichtlich Ihrer Eignung untersucht werden. Hierzu wurden Proben mit der Kantenlänge von 10mm aus unterschiedlichen Bronze-, Stahl- und Kupfer-Pulvermischungen erstellt (siehe **Bild 1**).



**Bild 1:** Elektroden aus v.l. Bronze-, Stahl- und Kupfer-Pulvermischungen

Es wurden nach Vorversuchen insgesamt aus sieben Pulvermischungen SLS Würfeln erstellt und nach Curitiba an das LAUS für EDM Test verschickt.

Eine Zusammenstellung der Proben finden Sie in **Tabelle 1**. Bei den Proben Cu1 und Cu2 handelt es sich um reines Kupfer, bei DM1 und DM2 um Bronze-Nickel-Pulvermischungen bei CM1 und CM2 um Bronze-Nickel-Pulvermischungen mit einem erhöhten Kupferanteil und bei DS1 um eine Stahlpulvermischung.

Elektrode	Material	Scan-Geschw. [mm/s]	Hatch-Abstand [mm]	Schicht-Stärke [µm]	Laser Strategie
Cu1	Kupfer	100	0,3	50	Stripes
Cu2	Kupfer	50	0,3	50	Stripes
DM1	Bronze-Nickel-Mischung	250	0,3	20	Stripes
DM2	Bronze-Nickel-Mischung	150	0,3	20	Stripes
CM1	Bronze-Nickel-Mischung	100	0,3	50	Stripes
CM2	Bronze-Nickel-Mischung	50	0,3	50	Stripes
DS1	Stahl-Mischung	250	0,3	20	Stripes

**Tabelle 1:** Materialien und Sinterparameter der ersten Elektroden

Eine Auswertung erster Schliffbilder zeigte, dass bei den Materialien DM und DS eine den Standardwerten entsprechende Porosität vorliegt und bei Cu und CM erhöhte Werte vorliegen.

### 3.2 EDM Tests

Die EDM Tests wurden mit Schrapp-, Schlicht- und Semi-Schlichtparametern durchgeführt. Als Bauteilwerkstoff wurde AISI H13 Stahl ausgewählt. Die einzelnen Maschinenparameter sind in **Tabelle 2** dargestellt. Die Werkzeug-Polung ist jeweils negativ. /1/

Betriebsart	Spannung $u_i$ [V]	Entladestrom $i_e$ [A]	Entladedauer $t_e$ [ $\mu$ s]	Intervall $t_o$ [ $\mu$ s]	Tastverhältnis $\tau$ [%]
Schichten	160	4	25	6,4	83,5
Semi-Schichten	120	12	100	12,8	90,4
Schruppen	120	32	200	25	90,6

**Tabelle 2:** Materialien und Sinterparameter der ersten Elektroden

## 4 Ergebnisse

Bei allen Betriebsarten zeigten die gefertigten SLS Proben sehr starke Unterschiede zu konventionellen massiven Kupferelektroden. Die Elektroden weisen eine geringe Abtragsrate und einen hohen Verschleiß auf. /1/

Im Schichtmodus konnte die Stahlpulvermischung gegenüber den anderen Mischungen die höchsten Abtragsraten und den geringsten Verschleiß erzielen. Die reinen Kupferpulvermischungen zeigten das schlechteste Ergebnis.

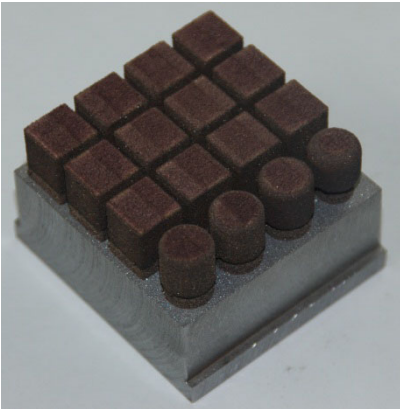
Die Bronze-Nickel-Pulvermischungen zeigten im Semi-Schichtprozess die besten Ergebnisse und Kupfer erneut das schlechteste.

Beim Schrappprozess konnten die DM- und CM-Pulvermischungen ähnlich gute Ergebnisse vorweisen. Die Stahlpulvermischung die schlechtesten.

## 5 Weitere Schritte

Auf Grund der relativ geringen Abtragsrate und des hohen Verschleißes werden im zweiten Arbeitspaket keine reinen Kupferpulver zur Herstellung von lasergesinterten Elektroden benutzt. Die schlechten Erodierereigenschaften resultieren aus der schwierigen SLS Prozessführung von reinem Kupfer und der damit verbundenen erhöhten Porosität.





**Bild 2:** Pulvermischung mit Keramikanteil

Im weiteren Verlauf des Projektes sollen Pulvermischungen mit einer Kupfer-Nickel-Matrix und unterschiedlichen Beimischungen erprobt und analysiert werden. **Bild 2** zeigt erste SLS Versuche mit Materialmischungen auf Keramikbasis.

Erste EDM Tests dieser Materialien sollen im Januar 2010 an der PUC-PR durchgeführt werden.

## **6 Zusammenfassung**

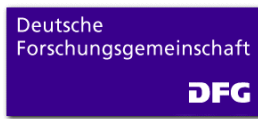
Im Rahmen des BRAGECRIM Projektes konnten Elektroden mit Standard Bronze-, Stahl- und Kupfer Materialien erstellt und im EDM Test erprobt werden. Leider zeigten alle bisherigen Tests einen hohen Verschleiß und eine geringe Abtragsrate. Dies läßt sich zum Teil mit der relativ hohen Porosität der SLS Bauteile erklären.

Im weiteren Verlauf des Projektes werden neue Materialkombinationen und Nachbehandlungsverfahren eingesetzt um die EDM Leistung der Elektroden zu erhöhen.

## 7 Literatur

- /1/ Amorim, F.L.; Müller, N.; Bassani, I.; Schäffer, G.; Siemann, E.; Czelusniak, T.; Noronha, M.A.; Higa, C.F.; Bönisch, K.; Belmonte, G.R.; Some results on the performance of EDM electrodes produced by SLS technique; 6th Virtual International Conference on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2010), 15th-26th November 2010, Cardiff,

Das Projekt wird durch die DFG, CAPES, FINEP und CNPq gefördert.



## Ergänzung des Replicating Rapid-Prototyper RepRap durch den 3D Scanner DAVID

Siemann, E.

*Der open source 3D Drucker „RepRap“ konnte durch einen 3D Scanner ergänzt werden. Hierdurch steht der RP Prozesskette am IMW eine weitere Möglichkeit zur Verfügung, Volumendaten von komplexen Bauteilen schnell und direkt zu erzeugen und der Fertigung zu übergeben.*



*The open source 3D printer "RepRap" could be supplemented by a 3D scanner. This is a new option for the RP process chain at the-IMW. Now it is quickly and directly possible to generate and transfer volume data of complex components to the production.*

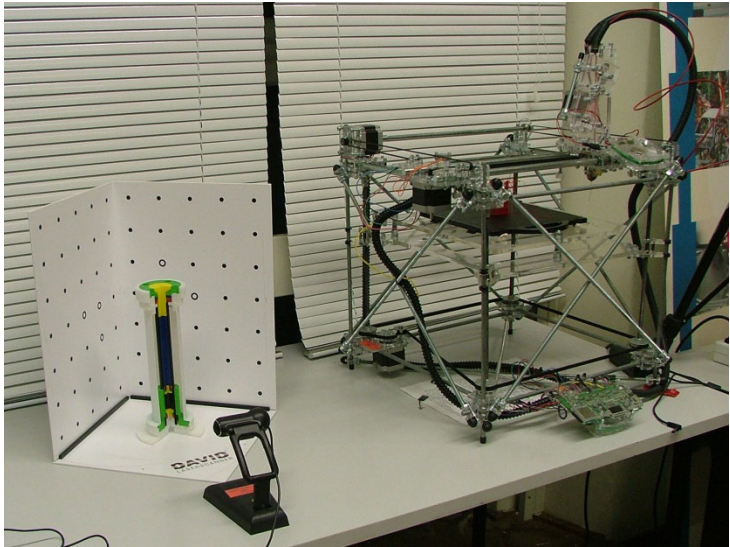
### 1 Einleitung

Im Rahmen einer Projektarbeit konnten Studenten im Wintersemester 2009 einen open source 3D Drucker „RepRap“ aufbauen und in Betrieb nehmen. Die flexible Hardware-Anordnung und die frei zugängliche Software ermöglichen eine gezielte Veränderung des Bauprozesses je nach Anforderung des Materials und der zu generierenden Bauteilqualität.

Der 3D Drucker nutzt, wie die ebenfalls am Institut vorhandene Stratasys Dimension, die Fused Deposition Modeling Technologie (FDM). Hierbei wird ein ABS Kunststoffdraht durch eine beheizbare Düse aufgeschmolzen und je nach zu erzeugender Bauteilkontur auf eine Bauplattform aufgetragen. Dort erstarrt das Material, die Bauplattform wird eine Schicht abgesenkt und die darauffolgende Schicht durch die Anlage extrudiert. Dieser Prozess wird bis zur Fertigstellung des Bauteils wiederholt. Durch diesen schichtweisen Fertigungsverfahren zählt das Verfahren zu den Generativen Fertigungsverfahren.

Bei dem in der Projektarbeit installierten 3D Drucker handelt es sich um die Version Darwin, die einen Bauraum von 230mm (X) x 230mm (Y) x 100mm (Z) aufweist, mit einer Schichtstärke von 0,3mm arbeitet und eine Genauigkeit von 0,1 mm besitzt. /1/

Der 3D Drucker konnte diesen Herbst durch einen 3D Scanner ergänzt werden (siehe **Bild 1**).



**Bild 1:** 3D Scanner DAVID (links) und 3D Drucker RepRap (rechts) am IMW

## 2 Die RP-FDM Prozesskette am IMW

Den Anfang der RP Prozesskette stellt die 3D-CAD Konstruktion dar. Die daraus erzeugten Volumendaten werden zur Erstellung der Schichtinformationen für den Bauprozess genutzt. Die Schnittstelle zur weiteren Datenaufbereitung des Modells stellt die STL-Formatierung dar. In der Datenaufbereitung wird das Bauteil im Bauraum platziert, evtl. Stützstrukturen erzeugt und die Schichtinformationen werden aufbereitet.

Wie in **Bild 2** ersichtlich, folgt der Datenaufbereitung der eigentliche FDM-Bauprozess, in dem das Bauteil Schicht für Schicht generiert wird.

Nach dem anschließenden Trennen des Bauteils von den Stützstrukturen, dem Finishen, kann es direkt als fertiges Produkt genutzt werden.

Der 3D Scanner David kann an der Stelle der CAD-Konstruktion eingesetzt werden und sowohl schnell als auch direkt die erforderlichen

Volumendaten liefern. Er kann sowohl zur Unterstützung bei Freiformflächen, als auch zum Reverse Engineering verwendet werden.

**CAD-Konstruktion**

- 3D-Konstruktion
  - **3D Scanner**
- STL-Formatierung



**Datenaufbereitung**

- Platzieren der Bauteile
- Support generieren
- Schichten erzeugen



**RP/FDM-Bauprozess**

**Finishen**

- Support entfernen
- Möglichkeit des Schleifens, Lackierens, der NC-Bearbeitung und Wärmebehandlungen



**fertiges Produkt**



**Bild 2:** RP-FDM Prozesskette

**3 3D Scanner DAVID**



**Bild 3:** DAVID-Laserscanner:

Beim 3D Scanner DAVID (siehe **Bild 3**) handelt es sich um einen Laserscanner-Projekt, das aus der wissenschaftlichen Arbeit von Herrn Simon Winkelbach und Herrn Sven Molkenstruck an der TU Braunschweig entstanden ist. /2/

Das System enthält die Komponenten: Laser, Kamera, Kalibrierungsflächen und die DAVID-laserscanner-Software. Durch manuelle Führung des Lasers/ Laserlinie über die Oberfläche des Bauteils, wird am Rechner, mit den daraus erfassten Bilddaten der Kamera, ein 3D-Modell.

Hierbei sind Details von 0,2mm erfassbar. Die gewonnenen Daten können in verschiedenen Standard-3D-Dateiformaten, wie zum Beispiel STL dem CAD-Konstruktionsprozess übergeben werden.

#### **4 Zusammenfassung**

Mit dem open source 3D Drucker RepRap steht dem Institut eine flexible Nutzung der FDM Technologie zur Verfügung. Diese durch Studenten aufgebaute Anlage kann jederzeit erweitert und für unterschiedliche Fertigungsprozesse und Aufgaben umkonstruiert werden.

Des Weiteren ermöglicht ein neu installierter 3D Scanner der RP Prozesskette eine schnelle Erstellung von komplexen Geometrien oder einer direkten Nutzung zum Reverse Engineering.

#### **5 Literatur**

/1/ RepRap Projekt, Webseite, <http://reprap.org>, 2010

/2/ DAVID-Laserscanner, Webseite, <http://www.david-laserscanner.com>, 2010

# **ON THE BEHAVIOR OF PARAMETERS AND COPPER-TUNGSTEN ELECTRODE EDGE RADIUS WEAR WHEN FINISH SINKING EDM OF TOOL STEEL**

Amorim, F.L.; Schäfer, G.; Stedile, L.J.; Bassani, I.A.

*The optimization of the electrical discharge machining (EDM) parameters and the thermophysical properties of electrode and workpiece materials are among the main factors that contribute to the overall machining efficiency. In this work an experimental investigation on the performance of copper-tungsten alloy electrode when finish Sinking EDM of a heat treated tool steel has been carried out into two stages. In the first stage, effects of important EDM electrical variables on process characteristics, namely material removal rate, volumetric relative wear and surface roughness were investigated. In the second stage, the change in electrode shape was studied by measuring its edge radius wear growth as the machining time proceeds. This paper contributes with reference to the understanding of the relation between the process parameters to electrode edge radius wear as well as some analysis of the recast layer produced on the tool steel workpiece.*

## **1 INTRODUCTION**

Electrical Discharge Machining (EDM) is one of the major non-conventional manufacturing processes widely applied in industry to generate complex geometrical shapes in many different kinds of electrical conductive materials in rough and finish machining conditions. In line with EDM theory, the mechanical properties of workpiece and electrode material have few influences on the process. On the other hand, the thermo-physical properties have extensive influences on the EDM performance characteristics, as reported by Kunieda, Lauwers, Rajurkar and Schumacher (2005) /7/. Over the recent last decades, there have been increasingly more low cost EDM machine-tools delivered with standard technology tables.

However, the tests developed by the manufacturers to build these technology tables with reference to proper workpiece material removal rate, surface texture and electrode wear rate, are carried out under optimum machining conditions and using standard materials, which is not normally the case faced by the tooling industry as formerly remarked by Löttgen (1998) /10/. Consequently, for the purpose of achieving reliable results under realistic machining conditions, the customer himself has to develop further tests for each different work, i.e., concerning the cavity geometrical accuracy as well as the kinds of workpiece and electrode materials.

The aforementioned remarks are in accordance with the work of Ho & Newman (2003) /5/ about the state of the art in EDM, where they showed that a significant number of recent researches are still focused in improving EDM performance measures such as material removal rate, electrode wear rate and surface integrity. Abbas, Solomon and Bahari (2007) /1/ also reviewed the current research trends in EDM and pointed out that throughout the last decades many researchers have carried out theoretical and experimental tests aiming at optimizing the EDM electrical and non-electrical variables for many kinds of workpiece and electrode materials.

In regards to this and according to VDI - Verein Deutscher Ingenieure 3402 Blatt 1 (1990) /11/, there are four ways to analyze the electrode wear in EDM: volumetric relative wear, relative linear frontal wear, relative linear corner wear and relative linear edge wear. But, these measurements of electrode wear are normally carried out at stationary state, i.e., after ending the workpiece machining. Nowadays, in the majority of research works this is still a common practice. Conversely, the wear of the electrode proceeds throughout the machining time  $M_t$ . Consequently, to achieve high precision in workpiece geometry and tolerances, it is very important to evaluate the change of the electrode shape at the same time as the machining proceeds.

In view of that, in this study an experimental investigation on the performance of copper-tungsten (Cu-W) alloy electrode when finish Sinking EDM of AISI H13 heat treated tool steel is carried out. The Cu-W alloy was selected as electrode material because it is suitable to be used when high precision is required and the AISI H13 tool steel as for the workpiece due its wide application to the tooling industry. The focus of this study is the investigation of the influences of electrical parameters over important machining performance characteristics, connected to the understanding of the relation between the process parameters to the change in electrode shape throughout machining time  $M_t$  by measuring its edge radius growth, as well as some analysis of the recast layer produced on the workpiece.



## Nomenclature:

$M_t$ = machining time, min	$\hat{u}_i$ = open circuit voltage, V
$t_e$ = discharge duration, $\mu\text{s}$	$\hat{i}_e$ = discharge current, A
$t_p$ = pulse cycle time, $\mu\text{s}$	$R_a$ = surface roughness, $\mu\text{m}$
$t_i$ = pulse duration, $\mu\text{s}$	$V_e$ = electrode wear rate, $\text{mm}^3/\text{min}$
$t_d$ = delay time, $\mu\text{s}$	$V_w$ = material removal rate, $\text{mm}^3/\text{min}$
$t_0$ = pulse interval time, $\mu\text{s}$	

## Greek Symbols:

$\vartheta$ = volumetric relative wear	$\tau$ = duty factor
--	----------------------

## 2 EXPERIMENTAL PROCEDURES

### 2.1 Development of adequate parameter settings for finish EDMachining - Stage I

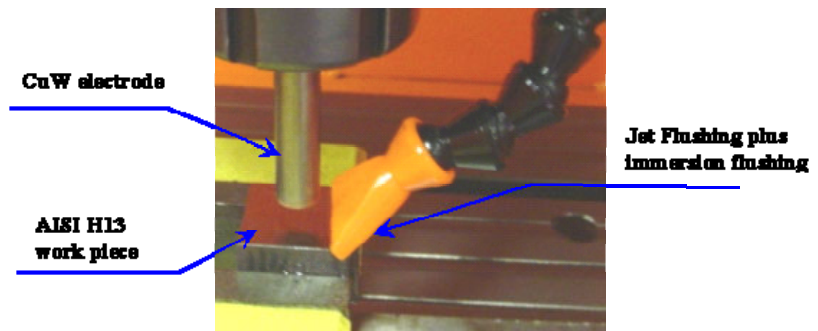
In order to investigate the change of electrode shape, by measuring its edge radius growth as a function of machining time  $M_t$ , it is necessary to achieve adequate EDM parameter settings. Thus, the following materials and equipment were applied:

(i) Machine-tool: the tests were carried out on a Charmilles ROBOFORM 30 CNC die-sinking machine-tool equipped with an isoenergetic generator, where is possible to set the discharge duration  $t_e$ . A noteworthy parameter is the ignition delay time  $t_d$ . The time  $t_d$  elapses between applying the open circuit voltage  $\hat{u}_i$  across the gap until the discharge current  $\hat{i}_e$  is established. When finish EDM is carried out, low energy is applied and longer times of  $t_d$  are observed. This is due to the very small working gap contamination with micro byproducts of the erosion process. In the present work, taking into account the low gap contamination, the ignition delay time  $t_d$  was set as 30% of discharge duration  $t_e$ .

(ii) Electrode: Copper-Tungsten cylindrical bars 100 mm long and 10 mm in diameter with positive polarity were mounted axially in line with workpiece samples, as shown in **Fig. 1**. The properties of CuW electrodes used in this work are presented in **Tab.1**.

<b>Material</b>	<b>CuW</b>
Density (g/cm <sup>3</sup> )	14,18
Electrical Resistivity (μΩ.cm)	3,59
Thermal Conductivity (W/mK)	160
Linear Expansion Coefficient (x10 <sup>-6</sup> /K)	10,77
Melting Point (°C)	3410
Specific Heat (J/KgK)	214
Hardness (HRC)	37

**Table 1:** Properties of copper-tungsten (30%Cu 70%W)

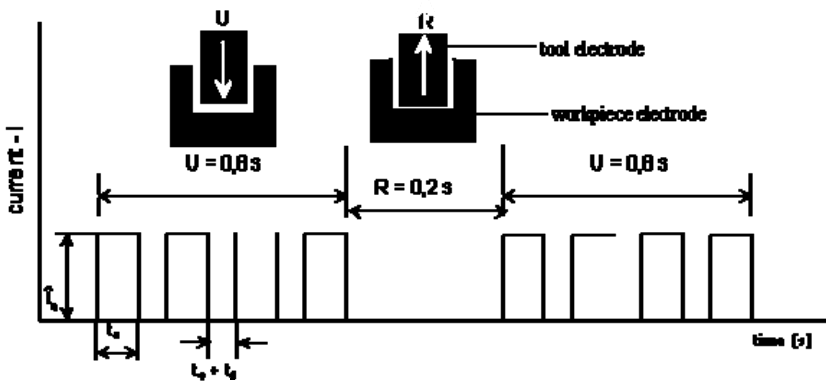


**Figure 1:** Assembly used to determine the adequate parameter settings for finish EDMachining: a cylindrical CuW electrode, the workpiece sample AISI H13 and the flushing method; mounted on a Charmilles ROBOFORM 30 CNC machine-tool. A hydrocarbon with 3 cSt at 400 C was used as dielectric fluid.

(iii) Workpiece samples: AISI H13 tool steel square samples 25 mm wide and 15 mm thick with  $R_a = 0,42 \mu\text{m}$  where prepared by Wire EDM. This material is widely applied by the die and mold-making industry. The chemical composition of AISI H13 tool steel is as follows: 0,40% C, 1,0% Si, 1,0% Mn, 5,2% Cr, 1,5% Mo, 0,9% V and 0,00765 g/mm<sup>3</sup> density at 200 C. The workpieces were quenched and tempered to an average 45 HRC.

(iv) Flushing method: A hydrocarbon dielectric fluid with 3 cSt at 400 C, flash point of 134 oC and 0,01 wt.% of aromatic contents were used for the tests.

According to Boothroyd and Winston (1989) /3/, the introduction of dielectric fluid to the gap is normally based on four methods: (a) normal flow, (b) reverse flow, (c) immersion flushing and (d) jet flushing. In view of the shallow cavities of small diameter to be machined, a jet plus an immersion flushing of dielectric fluid was applied, as shown in **Fig. 1**. This flushing method was sufficient to remove the excess of eroded particles away from the working gap as well as to promote adequate cooling. In addition, this method also maintained some contamination of the working gap reducing the ignition delay time  $t_d$ . The flushing efficiency was also improved by alternating the machining period  $U$  [s] and the electrode retraction period  $R$  [s], as shown in **Fig. 2**. The values of  $U = 0,8$  s and  $R = 0,2$  s were defined after pilot tests.



**Figure 2:** Series of pulses  $U = 0.8$  s followed by a pause time  $R = 0.2$  s

(v) Electrical variables: Tests about the influence of discharge duration  $t_e$  and discharge current  $i_e$  with reference to the workpiece material removal rate  $V_w$  [mm<sup>3</sup>/min], the surface roughness  $R_a$  [μm] and the volumetric relative wear  $\vartheta = V_e/V_w$  ( $V_e$  is the electrode wear rate [mm<sup>3</sup>/min]) were carried out under the conditions showed in **Tab.2**. The quantification of  $V_w$  and  $\vartheta$  was performed considering the mass of electrode and workpiece before and after a 30-minute machining time. Three tests were done for each parameter setting, using new electrodes, with no significant differences among results. A balance with 0,0001 g resolution was used to quantify the mass. A proper duty factor  $\tau$  was implemented for all the tests. The duty factor  $\tau = t_i/t_p$  represents the ratio between pulse duration  $t_i$  and pulse cycle time  $t_p$  ( $t_p = t_i + t_o$ ).

To allow a good stability for finish EDMachining operations, the pulse duration  $t_i$  and the pulse interval time  $t_0$  were set to be equal. This condition leads to a duty factor of  $\tau = 0,5$  and provides few occurrences of short-circuits and arc-discharges. The open gap voltage  $\hat{u}_i$  has an intrinsic relation with the size of the working gap, i.e., the distance between the electrode and workpiece during the spark. As reported by König & Klocke (1997) /8/ the higher the value of  $\hat{u}_i$  the larger the working gap. The magnitude of  $\hat{u}_i$  assures a proper dispersion of sparks along the frontal area of the pair electrode/workpiece, improving the flushing conditions. Therefore, in finishing EDMachining it is recommended that higher values of  $\hat{u}_i$  should be established in order to promote a more adequate working gap. In this study, the value of  $\hat{u}_i = 200$  V was established after a series of pilot tests.

Discharge current $i_e$ [A]	Discharge duration $t_e$ [ $\mu$ s]	Pulse interval time $t_0$ [ $\mu$ s]	Open Circuit Voltage $\hat{u}_i$ [V]	Electrode polarity
2	3,2; 6,4; 12,5; 25; 50	3,2; 6,4; 12,5; 25; 50	200	+
4	3,2; 6,4; 12,5; 25; 50	3,2; 6,4; 12,5; 25; 50	200	+
8	3,2; 6,4; 12,5; 25; 50	3,2; 6,4; 12,5; 25; 50	200	+

**Table 2:** Experimental parameters for the development of adequate finish sinking EDMachining settings at Stage I

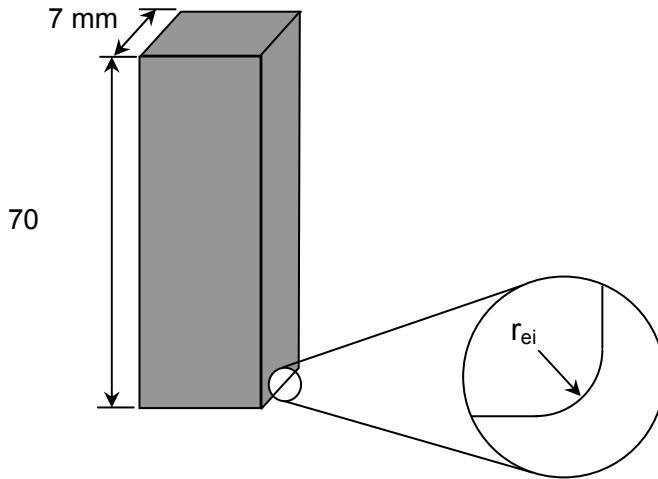
## 2.2 Evaluation of electrode edge radius wear - Stage II

Here in stage II, the change in electrode shape by measuring its edge radius growth as a function of machining time  $M_t$  was carried out using the best EDM parameter settings achieved in stage I. **Tab. 3** presents the EDM process parameters, machine-tool and materials established for the experimental conditions.

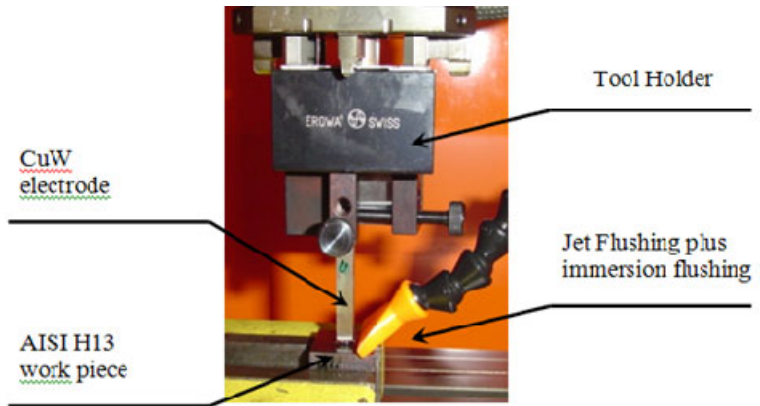
<b>EDM machine tool</b>	<b>Charmilles ROBOFORM 30 CNC</b>
Machining dielectric fluid	Arclean Hydrocarbon fluid with 3 cSt at 40 °C
Electrode material	Copper-Tungsten ( 30% Cu 70% W)
Work piece material	Quenched and tempered AISI H13 tool steel (45 HRC)
Polarity of electrode	Positive
Discharge current $i_e$	8 A
Discharge duration $t_e$	50 $\mu$ s
Open circuit voltage $\hat{u}_i$	200 V
Flushing method	Jet plus immersion flushing
Duty factor	0,5

**Table 3:** Experimental tests for the evaluation of electrode edge radius wear at Stage II

Suitable electrode geometry was selected to facilitate the measurement of edge radius growth throughout the machining time  $M_t$ . **Fig. 3** shows a schematic representation of the copper-tungsten square bar electrode 70 mm long and 7 mm wide. The faces of the electrode were generated by wire EDM from rough machining to four trim cuts providing a surface roughness  $R_a = 0,3 \mu\text{m}$ , which was then followed by polishing. The electrode to be analyzed was thus produced with an initial edge radius  $r_{ei} = 11 \mu\text{m}$ . Afterwards, the electrode was installed at a high accuracy EROWA tool-holder which was mounted directly to the EDM machine headstock, as shown in **Fig. 4**. This method provided an easy removal of the whole assembly. As result the measurement of the electrode edge radius growth has been done without losing the repositioning accuracy of the electrode to the EDM machine. This method assured both an adequate continuation of the EDM operation and an accurate analysis of the electrode wear.



**Figure 3:** Schematic representation of the electrode geometry depicting the initial electrode edge radius  $r_{ei}$  11  $\mu\text{m}$



**Figure 4:** The assembly method of the copper-tungsten electrode in an EROWA tool-holder provided an easy removal without losing the repositioning accuracy of the electrode to the EDM machine

A procedure was implemented to investigate correctly the electrode edge radius wear growth while the machining time  $M_t$  proceeded. The measurements were accomplished for  $M_t$  through 5, 10, 20, 30, 40, 60, 80 and 100 minutes from the initial edge radius  $r_{ei} = 11 \text{ m}$ . After each one  $M_t$  the process was interrupted and the electrode/tool holder assembly was drawn from the machine-tool headstock. This assembly was then properly positioned on the working table of a NIKON MM40 optical microscope equipped with measuring software (Fig.5). This software captures ten points on the electrode edge and then calculates and presents the value of the electrode edge radius. Three measurements have been done for each one of the four edges of the electrode. This procedure continued until the total machining time  $M_t$  was performed.



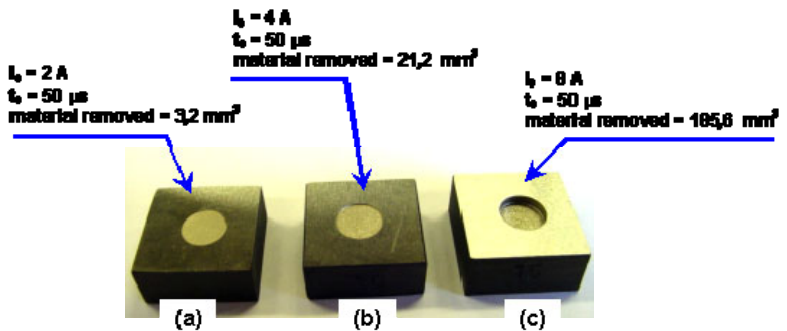
**Figure 5:** NIKON MM40 optical microscope (resolution =  $1 \mu\text{m}$ ) used to measure the electrode edge radius growth

### 3 RESULTS AND DISCUSSIONS

#### 3.1 Development of adequate parameter settings for finish EDMachining - Stage I

In finish EDMachining, an important aim is to achieve high workpiece surface quality  $R_a$  and low level of volumetric relative wear  $\vartheta$ , while keeping a good level of material removal rate  $V_w$ . Fig. 6 presents the

volume of material removed from three cavities of AISI H13 workpiece samples under discharge currents  $\hat{i}_e = 2, 4, 8$  A with  $t_e = 50$  s. In general, after EDMachining operations using copper or especially with graphite electrodes, a sort of gray to black film adhered to bottom of the cavities is observed. From visual inspections of AISI H13 workpieces after the tests with copper-tungsten electrodes, it has been verified that this phenomenon is almost non-existent, as seen in Fig. 6. It represents a good result with reference to the mold making production chain, because the existence of such material adhered to the cavity would introduce a time-consuming removal operation when polishing the mold.

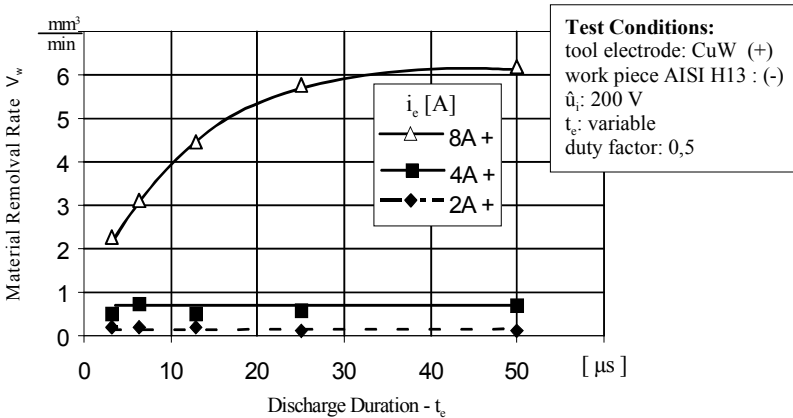


**Figure 6:** AISI H13 samples after EDM with positively charged CuW tool electrodes under  $\hat{i}_e =$  (a) 2 A (b) 4 A and (c) 8 A at optimum  $t_e = 50$  applying isoelectric generator mode.

### 3.1.1 Material removal rate $V_w$

The results of the material removal rate  $V_w$  against the variation of discharge duration  $t_e$  with discharge current  $i_e = 2, 4$  and 8 A for positive copper-tungsten electrodes are summarized in Fig. 7. The global values of  $V_w$  obtained for  $\hat{i}_e = 2$  and 4 A are much lower than those achieved for  $\hat{i}_e = 8$  A. This occurs because the material removal rate  $V_w$  is dependent on the energy  $We = ue \cdot \hat{i}_e \cdot t_e$  [J] released into the working gap, i.e., the increase of the energy  $We$  leads to higher values of  $V_w$ .





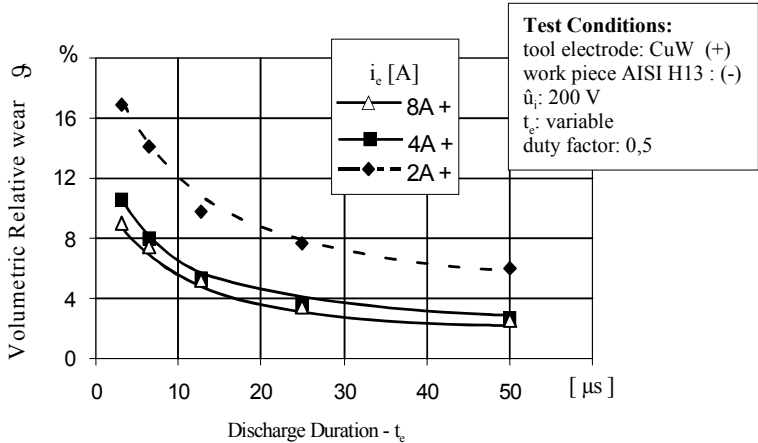
**Figure 7:** Influence of discharge current  $i_e$  and discharge duration on material removal rate  $V_w$  for EDM with positive Copper-Tungsten electrodes.

From Fig. 7 when EDM with discharge current  $i_e = 8\text{ A}$  it is clearly seen that as the discharge duration  $t_e$  increases the value of  $V_w$  also increases up to a maximum value for a specific optimum  $t_e$ . The best material removal rate  $V_w$  is approximately  $6\text{ mm}^3/\text{min}$  to the optimum discharge duration  $t_e = 50\text{ }\mu\text{s}$ . Beyond this point  $V_w$  starts decreasing. This happens because longer discharge duration  $t_e$  reduces the pressure and energy of the plasma channel over the molten material of the electrode and the workpiece, which owes to the very high plasma diameter global expansion. As a consequence, this phenomenon brings instability to the process reducing the material removal. To verify the influence of higher values of  $t_e$  than that of the optimum one, tests with  $t_e = 100\text{ }\mu\text{s}$  were performed for the discharge currents  $i_e = 2, 4$  and  $8\text{ A}$ , presenting very little material removal rate  $V_w$ . For discharge currents  $i_e = 2$  and  $4\text{ A}$ , the variation of discharge duration  $t_e$  from  $3,2$  to  $50\text{ }\mu\text{s}$  did not affect significantly the material removal rate  $V_w$ . This is related to the small working gap, which hinders the total molten material to be properly expelled away from the gap. As a result, the molten and vaporized material solidifies in the recently formed crater and surroundings.

### 3.1.2 Volumetric relative wear $\mathcal{G}$

The volumetric relative wear  $\mathcal{G}$  ( $V_e/V_w$ ) represents the ratio between the electrode wear rate  $V_e$  [ $\text{mm}^3/\text{min}$ ] and the workpiece material removal rate  $V_w$  [ $\text{mm}^3/\text{min}$ ]. From Fig. 8 it is observed that independently of the value of discharge current  $i_e$  a decrease of volumetric

relative wear  $\vartheta$  occurs when increasing the discharge duration  $t_e$ . An explanation to this may be given by the longer discharge durations  $t_e$  that promote more melting of material of the workpiece and solidification of the molten material of the electrode during the spark. Consequently the  $V_w$  increases and the  $V_e$  decreases, reducing the level of volumetric relative wear  $\vartheta$  ( $V_e/V_w$ ).



**Figure 8:** Results of volumetric relative wear  $\vartheta$  against the variation of discharge duration  $t_e$  and discharge current  $i_e$  for EDM with positive Copper-Tungsten electrodes.

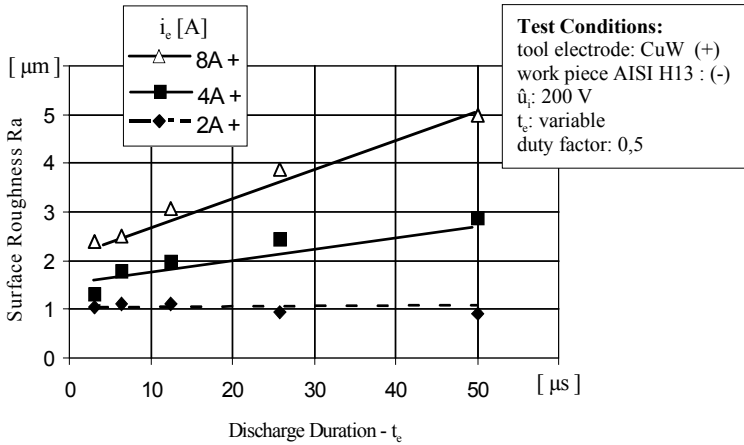
**Fig. 8** also shows that for EDMachining with copper-tungsten electrodes the higher the discharge current  $i_e$  the lower the volumetric relative wear  $\vartheta$ , regardless of the discharge duration  $t_e$ . In part, this event can be explained as follows: the Cu-W alloy used as electrode material is composed of 30% Cu and 70% W, where the element tungsten has a melting point of 3410 0C; consequently, the high concentration of tungsten promotes better resistance of the electrode against the thermal wear degradation during machining. The result is a lower electrode wear rate  $V_e$  and higher material removal rate  $V_w$ . This causes a decrease of volumetric relative wear  $\vartheta$  ( $V_e/V_w$ ) when the discharge current  $i_e$  increases. At the optimum time  $t_e = 50 \mu\text{s}$ , the volumetric relative wear  $\vartheta$  is about 2,0% and 2,6% respectively for  $i_e = 8$  and 4 A. For the discharge current  $i_e = 2$  A with  $t_e = 50 \mu\text{s}$ , the level of  $\vartheta$  goes up to 6%. Here it is important to remark that according to Klocke and Karden (1999), for EDMachining using pure copper as electrode material, an opposite phenomenon occurs, i.e., increasing

the discharge current  $\hat{i}_e$  increases the volumetric relative wear  $\vartheta$ . The lower melting point (1083 °C) of copper partly accounts for this.

### 3.1.3 Surface roughness $R_a$

As shown in **Fig. 9** an increase of surface roughness  $R_a$  is detected as the discharge duration  $t_e$  rises from 3,2 to 50 s for EDM with discharge currents  $\hat{i}_e = 4$  and 8 A. It may be explained by the fact that the surface roughness in EDM depends on the material removal rate  $V_w$ , which is governed by the discharge energy  $We = u_e \cdot i_e \cdot t_e$  [J]. In this equation the variables that really affect the material removal rate and thus the surface roughness are the discharge duration  $t_e$  and the discharge current  $i_e$ ; whilst the discharge voltage  $u_e$  is uncontrollable and generally considered constant, not much influencing the process performance. In consequence, as the discharge duration  $t_e$  increases, for a given value of discharge current  $i_e$ , the energy supplied into the working gap becomes higher. This implies more material removal rate, producing deeper and larger craters on the workpiece surface, i.e., poorer surface roughness.

One can also see in **Fig. 9** that the surface roughness  $R_a$  is not considerably altered by the variation of discharge duration  $t_e$  from 3,2 to 50 s for  $\hat{i}_e = 2$  A. This has to do with the fact that very long discharge duration  $t_e$  causes an over-increase of diameter of the plasma channel, reducing the pressure of the plasma over the molten pools of the electrode and workpiece materials. For that reason and also due to the small working gap the eroded particles are not properly evacuated away, but is instead accumulated in the crater and surroundings when the plasma collapses at the end of discharge duration.

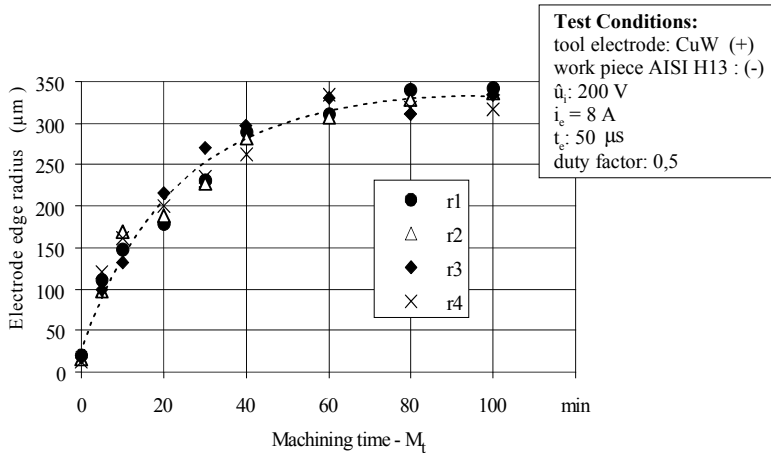


**Figure 9:** Results of surface roughness  $R_a$  as a function of discharge duration  $t_e$  for discharge currents  $i_e = 2, 4$  and  $8$  A when EDM using Copper-Tungsten electrodes at positive polarity.

### 3.2 Evaluation of electrode edge radius wear - Stage II

#### 3.2.1 Edge radius wear and workpiece cavity depth as the machining time $M_t$ proceeds

Fig. 10 shows the results of the CuW electrode edge radius wear growth as the machining time  $M_t$  goes through 5, 10, 20, 30, 40, 60, 80 to 100 minutes, using the best results reached in Stage I. It is observed that for the first 20 min of machining the edge radius wear increases abruptly from its  $11 \mu\text{m}$  initial value to about  $200 \mu\text{m}$ . As the machining time  $M_t$  proceeds through 20 to 40 min the edge radius wear growth is not so much intensive, increasing from  $200 \mu\text{m}$  to approximately  $275 \mu\text{m}$ .

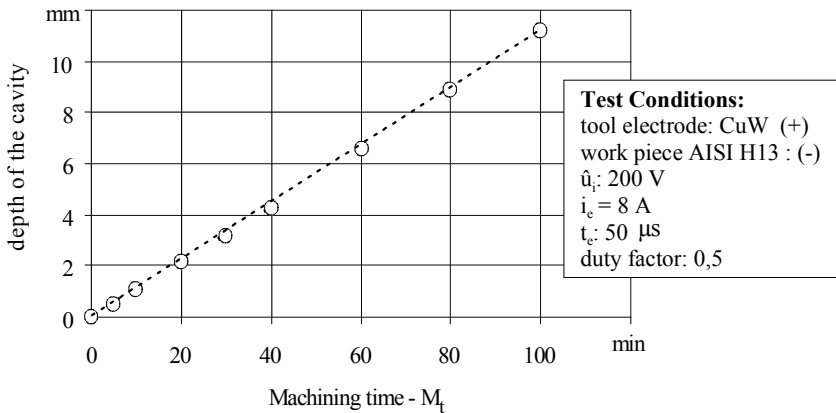


**Figure 10:** Electrode edge radius wear growth at the four edges (r1, r2, r3, r4) of the electrode as the machining time  $M_t$  proceeds from 5 min up to 100 min.

On the other hand, for machining time  $M_t$  from 40 to 100 minutes the electrode edge radius wear growth is not significantly affected, varying from 285  $\mu$ m to 325  $\mu$ m. An explanation to this phenomenon is related to the precipitation of carbon over the edge radius of the electrode as the machining time  $M_t$  advances. This carbon is released by the pyrolysis of the hydrocarbon dielectric fluid and part from the melted and vaporized tool steel workpiece material. The carbon precipitation ends up working as a protective layer against the wear and is most prominent for longer machining time  $M_t$ . It happens because at the beginning of machining the electrode edge radius is very sharp avoiding the precipitation of carbon and thus accelerating the edge radius wear growth. At longer machining time the sharp electrode edge changes to a larger circular arc edge facilitating the precipitation of carbon; which then provides stability to the edge radius growth.

As presented in **Fig. 10** slight differences can be seen in the radius wear at the four edges of the electrode (r1, r2, r3, r4). This is expected to be associated to the hydrodynamic behavior of the dielectric fluid as the cavity becomes deeper. An explanation is that during the EDM operation the dielectric fluid is in random agitation along the working gap and the sides of the cavity, causing different debris concentration. This phenomenon causes variations in the material removal of the electrode, promoting different values of its edge radius.

**Fig. 11** shows the depth of workpiece cavity with the progress of the machine time  $M_t$ . It is seen that the penetration of the electrode into the workpiece cavity linearly increases as  $M_t$  proceeds from 5 to 100 min. This is due to the stability of the EDM operation with CuW electrodes, meaning that flushing is adequate and few arc discharges and short circuits takes place. The high resistance of copper-tungsten (30% Cu and 70% W) against the thermal wear degradation is probably the key factor to explain this occurrence. The linear progression of workpiece cavity depth as machining time  $M_t$  proceeds denotes that copper-tungsten electrode promotes very good conditions for finish EDM operations.

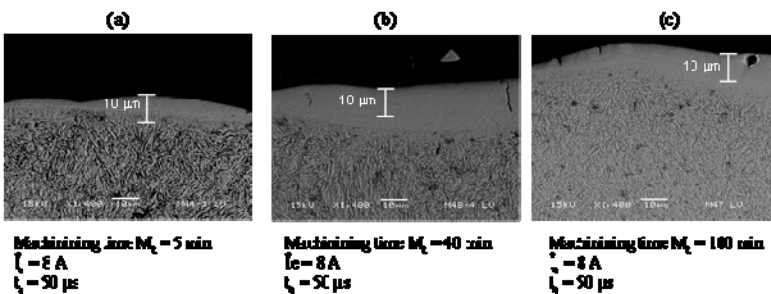


**Figure 11:** Results of the AISI H13 tool-steel cavity depth as the machining time  $M_t$  proceeds from 5 to 100 min.

### 3.2.2 The white or recast layer

Barash (1965) /2/, Jutzler (1982) /6/, Kruth, Stevens, Froyen, and Lauwers (1995) /9/ showed that when machining a workpiece with EDM, a multilayered heat affected zone is created on the workpiece surface. Furthermore, according to VDI - Verein Deutscher Ingenieure 3402 Blatt 4 (1990) /12/, the heat affected zone created by EDM is constituted of an upper layer, known as either white layer or recast layer, followed by the phase transformation zone and the conversion zone.

Fig. 12 shows scanning electron microscope cross-sectional views of the AISI H13 tool steel recast layer for different machining times  $M_t$ . It is observed that the structure of the recast layer is formed by superimposed strata derived from melted and resolidified workpiece material. It consists mainly of iron carbides in acicular or globular form distributed within an austenite matrix. The increase in carbon content in the recast layer is intrinsically related to the pyrolysis product that follows the cracking of the dielectric and is very confined to the melted and resolidified workpiece material forming iron carbides. The high tensile surface stresses caused by the EDM phenomena also create pores and micro cracks restricted to the recast layer and perpendicular to the surface, as can be seen in Fig.12 (b) and Fig.12 (c). One can also see in Fig.12 (a) and Fig.12 (b) that, as the machining time  $M_t$  advances from 5 min to 40 min, a recast layer width enlargement is produced. However, the increase of recast layer width is almost negligible to  $M_t$  from 40 min up to 100 min.



**Figure 12:** SEM cross-sectional view of AISI H13 for Machining time  $M_t = 5$ , 40 and 100 min depicting the recast layer width, micro cracks and pores.

## 4 CONCLUSIONS AND FINAL REMARKS

In this study, the influence of some important EDM electrical variables on the process machining characteristics were investigated, as well as the change of the electrode shape by measuring its edge radius wear growth while the machining time  $M_t$  proceeded. From the results the following conclusions can be drawn:

### 4.1 Development of adequate parameter settings for finish EDMachining - Stage I

The influence of discharge duration  $t_e$  over the material removal rate is most prominent for higher values of discharge current  $i_e$ ; once an enhancement of material removal rate is clearly observed. For low discharge currents the variation of discharge duration does not alter significantly the removal rate. Tests with CuW electrode negatively charged showed very low levels of material removal.

- The volumetric relative wear reduces when increasing the discharge duration  $t_e$ , regardless of the value of discharge current  $\hat{i}_e$ . For EDM with CuW electrodes the higher the discharge current the lower the volumetric relative wear; which is attributable to the high concentration of tungsten leading to higher resistance of the electrode against the thermal wear degradation during machining.
- The surface roughness  $R_a$  is considerably influenced by the variation of discharge duration  $t_e$  when high value of discharge current  $i_e$  is applied. For very low discharge current the surface roughness is not considerably altered by the variation of discharge duration; due to the small working gap that hinders a proper evacuation of eroded particles, but instead accumulated them in the crater and surroundings when the plasma collapses at the end of discharge duration.
- The adhesion of process byproducts onto the machined workpieces was almost non-existent when EDM with CuW electrodes. This represents a good result with reference to the mold making production chain, because the existence of such material adhered to the cavity would introduce a time-consuming removal operation when polishing the mold.



## 4.2 Evaluation of electrode edge radius wear - Stage II

- At the beginning of machining the electrode edge radius growth is very high, reaching an equilibrium state for longer machining times  $M_t$ . This occurs because the precipitation of carbon over the edge radius, providing the formation of a protective layer against the wear, is easier when the electrode changes from a sharp edge to a rounded edge radius.
- The machining time  $M_t$  promotes little influence on the width of workpiece recast layer. The structure of the recast layer when EDM the AISI H13 tool steel with CuW electrode is formed by superimposed strata derived from melted and resolidified workpiece material. Pores and micro cracks restricted to the recast layer and perpendicular to the surface are observed; which owes to the high tensile surface stresses caused by the rapid heating and cooling of material, intrinsic to EDM process.
- The depth of workpiece cavity linearly increases with the progress of the machine time  $M_t$ , meaning that flushing is adequate and few arc discharges and short circuits takes place. This denotes that CuW electrode promotes very good conditions for accurate finish EDM operations.

## 5 REFERENCES

- /1/ Abbas, N. M., Solomon, D. G., Bahari, M. F. A review on current research trends in electrical discharge machining (EDM). International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2007; 47: 1214-1228.
- /2/ Barash, M.M. Effect of EDM on the surface properties of tool and die steels. Metal Engineering Quarterly, 1965; 5 (4):48-51.
- /3/ Boothroyd, G., Winston, A.K. Fundamentals of Machining and Machine Tools. Press: Marcel Dekker, USA, 1989.
- /4/ DiBitonto, D. D., Eubank, P. T., Patel, M. R. and Barrufet, M. A theoretical models of the electrical discharge machining process I: a simple cathode erosion mode. Journal of Applied Physics, 1989; 66 (9):4095-4103.
- /5/ Ho, K.H., Newman, S.T. State of the art electrical discharge machining (EDM). International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2003; 43:1287-1300.

- /6/ Jutzler, W.I. (1982) Funkenerosives senken - verfahrenseinflüsse auf die oberflächenbeschaffenheit und die festigkeit des werkstücks. Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Germany.
- /7/ Kunieda, M., Lauwers, B., Rajurkar, K.P. Schumacher, B.M., Advancing EDM through fundamental insight into the process, Annals of CIRP Manufacturing Technology, 2005; 54 (2):599-622.
- /8/ König, W., Klocke, F. Fertigungsverfahren 3: Abtragen Und Generieren". Volume 3. Press: Springer-Verlag, Germany, 1997.
- /9/ Kruth, J.-P, Stevens, L., Froyen, L., Lauwers, B. Study of the white layer of a surface machined by die-sinking electrodischarge machining. CIRP-The International Academy for Production Engineering, 1995; 44 (1):169-172.
- /10/ Löttgen, R., EDM Die Sinking – State of the Art. 12th International Symposium for Electromachining (ISEM), 1998, 1: 341-350.
- /11/ VDI – Verein Deutscher Ingenieure 3402 Elektroerosive Bearbeitung – Definitionen und Terminologie. Blatt 1, Press: VEB-Verlag Technik, Berlin, Germany, 1990.
- /12/ VDI – Verein Deutscher Ingenieure 3402 Anwendung der Funkenerosion. Blatt 4, Press: VEB-Verlag Technik, Berlin, Germany; 1990.

## Informationssystem zur Online-Normung



Bormann, E.; Müller, N.

*Durch das IMW wird untersucht, wie Online-Normungsprozesse mit Hilfe eines Informationsmodells verbessert werden können. Dies ist ein Projekt im Rahmen der vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technik (BMWi) unterstützten Initiative „Innovation mit Normen und Standards (INS)“, des Deutschen Instituts für Normung e.V. (DIN).*

*The IMW investigates how on-line standardization processes can be improved with the help of an information model. This is a project within the initiative “Innovation through Norms and Standards” which is supported by the Federal Ministry for Economics and Technology (BMWi). This initiative is managed by the German Institute for Standardization (DIN).*

### 1 Hintergrund

Das Internet hat sich zu einer zentralen Plattform zum Austausch von Informationen entwickelt. Anwender sind es gewohnt, Informationen mit Suchmaschinen innerhalb von Sekunden zu finden und Querverweisen durch Hyperlinks sofort nachgehen zu können. Beim DIN wurde diese Entwicklung aufgegriffen und es werden Normentexte inzwischen auch im Internet angeboten. Das Angebot beschränkt sich jedoch häufig auf den elektronischen Vertrieb von Normschriften als PDF. Eine mittelfristige Umstellung von Normtexten auf HTML und Verlinkung untereinander würde aktuellen Internetstandards genügen und Normenrecherche deutlich vereinfachen.

Immer kürzere Entwicklungszyklen lassen die Verfügbarkeit aktueller Informationen während eines Produktlebenszyklusses zunehmend wichtiger werden. In Bezug auf die Normung bedeutet dies, dass der Normungsprozess beschleunigt und gleichzeitig der Zugriff auf Informationen erleichtert werden muss. Die Normungsarbeit des DIN findet jedoch in weiten Teilen immer noch vor dem Hintergrund der papierbasierten Normung statt.

## 2 Aufgaben

Die größte Herausforderung liegt aber in der Gestaltung der Änderungsprozesse: Es gibt immer mehr DIN-Normen, die Bezüge zu anderen nationalen und internationalen Normen haben. Bei der Aktualisierung einer Norm sind alle diese Bezüge zu prüfen und gegebenenfalls die Inhalte anderer Normen zu aktualisieren. Bei Arbeitsprozessen, die sich an den papierbasierten Vorgehensweisen orientieren, unterbleibt dies in der Praxis häufig aufgrund des immensen Arbeitsaufwandes. Hier liegt die Chance der Online-Normung: Wenn nicht nur der Normungsprozess online stattfindet, sondern auch die Normungsinhalte in einer Datenbank stehen, dann kann die Überarbeitung von Verweisen bzw. Identifizierung von inhaltlichem Überarbeitungsbedarf anderer Normen teil- oder sogar vollautomatisiert werden.

Das zweijährige Projekt gliedert sich in mehrere Aufgaben. So ist eine Analyse zu Anforderungen und Möglichkeiten der Online-Normung anhand verschiedener Quellen (z.B. Normschriften, Internet, Literatur, Normungsexperten) sowie eine Darstellung der Anforderungen an Online-Normung zu erstellen. Dazu wird mit den Normenausschüssen direkt zusammengearbeitet.

Auf dieser Basis folgt die Erstellung eines Informationsmodells, welches die Anforderungen und Möglichkeiten von Online-Normung darstellt. Dies geschieht in Verbindung mit:

- DIN Normenausschüssen
- Betrieblichen Informationssystemen, getrennt nach KMU und Großunternehmen
- Anderen Normungsorganisationen (CEN/ISO)

Daran schließt sich die Begleitung DIN-Geschäftsstelle bei der Umsetzung des Informationsmodells an.

Um den IST Status zum Umgang mit Online Medien in den Normenausschüssen zu ermitteln wird dazu vom IMW ein Umfrage im mehreren Ausschüssen durchgeführt. Die Ergebnisse der Umfrage fließen in Vorschläge für das Informationsmodell mit ein.

# Normungsinformationstechnologien für KMU und Handwerk

Bormann, E.; Müller, N.

*Kleine und mittlere Unternehmen (KMU) sowie das Handwerk sollen besser an Normen und Normung herangeführt werden. Um dies zu ermöglichen wurden eine Reihe von Untersuchungen und Maßnahmen angestoßen, die das Institut für Maschinenwesen (IMW) im Projekt „Einführung von Normungsinformationstechnologien in KMU und Handwerk“ begleitet und bekannt macht.*



*Small and medium-sized enterprises (SME) as well as handicrafts are to be improved brought up to standards and standardization. To make this possible a set of investigations and measures were activated. The Institute of Mechanical Engineering attends and advertises these in the project "Introduction of standardization information technologies to SME and handicraft"*

## 1 Hintergrund

Dies ist ein Projekt im Rahmen der Initiative „Innovation mit Normen und Standards (INS)“, des Deutschen Instituts für Normung e.V. (DIN), gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages.

Als ein Ergebnis von vorhergehenden Untersuchungen /1,2/ wurden vom IMW Handlungsempfehlungen erarbeitet, die im Projekt „Einbindung von kleinen und mittleren Unternehmen in Normungsprozesse“ /3/ überprüft und zum Teil umgesetzt wurden. Für den Bereich des Handwerks hat das Heinz-Piest-Institut für Handwerkstechnik (HPI) an der Leibniz Universität Hannover das Projekt begleitet. Die Befragungen von Industrie- und Handwerksunternehmen ergaben u.a., dass:

- Normeninhalte häufig als zu kompliziert empfunden werden
- Kurzbeschreibungen von Normen helfen würden Fehlkäufe zu vermeiden

- Die Normenauslegestellen des DIN nicht allgemein bekannt sind
- Von umfangreichen Normen häufig nur wenige Seiten benötigt werden
- Moderierte Internetforen zur Normung genutzt werden würden
- Berufsanfänger mehr über Normen und Normung wissen sollten
- Ein Teil der Unternehmen begrüßen würde, wenn Verbände/Kammern die Normungsvorhaben für die Unternehmen initiieren
- Informationen über aktuelle Normungsaktivitäten (Vorhaben, Entwürfe, neue Normen) begrüßt werden würden

Auf dieser Basis setzen verschiedene Maßnahmen an, die es u.a. ermöglichen sollen, dass KMU besser an Informationen zu Normen kommen, aber auch verstärkt in die Normung mit eingebunden werden.

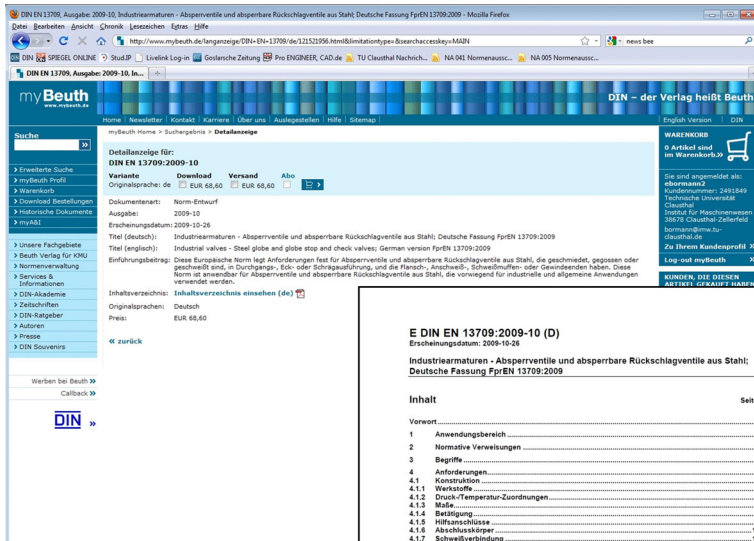
## 2 Informationen zu Normen

Um Regional Informationen über Normen erhalten zu können, ist die Anzahl der Auslegestellen für Normen vergrößert worden und es wird dafür gearbeitet ihren Bekanntheitsgrad zu erweitern. Auf den Webseiten des DIN und des Beuth Verlages kann man die Auslegestellen über eine interaktive Karte schnell und einfach finden.

Bei der Recherche zu Normen im Internet wurde auf den Seiten von Beuth Verlag und DIN eingeführt, dass der Nutzer das Inhaltsverzeichnis einer Norm vor dem Kauf einsehen kann, dies ermöglicht eine grundlegende Information über die Norm und gibt Suchenden eine bessere Möglichkeit zu entscheiden, ob dies die richtige Norm ist. Fehlkäufe beim Normenkauf können somit vermieden werden. Zudem ist im Aufbau auf den Webseiten des Beuth Verlages Einführungsbeiträge bei neuen Normen anzugeben, hierbei werden Teile des Anwendungsbereichs einer Norm aufgeführt, **Bild 1**. Auch dies soll helfen Recherchierenden bei Ihrer Suche nach der richtigen Norm zu helfen. Um den Einführungsbereich angezeigt zu bekommen ist eine kostenlose Anmeldung bei myBeuth notwendig.

Das für das Handwerk relevante Angebot des Beuth Verlages ist in der Informationsbroschüre „Einfach und schnell zur DIN-Norm“ /4/ erschienen. Das Angebot umfasst unter anderem die Publikationen für das Handwerk, wie DIN-Taschenbücher, Fachbuchreihen, Hörbücher und DIN-Ratgeber sowie Hinweise auf die Online-Recherche von

## Normenschriften und die Bezugsmöglichkeiten über spezielle Normenabonnements.



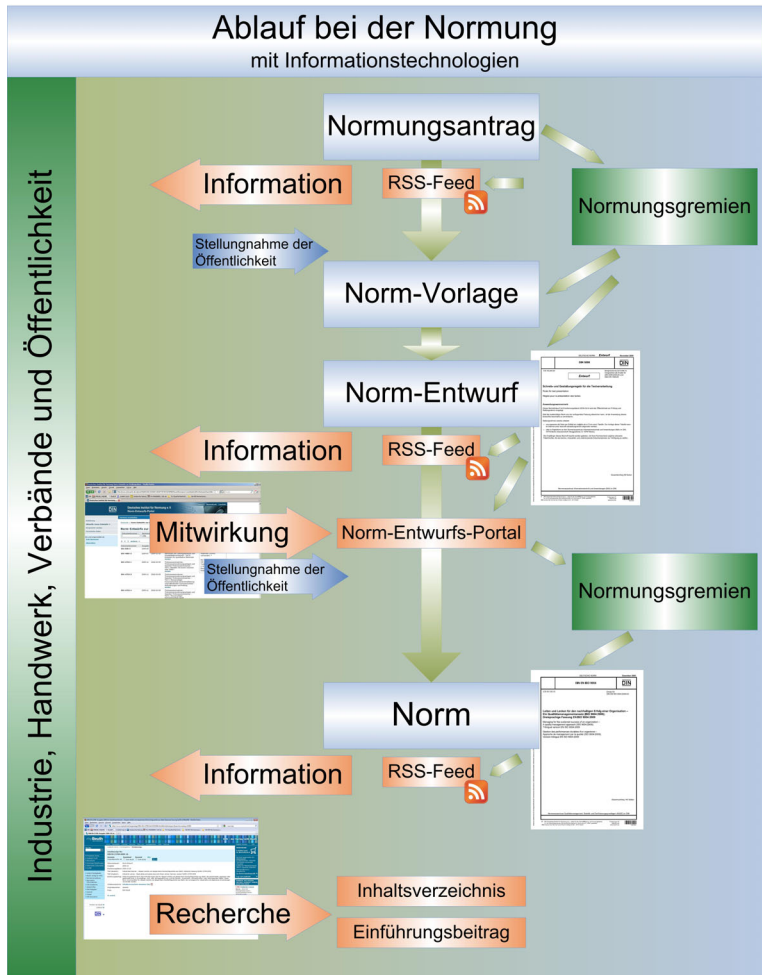
**Bild 1:** Einführungsbeitrag und Inhaltsverzeichnis einer Norm bei myBeuth

Zudem hat das DIN in Zusammenarbeit mit dem Zentralverband des deutschen Handwerks ZDH ein Normenportal für das Handwerk im Internet geschaffen /5/. Dieses Portal ermöglicht die Recherche nach Normen und anderen Informationen differenziert nach Gewerbe- und Berufsgruppen und kann somit die Normenbeschaffung erleichtern.

Beim Beuth Verlag sind ferner weitere Angebote für KMU aufgebaut worden, die die Normenbeschaffung erleichtern und verbilligen, wie Normen-Flatrate und Normensammlungen zur Maschinensicherheit, VOB u.a.

### 3 Einbindung von KMU in die Normung

Neue Informationsmöglichkeiten zu Normungsvorhaben, Normenentwürfen und neuen Normen sind seit kurzem durch RSS-Feeds verfügbar, auch eine einfachere Mitarbeit bei Normenentwürfen ist durch das Norm-Entwurfs-Portal geschaffen worden. Schematisch ist dies in **Bild 2** zu sehen, neue Informationstechniken sind in rot dargestellt und zeigen die Möglichkeiten der Information und der externen Mitwirkung bei Normungsvorhaben auf.



**Bild 2:** Normungsinformationstechnologien bei der Entstehung einer Norm

### 3.1 RSS-Feeds

Die RSS Technologie wurde auf den Seiten der DIN Normenausschüsse eingeführt. Jeder Normenausschuss hat eine eigene Webdomäne auf den DIN-Seiten und für diese können jeweils RSS-Feeds abonniert werden. Auf den Seiten der Normenausschüsse finden sich Informationen zu neuen Normprojekten, neuen Normentwürfen und neuen



Normen, die vom Normenausschuss betreut werden, sowie weitere Mitteilungen des Normenausschusses.

Ein RSS-Feed ist ein Nachrichten-Direktkanal von einer Webseite zum Nutzer. Nachdem der Nutzer die Seite abonniert hat, wird immer wenn auf der Seite ein Artikel veröffentlicht wird, er über diesen Kanal losgeschickt. Jeder Normenausschuss kann einzeln abonniert werden und der Nutzer hat somit die Möglichkeit, die Branchen zu abonnieren, die für ihn wichtig sind. Diese Technologie ermöglicht es den Anwendern die Aktivitäten eines Normenausschusses mit wenig Aufwand zu begleiten.

Abgerufen und gelesen werden können die Artikel mit Hilfe eines einfachen Browsers, mit Hilfsprogrammen so genannten RSS-Readern oder mit Mail-Programmen.

In den meisten Browsern kann man RSS-Feeds ganz normal zu den Lesezeichen oder Favoriten hinzufügen, wenn man sie dann aufklappt, stehen dort die neuesten Schlagzeilen. Die RSS Technologie wird inzwischen von allen Standardbrowsern unterstützt, z.B. Internet Explorer ab Version 7, Mozilla Firefox und Opera.

Besser verwalten lassen sich RSS-Feeds mit RSS-Readern bzw. Mail-Programmen, mit ihnen können z.B Artikel gespeichert und durchsucht werden. Nutzbare Mail-Programme sind z.B. Microsoft Outlook ab Version 2007 und Mozilla Thunderbird. In Windows 7 ist als eine Applikation ein RSS-Reader integriert.

RSS ist nach /6/ die Abkürzung für Really Simple Syndication (Wirklich einfache überregionale Verbreitung), Feed steht für versorgen, einspeisen bzw. zuführen. Bei Wikipedia.de finden sich noch weitere Bedeutungen.

### **3.2 Norm-Entwurfs-Portal**

Damit Unternehmen sich einfacher an der Normungsarbeit beteiligen können wurde beim DIN e.V. das Norm-Entwurfs-Portal geschaffen /7/, **Bild 3**. Hier werden Normenentwürfe veröffentlicht und können während die Einspruchsfrist läuft kostenfrei eingesehen werden, dazu ist eine kostenlose Anmeldung für das Portal nötig. Um Einsprecher zu werden und Kommentare bzw. Änderungsvorschläge zu den Entwürfen machen zu können, ist es zudem notwendig dem DIN einmalig eine Einräumung von Urhebernutzungsrechten zu unterschreiben. Dieses Dokument kann im Norm-Entwurfs-Portal abgerufen werden. Wenn ein Normentwurf vom Nutzer kommentiert wird, erhält er ein Feedback vom zuständigen Normgremium wie mit seiner Eingabe

umgegangen wird und er wird gegebenenfalls zu einer Normensitzung eingeladen.

Im Portal können die Entwürfe nach Normenausschüssen gefiltert werden zudem gibt es eine Suchfunktion mit der nach Normentwürfen und Schlagworten der Entwürfe gesucht werden kann. Im Laufe dieses Jahres wurden hier die Entwürfe fast aller Normenausschüsse eingebunden.

The screenshot shows the DIN Norm-Entwurfs-Portal website. The main heading is "Willkommen auf dem Norm-Entwurfs-Portal!". Below this, there are navigation tabs: "Normen erarbeiten", "Normen kaufen", and "Normen anwenden". A sidebar on the left contains links for "Einführung", "Aktuelle Norm-Entwürfe", "Einsprecher werden", and "Persönliche Daten". The main content area features a search bar and a list of "aktuelle Norm-Entwürfe". One of the entries is "5.2 Bauform", which is a ball bearing. The page includes technical specifications and a cross-sectional diagram of the bearing. The diagram shows a ball bearing with dimensions and labels for "a" and "b".

**Bild 3:** Norm-Entwurfs-Portal mit Ausschnitt eines kommentierbaren Normentwurfs

#### 4 Ausbildung im Bereich Normung

Obwohl Normen heute in vielen Bereichen in der beruflichen Ausbildung verwendet werden, gibt es nur wenige Lehrangebote, die sich mit dem Thema Normen und Normenerstellung eingehender beschäftigen. Ebenso werden Ergebnisse aus der Forschung nur selten in konkreten Normungsvorhaben weitergeführt. Um diese Situation zu ändern, fand nach 2009 an der TU Clausthal in diesem Jahr an der TU Berlin eine Tagung zum Thema „Lehre über Normung“ statt.

Ebenso wurde das Informationsangebot für Betriebe des Handwerks verbessert. Eine wichtige Schlüsselposition besitzen hierbei die Betriebsberaterinnen und Berater der Handwerksorganisation, die in einem engen Kontakt zu den Unternehmen stehen. Durch die Einbindung der Beraterinnen und Berater kann das Informations- und Bera-

tungsangebot im Bereich der Normung deutlich vergrößert werden. Durch die Nutzung dieser vorhandenen und bewährten Beratungsstrukturen kann ein Großteil der über 800.000 Handwerksunternehmen in Deutschland erreicht werden.

Für die Beraterinnen und Berater wurden deshalb im Jahr 2009 die Schulungsmaßnahmen „Normenexperte im Handwerk“ und „Basiswissen Normung“ durchgeführt. Hierdurch konnte ein großer Teil der Beraterinnen und Berater erreicht werden, so dass diese Schulungen in 2010 fortgesetzt wurden und auch in den kommenden Jahren geplant sind.

Auf den Seiten des DIN e.V. wurde der DIN-Medienraum /8/ eingeführt. Hier finden sich Foliensammlungen, Vorlesungen, Videos sowie anderes Informationsmaterial, das von Hochschullehrern und anderen Ausbildern für den Einbau in Ihre Vorlesungen genutzt werden kann. Zudem hat der DIN e.V. eine Zusammenstellung möglicher Dozenten erstellt, die Schulungen oder Vorlesungen an verschiedenen Bildungsstätten durchführen können. Ferner ist unter Mitwirkung von Prof. Müller ein neues Lehrbuch über die Grundlagen von Normen und Normungsprozessen erschienen /9/. Ein weiteres Lehrbuch, das besonders auf das Handwerk abzielt ist in der Entstehung.

Vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie wurde die Fördermaßnahme "Transfer von Forschungs- und Entwicklungsergebnissen (FuE) durch Normung und Standardisierung" gestartet, diese Maßnahme dient mit dazu die Normung in den Hochschulen zu verankern, wie auch die INS Projekte, die an Hochschulen durchgeführt werden.

## **5 Zusammenfassung**

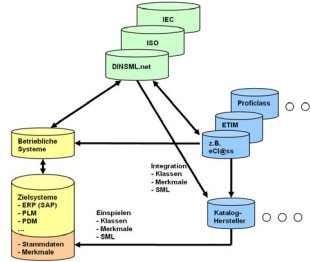
Im gesamten Ablauf einer Normentstehung und bei der Recherche zu Normen sind Funktionen geschaffen worden, die es Unternehmen ermöglichen, sich besser über Normen und Normungsaktivitäten zu informieren und sich einfach an der Normentstehung zu beteiligen, ohne dass eine direkte Beteiligung in Normgremien erforderlich ist.

Um diese neuen Normungsinformationstechnologien bekannter zu machen und die Einführungsphase zu begleiten führt das IMW, in Zusammenarbeit mit dem HPI, dieses INS Projekt durch. In diesem Rahmen hatte das IMW auch einen Stand auf der diesjährigen Hannovermesse Industrie vom 19.-23. April, auf dem die neuen Möglichkeiten den interessierten Unternehmen vorgestellt wurden.

## **6        Literatur**

- /1/ Müller, N.; Bormann, E.; Kramer, W.: Marktzugang und Marktzulassung mittels Normen und Standards, Innovation mit Normen und Standards; DIN-Mitteilungen 03-2007, S. 11-17
- /2/ Müller, N.; Bormann, E.; Kramer, W.: Marktzugang und Marktzulassung mittels Normen und Standards, Ergebnisse der Industriebefragung; DIN-Mitteilungen 03-2008, S. 15-22
- /3/ Müller, N.; Bessling, S.; Bormann, E.: Einbindung von kleinen und mittleren Unternehmen in Normungsprozesse; DIN-Mitteilungen 04-2009, S. 15-20
- /4/ Broschüre erhältlich unter <http://www.zdh.de/gewerbefoerderung/technik-und-innovation/normen-und-normung-im-handwerk.html>
- /5/ Webseite des Normenportals für das Handwerk <http://www.handwerk.din.de>
- /6/ <http://cyber.law.harvard.edu/rss/rss.html>
- /7/ Webseite des Norm-Entwurfs-Portals <http://www.entwuerfe.din.de>
- /8/ Webseite des Din-Medienraums unter <http://www.ebn.din.de>
- /9/ Hartlieb, B.; Kiehl, P.; Müller, N.: Normung und Standardisierung – Grundlagen; 1. Auflage; Beuth Verlag 2009

# Das DIN-Merkmallexikon – Genormte Merkmale für eine eindeutige Produktbeschreibung



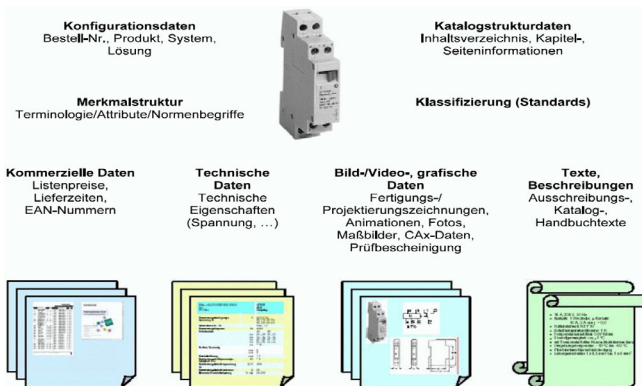
Miehe, A.; Müller, N.

Das DIN-Merkmallexikon ist eine branchenübergreifende Online Produktmerkmal-Datenbank. Die Verwendung genormter Produktmerkmale reduziert die Komplexität von Geschäftsprozessen und erschließt der Wirtschaft neue Rationalisierungspotentiale.

The DIN Property Dictionary is an online database containing product property descriptions standardised by the DIN. The use of standardised product properties reduces the complexity of business processes and bears potential for significant cost savings.

## 1 Grundlagen der Kommunikation

Im Lauf eines Produktlebenszyklus wird ein Produkt formal wie inhaltlich durch eine Vielzahl von Eigenschaften beschrieben. Einen Eindruck vermittelt Bild 1 anhand der Produktdaten eines Sicherheitsautomaten.



**Bild 1:** Struktureller Überblick über Produktdaten eines Sicherheitsautomaten /1/

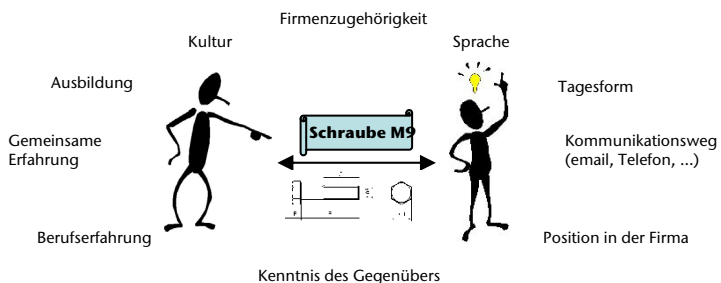
Diese Daten werden von den unterschiedlichsten Personen erstellt bzw. gelesen. Für eine reibungslose Kommunikation braucht alle Beteiligten formal wie inhaltlich das gleiche Verständnis über die ausgetauschten Begriffe bzw. Daten.

## 2 Eindeutig kommunizieren – Aber wie?

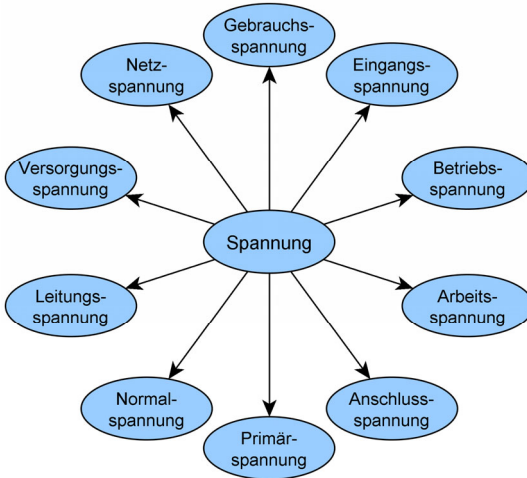
Entwicklung, Produktion und Vermarktung von Produkten sind einigem ständigem Wandel unterworfen. Aktuelle Trends sind z.B. Globalisierung, Konzentration auf das Kerngeschäft oder die Verkürzung von Entwicklungs- und Produktlebenszyklen. Dies bedeutet, dass immer mehr Informationen in immer kürzerer Zeit ausgetauscht werden müssen, bei steigender Anzahl an Kommunikationspartnern bzw. Schnittstellen. Damit wird schnelle und eindeutige Kommunikation zu einem immer wichtiger werdenden Wettbewerbsfaktor.

In den letzten Jahren sind unter Schlagworten wie EDM, ERP, PDM, PLM oder PLC eine Vielzahl von Systemen auf den Markt gekommen, welche Kommunikation vereinfachen sollen. Diese Systeme bilden eine technische Plattform, mit deren Hilfe ein Sender Daten strukturiert ablegen kann. Wie ein Empfänger die Daten inhaltlich interpretiert hängt von einer Reihe von Faktoren ab, die in **Bild 2** beispielhaft dargestellt sind.

Die Erfahrung zeigt, dass Kommunikation umso effizienter ist, je mehr Gemeinsamkeiten zwei Gesprächspartner haben. Trotzdem kann es z.B. aufgrund der schieren Vielfalt an Begriffen zu Missverständnissen kommen. **Bild 3** zeigt dies anhand gebräuchlicher Begriffe für das Merkmal elektrische Spannung.



**Bild 2:** Einflüsse auf das Verständnis von Begriffen /4/



**Bild 3:** Mögliche Synonyme für den Begriff Spannung /4/

## 2.1 Dasselbe oder nur das Gleiche?

Ob diese Begriffe alle denselben oder nur einen ähnlichen Sachverhalt beschreiben ist z.B. für einen Einkäufer, der Anhand eines Datenblattes über die Erfüllung einer Spezifikation entscheiden muss, von essentieller Bedeutung. Er benötigt eine verbindliche Quelle für die Definition des Merkmals Spannung.

In Normschriften werden z.B. geometrische Eigenschaften einer Schraube als Merkmal beschrieben. Sind Merkmale selbst damit ebenfalls genormt? Die klare Antwort ist nein, da die Definition von Merkmalen bisher im Kontext von Produktnormen oder Klassifizierungen geschieht und nicht über dessen Grenzen hinaus Gültigkeit besitzt. Ein Beispiel dafür ist DIN-TERM.

Mit DIN-TERM stellt das DIN eine Terminologiedatenbank zur Verfügung, dessen Inhalt u.a. die Begriffsfestlegungen des gesamten Deutschen Normwerkes sind. Damit ist eine Recherche von Begriffsdefinitionen im gesamten deutschen Normenwerk ermöglicht. Für den Begriff Spannung listet DIN-TERM über 300 Einträge – keine wirkliche Hilfe bei der Recherche nach einer verbindlichen Definition eines Merkmals.

## 2.2 DIN-Merkmallexikon – Was ist das?

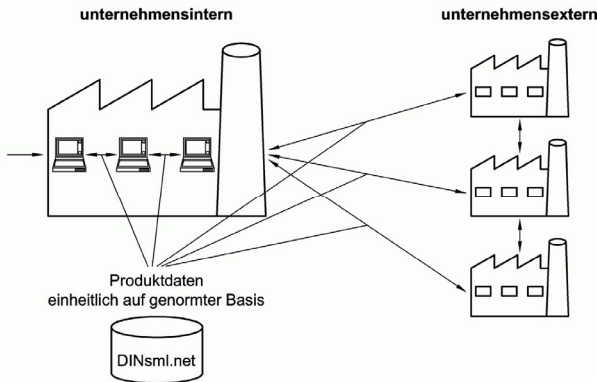
Die Lösung stellt das DIN-Merkmallexikon dar. Seine Inhalte sind online unter [www.dinsml.net](http://www.dinsml.net) zu finden. Nach Beantragung einer für den reinen Lesezugriff kostenlosen Benutzererkennung kann auf die Inhalte des DIN-Merkmallexikons zugegriffen werden. **Bild 4** zeigt die Startseite des DIN-Merkmallexikons.

The screenshot shows the homepage of the DIN-Merkmallexikon. At the top, there is a navigation bar with links for Home, Dienstleistungen, Publikationen, Unternehmen, News/Events, FAQ, Kontakt, Links, and Login. Below this, there is a table with two columns: 'News' and 'Events'. The 'News' column contains entries such as '31. Januar 2010 China Standardisierung - Managing product data globally - Beijing' and '27. Oktober 2009 ISO Concept Database (ISOCD) online - Genf'. The 'Events' column contains entries such as '23. Juni 2010 Fachseminar DIN-Merkmallexikon/CIBUS-PROLIST - Stuttgart' and '26. April 2010 VDMA Seminar - Frankfurt am Main'. Below the table, there is a section titled 'Was ist das DIN-Merkmallexikon?' which describes the database as a branch-spanning product feature database. It lists benefits such as being a comprehensive database for the entire product lifecycle, based on the DIN 4002 standard, and providing a structured overview of product features. The text also mentions that the database is available in German and English and is used by various companies and organizations.

**Bild 4:** Startseite des DIN-Merkmallexikons /3/

Das DIN-Merkmallexikon ist eine branchenübergreifende Produktmerkmal-Datenbank mit dem Ziel genormter Merkmale zur Verfügung zu stellen. **Bild 5** zeigt die Nutzung genormter Merkmale für den Produktdatenaustausch.





**Bild 5:** Produktdatenaustausch mit dem DIN-Merkmallexikon /1/

Das DIN-Merkmallexikon:

- Stellt genormte Merkmale für den Einsatz während des gesamten Produktlebenszyklus zur Verfügung
- Basiert auf dem Datenmodell der ISO 13584 und IEC 61360 und ist konform zur Normenreihe DIN 4002
- Wurde entwickelt und wird betrieben durch die Paradine GmbH, Wien im Auftrag des Deutschen Instituts für Normung e.V. (DIN)

Handel, Industrie und Verbände erarbeiten in einer online-Datenbank gemeinsam im Normenausschuss Sacherkmale (NSM) genormte Merkmale nach DIN 4002-100 sowie Anwendungsklassen nach DIN 4002-101 und stellen diese in einer Online-Datenbank zur Verfügung. Diese Merkmale und Anwendungsklassen können im gesamten Produktlebenszyklus durchgängig verwendet werden.

Online verfügbare, genormte Merkmale und Anwendungsklassen zeichnen sich durch hohe Aktualität und Verbindlichkeit aus. Sie steigern die Prozessdurchgängigkeit bei den anwendenden Unternehmen und erlauben einen informationstechnischen Entwicklungs- und Lieferverbund zwischen Kunden und Lieferanten. Dies führt zu Kosteneinsparung durch Teilerreduktion und verkürzten Produktentwicklungszeiten.

### **2.3 DIN-Merkmallexikon – Aktueller Stand**

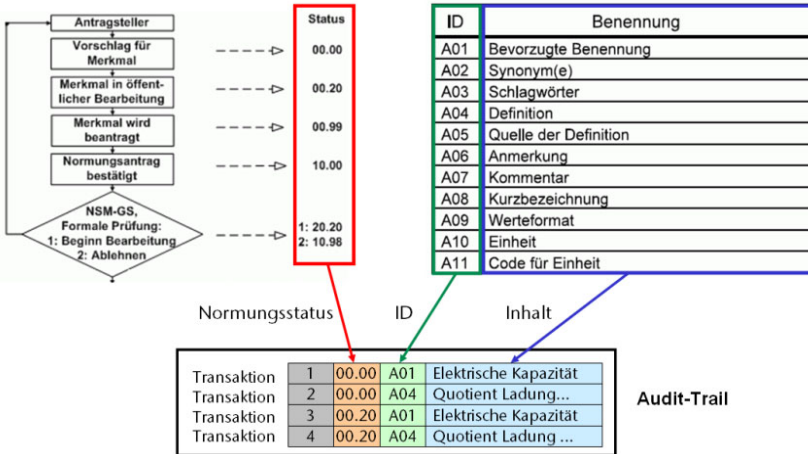
Mit Stand 01.10.2010 hat das DIN-Merkmallexikon den folgenden Status: 5225 Merkmale, davon 21 im Entwurf und 544 genormt. 988 Klassen, davon 4 im Entwurf und 115 genormt /1/.

Eine Umstellung auf genormte Merkmale des DIN-Merkmallexikons erfordert hohe Investitionen – eine Entscheidung die Unternehmen sicher nur dann fällen würden, wenn sie sich des Erfolges gewiss wären.

Zur industriellen Anwendung von genormten Merkmalen ist aber eine wesentlich höhere Zahl an Merkmalen erforderlich. Die Hoffnung für die Lösung dieser Herausforderung liegt in einem Antrag beim Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi), im Zuge dessen in den nächsten drei Jahren das DIN-Merkmallexikon weiter stark ausgebaut werden soll. Für diesen Antrag werden weiterhin industrielle Partner gesucht.

### **3 Forschungsaktivitäten**

Jüngstes Ergebnis der Forschungstätigkeiten am IMW ist die Entwicklung eines Audit-Trail genannten Konzeptes, mit dem alle Änderungen an ein Online-Merkmallexikon einfach dokumentiert werden können. Grundgedanke des in **Bild 6** dargestellten Konzeptes des Audit-Trail ist, ein Normungsvorhaben in einem Merkmallexikon als eine Folge von Schreiboperation (= Transaktionen) auf eine Datenbank zu formulieren und durch die Erstellung weiterer Transaktionen die Prüfung und Freigabe von Merkmalen lückenlos zu dokumentieren. Dies ermöglicht es, die Inhalte des Merkmallexikons und den Stand der Normungsprozesse für jeden beliebigen Zeitpunkt recherchieren zu können.



**Bild 6:** Konzept des Audit-Trail /4

/

Der Audit-Trail ermöglicht die folgenden Funktionen:

Online

- Speicherung der Inhalte eines Merkmallexikons
- Abbildung von Änderungsanträgen
- Einfache Darstellung von Merkmalinformationen für Endanwender
- Suche nach Elementen mit beliebigen Suchkriterien
- Austausch/Integration von Merkmalen anderer Organisationen oder Firmen
- Basis für Erstellung grafischer Darstellungen, z.B. Web-Präsenz

Offline

- Rechtssichere Dokumentation aller Änderungen
- Darstellung der Online-Funktionalitäten über Dateischnittstellen

#### 4 Zusammenfassung

Das DIN-Merkmallexikon ist eine branchenübergreifende Produktmerkmal-Datenbank. Die Verwendung genormter Merkmale stellt eine eindeutige und unmissverständliche Kommunikation sicher und

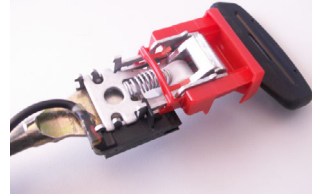
reduziert auf diese Weise die Komplexität vieler Geschäftsprozesse. Den Durchbruch am Markt hat das DIN-Merkmallexikon jedoch noch nicht geschafft, da die Datenbank zu wenige Merkmale aufweist. Das Konzept des Audit-Trail ermöglicht es, die Inhalte des Merkmallexikons und den Stand der Normungsprozesse für jeden beliebigen Zeitpunkt recherchieren zu können.

## 5 Literatur

- /1/ Norm DIN 4002-1: Merkmale und Geltungsbereiche zum Produktdatenaustausch Teil 1 Grundlagen 2007-07-00;Beuth-Verlag
- /2/ DIN Merkmallexikon: Statistik DIN NSM.  
[http://www.dinsml.net/opencms/opencms/eptos/statistics.jsp?\\_\\_locale=de](http://www.dinsml.net/opencms/opencms/eptos/statistics.jsp?__locale=de). Abruf 1.10.2010
- /3/ Was ist das DIN Merkmallexikon?  
[http://www.dinsml.net/opencms/opencms/index\\_de.html](http://www.dinsml.net/opencms/opencms/index_de.html).  
Abruf 23.11.2010
- /4/ Mieke, Andreas: Entwicklung einer Transaktionshistorie für Online-Merkmallexika; Diss. TU Clausthal 2009; ISBN 978-3-86948-054-1 (1/2010)

# **Mechatronische Systemintegration in der Fahrzeugsicherheit zur Optimierung bestehender Rückhaltesysteme am Beispiel von Sicherheitsgurtschlössern**

Müller, N.; Schulze, H.



*Fahrzeuginsassen glauben sich nach Anlegen des Sicherheitsgurtes mit Einführen der Steckzunge in das Gurtschloss sicher verriegelt. Doch weit gefehlt: der heutige Verschluss birgt aufgrund seines entwicklungshistorisch begründeten Aufbaus für Fahrzeuginsassen sicherheitskritische Gefahrenquellen wie bspw. nicht erkannte Scheinverriegelungen oder Bauteilverschleiß, der dazu führt, dass Gurtschlossschalter (GSS) ausfallen. Hier kann die Integration der Mechatronik Abhilfe schaffen. Vor allem unter dem vorherrschenden hohen Kostendruck in der Automobilindustrie und den stetig steigenden Anforderungen an die Fahrzeugentwickler wäre das „mechatronische Verschlussystem“ ein Argument um derzeit unumgänglichen Problemen Herr zu werden.*

*Occupants feel safe while buckling up. Inserting the buckle tongue into the buckle body doesn't mean that the occupant is confidently secured: because of the historic buckle development nowadays safety belt buckles have a lot of disadvantages in safety like partial engagement or component abrasion which can lead to defective switching behaviour of seat-belt buckle switches. Integration of mechatronics is a possibility to avoid these kind of inevitable problems under the scope of typical predominating cost pressure in the automotive industry as well as concurrently growing requirements.*

## **1 Einleitung und Problemstellung**

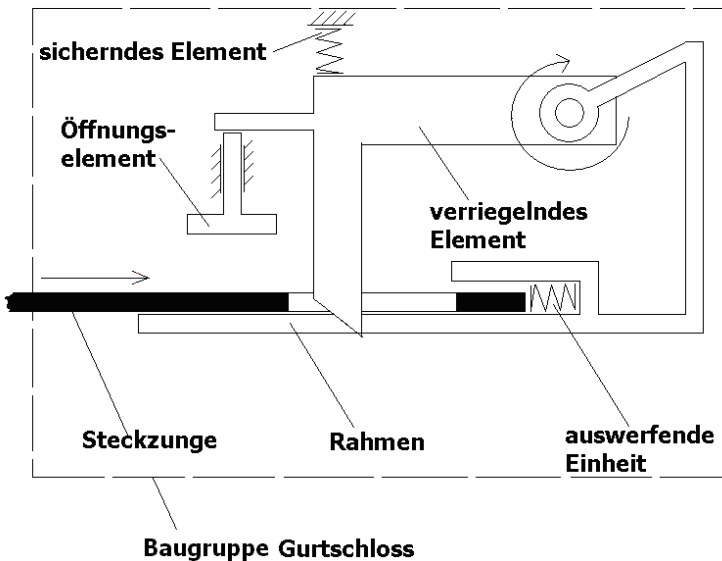
Gurtschlösser oder auch Verschlüsse zählen zu Komponenten der Passiven Sicherheit. Diese Komponenten der Sicherheitsgurte haben die Aufgabe zwei Verschlusssteile sicher miteinander zu verschließen, wobei i.d.R. mindestens ein Verschlusssteil das Gurtband eines Sicherheits-Gurtzusammenbaus darstellt. Das Wort „sicher“ stellt in diesem Zusammenhang einen mehrdeutigen Begriff dar, denn der Verschluss

muss nicht nur *sicher* verschließen bzw. verriegeln können, sondern auch *sicher* entriegeln, *sicher* Belastungen standhalten, *sicher* aufgebaut und *sicher* interagierend mit anderen Systemen wie Gurtragerkennungssapplikationen zusammenarbeiten können.

Neben solchen sicherheitskritischen Funktionen treten künftig auch die Komfortfunktionen immer mehr in den Vordergrund, d.h. die Einbindung von Zugkraft- /2/ oder Feuchtesensoren könnte ebenso gefragt sein wie eine MP3-Player Anwendung oder das beleuchtete Gurtschloss /3/.

Verschlüsse bestehen im Wesentlichen aus folgenden Komponenten (vgl. **Bild 1**):

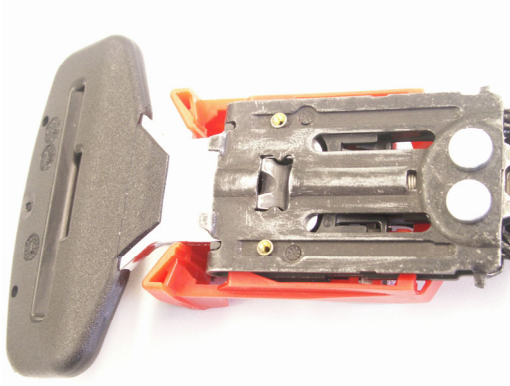
- Steckzunge (ist zugleich Schnittstelle zum Gurtband)
- Anbindung (als Stahlseil, Beschlag oder Gurtband stellen sie die Schnittstelle zur Karosserie oder dem Fahrzeugsitz dar)
- verriegelndes Element
- sicherndes Element
- Öffnungselement (auch als Drucktaste bezeichnet)
- auswerfende Einheit



**Bild 1:** Gurtschloss mit funktionalen Einheiten

Die Steckzunge als genormter Metallbeschlag /4/ leitet die Riegelvorgänge ein. Der Rahmen nimmt nicht nur hohe Kräfte auf sondern auch Komponenten wie das Öffnungselement (Drucktaste zum Entriegeln des Schlosses), das verriegelnde und sichernde Element oder Sensoren und Schalter. Während das verriegelnde Element in verriegelter Stellung die Steckzunge am Herausziehen hindert, hält das sichernde Element das verriegelnde Element in seiner Verriegelungsstellung. Beim Entriegeln, d.h. dem Einleiten der Öffnungsbewegung über die Drucktaste, wird die Steckzunge nach unmittelbarer Freigabe durch die auswerfende Einheit aus dem Schlosskörper gestoßen.

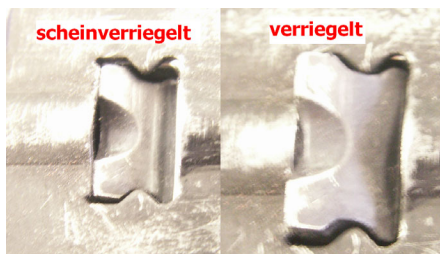
In Zusammenarbeit mit der Takata-Petri AG durchgeführte Untersuchungen an Konkurrenz-Schlössern brachten systemimmanente Fehler zutage, die auf deren Entwicklungshistorie sowie mechanischen Aufbauten gründen: Schlosslieferanten beauftragen nach der Entwicklung ihrer Sicherheitsgurt-Verschlüsse, je nach Anfrage der Automobilhersteller, die Hersteller der GSS mit der Entwicklung geeigneter Produkte. Diese beginnen sodann mit der Entwicklung der Schalter bzw. Sensoren. Dabei haben sie mit erheblichen Schwierigkeiten bei der Produktentwicklung zu kämpfen, da sie nicht seit Anbeginn der Verschlussentwicklung von ihrem Kunden „mit ins Boot“ genommen wurden. Eine ausgereifte Schalterentwicklung wird dadurch nicht nur erschwert und verteuert, sondern oft auch unmöglich gemacht: Die bestehenden Schlösser lassen es oft nicht zu GSS richtig zu adaptieren, sicherheitsrelevante Bauelemente können nicht abgefragt werden. Bauteil bedingte Toleranzen reduzieren die meist gerade noch abfragbaren Nominalmaß-Schaltfenster der Schlösser zu einem nicht abfragbaren System. Der Verschleiß mechanischer Bauteile an der Ansteuer-Schnittstelle des Verschlusses zum Schalter verfälscht mit der Zeit den Schaltpunkt des GSS bzw. bringt diesen zum Ausfall.



**Bild 2:** Gurtschloss (TRW) in scheinverriegeltem Zustand

Ein weiterer Nachteil ist der mechanische Aufbau der Schlösser: Infolge Verschmutzung, Nachlassen der Federrückstellkräfte und Bauteilverschleiß, auch Abrieb der Beschichtung, tritt sog. Scheinverriegelung auf (**Bild 2**).

Das verriegelnde Element verriegelt nicht richtig, hält aber trotzdem die Steckzunge kraftschlüssig in sich. Bei einem Crash ist es so, als sei der Insasse nie angegurtet gewesen: das Schloss öffnet bei stärker werdendem Gurtbandzug und überlässt den Insassen seinem Schicksal. Es gibt vereinzelt Aufrufe, die fordern, dass scheinverriegelte Schlösser unter einem Gurtbandzug von weniger als 5 Pfund die Steckzunge freigeben müssen /5/.



**Bild 3:** Vergleich der unterschiedlichen Positionen des verriegelnden Elements beim RNS Schloss von TRW.



Zum Nachteil der Sicherheitsschlösser ist auch, dass sie versehentlich entriegelt werden können /6/. Besonders kritisch ist dies in Unfallgeschehen wie bspw. Fahrzeug-Überschlägen, wenn Gliedmassen auf das Öffnungselement eindreschen oder in der Fahrgastzelle ungesicherte Ladung das Öffnungselement auslösen. Bremsmanöver können dazu führen, dass ungesicherte Ladung auf die Schlösser aufrutscht und so ungewollte Entriegelungen herbeiführt.

Die Anschnallpflicht wird heute noch von Fahrzeuginsassen als lästig empfunden und dadurch umgangen, dass Verschlussysteme manipuliert werden. Manipulationen werden in drei Klassen eingeteilt /7/, und zwar ist dies zum einen das Verriegeln des betroffenen Schlosses mittels der Steckzunge des benachbarten Sicherheitsgurtes. Als zweites das Verriegeln mittels vereinzelter Steckzungen, die allzu oft von schrottreifen Fahrzeugen stammen. Als letztes sind noch spitze Gegenstände zu nennen, wobei hier ein handelsüblicher Stielkamm als Maßstab herangezogen wird.



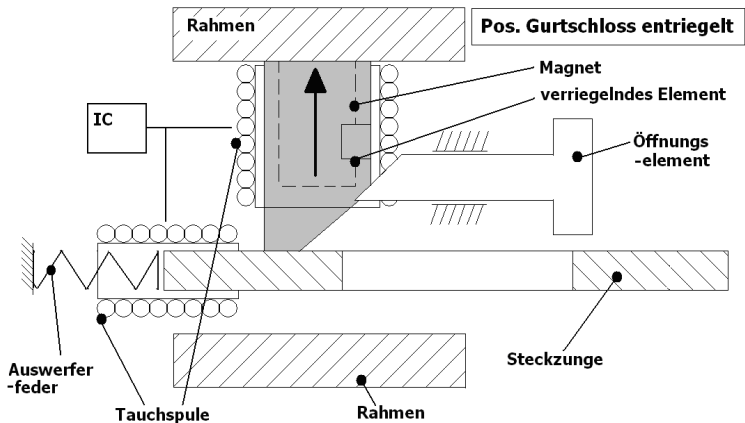
**Bild 4:** AB-Schloss (Takata) verriegelt mithilfe Stielkamm

## 2 Mechatronische Integration als Lösungsansatz

Die im Folgenden vorgestellte mechatronische Systemintegration bietet gegenüber den heutigen Lösungen den Vorteil, dass zum einen die Einbindung der Detektierung des Gurtschloss-Riegelzustands, also die Schaltkomponente, von Anbeginn der Entwicklung des Gurtschlosses mit eingebunden wird und nicht erst nach dessen Vervollendung. Die Randbedingungen in einem solchen Entwicklungsprozess gestalten sich freier und können sowohl im Interesse der Schalter- als auch der Schlossentwicklung optimal berücksichtigt werden.

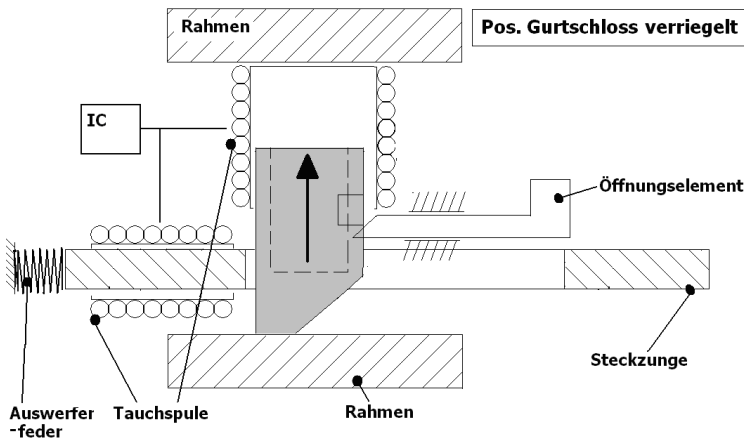
Das in den folgenden Bildern dargestellte Prinzip verdeutlicht den Verriegelungsvorgang mittels Steckzunge (**Bild 5**) und den Entriegelungsvorgang (**Bild 6**): die Steckzunge wird beim Verriegeln in den

Schlosskörper eingeschoben. Hierbei komprimiert sie die auswerfende Einheit und verändert die Induktivität der Spule. Bei Erreichen der vorgesehenen Verriegelungsposition wird über einen IC das verriegelnde Element durch eine Spule angesteuert. Das verriegelnde Element, das einen Magneten in sich hält und dadurch an einem ferromagnetischen Rahmensegment in Stellung verweilt, wird bei Aktivierung der elektromagnetischen Spulenkraft, die größer als die magnetische Haftkraft sein muss und dieser entgegengerichtet ist, von dem Rahmensegment wegbewegt. Das Element fällt in die Verriegelungsposition gem. **Bild 5**. Hier verweilt das verriegelnde Element wieder durch magnetische Haftkraft an einem ferromagnetischen Rahmensegment. Entriegelt wird das verriegelnde Element durch Betätigen des Öffnungselements.



**Bild 5:** Verriegelungsvorgang am Mechatronikschloss

Das Mechatronischschloss benötigt keinen Schalter mehr, es ist selbst Schalter, indem der Verriegelungsvorgang elektromagnetisch über eine Strom durchflossene Spule angesteuert wird. Das verriegelnde Element, welches ferromagnetischer Natur ist und elektromagnetisch angetrieben bzw. bewegt wird, gibt zugleich über die Änderung der Induktivität der Spule Auskunft darüber, wo es sich zum Zeitpunkt der Abfrage befindet. Scheinverriegelung kann dadurch ebenfalls detektiert werden bzw. die über den Elektromagneten gesteuerten Elemente derart bewegt werden, dass erst keine Scheinverriegelung auftritt (vgl. **Bild 5** und **Bild 6**).

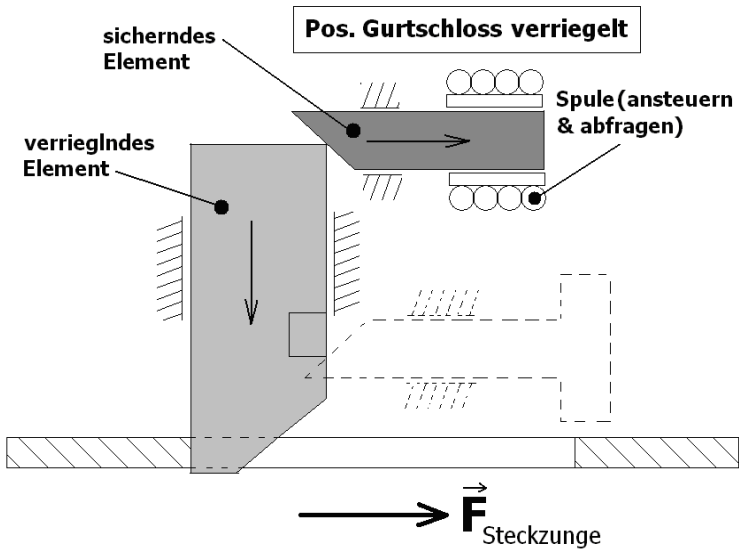


**Bild 6:** Entriegelungsvorgang am Mechatronischschloss

Weiterhin kann zusätzlich über das elektromagnetische Prinzip Auskunft über das Vorhandensein der Steckzunge gegeben werden: Wird die Steckzunge in den Schlosskörper oder Luftspule eingeschoben, ändert sich deren Induktivität oder ein Schwingkreis wird verstimmt. Darüber hinaus gibt der Zustand „Steckzunge detektiert“ und „verriegelndes/ sicherndes Element detektiert“ genauer Auskunft über den Riegelzustand des Schlosses als die Detektierung nur einer Zustandsvariante. Diese Art der berührungslosen Abfrage vermeidet zudem jeglichen Verschleiß an der Schalter-Schloss-Schnittstelle.

## 2.1 Ansteuerung des sichernden Elements

Das Riegelprinzip in den oben gezeigten Bildern geht davon aus, dass das verriegelnde Element elektromotorisch die Freigabe der Steckzunge bewirkt. Da es nun sein kann, dass das verriegelnde Element mit großem Gurtband-Zug an der Steckzunge im verriegelten Zustand beaufschlagt wird<sup>1</sup>, ist der Elektromagnet, der das verriegelnde Element steuert, möglicherweise nicht in der Lage genügend Kraft aufbringen um bei beaufschlagter Steckzungenkraft zu entriegeln. In diesem Fall wird beansprucht, dass das sichernde Element (Stift, o.ä.) das verriegelnde Element sichert. Das sichernde Element wird über einen Elektromagneten bewegt. Die Bereitstellung elektrischer Energie und damit die baulichen Abmaße elektronischer Bauteile wie z.B. Kondensatoren fallen dadurch deutlich geringer aus als im Falle des verriegelnden Elements (vgl. **Bild 7**).

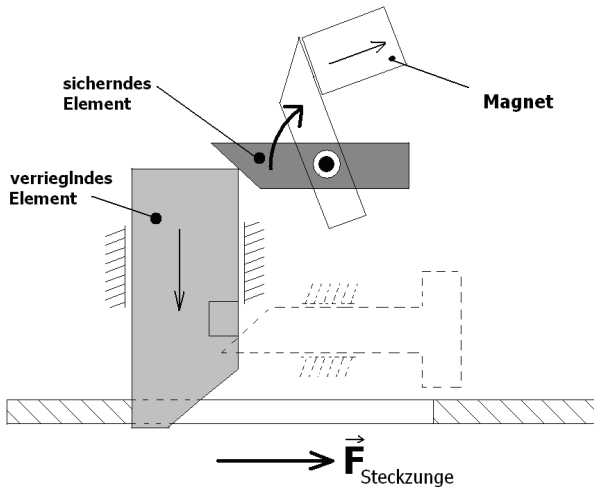


**Bild 7:** Ansteuerung und Abfrage des sichernden Elements

<sup>1</sup> Dies kann auftreten, wenn bspw. eine schwere Person nach einem Fahrzeugüberschlag (Rollover) in Überkopffosition in Ihrem Gurtgeschirr hängt.

## 2.2 Not-Entriegelung

Die Realisierung der NOT-Entriegelung kann durch das Prinzip Selbsthaltung erfüllt werden. Bei Abschaltung der Energieversorgung des Gurtschlosses wird das sichernde Element durch einen Magneten in eine Entsicherungs-Position gezogen, sodass sich der Insasse noch abgurten kann (Prinzipdarstellung in **Bild 8**). Eine weitere Möglichkeit die NOT-Entriegelung zu gewährleisten ist die im nächsten Abschnitt beschriebene zweiteilige Drucktaste.

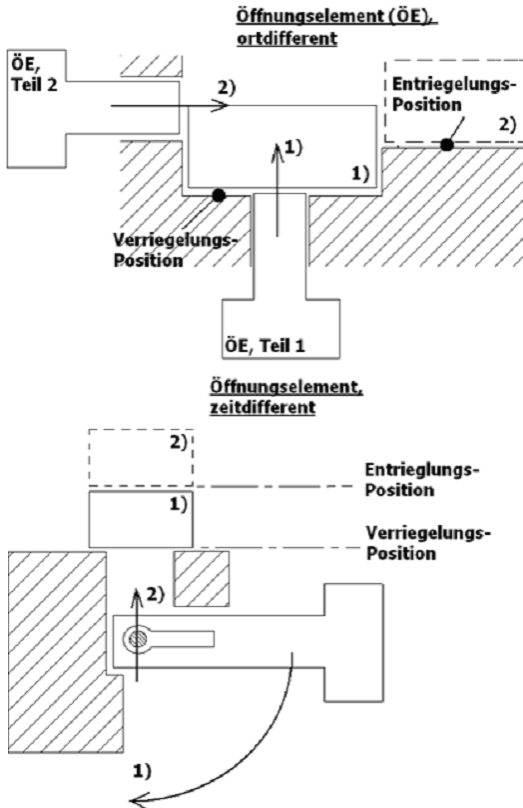


**Bild 8:** Prinzip „Selbsthaltung“ im NOT-Betrieb

## 2.3 Unangemessene Betätigung des Öffnungselements

Damit die Drucktaste nicht unangemessen geöffnet werden kann, wird die Anwendung eines zweiteiligen Öffnungselements (ortdifferent arbeitende Drucktaste) vorgeschlagen (**Bild 9**). Die Anwendung kann auch einteilig aussehen, nur wird die Drucktaste dann zeitdifferent betätigt. Während bei zweiteiligen Tasten zum Entriegeln zuerst die eine Taste betätigt wird und danach die andere, muss bei der einteiligen Lösung die Drucktaste mehrstufig betätigt werden. Versehentliches Entriegeln wird hierdurch vermieden und zudem kann dadurch das Ausgleichsgewicht entfallen (Ausgleichsgewichte werden in die Schlösser integriert, um im Straffungsfall der durch die Massenträgheit der Drucktaste erzwungenen Öffnungsbewegung

entgegenzuwirken: die Schlösser öffnen dadurch nicht im Aufschlagpunkt der Straffung).



**Bild 9:** Öffnungselement, zeit- und ortdifferenz arbeitend

Mithilfe dieses Konstruktionsansatzes kann auch die NOT-Entriegelung mechatronischer Gurtschlösser verwirklicht werden. Mit dem 2. Teil, der ortdifferenz arbeitenden Drucktaste könnte das sichernde Element (Stahlstift in **Bild 8**) aus der Sicherungsposition geschoben werden.

### **3 Zusammenfassung**

Gurtschlosshersteller, i.d.R. sind dies die Systemlieferanten für Rückhaltesysteme der Automobilhersteller, müssen infolge ungleicher Startzeitpunkte der Entwicklungen ihrer Systemkomponenten immanente Nachteile in der Produktqualität in Kauf nehmen: nachträglich zur Montage der Schlösser werden diese mit Sensoren bzw. Gurtschlossschaltern bestückt („Add-Ons“), was sich im Hinblick auf die Qualität oft in unausgereiften Produkten der Zulieferer niederschlägt. Der heute rein mechanische Aufbau der Systeme (Schloss und Schalter) birgt zudem Defizite in sich wie Bauteilverschleiß an der Abfragschnittstelle zum Schalter.

Schein-Verriegelungen oder Trägheitsentriegelungen, um nur einige weitere Details zu nennen, sind Folgen eines defizitären Anforderungsmanagements dieser Sicherheitsgurtkomponente. Der im Rahmen einer umfassenden Anforderungserhebung /1/ gefundene Ansatz für eine mechatronische Systemintegration trägt dazu bei systemimmanente Mängel auszuklammern. Dieser Lösungsansatz bietet weiterhin die Möglichkeit den derzeit aufkommenden verschärften Anforderungen wie Kapselung der Schalteinheiten bzw. Sensoren gegenüber Eindringen von Staub und Wasser (bspw. Schutzart IP67), dem Induzieren von definiertem Schmutz oder der Resistenz gegenüber externen magnetischer Störfeldern Rechnung zu tragen, da Luftspulen ohne Eisenkern magnetisch nicht störbar sind.

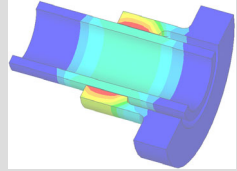
Die Stückkosten der Schlösser, die meist zig-millionenfach gefertigt werden, liegen je nach Bauart im Bereich von 1-2 Euro und erhöhen sich bei der Bestückung mit Schaltern bzw. Sensoren um 0.3-1.5 Euro. Das mechatronische Schloss liegt kalkulatorisch betrachtet ebenfalls in diesem Preisbereich, da die meisten Funktionalitäten nicht mechanisch sondern elektronisch, d.h. über eine Mikrokontroller-Integration stattfindet. Die Materialkosten sind somit deutlich geringer.

## 4      **Literatur**

- /1/ Schulze, H.: Anforderungsmanagement gesteuerte Produkt-Entwicklung am Beispiel eines Sicherheitsgurtschlosses, laufende Dissertation, TU Clausthal
- /2/ Schutzrecht CH 695826 A5 (15.09.06), Polycontact AG. - Gurtschloss mit integrierter Zugkraftmessung
- /3/ o. V.: Beleuchtetes Gurtschloss TRW. Internet, 3.9.2009 ([www.trw.com/sites/default/files/pdfs/techInfo/OSS\\_ISB%20ger09.pdf](http://www.trw.com/sites/default/files/pdfs/techInfo/OSS_ISB%20ger09.pdf))
- /4/ Norm AK-LV 108 März 1996. Rückhaltesystem Gurtschloß und Steckzunge; Anforderungen und Prüfungen
- /5/ Branigan, T. ; Bowman and Brooke LLP: Defending Seat Belt Buckle Inertial Unlatch Claims. Michigan (USA), 1994. - Firmenschrift
- /6/ Davee D., Raasch, C., Moralde M., Van Arsdell, W. W. ; : SAE International Congress and Exhibition: Seat Belt Buckle Release by Inadvertent Contact. Detroit (USA), 2008 (SAE 2008-01-1236) - Fachbeitrag
- /7/ Schulze, H., Betz, H.-P., Haas, P.: Technische Entwicklung, Eigenschaften und Zukunft der Gurtschlösser der Firma TRW: Interview. TRW Automotive GmbH Alfdorf, 11. März 2008



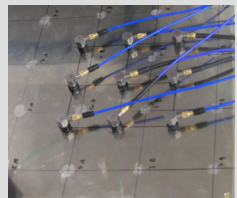
Konstruktion und Berechnung von  
Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und  
rechnerunterstützte Produktentwicklung



Systementwicklung, Versuchstechnik und  
Maschinenakustik



Hochschule und Kontakte

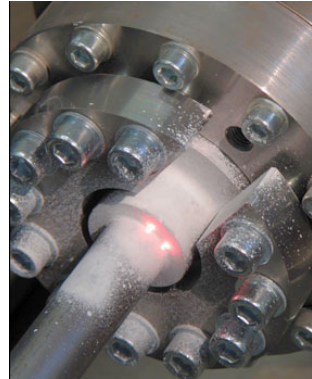




## Schlupfmessung an Pressverbindungen mittels Laserinterferometrie

Hilgermann, J. L.; Thoden, D.

*Im Rahmen eines von der DFG (Deutsche-Forschungs-Gemeinschaft) geförderten Forschungsprojektes zur Dimensionierung innenhochdruckgefügter Pressverbindungen wurden Schlupfmessungen an Bauteilproben mit Hilfe eines Laserinterferometers durchgeführt. Ziel war es den mit Hilfe der Numerik ermittelten Schlupf messtechnisch zu verifizieren. Hierzu wurde am Nabenrand eine Messung durchgeführt und mit den Ergebnissen der Computersimulation verglichen. Der Artikel beschreibt das Messprinzip und stellt erste Messergebnisse vor.*



*Within the context of a research project sponsored by the DFG (Deutsche-Forschungs-Gemeinschaft) for dimensioning internal high-pressure press fit connections slip-measurements were carried out. The goal was to compare the results taken by numerical simulations with measurements on real test-specimen. Measurements at the collar-front were carried out and compared directly with the results of the simulation. The article describes the measuring principle and depicts measurement results.*

### 1 Schlupfmessung mittels eines Laserinterferometers

Der Verdrehwinkel von Welle und Nabe wurde mit einem Rotationslaservibrometer aufgenommen und in die Zielgröße Schlupf umgerechnet. Der Verdrehwinkel wurde am Außenradius der Welle und am Außenradius der Nabe getrennt voneinander und möglichst zeitnah aufgenommen. Die Zeitdifferenz von zwei zusammengehörenden Messungen an Welle und Nabe betragen hierbei jeweils weniger 2 Minuten. Im Anschluss wurde der relative Verdrehwinkel zwischen Welle und Nabe ausgelesen und in die Zielgröße Schlupf umgerechnet.

## 1.1 Das Messverfahren

Für die Schlupfmessung wurde ein Rotationslaservibrometer der Firma Polytec eingesetzt (Controller OFV-4000, Messkopf OFV-400). Das Messverfahren der Laserinterferometrie ermöglicht die berührungslöse Schwingungserfassung. Der am Messobjekt reflektierte Strahl wird mit einem Referenzstrahl interferiert. Die Intensität des Laserstrahls ist Abhängig von seinem Spitzenwert  $I$  und der Phasenverschiebung beider Strahlen zueinander.

$$i(\Delta\Phi) = I \cdot (1 - \cos \Delta\Phi)$$

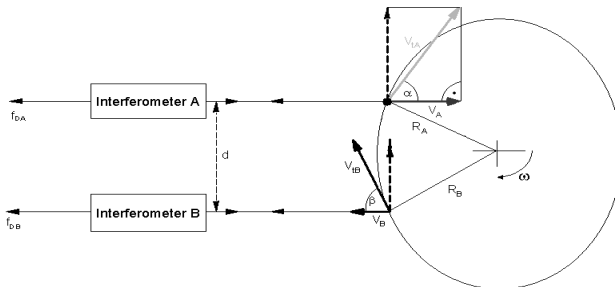
Die durch den Abstand des Messobjektes vom Laservibrometer hervorgerufene Phasendifferenz des Messstrahls in Bezug zum Referenzstrahl ist ausschließlich vom Abstand des Messobjektes und der Wellenlänge des verwendeten Lasers abhängig und konstant.

$$\Delta\Phi = 4\pi \cdot \frac{L}{\lambda}$$

Bewegt sich das Messobjekt mit einer Geschwindigkeit  $v$  entlang des Laserstrahls, so ändert sich der Abstand des Messobjektes in Abhängigkeit der Zeit. Der Messstrahl erfährt eine zusätzliche, zeitabhängige Phasendifferenz

$$\Delta\Phi = 4\pi \cdot v \cdot \frac{t}{\lambda} = 2\pi \cdot f_D \cdot t \rightarrow f_D = \frac{2 \cdot v}{\lambda}$$

worin  $f_D$  die Dopplerfrequenz darstellt. Die Dopplerfrequenz ist die Frequenz, mit der sich die vom Objekt zurückgeworfene Frequenz von der Ausgangsfrequenz unterscheidet. Aus der Gleichung geht hervor, dass sie proportional zur Objektgeschwindigkeit ist. Mit einer Photodiode lässt sich die Dopplerfrequenz im Vergleich zum Referenzstrahl leicht ermitteln und elektronisch auswerten



**Bild 1:** Funktionsweise einer Rotationslaservibrometer-Messung an einem drehenden oder dreherschwingenden Objekt (/1/)

Zur Erfassung von Winkelgeschwindigkeiten werden zwei in einem Gehäuse eingebaute Laservibrometer verwendet. Das Messprinzip ist in **Bild 1** dargestellt. Jedem Punkt am Umfang eines Objektes mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ , kann eine Tangentialgeschwindigkeit  $v_t$  zugeordnet werden. Die Geschwindigkeit kann durch zwei orthogonale Komponenten beschreiben werden. Der Winkel  $\alpha$  und  $\beta$  geben hierbei jeweils die Ebenen an, bei der eine Geschwindigkeitskomponente in Strahlrichtung wirkt:

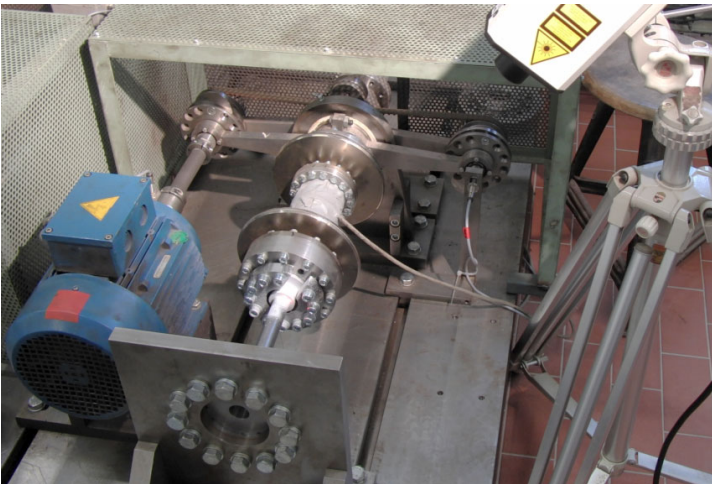
$$f_{DA} = \frac{2 \cdot v_A}{\lambda} \text{ mit } v_A = \omega \cdot R_A \cdot \cos \alpha \quad \text{und} \quad f_{DB} = \frac{2 \cdot v_B}{\lambda} \text{ mit } v_B = \omega \cdot R_B \cdot \cos \beta$$

Mit  $d = R_A \cdot \cos \alpha + R_B \cdot \cos \beta$  für den Laserabstand ergibt sich bei der Addition der Einzel-Dopplerfrequenzen:

$$f_D = f_{DA} + f_{DB} = \frac{2 \cdot d \cdot \omega}{\lambda}$$

Die Winkelgeschwindigkeit ist somit der Dopplerfrequenz proportional. Über die Integration der Winkelgeschwindigkeit erhält man den Verdrehwinkel des Messobjektes. Von außen einwirkende Störungen in Form von translatorischen Schwingungen haben keinen Einfluss auf das Messsignal, wenn diese resultierenden überlagerten Geschwindigkeiten auf  $v_A$  und  $v_B$  gleichförmig sind.

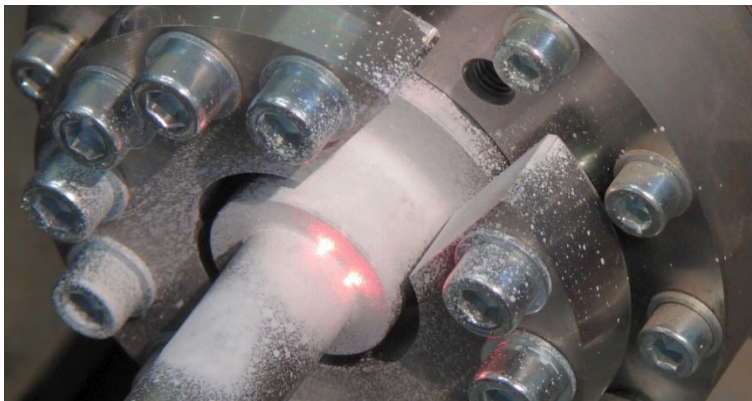
## 1.2 Durchführung der Messung



**Bild 2:** Versuchsaufbau für die Schlupfmessung mittels eines Laservibrometers

**Bild 2** stellt den Messaufbau des Laserkopfes neben dem Prüfstand dar. Der Prüfstand ist auf einem federn gelagertem Maschinenbett montiert und so schwingungstechnisch vom Hallenfundament entkoppelt. Der Laser wurde neben dem Prüfstand aufgestellt und erfährt so keine äußeren Schwingungen des Prüfstandes. Die vom Prüfstand erzeugten Schwingungen wirken translatorisch und gleichförmig auf das Messobjekt. Sie haben damit keinen Einfluss auf das Messsignal.

Zwei zeitnahe, separate Messungen des Verdrehwinkels an Welle und Nabe wurden durchgeführt. Hierzu wurde der Laser auf die Welle direkt neben dem Nabenauslauf fokussiert und das Signal mit 2048Hz abgetastet und aufgenommen. Im Anschluss wurde der Laser auf den Außenradius der Nabe am Nabenauslauf fokussiert und das Signal nochmals aufgenommen. Über ein Makro in Excel wurden die lokalen Maxima und Minima des Verdrehwinkels der Welle und der Nabe gesucht und gemittelt. Die jeweiligen Mittelwerte wurden von einander subtrahiert und in die Zielgröße Schlupf umgerechnet. Der so ermittelte Schlupfwert entspricht damit nicht dem Schlupf am Nabenauslauf in der Verbindungsfuge, sondern entspricht einer Relativverschiebung zwischen Wellen- und Nabenaußendurchmesser am Nabenauslauf. Die zeitgleiche Messung der Verdrillung der Nabe wurde nicht durchgeführt. Die zusätzliche Messung würde zu einem zusätzlichen Messfehler führen. Auf Grund des zu erwartenden kleinen Messsignals hätte sich hierdurch ein zu großer Messfehler ergeben, welcher die präzise und einfache Messung mit dem Rotationslaservibrometer verfälscht hätte. Stattdessen wurden die ermittelten Messergebnisse für den direkten Vergleich mit den FE-Simulationen herangezogen.

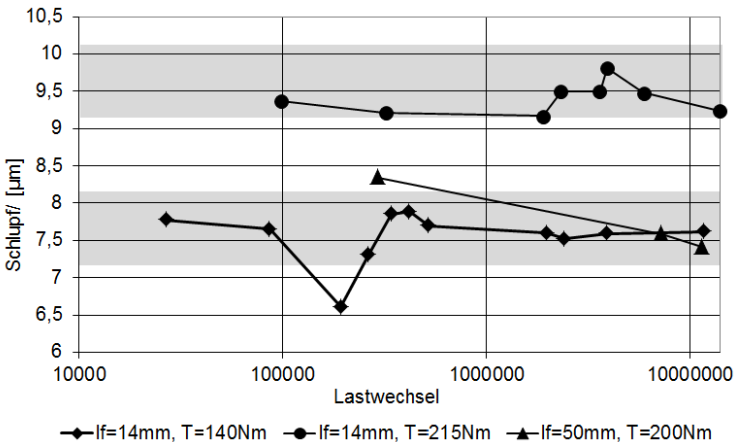


**Bild 3:** Fokussierung des Laserstrahls zur Verdrehwinkelmessung

**Bild 3** stellt die Fokussierung des Messstrahls auf der Welle dar. Zur Verbesserung des Messergebnisses wurde Entwicklerspray auf die Versuchsprobe gesprüht. Erst durch die Zerstreung des Laserlichts wird erreicht, dass genug reflektiertes Licht auf den Sensor im Laser-vibrometer trifft.

## 2 Ergebnisse

**Bild 4** stellt erste Ergebnisse der Schlupfmessung dar. Über die logarithmische Zeitachse sind die Lastwechsel der Probe aufgetragen. Als Linien dargestellt sind die jeweiligen Messergebnisse der Schlupfmessung. Hierbei beträgt der eingetragene Schlupfwert eine Relativverschiebung zwischen dem Außendurchmesser der Welle und der Nabe am Nabenanfang. Die grau schattierten Flächen entsprechen den Ergebnissen der numerischen Simulation mittels Finite-Elemente-Methode. Da der Messstrahl nicht für jede Messung auf exakt die gleiche Stelle fokussiert werden konnte, unterliegt das Messsignal zusätzlichen Schwängen. Um einen Vergleich mit den Simulationsdaten dennoch zu ermöglichen wurden die Schlupfdaten in einem Band von  $\pm 0,5\text{mm}$  am Nabenrand ausgelesen und berechnet. Das sich so ergebende Schlupffeld ist im **Bild 4** grau dargestellt.



**Bild 4:** Messergebnisse der Schlupfmessung

Die Messergebnisse stimmen mit den berechneten Werten aus der FE-Simulation überein. Zu erkennen ist eine konstante Schlupfamplitude über die gesamte Prüfdauer. Obwohl ein Trainiereffekt der Versuchsproben nachgewiesen werden konnte und damit eine Erhöhung des

Reibkoeffizienten  $\mu$  in der Verbindungsfuge stattfindet ist dieser Effekt nicht durch die Messung des Schlupfes nachweisbar. Erklärt wird dieser Zwiespalt mit dem im Vergleich zu konventionellen Pressverbindungen geänderten Passfugendruckverlaufes über die Fügelänge der Verbindung. Zum Nabenrand hin zeigen innenhochdruckgefügte Pressverbindungen einen Abfall des Passfugendruckes auf. Eine Erhöhung des Reibwertes im Nabenein- und Auslauf bewirkt somit keine bzw. eine vernachlässigbare Änderung des Schlupfverhaltens.

Die gewonnenen Erkenntnisse eines konstanten Schlupfverlaufes über die Lebensdauer waren grundlegend neu und führten zu einer Änderung der Berechnung des Schädigungsverhaltens innenhochdruckgefügter Pressverbindungen.

### **3 Zusammenfassung**

Das Messverfahren der Laserinterferometrie ermöglicht die einfache und genaue Messung des Schlupfes in einer Welle-Nabe-Verbindung. Im Rahmen eines von der DFG geförderten Forschungsvorhabens zur Dimensionierung innenhochdruckgefügter Pressverbindungen wurde die Schlupfmessung mittels Laserinterferometer durchgeführt um Erkenntnisse über die Vorgänge im Kontakt zu erlangen und die numerischen Modell zu verifizieren. Der Artikel beschreibt das Messprinzip und stellt erste Ergebnisse der Schlupfmessung an einer innenhochdruckgefügten Probe vor. Durch das Verfahren konnte ein tiefgreifendes Verständnis der Vorgänge in der Kontaktfuge gewonnen werden.

### **4 Literatur**

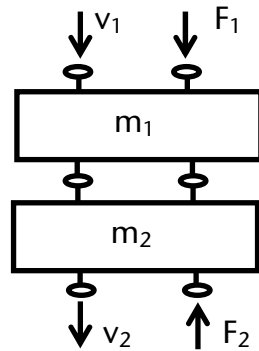
/1/ Polytec Schulungsunterlage Einpunkt-Laservibrometer, 2007



## Numerische Modellierung der Schwingungen mit Hilfe der Vierpoltheorie

Kruk, R.

Hier werden Grundlagen zur Vierpoltheorie beschrieben und ein Vierpol-Modell eines Einmassenschwingers erläutert. Es werden hier Einsatzmöglichkeiten der Vierpole präsentiert, die man bei der Simulationen mechanischer Systeme einsetzen kann. Ein Beispiel aus den durchgeführten Arbeiten im Institut wird hier vorgestellt.



Basic principles as well as an example of quadripole modeling are described below. The quadripole plays a key role in simulation and can extend tools for this procedure. An experiment related to this area has been run at the IMW and will be present in this paper.

### 1 Einleitung

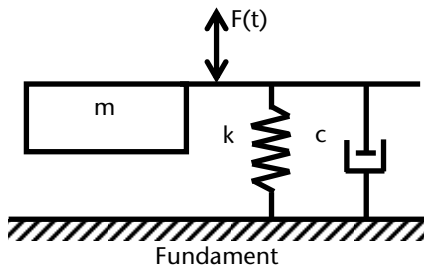
Der Entwurfsprozess der lärmarmen Maschinen wird von verschiedenen numerischen Simulationen unterstützt. Bei der Ermittlung von akustischen Eigenschaften wird sehr oft Finite Elementen Methode (FEM) benutzt. Mit ihr lassen sich z.B. Modalanalyse und Frequenzantwort einer Struktur ermitteln, die bei der Modellierung von Körperschall interessant sind. Für die Berechnung von auftretenden in den Konstruktionen dynamischen Kräften wird Mehrkörpersimulation (MKS) angewendet. In solchen Simulationen werden Konstruktionselemente durch unformbare, starre Massenpunkte abgebildet, die durch vordefinierte Verbindungselemente zu einem mechanischen System zusammengebaut werden. Als Verbindungselemente werden Feder oder Dämpfer genommen. Für möglichst Realitätsnahe Modellierung der Konstruktionen müssen diese Elemente definiert werden. Solche Definitionen können entweder aus numerischer Lösung Gleichungssystemen oder aus Messergebnissen einer experimentellen Schwingungsanalyse aufgebaut werden. Hier wird eine Methode zur empirischen und theoretischen Ermittlung von solchen Parametern erläutert und ein Beispiel für ihre Anwendung präsentiert.

## 2 Mathematische Modellierung mit Hilfe von Vierpoltheorie

Zum Beschreibung eines mechanischen Systems wird das differenzielle Gleichungssystem (1) angewendet.

$$[M] \cdot \left[ \ddot{s}(t) \right] + [C] \cdot \left[ \dot{s}(t) \right] + [K] \cdot \left[ s(t) \right] = [F(t)] \quad (1)$$

Wobei M für die Massenmatrix, C für die Dämpfungsmatrix und K für die Steifigkeitsmatrix stehen. Der Vektor  $s(t)$  gilt für Verschiebungen in drei Achsrichtungen (x, y, z). Die Term  $F(t)$  beschreibt den Vektor mit Anregungskräften in drei Richtungen. Um ein System vollständig zu beschreiben, wird die Definition von den drei Matrizen (M, C, K) notwendig. Nach diesem Schritt ist es die Lösung des Gleichungssystems möglich und die Berechnung der Antwort des Systems  $s(t)$  auf der Anregungskraft  $F(t)$ .



**Bild 1:** Einmassenschwinger nach /1/

Das **Bild 1** zeigt das Einmassenschwinger - Modell, das für das Veranschaulichen von vielen Maschinenelementen benutzt werden kann. Es lässt sich nach Gleichung (1) mit der Gleichung (2) mathematisch beschreiben.

$$m \cdot \ddot{s}(t) + c \cdot \dot{s}(t) + k \cdot s(t) = F(t) \quad (2)$$

In der Theorie findet man auch andere Formel wie Impedanz, die für Beschreibung der Schwingungen benutzt werden kann.

Die mechanische Impedanz  $Z$  kann als der Widerstand einer elastischen Struktur gegen wirkende Kräfte bezeichnet werden. Wenn die Kraft  $F$  die Struktur erregt und die  $v$  die im Erregungspunkt gemessene Systemschnelle ist, bildet das Verhältnis von den beiden Größen die Eingangsimpedanz des betrachteten Systems (Gl. 3).

$$Z = \frac{F}{v} = \frac{F}{\dot{s}} \tag{3}$$

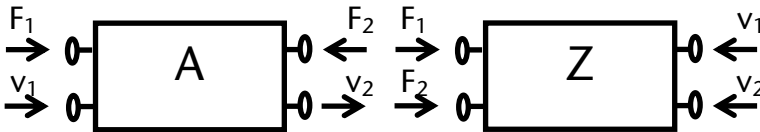
Die Gleichung (2) lässt sich in Impedanz umrechnen. Dies ist in den Gleichungen 4 bis 6 zu sehen.

$$F(t) = \widehat{F} \cdot e^{j\omega t} \tag{4}$$

$$s(t) = \widehat{s} \cdot e^{j\omega t} = \frac{\dot{s}}{j\omega} \tag{5}$$

$$Z = \frac{F}{\dot{s}} = jm\omega + c + \frac{k}{j\omega} \tag{6}$$

Wobei  $\omega=2\pi fs$  Kreisfrequenz,  $\widehat{F}$  = Kraftamplitude,  $\widehat{s}$  = Auslenkungsamplitude und  $j$  die Bezeichnung für imaginäre Zahl ist.



a)

b)

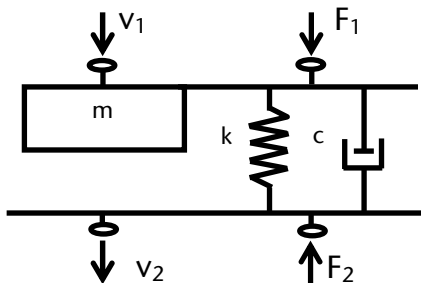
**Bild 2:** Kettenform (a) und Impedanzform (b) eines Vierpols

Wenn die Kraft und Schnelle am Fundament des Einmassenschwingers bekannt bzw. gemessen wird, kann das Übertragungsverhalten der modellierten Struktur ermittelt werden. In dem Fall gibt es zwei Größen am Eingang und am Ausgang. Die Übertragungsmatrix mit vier Elementen beschreibt das Verhalten sogenannte Vierpol-Darstellung und dieser Zusammenhang stellt die Gleichung 7 vor. Das ist so genannte Kettenform des Vierpols.

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_2 \\ v_2 \end{bmatrix} = [A] \cdot \begin{bmatrix} F_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} z_{11} & z_{12} \\ z_{21} & z_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix} = [Z] \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (8)$$

Neben Kettenform von Vierpolen wird die Impedanzform für die Modellierung angewendet (Gleichung 8). Die beiden Formen lassen sich umrechnen und ihre Unterschiede sind im **Bild 2** grafisch dargestellt. Das **Bild 2a)** stellt die Kettenform und das **Bild 2b)** die Impedanzform eines Vierpols dar. Eine Form kann in die andere Form umgerechnet werden.



**Bild 3:** Vierpol-Darstellung des Einmassenschwingers in Kettenform

Bei der Modellierung von den mechanischen Systemen werden grundsätzlich Elemente wie: Punktmasse, massenlose Feder, viskoser Dämpfer benutzt. Sie werden für diese Art der Modellierung eingesetzt und genauere Definitionen bzw. Beschreibung von diesen Elementen finden Sie z.B. in /3,4/.

Das dargestellte im **Bild 3** Vierpol Modell des Einmassenschwingers kann mit der Gleichung 9 beschrieben werden.

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -j\omega m \\ 0 & \frac{j\omega c + k}{\omega^2 m + j\omega c + k} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (9)$$

Ein Vierpol-Modell, das ein gesamtes mechanisches System nur mit zwei Ein- und Ausgängen ( $F_1, v_2; F_2, v_2$ ) beschreibt, wird sehr komplex sein. Die Vierpoltheorie bietet eine Möglichkeit so einem komplexen Modell durch mehrere Teilsysteme mit mehreren Vierpolen nachzubilden. Diese Elemente können zwischen den Ein- und Ausgängen in Reihe bzw. parallel geschaltet werden. Für die Bestimmung von in Reihe geschalteten Vierpolen wird Kettenform benutzt. Hier werden die Matrizen  $A^i$  der Vierpolzwischenelemente miteinander multipliziert, so dass man eine Gesamt-Kettenmatrix  $A^{ges}$  bekommt. Die entsprechende Formel, finden Sie in der Gleichung 10. Bei mehreren starr miteinander verbundenen Eingangsgrößen der Teilsysteme tritt die Parallelschaltung von Vierpolen und in diesem Fall werden die Impedanzformen  $Z^i$  zusammenaddiert. Die bekommene Gesamt-Impedanzmatrix  $Z^{ges}$  stellt die Gleichung 11 vor.

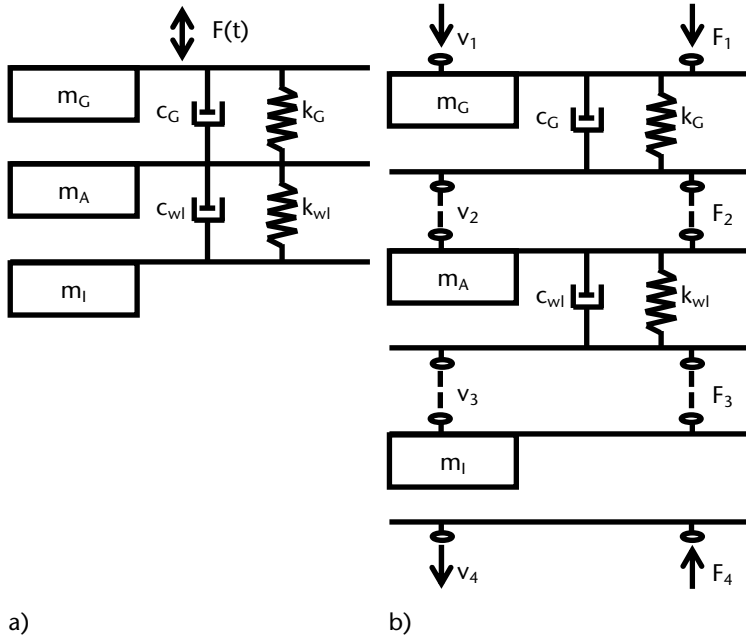
$$A^{ges} = \prod_{i=1}^n A^i \quad (10)$$

$$Z^{ges} = \prod_{i=1}^n Z^i \quad (11)$$

Mit  $i=1, 2, \dots, n$  und  $n$  gilt für Anzahl der zusammengeschalteten Vierpolzwischenelementen.

Mit der hier kurz beschriebenen Vierpoltheorie können mechanische Systeme modelliert werden und ihre Eigenschaften untersucht bzw. optimiert werden.

Als Beispiel für ein Vierpol-Modell wird hier ein mechanisches System mit Wälzlager kurz präsentiert. Das betrachtete Modell besteht aus drei Massen. Das **Bild 4a)** zeigt ein Modell nach /4/ und **Bild 4b)** ein Vierpol modelliertes Wälzlager im einen Gehäuse. Die Teilsysteme können hier getrennt betrachtet werden, was als Vorteil bei Optimierung gesehen werden kann. und Das dargestellte Modell wurde im Institut sowohl theoretisch als auch experimentell erfolgreich untersucht.



**Bild 4:** Wälzlagermodell nach /4/ (a) und Vierpol-Darstellung des Wälzlagers (b)

### 3 Zusammenfassung

Die Vierpoltheorie kann für die Simulation von mechanischen Systemen angewendet werden. Die durchgeführten numerischen und experimentellen Arbeiten hatten gezeigt, dass diese Methode für komplexe Systeme anwendbar ist. Die Parameter konnten sowohl für das Vierpol-Modell als auch für die Teilsysteme experimentell ermittelt werden und für die Modellierung eingesetzt werden.

Sie bietet Möglichkeit die Systemkomponenten einzeln zu betrachten. Dadurch können die Ergebnisse für andere Vierpol-Modelle mit den gleichen Systemkomponenten übertragen werden.

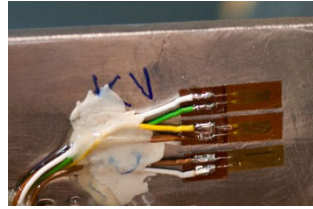
## 4 Literatur

- /1/ Henn, H.; Sinambari R. Gh.; Fallen M.: Ingenieurakustik, Physikalische Grundlagen und Anwendungsbeispiele, 4. überarbeitete und erweiterte Auflage, Mit 319 Abbildungen und 36 Tabellen. Vieweg +Teubner, GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden 2008
- /2/ Seidel, E, Wirksamkeit von Konstruktionen zur Schwingungs- und Körperschalldämmung in Maschinen und Geräten: Grundlagen, Messverfahren, Zusammenstellung typischer Bauelemente. Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin Forschung; Fb. 852, Wirtschaftsverlag NW Verlag für neue Wissenschaft GmbH, Bremerhaven 1999
- /3/ Sell, H.: Charakterisierung des dynamischen Verhaltens von elastischen Bauteilen im Einbauzustand. Vibracoustic GmbH&Co. KG, Weinheim 2005
- /4/ Richter, H. P.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Körperschalleitung von Wälzlagern in Maschinen, Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, Fachgebiet Maschinenelemente und Maschinenakustik, Darmstadt 1989
- /5/ Backhaus, S.-G., Eine Messstrategie zur Bestimmung des dynamischen Übertragungsverhaltens von Wälzlagern, in Institut für Maschinenwesen, 2007, TU Clausthal: Clausthal





## Experimentelle Spannungsermittlung an rotierenden Maschinenelementen



Kruk, R.; Schäfer, G.

*Hier wird die experimentelle Spannungsanalyse an rotierendem Laufrad des Industrieventilators beschrieben. Sie wurde mit Dehnungsmessstreifen mit dem Messgitter aus metallischer Legierung und aus Halbleiter durchgeführt. Die Signale wurden mit einem Telemetriesystem von der Messstelle bis zum Rekorder übertragen. Hier wird das Ergebnis präsentiert und verglichen. Das Forschungsvorhaben führt Institut für Maschinenwesen in Kooperation mit der Firma Piller Industrieventilatoren durch. Das Projekt wird aus Mitteln des EFRE (Europäischer Fonds für Regionale Entwicklung) finanziell unterstützt und mit zwei weiteren Forschungsstellen bearbeitet.*

*In this paper is a described experimental stress analysis at rotating machine element. This analysis was realized with metallic and semiconductor strain gage. For signal transmission was used a telemetry system. These results of measuring with both strain gages will be compared. On this project works Institut fuer Maschinenwesen in cooperation with company Piller Industrieventilatoren. This Project is financed by EU under the project nr: W2-80025315.*

### 1 Einleitung

Der Entwurfs- und Optimierungsprozess von Maschinenelementen wird mit numerischen Simulationen unterstützt. Es werden mathematische Modelle gebaut, die den realen Betriebszustand beschreiben. Diese theoretischen Arbeiten müssen mit den realen Bedingungen abgeglichen bzw. validiert werden. Ein Werkzeug für diese Aufgabe kann die Messtechnik sein, mit der zusammengebaute Maschinen und Anlagen während des Betriebs vermessen werden können. Hier wurde eine experimentelle Spannungsanalyse mit Dehnungsmessstreifen an dem Laufrad realisiert. Das untersuchte Laufrad als geschweißte Konstruktion rotiert während des Betriebs und eine Lösung müsste für die Signalübertragung von der Messstelle bis zum Rekorder konzipiert und erarbeitet werden. Eine Herausforderung war, dass es sich bei der Betriebsmessung um eine Standardausführung des

Ventilators handelt. In solcher Anlage wurden keine Vorrichtungen für Messtechnik und dies artige Applikationen vorgesehen und müssten für diese Aufgabe sowohl konzipiert als auch umgesetzt werden. Der Beitrag soll in IMW durchgeführte Arbeiten erläutern, die bei der Betriebsmessung an einem Industrieventilator durchgeführt wurden.

## **2 Ziel des Forschungsvorhabens**

Die experimentelle Spannungsanalyse wurde durchgeführt, um ein Vergleich zwischen mechanischen Spannungen aus der numerischen Simulation und auf dem realen Bauteil zu ermöglichen. In der Simulation (z.B. nach der Finite Elemente Methode) lassen sich sowohl richtungsabhängige Spannungen (radiale und tangential) als auch mechanische Vergleichsspannungen (z.B. nach Gestaltungsenergie Hypothese) und deren Verläufe im gesamten Bauteil berechnen. Die Messtechnik liefert uns Werkzeuge die gleichen Spannungen auf dem realen Bauteil zu ermitteln. Diese Spannungen werden jedoch in diskreten Punkten auf den untersuchten Objekten und in der Regel in den stark belasteten, kritischen Zonen erfasst. Dies kann für Validierung des numerischen Modells benutzt werden und bildet realen Zustand des Bauteils ab.

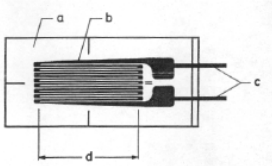
Weiteres Ziel in dem Forschungsvorhaben war die messtechnische Ermittlung der dynamischen Belastung des Laufrades im Betrieb. Dazu wurden Oberspannungen und Unterspannungen aus den zeitlichen Spannungsverläufen für stationäre Betriebspunkte abgelesen. Nächstens wurden sie ins Verhältnis gesetzt und Spannungsverhältnis  $R$  gebildet. Dies ist ein Maß für dynamische Belastung und damit kann man Rückschlüsse ziehen, ob das untersuchte Bauteil dynamisch belastet wird. Hier soll dieser Parameter ermittelt werden, um Dauerfestigkeit der Konstruktion zu identifizieren.

Zusätzlich wurden in diesem Projekt zwei verschiedene Arten von Dehnungsmessstreifen (DMS) eingesetzt. Der Unterschied von den DMS liegt in Messgitter. Es wurden hier DMS mit Messgitter aus Konstantan und aus Halbleiter appliziert. Die Ergebnisse von beiden Arten werden hier präsentiert und verglichen.

## **3 Experimentelle Spannungsanalyse**

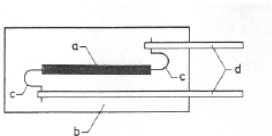
Die Messtechnik bietet viele Verfahren zur Ermittlung von mechanischen Spannungen auf einem Bauteil an. Im Institut für Maschinenwesen wird das Verfahren mit Dehnungsmessstreifen für experimentelle Versuche seit vielen Jahren und mit großem Erfolg eingesetzt. Bei

dieser Aufgabenstellung geht es um rotierendes Maschinenelements und das Messsignal muss von der Messstelle bis zur Auswertungseinheit (Rekorder) geleitet werden. Für die Übertragung des Signals wurde ein mehrkanaliges Telemetriessystem eingesetzt. Damit die Belastung infolge Fliehkräften möglich gering halten, wurden die elektronische Teile des Systems (Sender mit Vorverstärker) und Spannungsquelle (Batterien) in der Mitte des untersuchten Rotors in dafür konstruierte Halterung platziert. Die Messstellen selber waren am Rand der Deck- bzw. Rückscheibe platziert. Die elektrische Verbindung zur Sender erfolgte durch geschirmte mehradrige Leitungen und die Sendeantennen wurden durch kleine Bohrung auf dem äußeren Teil der Rückscheibe ausgeführt. Dies war notwendig, weil die Empfängerantennen an dieser Seite in einer Öffnung im Gehäuse montiert wurden. Die alle Kabel wurden durch die ganze Länge von der Messstelle bis zur Halterung geklebt, um sie gegen Abreisen zu sichern. Als Spannungsquelle wurden Li-SOCl<sub>2</sub> Batterien angewendet, die bei Einsetzten in der hohen Temperaturen (bis 120°C) und bei der Fliehkraftbelastung kaum Leistungsverlust aufweisen.



**Bild 1:** Dehnungsmessstreife mit dem Messgitter aus einer metallischen Legierung /3/

In dieser Applikation wurden zwei Arten von den Dehnungsmessstreifen installiert, die unterschiedlich aufgebaut sind. Die erste Art sind die DMS mit dem Messgitter aus einer metallischen Legierung (z.B. Konstantan). Die zweite Art hat das Messgitter aus einem Halbleiter. Hier wird einen Vergleich zwischen den gemessenen Signalen aus den beiden Sensorarten durchgeführt.



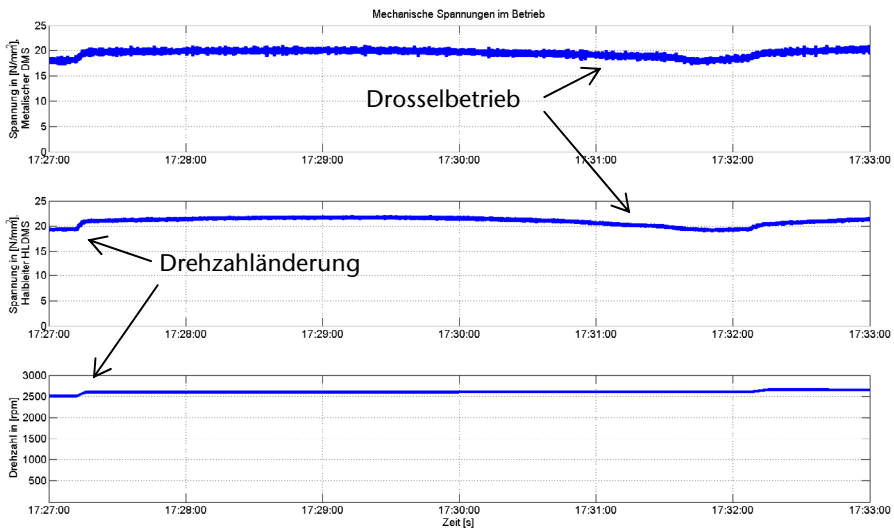
**Bild 2:** Dehnungsmessstreife mit dem Messgitter aus einem Halbleiter /3/

Ein DMS mit dem metallischen Gitter ist in dem **Bild 1** zu sehen. Dieser Sensor hat insgesamt ein langes Messgitter, der über eine Fläche

aufgebracht ist und liefert ein gemittelt Signal über diese Fläche. Der Halbleiter DMS zeigt das **Bild 2**. Der Messgitter solches DMS ist nicht über eine Fläche wie bei metallischen DMS, sondern als eine Linie aufgebracht. Bei beiden Sensoren ermittelt man eine Widerstandsänderung, die proportional zur Dehnung ist. Man spricht dabei von dimensionslosen Proportionalitätsfaktor  $k$ , der für beide DMS unterschiedlich ist. Die metallischen DMS haben in der Regel den  $k$ -Faktor in der Höhe von 2 und die Halbleiter DMS in der Höhe bis zu 100. Das weist darauf hin, dass die zweite Art empfindlicher ist und ihre Messsignale geringere Verstärkung erfordern.

#### 4 Ergebnisse aus den experimentellen Versuchen

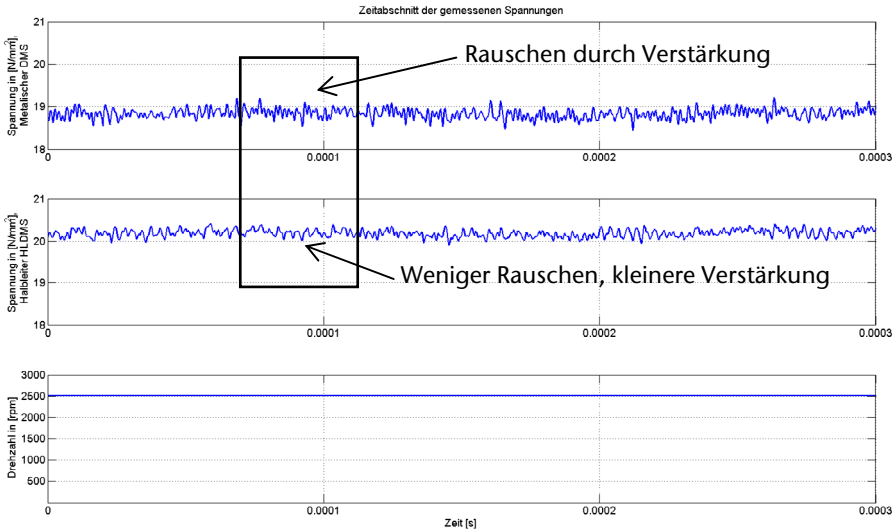
Das Messergebnis ist im **Bild 3** zu sehen. Das obere Diagramm stellt die gemessene Spannung mit dem DMS mit dem metallischen Messgitter. In der Mitte ist die ermittelte Spannung für Halbleiter DMS dargestellt. Das unterste Diagramm zeigt den Drehzahlverlauf während der Messung.



**Bild 3:** Experimentell ermittelte Betriebsspannungen auf der Rückscheibe eines Laufrades

Bei Vergleich beiden Signalen lässt sich ein Unterschied ablesen. Das kann daran liegen, dass die beiden DMS Arten nebeneinander appli-

ziert wurden. Der Unterschied kommt von tatsächlichen mechanischen Spannungen in der Konstruktion. Aus beiden Verläufen lassen sich die Spannungsmittelwerte in Abhängigkeit vom Betriebspunkt (z.B. Drehzahl oder stark gedrosseltes Betrieb) identifizieren.



**Bild 4:** Dehnungsmessstreife mit dem Messgitter aus Halbleiter /3/

Das **Bild 4** stellt einen kurzen Zeitabschnitt aus der Messung dar. Aus diesem Bild kann man die zeitlichen Änderungen der ermittelten Spannungen bekommen und die Ober – auch Unterspannung für das R Verhältnis ausrechnen. Es sind hier Unterschiede zu sehen, die durch verschiedene Positionen beiden Sensoren zu erklären sind. Der Halbleiter DMS ist empfindlicher als der metallische DMS. Aus diesem Grund brauchen die Halbleiter DMS weniger Verstärkung bei Signalübertragung und sollen besser die dynamischen Beanspruchungen wiedergeben. Bei dem Verstärken von Messsignalen werden dabei die unerwünschten Störungen aus dem Sender (z.B. Eigenrauschen) verstärkt und das wichtige Nutzsignal kann überdeckt werden.

## 5 Zusammenfassung

Für die Durchführung von experimentelle Spannungsanalyse an rotierenden Maschinenelementen werden zusätzliche Maßnahmen für

die Signalübertragung benötigt. Hier wurde ein Telemetriesystem angewendet. Die Dehnungsmessstreifen eignen sich für Ermittlung von mechanischen Spannungen im Betrieb und die dynamischen Beanspruchungen können aus den aufgezeichneten Zeitsignalen ermittelt werden. Die Halbleiter DMS sind empfindlicher als DMS mit dem metallischen Messgitter und eignen sich besser für die Ermittlung von kleineren und dynamischen Beanspruchungen.

## 6 Literatur

- /1/ Carolus, T.: Ventilatoren. Aerodynamische Entwurf, Schallvorhersage, Konstruktion, Teubner, Wiesbaden 2003
- /2/ Schlender, F., Klingenberg, G.: Ventilatoren im Einsatz. Anwendung in Geräten und Anlagen, VDI – Verlag GmbH, Düsseldorf 1996
- /3/ Hoffmann, K.; Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmessstreifen, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt, 1987
- /4/ Keil, S.: Beanspruchungsermittlung mit Dehnungsmessstreifen, Cuneus, Zwingenberg an der Bergstr., 1995
- /5/ HBM-Publikation: Der Weg zum Messgrößenaufnehmer – Ein Leitfaden zur Anwendung der HBM K-Dehnungsmessstreifen und Zubehör, <http://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hbmdoc/technical/s2303.pdf>
- /6/ Technisches Informationsblatt 02/01. Halbleiter-DMS. Kennwerte und Gebrauchsanweisung für Halbleiter Dehnungsmessstreifen [http://www.zse.de/download.cfm/download/1/pr\\_do\\_id/5401J64E404642441/path/](http://www.zse.de/download.cfm/download/1/pr_do_id/5401J64E404642441/path/)

Dieses Projekt wird mit Mitteln des Europäischen Fonds für regionale Entwicklung gefördert.

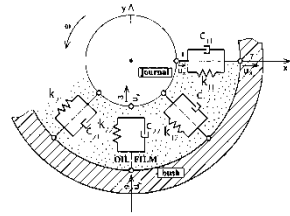


EUROPÄISCHE UNION  
Europäischer Fonds für regionale Entwicklung



[www.eu-foerdert.niedersachsen.de](http://www.eu-foerdert.niedersachsen.de)

## Eine Messstrategie für die Ermittlung von frequenzabhängigen Parametern der Gleitlager



Kruk, R.

Die akustischen Simulationen von modernen Maschinen und Anlagen werden in der früheren Phase des Entwurfes eingesetzt. Dazu werden genaue Informationen und Modellen zu den simulierten Maschinenelementen notwendig. Die unbeweglichen Teile lassen sich gut modellieren. Für die rotierenden, gelagerten Teile wird die Simulation der Körperschallübertragung kompliziert und dafür entsprechende Parametern benötigt. Ein Forschungsvorhaben wurde im Institut für Maschinenwesen durchgeführt, wo Parametern für akustische Simulation von Maschinen mit Gleitlagern ermittelt wurden.

The knowledge of the performance of structure-borne noise of bearings is essential for the acoustical simulation of machinery and equipment. In order to get the needed characteristics suitable theoretical models have to be developed and verified by experimental tests. Therefore, a test suite was designed and built up to measure the acoustical performance under different operating parameters.

### 1 Einleitung

Bei der Schallflussanalyse von Maschinen und Anlagen darf die Rolle von Wälz- und Gleitlagern als dynamische Übertragungselemente nicht unterschätzt werden. Um hierfür präzise Kennwerte zu ermitteln, wurde am Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal im Rahmen eines FVA-Forschungsvorhabens (FVA 404, AiF 13077N) eine neuartige Messstrategie zur Bestimmung des dynamischen Übertragungsverhaltens von Wälz- und Gleitlagern entwickelt. Dieses wurde aus Haushaltsmitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Arbeit über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen "Otto von Guericke" e.V. (AiF) gefördert. Dafür wurde ein Prüfstand aufgebaut, mit dem ein weites Parameterfeld abgedeckt werden kann, und ein Auswerteverfahren entwickelt, mit dem die frequenzabhängigen Steifigkeiten und Dämpfungen be-

stimmt werden können. In diesem Bericht werden die Gleitlagerver-  
suche erläutert.

## 2 Theoretische Arbeiten

Die Ergebnisse aus der Theorie und den Experimenten liefern Parame-  
tern, die Schwingungsverhalten des Schmierfilms abbilden. Diese Pa-  
rameter sind aus der Reynoldsgleichung ermittelt und hängen bei  
kleineren Schwinggeschwindigkeit von

- der Spaltgeometrie  $\bar{H}(\varphi)$
- der statischen Exzentrizität  $(\varepsilon, \gamma)$
- dem Breitenverhältnis B/D
- der Ölzuführungsgeometrie
- dem Drosselwiderstand der Taschen
- dem dimensionslosen Zuführdruck  $\Pi$
- der seitlichen Dichtung
- der Breite B
- der dynamischen Viskosität  $\eta$
- der Schwingungsfrequenz  $\omega_s$
- und der relativen Spalthöhe  $\psi$

ab.

Die unten stehenden Gleichungen (1-4) beschreiben das Berech-  
nungsmodell für die Steifigkeit- und Dämpfungskoeffizienten, die in  
dem Programm ALP3T berechnet werden können /3/.

$$k_{ik} = \frac{2B\eta\omega_s}{\psi^3} \gamma_{ik}^* \quad (1)$$

$$c_{ik} = \frac{2B\eta\omega_s}{\psi^3} \frac{1}{\omega_s} \beta_{ik}^* \quad (2)$$

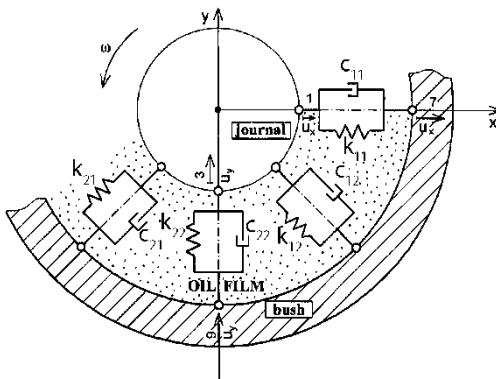
$$\gamma_{ik}^* = \frac{1}{4} \frac{2\pi}{B} \int_0^{B/D} \int_{-B/D}^{B/D} \left( \frac{\partial \Pi}{\partial \mathbf{q}_k} \right) ((i-1)\cos\varphi - (i-2)\sin\varphi) d\bar{z} d\varphi \quad (3)$$



$$\beta_{ik}^* = \frac{1}{4} \frac{B}{D} \int_0^{2\pi} \int_{-B/D}^{B/D} \left( \frac{\partial \Pi}{\partial q_{k+2}} \right) ((i-1)\cos \varphi - (i-2)\sin \varphi) d\bar{z} d\varphi \quad (4)$$

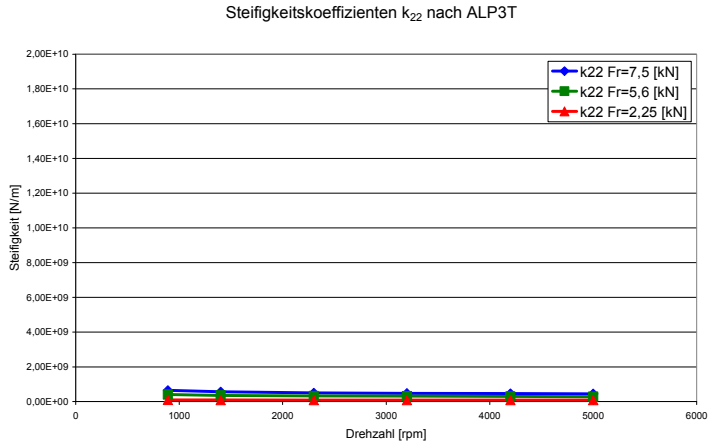
Mit  $i, k = 1, 2$  und  $q_n = X, Y, X', y'$  für  $n = 1$  bis 4.

**Bild 1** stellt das Ersatzmodell grafisch dar. In der Mitte ist die mit der Drehfrequenz  $\omega$  drehende Welle zu sehen. Die Schwingungseigenschaften des Schmierfilms sind mit Federelementen (Koeffizienten  $k$ ) und Dämpferelementen (Koeffizienten  $c$ ) in zwei Hauptrichtungen ( $x-1, y-2$ ) und zusätzlich in weitere zwei Richtungen 12 und 21 definiert. Diese Definition stellt nichtlineares Verhalten des Lagers dar.

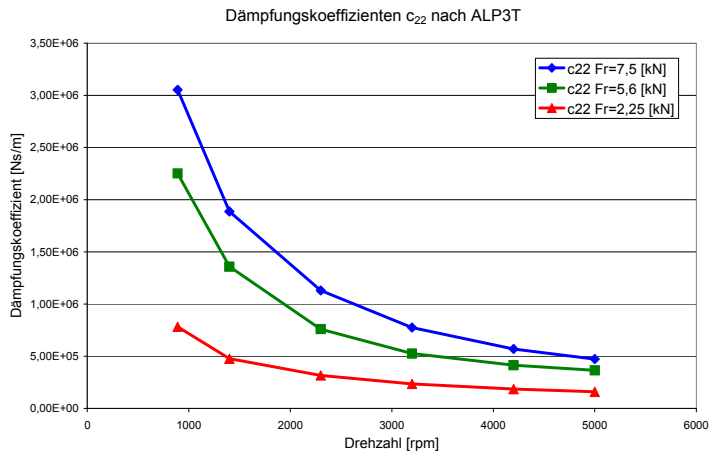


**Bild 1:** Theoretisches Ersatzmodell der Gesamtlagerung /5/

Mit Hilfe vom Programm ALP3T wurden Koeffizienten für verschiedene Belastungsfälle (drei Drehzahlen und drei statische Lasten) berechnet. Die iterativ berechneten Ergebnisse (**Bild 2** und **Bild 3**) stellen die Koeffizienten nur in der Richtung  $y$  ( $k_{22}, c_{22}$ ) dar.



**Bild 2:** Steifigkeitskoeffizienten berechneten mit Hilfe von ALP3T



**Bild 3:** Dämpfungskoeffizienten berechneten mit Hilfe von ALP3T

Die rechnerisch ermittelten Koeffizienten für Dämpfung und Steifigkeit des Schmierfilms weisen eine Abhängigkeit von der Drehzahl und Last auf. Mit steigender Drehzahl nehmen die Werte sowohl für die Steifigkeits- als auch für die Dämpfungskoeffizienten ab. Für größere Lasten nehmen die Werte zu.

Die nach ALP3T berechneten Koeffizienten sind für Schwingungen angesetzt, die in einem tieferen Frequenzbereich (unter 100 Hz) als die in dem Experiment untersuchten Frequenzen liegen. Diese diskrete Anregungsart (insgesamt nur 30 Linien über ein relativ breites Spektrum) hat auch Bedeutung auf das Endergebnis. Dieser diskrete frequenzabhängige Verlauf bildet nun sehr grobe Übertragungsfunktion, in der einige Informationen (wie z.B. Eigenfrequenzen) verloren gehen.

### **3 Experimentelle Arbeiten**

Hier wurden Versuche zum Schwingungsübertragungsverhalten von Lagern durchgeführt. In den Versuchen wurde die Übertragungsfunktion für den stationären Betriebszustand des Versuchslagers bei bestimmten Betriebsparametern ermittelt. Es wurden Versuche mit Wälzlagern und mit Gleitlagern durchgeführt. Die Messergebnisse werden als Steifigkeit und Dämpfung in betriebsparameterabhängige Funktionen umgerechnet. Das gesamte Verfahren ist in /2/ beschrieben.

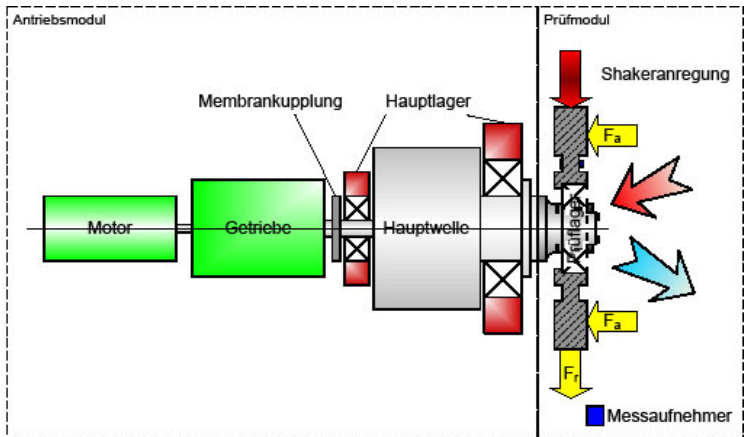
#### **3.1 Prüfstand**

Der für die Messungen eingesetzte Lagerprüfstand besteht aus zwei Hauptbaugruppen, dem Antriebsmodul mit der gleitgelagerten Hauptwelle und dem Prüfmodul mit Messobjekt, Messtechnik und Belastungseinrichtungen.

Das Antriebsmodul ist durch eine Membrankupplung geteilt, damit Motor und Getriebe biegeweich von der Hauptwelle entkoppelt sind und der Körperschallübergang vom Antrieb zum Versuchsobjekt am anderen Ende der Hauptwelle vermieden wird.

Das Prüfmodul ist so konzipiert, das je nach Lagerbauart statische radiale und axiale Belastungen aufgebracht werden können. Die Körperschallanregung erfolgt über einen elektrodynamischen Schwingerreger (Shaker) in radialer Richtung und wird der statischen Belastung überlagert (**Bild 4**). Neben den Lasten lassen sich die Schmier-

bedingungen in Form von Lagerbetriebstemperatur und Öldurchflussmenge einstellen.



**Bild 4:** Schematische Darstellung des Prüfstands

Die ermittelten Werte aus den Versuchen wurden nach dem Verfahren aus /7/ berechnet. Während der Messung wurde das System von außen (Schalleitungsweg: Gehäuse – Lager - Welle) mittels eines elektrodynamischen Schwingungserregers mit einem Multisinussignal angeregt. Dabei werden zeitgleich mehrere Sinusanregungsfunktionen mit diskreten Frequenzen (in diesem Fall zwischen 100 und 3000 Hz, je 100 Hz) in das Versuchsobjekt eingeleitet.

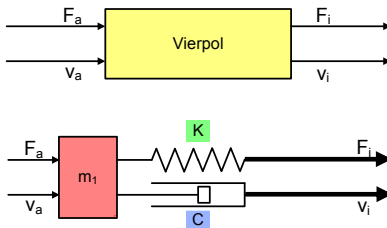
### 3.2 Messtrategie

Um das Prüflager als isoliertes Übertragungselement zu betrachten, wird die Vierpoltheorie verwendet. Ihr besonderer Vorteil liegt darin, dass der gesamte untersuchte Übertragungsweg zwischen den Beschleunigungs- und Dehnungssensoren in der Platte ( $\varepsilon_p$ ,  $a_p$ ) bis zu den entsprechenden Wellensensoren ( $\varepsilon_w$ ,  $a_w$ ) als Reihenschaltung von Vierpolen angesehen werden kann (Bild 1).



**Bild 5:** Schematische Darstellung des Prüfstands

Als Vorbereitung für die Auswertung werden die Referenzvierpole von Gehäuseplatte und Wellenadapter bestimmt. Hierzu werden die eingangs erwähnten Sensoren verwendet. Zusätzlich wird am Lagersitz der Platte über einen Kraftsensor ein mit Beschleunigungsaufnehmer versehenes Gewicht angebracht. Durch diese Konfiguration findet neben dem Ausschluss des Platteneinflusses auch eine Umwandlung der Plattendehnung in die Eingangsgröße Kraft für den Lagervierpol statt. Für die Referenzbestimmung am Wellenadapter wird ein Hammerschlagwerk verwendet, das mit Kraft- und Beschleunigungssensoren ausgerüstet ist.



$$-\omega^2 \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} + j\omega \begin{bmatrix} C & -C \\ -C & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K & -K \\ -K & K \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = j\omega \begin{bmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix}$$

**Bild 5:** Schema zur Ermittlung von Steifigkeit und Dämpfung aus einem mechanischen Vierpol für Gleitlager

Die Umwandlung der Beschleunigung in Schnelle erfolgt durch Integration im Frequenzbereich während der Messauswertung. Alle Vierpolparameter werden über ein modifiziertes Zwei-Massen-Verfahren bestimmt. Die gewonnenen Vierpol-Matrizen beschreiben das isolierte Übertragungsverhalten des geprüften Lagers unter den eingestellten Betriebsbedingungen. Sie können zum Beispiel bei der Akustikanalyse nach der Netzwerkmethod direkt eingesetzt werden.

Darüber hinaus wurde eine Methode entwickelt, mit der die gewonnenen Messwerte auch in Simulationsprogrammen verwendet werden können, die das Übertragungsverhalten über frequenzabhängige Steifigkeiten und Dämpfungen abbilden. Dieses geschieht über die Bewegungsdifferentialgleichungen eines Kelvin-Voigt-Modells mit zwei Massen, Feder und Dämpfer. Die Massen werden durch den Lagerinnen- und -außenring bzw. für Gleitlager nur durch die Lagerschale und eine fiktive, sehr kleine Masse repräsentiert, Feder und Dämpfer stellen das System der Schmierpalte und Passfugen sowie gegebenenfalls der Wälzkörper dar. Durch Gleichsetzen der Differentialgleichungen mit der Kettenform der Vierpoldarstellung werden die frequenzabhängigen Steifigkeiten und Dämpfungen bestimmt. Das hier angewandte Modell für Gleitlager ist in dem **Bild 5** zu sehen. Hier wird nun ein Einmassenschwinger für die Berechnung der Steifigkeit und Dämpfung angewendet.

### **3.3 Versuchsprogramm**

Folgende Parameter können auf dem vorhandenen Prüfstand untersucht werden.

- Drehzahl
- Statische Last
- Schmierung (verschieden Schmierstoffe, verschieden Öltemperaturen)
- Einbauspiel (Presspassung, Übergangspassung)
- Lagerspiel
- Lagertyp (verschiedene Bohrungen, verschiedene Durchmesser)

Neben Gleitlager ist es auch möglich Übertragungsverhalten von Wälzlager zu untersuchen.

### **3.4 Versuchsprogramm**

Die aufgezeichneten Signale wurden für jede Messung in Frequenzbereich analysiert und zur Ermittlung von Durchgangsdämmmaß für Beschleunigung und Dehnung bzw. Übertragungsfunktion angewendet. Diese gewonnenen Kenngrößen können bei der Simulation von neu entwickelten Maschinen eingesetzt werden.

## 4 Zusammenfassung

Das abgeschlossene Vorhaben liefert umfangreiche experimentell ermittelte Ergebnisse, die für die Auslegung lärmarmen Maschinen genutzt werden können. Es ist denkbar den Prüfstand für genauere Verifikation von theoretischen Modellen für weitere Forschungsvorhaben einzusetzen, um die Berechnungswerkzeuge weiter zu verbessern. Dafür benötigt der Prüfstand gezielte Umbauarbeiten, wie andere Sensorpositionen, eine veränderte Messstrecke bzw. zusätzliche Anregungsquellen und ein angepasstes Versuchsprogramm.

Es ist auch möglich weitere Lagertypen (Form, Größe) und auch andere Schmierstoffe (Öltemperaturen, Viskositätsklassen, Ölaufbau und Additivierung) zu untersuchen.

## 5 Literatur

- /1/ Dietz, P., Kruk, R., Lohrengel, A.: Körperschallübertragung Wälzlager / Gleitlager. Dynamisches Übertragungsverhalten von Lagern im akustisch relevanten Frequenzbereich. Forschungsvorhaben Nr. 404 I. Heft 945, FVA 2010
- /2/ Backhaus, S.-G., Eine Messstrategie zur Bestimmung des dynamischen Übertragungsverhaltens von Wälzlagern, in Institut für Maschinenwesen. 2007, TU Clausthal: Clausthal
- /3/ Fuchs, A.: Schnelllaufende Radialgleitlagerungen im instationären Betrieb, 2002, TU Braunschweig: Braunschweig.
- /4/ Sell, H.: Charakterisierung des dynamischen Verhaltens von elastischen Bauteilen im Einbauzustand. Vibracoustic GmbH&Co. KG, Weinheim 2005
- /5/ Kicinski, J.: Rotor dynamics, Institute of Fluid-Fluid Machinery, Wydawnictwo IMP PAN, Gdansk 2006
- /6/ Kruk, R., Lohrengel, A., Schäfer, G., Schmelter, R., Thoden, D.: Körperschallübertragung von Gleitlagern





## Fahren von Lastkollektiven mit dem Gelenkwellen-Verspannprüfstand



Schmelter, R.

*Gelenkwellen sind im Betrieb ständig wechselnden Belastungen Ausgesetzt, welche bei der Berechnung nicht immer im ausreichendem Maße berücksichtigt werden können. Daher ist es vor allem bei Neuentwicklungen sinnvoll Lebensdauertests an Prototypen mit geeigneten Lastkollektiven durchzuführen. Dazu gibt es seit diesem Jahr am Institut für Maschinenwesen (IMW) der TU-Clausthal einen Verspannprüfstand, der das automatisierte Fahren vollständiger Lastkollektive für Lebensdaueruntersuchungen an Gelenkwellen im KFZ und NFZ-Bereich ermöglicht.*

*Under real life conditions, cardan shafts are loaded with several forces that cannot always be considered in the calculation. Therefore, it is essential to test prototypes endurance. For this reason, the Institute of Mechanical Engineering (IMW) at the University of Technology in Clausthal has a test bench that can drive load configurations automatically on cardan shafts for automobile and small truck applications.*

### 1 Gelenkwellenprüfstand – Stand der Dinge

Am Institut für Maschinenwesen (IMW) der TU-Clausthal gibt es drei Gelenkwellen-Verspannprüfstände verschiedener Größenordnung. Das bisherige Einsatzfeld dieser Prüfstände war es, Verschleiß in den verschiedenen Maschinenelementen (z.B. den Schiebeseiten) von Gelenkwellen unter verschiedenen Parametern wie Schmierfilm und Werkstoffpaarung zu untersuchen. Ziel dabei ist z.B. die Optimierung des Zahnwellenprofils, der Oberflächenbehandlung sowie der Schmierfette um die Lebensdauer zu erhöhen. Dazu ist es für gewöhnlich ausreichend, die Gelenkwellen bei einer konstanten Drehzahl mit einer künstlichen gleichbleibenden Last zu verspannen und die Auslenkung zyklisch zu ändern.

Die Veränderung der Auslenkung wurde dabei mit einem Exzenterantrieb mit Schubstange realisiert. Das Verspannmoment, realisiert

durch einen hydraulischen Verspannmotor, wurde durch ein Druck-einstellventil festgelegt. Die Drehzahl bei den Versuchen wurde konstant gehalten.

### **1.1 Alter Prüfstand – neue Aufgabe**

Im Fahrzeugbau, dem Haupteinsatzfeld von Gelenkwellen, ist in erster Linie nicht der Verschleiß an einzelnen Stellen der Gelenkwelle interessant. Wichtiger ist die Aussage, ob die Gelenkwelle die angedachte Lebensdauer erreicht. Für solche Lebensdaueruntersuchungen reicht es nicht mehr aus, zyklisch die Auslenkung bei konstanter Last zu ändern. Vielmehr ist gefordert, vollständige Lastkollektive aus Drehzahl, Verspannmoment und Auslenkung abzufahren um den realen Betriebsbelastungen möglichst nahe zu kommen. Um zukünftig dieser Anforderung gerecht zu werden, wurde ein Gelenkwellenprüfstand am IMW komplett überarbeitet und umgebaut.

### **1.2 Erweiterung der Leistungsfähigkeit**



**Bild 1:** Gelenkwellenprüfstand nach Umbau

Lastkollektive für Gelenkwellen bestehen im Allgemeinen aus Drehmoment, Drehzahl und Auslenkung der Gelenkwelle.

Der Forderung nach einer variablen Drehzahl wird in der neuen Konfiguration durch einen Frequenzumrichter gesteuerten Hauptantrieb realisiert. Damit lassen sich jetzt Drehzahlen der Prüflinge von

450min<sup>-1</sup> bis 1500 min<sup>-1</sup> einstellen. Der Leistungsstarke Antrieb ermöglicht dabei ein Beschleunigen der Prüflinge von 0 auf Maximaldrehzahl innerhalb 15s.

Das Verspannmoment wird weiterhin durch einen hydraulisch beaufschlagten Verspannmotor erzeugt. Jedoch werden beide Zuläufe des Verspannmotors aktiv, durch jeweils ein Servoventil geregelt, mit Druck beaufschlagt. Derzeit erreichen wir einen Maximaldruck am Motor von 75bar, was ein Maximales Verspannmoment von ca. 2000Nm an den Prüflingen bedeutet. Durch die aktive Beaufschlagung beider Flügelzellen im Verspannmotor kann eine Spannweite von -2000Nm bis +2000Nm vollständig eingestellt werden. Um Schwankungen des Verspannmoments innerhalb einer Laststufen zu vermeiden, wird es über einen eingebauten PI-Regler ständig nachgeregelt.

Der Exzenterantrieb am Schwenktisch wurde durch ein Spindelhubgetriebe ersetzt, welches ein genaues Anfahren verschiedener Auslenkungen ermöglicht. Im derzeitigen Aufbau können damit Auslenkungen der Gelenkwellen von 0° bis über 10° bei einer maximalen Einbaulänge von 650mm angefahren werden.

Ergänzt wird der Prüfstand mit einer zuschaltbaren Fahrtwindkühlung der Gelenke.

Art des Prüfstandes	Verspannprüfstand
Umlaufende Leistung	derzeit 330kW
Drehzahl Prüflinge	450min <sup>-1</sup> – 1500 min <sup>-1</sup>
Verspannmoment	derzeit -2000 bis 2000Nm, max. -4460 bis 4460Nm
Anzahl / Einbaulänge Prüflinge	2x bis 650mm
Gelenkauslenkung	derzeit bis über 10°
Genauigkeit Verspannmoment	±5%
Steuerung	Siemens Simatic S200

**Tabelle 1:** Technische Daten Verspannprüfstand

Die Steuerung und Regelung des Prüfstandes erfolgt mit einer SPS. Diese übernimmt auch die Notabschaltung im Fehlerfall und das geregelte Herunterfahren des Prüfstandes bei Versuchende. Der Prüfzyklus wird dabei anhand der Umdrehungen der Prüflinge abgefahren. Die Eingabe neuer Prüfprogramme erfolgt in Form einer Tabelle, so-

mit können innerhalb kürzester Zeit neue Lastkollektive eingepflegt und abgefahren werden.

## **2 Zusammenfassung**

Im Prüfstand können rund um die Uhr zwei Gelenkwellen gleichzeitig geprüft werden. Durch die Möglichkeit Lastkollektive zu fahren, kann der Konstrukteur prüfen ob die Lebensdauer der Gelenkwellen der geforderten Lebensdauer entspricht und wo Schwachstellen bei der Konstruktion zu finden sind. Ergänzend können am IMW auch verschiedene Schadensindikatoren, wie Materialverschleiß und Knickspiel gemessen und identifiziert werden. Somit steht ein sinnvolles Portfolio zur Untersuchung der Haltbarkeit von Gelenkwellen im Betrieb zur Verfügung.

## Untertägige Pumpspeicher- kraftwerke – Ein realisierbarer Weg der Energiespeicherung?



Nagler, N.

*Angesichts der weltweiten Steigerung des Energiebedarfs kommt dem Ausbau der erneuerbaren Energien, z. B. resultierend aus Wind- und Wasserkraft, eine immer größere Bedeutung zu. Hinsichtlich der fluktuierenden Energieerzeugung aus Windkraft steigt der Bedarf an verfügbaren Kapazitäten von Zwischenspeichern und in diesem Zusammenhang auch der der Weiterentwicklung von dort genutzten Speichertechnologien. Im Rahmen dieses Artikels wird näher auf die Speichertechnologie Pumpspeicherkraftwerke (PSW) eingegangen, wobei der Schwerpunkt auf der Vorstellung einer Weiterentwicklungsmöglichkeit dieser Speichertechnologie liegt; der Nutzung von in ungenutzten Bergwerken integrierten, untertägigen Pumpspeicherkraftwerken. Es wird die maschinentechnische Herangehensweise an die Auswahl und Auslegung allgemein, sowie Aspekte mit Hinblick auf die Aufstellung im Besonderen dargestellt.*

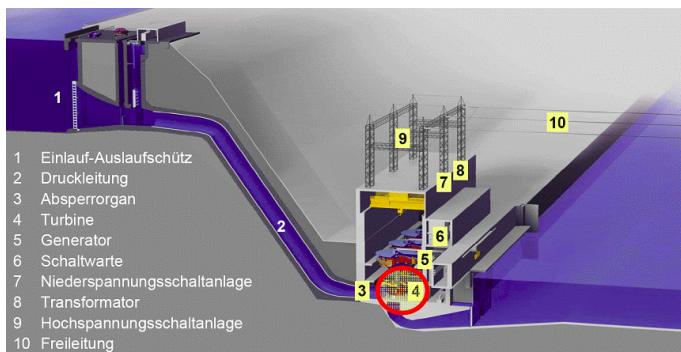
*Due to the worldwide growing energy demand the increase of renewable energy sources like wind and water power gains in importance. With regard to the fluctuating energy generation resulting from wind power the demand for available storing capacities increases. In this context also the storing technologies have to be further developed. In this article pumped storage plants as one storing technology for wind energy are described more detailed. The article is focused on the presentation of a possibility to further develop pumped storage plants by integrating them into old mines as a subsurface pumped storage plant. The technical approach to such a subsurface pumped storage plant with regard to its design in general and aspects of the realization in particular are shown respectively.*

### 1 Einleitung

Laut Einschätzungen des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) in /1/ ist davon auszugehen, dass der Beitrag der Windenergie an der gesamten Energieerzeugung aus den Quellen der erneuerbaren Energien weiter stark anwachsen wird.

/1/ sieht den Schwerpunkt dieser Entwicklung vor allem im Bereich von Offshore Windparks in der Nord- und Ostsee, wo sehr gute Bedingungen für den Betrieb von Windenergieanlagen vorliegen. Aus der witterungsbedingt stark variierenden Energieerzeugung aus Windenergie und somit auch dem differierendem Umfang an in die Übertragungsnetze eingespeister Energie resultieren erhöhte Ansprüche an die jeweiligen Übertragungsnetze. Es bedarf hier des Einsatzes von Speichertechnologien, die beispielsweise in sehr kurzer Zeit bei Energieüberschuss durch Windenergieeinspeisung ins Übertragungsnetz in der Lage sind, große Mengen an Energie aus dem Netz herauszunehmen und zwischenzuspeichern und im Falle eines Energieengpasses kurzfristig Spitzenlastenergie bereitzustellen. Für die benannten Anforderungen kommen vor allem Speichertechnologien wie PSW und Druckluftspeicher in Frage, jedoch bieten nach /2/ nur PSW die Möglichkeit als „Puffer“ für elektrische Energie in großem Umfang (größer ein Gigawatt über mehrere Stunden) zu fungieren und binnen sehr kurzer Anlaufzeiten elektrische Energie aufzunehmen oder zur Verfügung zu stellen.

**Bild 1** zeigt die schematische Darstellung eines PSW. In einem PSW wird die aus Schwachlastzeiten zur Verfügung stehende, überschüssige elektrische Energie genutzt, um ein Speichermedium (meist Wasser) aus einem tiefer in ein höher gelegenes Speicherbecken (Unter-/Oberbecken) zu pumpen. Bei stark gesteigener Energienachfrage in Spitzenlastzeiten wird das Speichermedium aus dem Oberbecken über die Druckleitung der Turbine zugeführt, dadurch in die Übertragungsnetze einspeisbare Energie erzeugt und von dort aus ins Unterbecken geleitet, wo es wiederum für einen späteren Pumpzyklus verfügbar ist.



**Bild 1:** Schematische Darstellung eines Pumpspeicherkraftwerks (Quelle: [www.voith.de](http://www.voith.de))

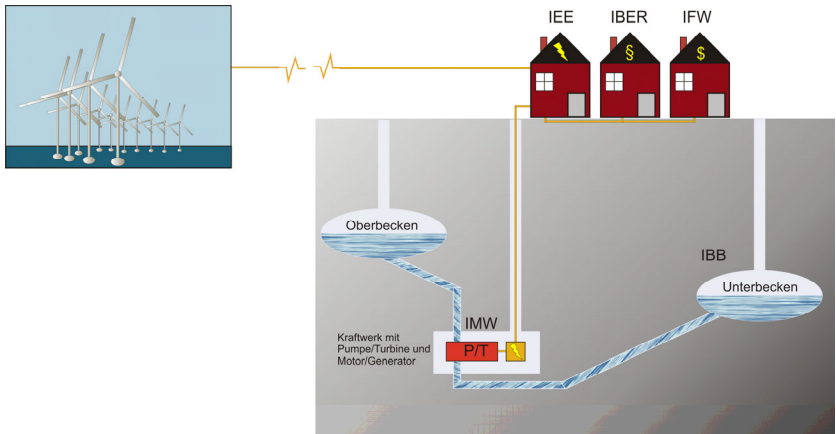
Neben der oben beschriebenen Möglichkeit der Energiezwischen- speicherung im Bedarfsfall können PSW auch genutzt werden, um die aus der fluktuierenden Einspeisung der beispielsweise Windenergie resultierenden verstärkten Schwankungen der Verbundnetzfrequenz zu regulieren, wodurch sie sich als ideale Technologie im Zusammen- hang mit Windenergieanlagen darstellen. Mit Hinblick auf die Si- tuation in Deutschland, in der der Erzeugungsschwerpunkt der Windenergie im Norden, die Verbrauchsschwerpunkt jedoch in der Mitte und im Süden liegen, bieten sich PSW-Standorte „dazwischen“ an um eine zusätzliche Belastung der Übertragungsleitungen und Lei- tungsverluste durch lange Übertragungsdistanzen zu vermeiden. Eine Problematik hinsichtlich des Neubaus von PSW, die entsprechend po- sitioniert als Zwischenspeicher für Windenergie fungieren können, ist die geringe Akzeptanz bezüglich der Realisierung solcher Projekte mit Hinblick auf die Eingriffe in die Umwelt, beispielsweise durch die Speicherbeckenschaffung. Eine Lösungsmöglichkeit, dem oben dar- gelegten Dilemma zu entrinnen, ist die Integration von PSW in alte, stillgelegte Bergwerke, die somit noch eine Nachnutzung erfahren könnten.

## **2 Projekt und Projektpartner**

Im Rahmen der durch das BMU geförderten Projektstudie „Windener- giespeicherung durch die Nachnutzung stillgelegter Bergwerke“ widmen sich Forscher der TU Clausthal und des Energieforschungs- zentrums Niedersachsen (EFZN) unter Koordination des EFZN der Entwicklung eines Konzepts zur Nachnutzung stillgelegter Bergwerke durch die dortige Integration eines untertägigen PSW. An diesem Pro- jekt sind folgende Partner beteiligt:

- Energieforschungszentrum Niedersachsen (EFZN)
- TU Clausthal:
  - Institut für Elektrische Energietechnik (IEE)
  - Institut für Bergbau (IBB)
  - Institut für Geotechnik und Markscheidewesen (IGMC)
  - Institut für deutsches und internationales Berg- und Energierecht (IBER)
  - Institut für Wirtschaftswissenschaften (IFW)
  - Institut für Maschinenwesen (IMW)
- Voith AG (Voith Hydro Power Generation, VH)
- Harz Energie GmbH & Co. KG

- OECOS GmbH
- Landesamt für Bergbau, Energie und Geologie (LBEG).



**Bild 2:** Schematische Darstellung eines untertägigen Pumpspeicherkraftwerks

Ziel der Projektstudie ist es, das verfügbare Potential für die Realisierung untertägiger PSW (s. **Bild2**) in einem stillgelegten Bergwerk in Deutschland abzuschätzen. Dazu wurde im Rahmen der Projektstudie ein Kriterienkatalog unter Berücksichtigung der Aspekte aus den jeweiligen, oben benannten, Teilgebieten erstellt und auf Bergbauregionen in Deutschland angewandt. Neben der Abschätzung des Potentials wurde hierbei ein erster möglicher Pilotstandort ermittelt und die bislang vorliegenden Erkenntnisse und Kriterien unter dem Fokus einer ggf. späteren Realisierung eines untertägigen PSW in dieses Modellbergwerks genutzt und erweitert. Im Folgenden werden die Ziele, das Vorgehen bei der Maschinensatzauslegung und erste Ergebnisse aus dem Teilbereich Maschinenbau, bearbeitet durch das IMW, vorgestellt.

## 2.1 Ziele des Teilprojekts

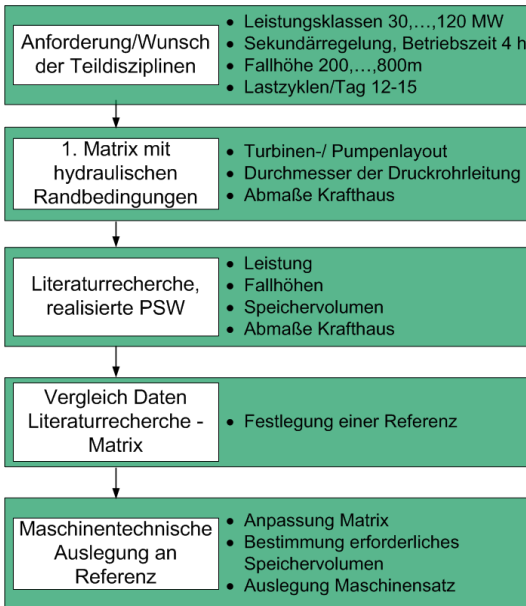
Ziel des IMW, in Zusammenarbeit mit der Voith AG, im Rahmen dieses Teilprojektes ist die Erstellung eines maschinentechnischen Konzepts für ein untertägiges PSW. Hierzu gehören die Maschinenauslegung, die Simulation der Gesamtanlage mit Hinblick auf die Pumpe und Turbine sowie die Berücksichtigung besonderer Erfordernisse, die z. B. die Instandhaltung oder die Installation der Maschinensätze un-



ter Tage betreffen. Im weiteren Verlauf wird v. a. das Vorgehen zur Maschinenauslegung sowie erste Ergebnisse vorgestellt.

## 2.2 Maschinenauslegung – Vorgehen und Ergebnisse

Das Vorgehen zur Erstellung des maschinentechnischen Konzeptes zeigt **Bild 3**



**Bild 3:** Vorgehen des IMW im Projekt

Zu Beginn wurden als Basis für die spätere Konzepterstellung die Anforderungen und Wünsche der anderen Teildisziplinen an den Bereich Maschinenbau zusammengetragen. Anschließend erfolgte durch die Voith AG eine erste Auslegung unter hydraulischen Randbedingungen, die Daten zum Pumpen- und Turbinenlayout, der Geometrie der Druckrohrleitung und den überschlägigen Abmaßen der benötigten Maschinenkaverne abhängig von der Fallhöhe, der zu erzielenden Maschinensatzleistung und der Art des Maschinensatzes enthält. Um einen Überblick über den Stand der Technik von bereits realisierten PSW und deren Randbedingungen zu erlangen, wurde eine Literaturrecherche durchgeführt, bei der u. a. Daten zu den hyd-

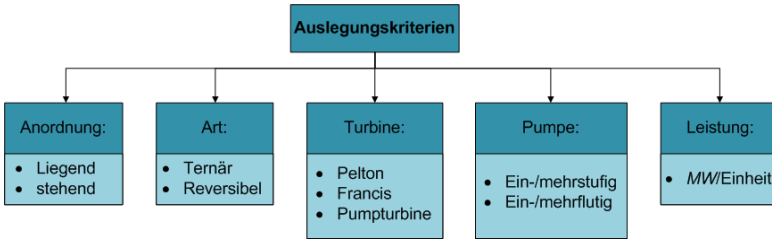
raulischen Randbedingungen erfasst wurden. Im nächsten Schritt erfolgte der Vergleich der Daten aus der „Praxis“ in Form der Literaturrecherche mit denen der Auslegungsmatrix, um eine Referenz für das weitere gemeinsame Vorgehen bei der Auslegung zu definieren. Entsprechend den Überlegungen fiel die Wahl auf das PSW Säckingen (s. Bild4).

	<b>Leistung Turbinenbetrieb [MW]</b>	<b>Mittl. Fallhöhe [m]</b>	<b>Speichervolumen [Mio. m³]</b>	<b>Kaverne L x B x H [m]</b>
Schluchseewerk Säckingen	360 (4 x 90)	400	2,1	161 x 23 x 34
Waldeck II	480 (2 x 240)	300	4,6	100 x 34 x 50
Goldisthal	1060 (4 x 265)	300	12	137 x 26 x 49

Hydraulic Boundary conditions				Turbine layout (acc. to Quicksizing)				House planning (acc. to HRW article 5e)			
Project Name	Turbine Type	Turbine Output (MW)	Head H (m)	turbine diameter	diameter Main Inlet Valve (MIV)	turbine flow	diameter penstock / turbine	unit spacing	PH length (w service bay)	PH width	PH height
3	reversible	30	400	1,68	0,76	8,43	1,20	4,50	18,00	9,00	26,00
11	reversible	90	400	2,81	1,30	25,28	2,07	5,80	23,20	11,60	36,00
12	reversible	129	400	2,95	1,40	33,71	2,39	6,30	25,90	11,60	41,00

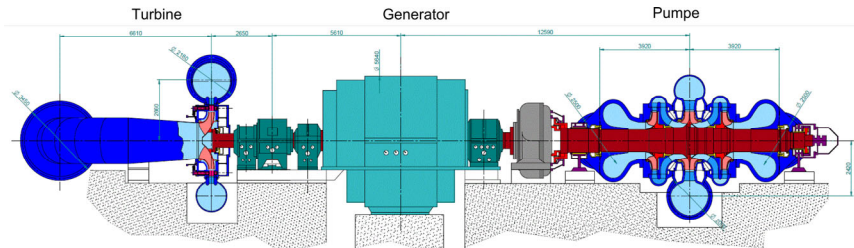
**Bild 4:** Vergleich der Daten aus der Literaturrecherche mit denen der Auslegungsmatrix (Quelle unteres Bild: Voith)

Somit lagen Randbedingungen z. B hinsichtlich der avisierten Leistung der Maschinensätze und der mittleren Fallhöhe für das weitere Vorgehen bei der Erstellung eines maschinentechnischen Konzepts für ein „ideales“, untertägiges PSW bzw. dessen Maschinensatz vor. Die Auslegung des Maschinensatzes erfolgte in Abhängigkeit der örtlich gegebenen Randbedingungen (wie beispielsweise der mittleren Fallhöhe) sowie Anforderungen, die aus der zukünftigen Betriebsweise des PSW resultieren (Ausgleich von Lastschwankungen, Bedarfsschwankungen oder Bereitstellung von Spitzenlastenergie). Die zur Verfügung stehenden Kriterien für die Maschinenauslegung zeigt Bild 5



**Bild 5:** Kriterien für die Maschinenauslegung

Unter Berücksichtigung der in **Bild 3** benannten und aus dem Referenzkraftwerk bekannten Randbedingungen einer mittleren Fallhöhe von 400 m, einer Betriebszeit von 4 h, einer Druckrohrleitungsgeschwindigkeit von 7,5 m/s einem avisierten Wirkungsgrad von 0,91 im Turbinenbetrieb sowie 10-12 Lastwechseln pro Tag ergibt sich als Resultat der Auslegung der Maschinensatz aus **Bild 6**.



**Bild 6:** Ausgelegter Maschinensatz (Quelle: Voith)

Es handelt sich um einen ternären Maschinensatz, gekennzeichnet durch die getrennte Anordnung von Pumpe und Turbine, der eine schnelle Reaktion auf Lastwechsel ermöglicht und einen Kurzschlussbetrieb zulässt. Aus Gründen des geringeren Raumbedarfs wurde eine liegende Maschinenanordnung gewählt. Aus der Wahl eines ternären Maschinensatzes und der Berücksichtigung einer mittleren Fallhöhe von 400 m resultiert die Nutzung einer Francis-Turbine und einer zweistufig, zweiflutigen Pumpe. Jeder Maschinensatz ermöglicht eine Leistung von 90 MW im Turbinenbetrieb. Die Leistung ist somit im mittleren Leistungsbereich angesiedelt. Für diese Leistungsklasse spricht, dass es Potential zur Vergrößerung oder Reduzierung der Leistung gibt. Die Gesamtleistung des PSW wird durch die Anzahl der verwendeten Maschinensätze bestimmt. Für ein PSW mit dem oben beschriebenen, detailliert ausgelegten Maschinensatz wird entspre-

chenden Berechnungen ein Druckrohrleitungsdurchmesser von 2,07 m, ein erforderliches Speichervolumen von mindestens 0,36 Mio. m<sup>3</sup> und eine Kavernengröße von 50x21x29 m (L x B x H) benötigt.

### **3 Anwendung auf ein Modellbergwerk**

Die bisherigen, allgemeinen Erkenntnisse wurden weiterhin auf ein Modellbergwerk angewendet. Problematisch erschien zunächst die Fallhöhe von 600 m. Es zeigte sich, dass durch eine tendenzielle Verkleinerung der Maschinenkomponenten durch die im Vergleich zur Auslegung größere Fallhöhe der ausgelegte Maschinensatz auch hier genutzt werden kann. Aus der Annahme der Nutzung eines Maschinensatzes und daher einer Gesamtleistung von 90 MW resultierte ein Druckrohrleitungsdurchmesser von 1,69 m, ein erforderliches Speichervolumen je Becken von 0,24 Mio. m<sup>3</sup> bei einer Betriebszeit von 4 h bzw. 0,12 Mio. m<sup>3</sup> bei einer Betriebszeit von 2 h und eine Kaverne der Abmaße (L x B x H) von 50x21x29 m für den ausgelegten Maschinensatz.

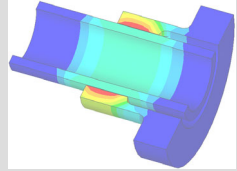
### **4 Zusammenfassung und Ausblick**

Im Rahmen des Artikels wurden neben dem allgemeinen Projekthintergrund und der Vorstellung der Projektpartner vor allem die Herangehensweise an die Erstellung eines maschinentechnischen Konzepts für ein untertägiges PSW sowie erste Ergebnisse vorgestellt. Daneben zeigte sich bei der Betrachtung eines realen Modellbergwerks, dass die bislang gewonnenen Erkenntnisse auch auf dieses übertragbar sind und aus maschinenbauerischer Sicht die Realisierung eines untertägigen PSW möglich ist.

### **5 Literatur**

- /1/ Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU), 2007, Erneuerbare Energien in Zahlen- nationale und internationale Entwicklung, Berlin
- /2/ Bard, J., 2006, Windkraft, Wasserkraft und Meeresenergie-Technik mit sozialer, ökologischer und ökonomischer Akzeptanz, in Forschung und Innovation für Nachhaltigkeit in der Stromerzeugung, Themenheft 2006, ForschungsVerbund Sonnenenergie

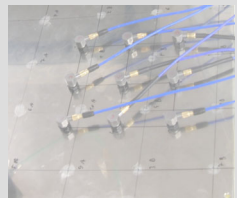
Konstruktion und Berechnung von  
Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und  
rechnerunterstützte Produktentwicklung



Systementwicklung, Versuchstechnik und  
Maschinenakustik



Hochschule und Kontakte





## Hannover Messe 2010

Bormann, E.; Hilgermann, J. L.; Thoden, D.

„Effizienter, innovativer, nachhaltiger“ lautete das Motto der Hannover Messe 2010. Beim weltweit größten Technologieereignis präsentierte sich das Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal mit drei Forschungsthemen: Innenhochdruckfügen, Druckkamm und Normung



The slogan of the Hannover Messe 2010 was “efficiently, innovative and sustainable”. At the worldwide biggest technology-event, the institute of mechanical engineering of the TU Clausthal presented three current research topics: Internal-high-pressure press fit connections, thrust cone bearings and standardization.

### 1. Einleitung

Das IMW war im Jahr 2010 mit drei Ständen zu verschiedenen Forschungsthemen auf dem Gemeinschaftsstand der Landes Niedersachsen vertreten. In der Forschungshalle 2 der Hannover Messe lautete das Motto der insg. 21 Stände des Niedersachsenstandes „Warum Niedersachsen alles erforschen müssen? Das kriegen wir auch noch raus.“

Mit der Anlage zum Innenhochdruckfügen konnte das innovative Fügeverfahren live auf der Messe vorgeführt werden. Mit dem Verfahren lassen sich Bauteile kraftschlüssig verbinden. Dabei wird eine Hohlwelle unter Innendruck plastisch aufgeweitet, wodurch sich zwischen Welle und Nabe nach Druckrücknahme eine kraftschlüssige Verbindung ausbildet. Durch dieses Verfahren lassen sich in der Praxis Kosten und Gewicht einsparen.

Um mehr Energieeffizienz in Getrieben ging es beim Projekt „Druckkämme“. Die Neuerung bietet die Möglichkeit, die in schrägen Getriebeverzahnungen auftretenden Reibungsverluste zu minimieren. Außer in Turbogetrieben können Druckkämme in der Fördertechnik, in Windenergieanlagen, in Fahrzeugen sowie vielen weiteren Bereichen eingesetzt werden.

Um Innovationen den Marktzugang zu erleichtern, sind Normen und Standards eine wichtige Voraussetzung. Damit sich auch kleine und

mittlere Unternehmen demnächst besser an einem Normungsprozess beteiligen können, werden am Institut neue Wege für Information und Mitarbeit beschritten. Ziel ist die die Zeitspanne bis zur Umsetzung einer Norm zu verkürzen und so attraktiver für kleinere und mittlere Unternehmen zu werden

## 2. Innenhochdruckfügen

Die institutseigene Fügeanlage wurde auf der Messe ausgestellt und den Besuchern vorgeführt. Täglich fand hierzu auch eine professionell moderierte Demonstration der Anlage und live-Fügung einer Welle-Nabe-Verbindung statt.



**Bild 1:** Vorführung der Anlage zum Innenhochdruckfügen

Ziel war es neue Impulse für künftige Forschungsaktivitäten sowie Partner für strategische Partnerschaften zu gewinnen. In diesem Zusammenhang wurden die Potenziale der Verbindung insbesondere durch die Möglichkeit der Schaffung einer sicheren Verbindung inkompatibler Werkstoffe durch die Ausstellung von Prototypen herausgestellt.

## 3. Druckkammtechnik

Viel Aufmerksamkeit erregte ein einfacher Demonstrator, mit dem die unerwünschte Wirkung der Axialkraft, wie sie in schrägverzahnten Getrieben auftritt, erfahren werden konnte. Am gleichen Modell konnten sich Besucher von der Wirkungsweise der Druckkämme überzeugen, bei denen die Axialkraftkomponente nahe am Entste-



hungsort abgestützt wird. Der Demonstrator selbst war mit Zahnrädern bestückt, die auf der FDM-Anlage des Instituts produziert worden waren.

Neben vielen Besuchern, die auf diesem Teilstandes zum ersten Mal mit Druckkämmen in Berührung kamen, entwickelten sich Gespräche mit Interessenten, die konkrete Einsatzpotentiale für dieses Maschinenelement sehen.



**Bild 2:** Messebesucher zeigen reges Interesse an der mit einem einfachen Demonstrator vorgestellten Druckkammtechnik

#### 4. Normung

Gerade kleine und mittlere Unternehmen (KMU) sollen besser über Normen informiert werden und sich mehr an der Normungsarbeit beteiligen. Dazu wurden neue Wege für Information und Mitarbeit geschaffen. So können Normeninhalte über Kurzbeschreibungen und Inhaltsverzeichnisse besser recherchiert werden. Neue Normungsvorhaben, Norm-Entwürfe und neue Normen werden verstärkt bekannt gemacht, Anwender können diese Informationen auf digitalem Wege abonnieren.

Auf der Messe wurde am Rechner vorgeführt, wie diese Möglichkeiten zur Information über Normen und zur Mitarbeit in der Normung genutzt werden können. Die Besucher hatten die Möglichkeit auf Wunsch am Rechner selbstständig durch die Angebote zu surfen und wurden dabei vom Standpersonal geleitet.



**Bild 3:** Informationsstand zu neuen Medien bei der Normungsarbeit

Durch ausliegendes Informationsmaterial konnten Besucher Links zu den Informationen, die am Rechner gezeigt wurden, mitnehmen sowie weitere Informationen über die vom IMW durchgeführten INS Projekte erhalten. Zusätzlich wurde in intensiven Gesprächen über Normen und Normung im Allgemeinen informiert und Tipps zur erfolgreichen Nutzung gegeben.

## 5. Zusammenfassung

Die fünf Tage auf der Hannover Messe waren für alle Beteiligten eine interessante und inspirierende Erfahrung. Im Laufe der Messe wurden viele Kontakte verknüpft und gestärkt. Zudem waren die Stände des IMW ein Anlaufpunkt für Studieninteressierte sowie Ehemalige der TU Clausthal.





## **Technische Ausrüstung, Kooperationsangebote und Forschungsschwerpunkte des Institutes**

### **Institut**

Die Lehre, Ausbildung, Forschung und Entwicklung am Fritz-Süchting-Institut für Maschinenwesen (IMW) deckt folgende Bereiche ab:

Konstruktion und Berechnung von Maschinenelementen und Maschinenteilen, speziell Welle-Nabe-Verbindungen und Seiltrommeln

- Finite-Elemente- und Mehrkörpersimulation
- Experimentelle Beanspruchungsermittlung
- Maschinenakustik und Schwingungsdiagnostik
- Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen
- Rechnereinsatz im Maschinenbau
- Technische Normung
- Rapid Prototyping / Rapid Tooling

Das interdisziplinäre Team am IMW besteht aus 15 wissenschaftlichen Mitarbeitern/-innen aus den Bereichen Maschinenbau, Verfahrenstechnik und Technische Informatik. Weitere 10 Mitarbeiter/-innen und 6 Auszubildende arbeiten in der Verwaltung, mechanischen und elektrotechnischen Werkstatt.

### **Technische Ausrüstung**

Für die entsprechenden Forschungsschwerpunkte verfügt das IMW über gut ausgestattete Labore, ein umfangreiches Prüffeld und die notwendige Hard- und Softwareausstattung für Simulation und Berechnung.

Die Untersuchung von Maschinenelementen kann auf sechs Verspannprüfständen bis 1 MW, fünf Torsions-Schwingprüfständen bis 30 kNm, einem kombinierten Umlaufbiege- und Torsionsprüfstand, zwei statischen Torsionsprüfständen bis 200 kNm sowie zweier separaten Umlaufbiegeprüfeinrichtung und zwei Druckkammprüfständen durchgeführt werden. Für das Fügen von Naben auf Hohlwellen mit Innenhochdruck steht eine Maximator-Hochdruckanlage bereit. Zur Prüfung fördertechnischer Elemente und Anschlagmittel ist eine Zugprüfmaschine mit integriertem Querprüfgerät, sowie ein separates mobiles Prüfgerät für Seilquerelastizitätsmessungen und ein Seiltrommelprüfstand vorhanden. Eventuelle berührungslose Übertragungen von Messwerten werden mit drei Telemetrieanlagen (64, 32, 8 Kanäle) bewältigt, die auch für ICP-Beschleunigungssensoren geeignet sind.

Ein Schleuderprüfstand bis 40.000 U/min für schnell drehende Maschinenteile (z.B. Rotoren, Abweiseradwindsichter) und ein Schneidmühlenprüfstand ergänzen die Prüfeinrichtungen des IMW für Untersuchungen an verfahrenstechnischen Maschinen.

Die technische Ausstattung des Labors für Maschinenakustik und Schwingungen ermöglicht Messungen an kombiniert belasteten Bauteilen. Mittels elektrodynamischer Schwingerreger können Bauteile neben ihrer stat./dyn. Betriebslast gezielt frequenzselektiven Belastungen bis zu einer Frequenz von 5 kHz unterworfen werden.

Das Akustiklabor am IMW ist mit umfangreichem Messequipment auf dem neuesten Stand der Technik ausgestattet:

- Signalanalytoren (OROS und IMC) mit bis zu 32 Kanälen mit einer Bandbreite von bis zu 102 kHz pro Kanal zur Echtzeitverarbeitung, die auch mobil eingesetzt werden können.
- 3 Modalshaker (1 kN, 200N, 10N)
- Rotations-Laservibrometer
- Feinwuchtgerät mit Analysefunktionen
- Intensitätsmesssonde
- Freifeld-Messmikrofone
- Ein großes Sortiment an Schwingungsaufnehmern
- Vibrant Me'Scope Modalanalyse Software
- MATLAB als Software für Sonderfunktionen

Darüber hinaus verfügt das IMW über einen schallarmen Messraum. Zur maschinenakustischen Beurteilung von Maschinenstrukturen stehen alle gängigen Analyseverfahren wie beispielsweise:

- Schallleistungsbestimmung nach DIN EN ISO 3744, DIN EN ISO 3745, DIN EN ISO 9614-1 und -2
- Experimentelle Modalanalyse
- Akustische Resonanzanalyse zur Bauteildiagnose
- Maschinendiagnose

zur Verfügung. Darüber hinaus können Schwingungsuntersuchungen unterschiedlichster Art mittels Auswertung im Programmiersystem MATLAB durchgeführt werden.

Das fertigungstechnische Labor besteht aus zwei 4-Achsen-Fräsmaschinen (MAHO MH700S/MH600), einer Drehmaschine (Monforts MNC 5), einer Senkerodiermaschine (CHARMILLES ROBOFORM 505) mit 3D-Bahnsteuerung, und einer ZEISS Koordinatenmessmaschine mit NC-Rundtisch. Als CAD/CAM-System wird CATIA V5 und Creo Elements/Pro 5 (früher: Pro/Engineer Wildfire mit Pro/Manufacturing) eingesetzt. Maschinenspezifische Postprozessoren erlauben eine durchgängige CAD/NC-Verfahrenskette. Als PDM/PLM-System ist TeamCenter von Siemens im Einsatz.

Die Rechnerausstattung umfasst mehrere Server, welche die insgesamt ca. 130 Rechner des Institutes vernetzen. Diese umfassen u.a. mehrere Compute-Server für die numerischen Simulationen mit bis zu jeweils 64 GB Hauptspeicher und 8 Kernen und einen File-Server mit 25 TB. Als Standardsoftware für numerische Simulationen stehen eine Vielzahl von Programmen zur Verfügung, u. a. ANSYS, ABAQUS und ProMechanica und das Optimierungsprogramm TOSCA, sowie SIMPACK für die Mehrkörpersimulation.

Das Institut für Maschinenwesen verfügt über eine vollständige Rapid Prototyping bzw. Rapid Tooling Verfahrenskette zum Lasersintern von Bauteilen. Hierzu gehören im Einzelnen eine Rapid Tooling Anlage EOSINT M 250 der Firma EOS, zum Generieren von metallischen Prototypen, Funktionsteilen und Werkzeugen (Formen und Elektroden), eine DIMENSION BST 768 für den Bau von thermoplastischen Prototypen, ein kleiner optischer 3D-Scanner, verschiedene Konstruktionsarbeitsplätze, Software zur Rapid Tooling gerechten Aufbereiten der CAD-Daten (Magics RP), Apparaturen und Geräte zum Infiltrieren und Beschichten der Sinterbauteile mit Harzen und niedrig schmelzenden Metallen, eine Sandstrahlkabine für verschiedene Strahlmedien (Stahlkugeln, Keramikpulver, Nussgranulat usw.) sowie Arbeitsplätze zur manuellen Nachbearbeitung der Rapid Tooling Erzeugnisse.

Für die virtuelle 3D-CAD-Konstruktion steht ein Doppelmonitorarbeitsplatz zur Verfügung sowie für die Demonstration eine Powerwall in unserem Seminarraum.

Im Bereich der multimedialen Lehre verfügt das IMW über mehrere Kamerasysteme zur Aufnahme und Übertragung von Lehrveranstaltungen und praktischen Experimenten. In einem eigens errichteten Multimedia-Seminarraum können Lehrveranstaltungen vor einer 100“ Rückprojektionswand durchgeführt werden.

### **Kooperationsangebote**

Das IMW arbeitet in einer Vielzahl von Projekten in enger Kooperation mit namhaften Industrieunternehmen in allen Tätigkeitsbereichen zusammen:

#### *Entwicklung, Konstruktion und Fertigung*

- Entwicklung neuer Konstruktionen (z.B. Prüfstände und Mühlen),
- Gestaltung von Maschinenelementen und Maschinenteilen,
- Fertigungsmöglichkeiten für Prüfkörper und Nullserien,
- Konstruktion und Herstellung von metallischen Formen, Funktionsteilen und Prototypen durch direktes Lasersintern (Rapid Tooling).
- Spritzgießen kleinerer Kunststoffteile (PE, PP) in geringen Stückzahlen mit Hilfe einer Spritzgusspistole.

#### *Versuche, Messungen und Berechnungen*

- Durchführung von komplexen Festigkeitsberechnungen und -nachweisen mit Hilfe der FEM (2D/3D),
- Erarbeitung von Berechnungsansätzen für Maschinenelemente
- Schadensfallanalysen
- DMS-Messungen unter Betriebsbedingungen an Maschinenteilen,
- Durchführung von maschinenakustischen Untersuchungen und Optimierungen,
- Durchführung von Verschleiß- und Festigkeitsuntersuchungen auf den Prüfständen.

#### *Beratung und Gutachten*

- Beratung, Untersuchung und Erstellung von Gutachten zur Bauteilfestigkeit,
- Beratung, Untersuchung und Gutachten zur Konstruktion lärmarmen Maschinen,
- Beratung zu Konstruktions- und Patentfragen,
- Beratung und Hilfestellung bei der Beantragung und Durchführung von nationalen und internationalen Forschungsprojekten.



## Forschungsschwerpunkte

Die Forschungsschwerpunkte gliedern sich in folgende Bereiche:

### *Konstruktion und Berechnung von Maschinenelementen*

Neben allgemeinen Fragen der Grundlagen des Maschinenwesens wie Beanspruchungsermittlung, Reibung, Verschleiß und Tragfähigkeit stehen folgende Maschinenelemente besonders im Vordergrund:

- Zahn- und Keilwellen-Verbindungen,
- Spielbehaftete Längsstift-Verbindungen,
- Innenhochdruckgefügte und konventionelle Preßverbindungen mit geometrischen Schwächungen (z.B. Axial- oder Radialbohrungen in Welle und/oder Nabe),
- Kreuz- und Gleichlauf-Gelenkwellen,
- Torsionssteife Kupplungen mit Ausgleichsfunktion in radialer und axialer Richtung,
- Seiltrommeln (ein- und mehrlagig bewickelt),
- Stahldrahtseile und Kunststoffseile,
- Freiläufe
- Druckkamm als Axiallager in Getrieben.

Weitere Forschungsprojekte beschäftigen sich mit der Beanspruchungsanalyse und Optimierung stoßbelasteter Maschinenteile, mit der elasto-plastischen Beanspruchung von Maschinenelementen und der Entwicklung von Berechnungssoftware für Maschinenelemente.

### *Konstruktionssystematik und Rechnereinsatz im Maschinenbau*

Die Entwicklung von Konstruktionsinformationssystemen zur Unterstützung des Produktentwicklers unter Einbeziehung aller Produktlebensphasen sind Gegenstand verschiedener Forschungsprojekte. Als Grundlage für ein phasenübergreifendes Arbeiten stehen insbesondere die Entwicklung von Schnittstellen und der Produktdatenaustausch (STEP ISO 10303/ISO 13584) im Vordergrund. Weitere Projekte beschäftigen sich mit:

- dem Management kooperativer Produktentwicklungsprozesse,
- dem Qualitätsmanagement in der Konstruktion,
- der Werkstoffauswahl in der Konstruktion,
- dem fertigungsgerechten Konstruieren insbesondere an Bauteilen aus Feinblech und lokal eigenschaftsgeänderten Materialien.

### *Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen*

Schwerpunkt der Untersuchungen und Entwicklungen von verfahrenstechnischen Maschinen unter besonderen mechanischen, chemischen und thermischen Belastungen sind:

- Entwicklung von Schneidmühlen,
- Gestaltung schnell laufender Rotoren (Windsichter/Prallmühlen),
- Entwicklung von Reaktionsmühlen,
- Entwicklung lärmarmer, schnell laufender Mühlen.

Weitere Forschungsvorhaben beschäftigen sich mit der Konstruktionssystematik an Maschinen der Verfahrenstechnik und der Baureihenentwicklung.

### *Maschinenakustik*

Im Rahmen der Maschinenakustik werden Forschungsarbeiten zur Lärminderung von Bauteilen und Maschinensystemen durchgeführt. Für experimentelle Untersuchungen und Entwicklungen zu Körperschall, Schallemission und Körperschallimpedanz- und Dämpfungselementen steht entsprechende Messwerterfassungs- und Verarbeitungshardware und -software zur Verfügung. Ein weiterer Schwerpunkt bildet die Entwicklung von Konstruktionssystematiken und von Beratungssystemen zur Konstruktion lärmarmer Maschinen.

### *Rapid Prototyping / Rapid Tooling*

Die Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten auf dem Gebiet Rapid Prototyping / Rapid Tooling umfassen die gesamte Rapid Tooling Verfahrenskette.

Hierzu zählt im Einzelnen:

- die Rapid Tooling gerechte CAD-Konstruktion,
- die Datenaufbereitung für den Sinterprozess,
- der Rapid Tooling Bauprozess einschließlich der Untersuchung von neuen Sinterparametern und Sinterwerkstoffen und
- die Nachbearbeitung bzw. das Finishen der Sinterbauteile durch Beschichten und Infiltrieren.

Weiterhin werden die Anwendungsgebiete der Rapid Tooling Technologie betrachtet wie z. B. die Herstellung von Elektroden für das funkenerosive Abtragen und das Sintern von Formen für den Gummi- und Kunststoffspritzguss oder Faserverbundkonstruktionen sowie das Generieren von Funktions- und Einsatzteilen mittels neu entwickelter Sinterwerkstoffe und Sinterstrategien.

## **Veröffentlichungen des Institutes seit dem 01.01.2006**

### **Veröffentlichungen 2010**

Amorim, F.L.; Müller, N.; Bassani, I.; Schäfer, G.; Siemann, E.; Czelusniak, T.; Noronha, M.A.; Higa, C.F.; Bönisch, K.; Belmonte, G.R.: Some results on the performance of EDM electrodes produced by SLS technique; 6<sup>th</sup> Virtual International Conference on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2010), 15th-26th November 2010, Cardiff

Müller, N.; Bessling, S.; Bormann, E.: Normungsinformationstechnologien für KMU und Handwerk; DIN-Mitteilungen + Elektronorm, Ausgabe 06-2010, S. 20-25, Beuth Verlag Berlin 2010, ISSN 0722-2912

Müller, N.: Zugang mit neuen Medien zur Normungsarbeit; tech transfer, Hannover Messer Industrie, Vortrag 20.04.2010, Hannover 2010

Schäfer, G.: Berechnungsrichtlinie für Zahnwellenverbindungen; Tagungsband, FVA-Informationstagung, Würzburg 23./24. November 2010, [www.fva-net.de](http://www.fva-net.de)

Rolshofen, W.; Schäfer, G.: Measurement of torque in underground loaders, as a basis for optimization; Advanced Mining Solutions 03/2010, advanced-mining, Aachen, S. 93 – 97, [http://www.advanced-mining.com/images/upload/ams\\_201003\\_en.pdf](http://www.advanced-mining.com/images/upload/ams_201003_en.pdf)

Daryusi, A.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Schlecht, B.: Ermüdungsfestigkeit von Zahnwellenverbindungen mit freiem und gebundenem Auslauf; 4. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2010, VDI-Berichte 2114, S. 361-366, ISBN 978-3-18-092114-3

Schäfer, G.: Neuerungen in der Berechnung von Passverzahnungen; 4. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2010, VDI-Berichte 2114, S. 197-210, ISBN 978-3-18-092114-3

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Shen, L. J.: Optimization design of shaft-hub connection in ball type plunging constant velocity joints; 4. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2010, VDI-Berichte 2114, S. 355-360, ISBN 978-3-18-092114-3

Hilgermann, J. L.; Lohrengel, A.: Gestaltung und Dimensionierung innenhochdruckgefügter Pressverbindungen mit dominierendem Kraftschluss unter statischer und dynamischer Betriebslast. In: Welle-Nabe-Verbindungen : Gestaltung - Fertigung - Anwendungen mit Fachausstellung ; 4. VDI-Fachtagung Nürtingen bei Stuttgart, 27. und

28. Oktober 2010. Düsseldorf : VDI-Verl., 2010 (VDI-Berichte, 2114). - ISBN 9783180921143, S. 51-62

Lohrengel, A. ; Thoden, D. ; Dietz, P.: Über die Beanspruchung von dünnwandigen Pressverbänden unter exzentrischer Axialkraft. In: Welle-Nabe-Verbindungen : Gestaltung - Fertigung - Anwendungen mit Fachausstellung ; 4. VDI-Fachtagung Nürtingen bei Stuttgart, 27. und 28. Oktober 2010. Düsseldorf : VDI-Verl., 2010 (VDI-Berichte, 2114). - ISBN 9783180921143, S. 81-92

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Nagler, N.: Maschinenbauliche Fragestellungen, Forschungsjahrbuch Erneuerbare Energien 2009, Windenergiespeicherung durch Nachnutzung stillgelegter Bergwerke; Förderkennzahl des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: 0325074, <http://idserver.fiz-karlsruhe.de/ih3000/ptj2010/>

Arslan, G.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Minimierte Zahnfußbiegespannungen an Zahnstangen durch optimierte Zahnfußausrundung mit Isight; Deutsche SIMULIA-Konferenz 2010, 20. und 21. September 2010, Heidelberg

Lohrengel, A.; Bessling, S.; Stahr, K.; Wesling, V.; Echtermeyer, P.: Systematic Design Approach to the Development of High-Strength, Locally Adapted Structures with the Aid of the Finite Element Design (FED) Method; Creation of High-Strength Structures and Joints; Advanced Materials Research, Volume 137, Page 413-450, Trans Tech Publications Inc., Stafa-Zurich, (2010), ISBN: 978-0-87849-234-3

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Thoden, D.: Acoustic Measurement to Proof High-Strength Structures and Joints; Creation of High-Strength Structures and Joints; Advanced Materials Research, Volume 137, Page 451-456, Trans Tech Publications Inc., Stafa-Zurich, (2010), ISBN: 978-0-87849-234-3

Kruk, R; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Hermerath, P.; Esderts A.; Wilmes, C.; Neubert, V.: Erhöhung der Leistungsfähigkeit von Brüdenventilatoren. Studie von konstruktiven Optimierungsmöglichkeiten der in Industrie eingesetzten Ventilatoren. 6. VDI – Fachtagung Ventilatoren Entwicklung – Planung – Betrieb, VDI – Berichte, Braunschweig, 16. und 17. November 2010, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2010,

Kruk, R; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Schmelter, R.; Thoden, D.: Körperschallübertragung von Gleitlagern – Eine Messstrategie für Ermittlung von frequenzabhängiger Parameter der Gleitlagern. VDI – Fachtagung mit Fachausstellung Maschinenakustik 2010, Wettbewerbsvorteil durch geräuscharme Produkte, VDI – Berichte 2118, Leonberg bei Stuttgart, 26. und 27. Oktober 2010, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2010, ISBN 978-3-18-092118-1, S. 15-21

Kruk, R.; Thoden, D.; Lohrengel, A.; Dietz, P.; Schäfer, G.: Körper-schallübertragung von Wälz- und Gleitlagern. Fortschritte der Akustik: DAGA 2010, 36. Jahrestagung für Akustik, 15.-18. März 2010 in Berlin, ISBN 978-3-9808659-8-2, S. 529-530

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Nagler, N.: Maschinenbauliche Fragestellungen. Forschungsjahrbuch Erneuerbare Energien 2009, Windenergiespeicherung durch Nachnutzung stillgelegter Bergwerke; Förderkennzahl des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: 0325074,

<http://idserver.fiz-karlsruhe.de/ih3000/ptj2010/>

Schmelter, R.; Lohrengel, A.; Thoden, D.: Maschinenakustik mal praktisch. Fortschritte der Akustik: DAGA 2010, 36. Jahrestagung für Akustik, 15.-18. März 2010 in Berlin, ISBN 978-3-9808659-8-2, S. 451-452

Thoden, D.; Lohrengel, A.; Hilgeramann J.,L.; G. Kruk, R.; Leng, M.; Nsenga, E.,B.: Ansatz zur akustischen Lokalisierung von eingelegten Verstärkungsblechen in Sandwichstrukturen. Fortschritte der Akustik: DAGA 2010, 36. Jahrestagung für Akustik, 15.-18. März 2010 in Berlin, ISBN 978-3-9808659-8-2, S. 451-452

Rolshofen, W.; Schäfer, G.: Drehmomentmessung an Fahrladern als Basis für Optimierungen, Fördertechnik im Bergbau, Kolloquium 27./28. Januar 2010, Clausthal Zellerfeld, ISBN 978-3-86948-057-2

## **Veröffentlichungen 2009**

Dietz, P.; Lohrengel, A.; Wächter, M.: Leistungssteigerung von Zahnwellenverbindungen durch Neugestaltung des Zahnprofils; Konstruktion, Januar/Februar 1/2-2009, ISSN 0720-5953

Dietz, P.; Lohrengel, A.; Schwarzer, T.; Wächter, M.: Problems related to the design of multi layer drums for synthetic and hybrid ropes; OIPEEC Conference / 3rd International Ropedays; Stuttgart März 2009

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Lau, P.: Gelenkwellenforschung; Ingenieurspiegel, 3/2009, ISSN 1868-5919, S. 56-57

Müller, N.; Bessling, S.; Bormann, E.: Einbindung von kleinen und mittleren Unternehmen in Normungsprozesse; DIN-Mitteilungen + Elektronorm, Ausgabe 04-2009, S. 15-20, Beuth Verlag Berlin 2009, ISSN 0722-2912

Müller, N. (Hrsg.): Normung und Hochschule; Tagungsband Nr. 1, 2009, Clausthal-Zellerfeld, ISSN 1868-730X

Hilgermann, J.L.; Lohrengel, A.: Innenhochdruckfügen - Eine Versuchsparameter Auswahl; Kongress für Simulation im Produktentstehungsprozess (SIMPEP), 18.-19. Juni, Veitshöchheim

Müller, N.; Bessling, S.; Bormann, E.: Normung und Hochschule; DIN-Mitteilungen + Elektronorm, Ausgabe 07-2009, S. 125-126, Beuth Verlag Berlin 2009, ISSN 0722-2912

Rolshofen, W.: Application of acoustic holography for human-computer interaction; 16th International Congress on Sound and Vibration, 5th–9th July 2009, Kraków, Poland

Kruk, R.; Dietz, P.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Thoden, D.: Novel test bed for vibration transmission through rolling and slide bearings; 16th International Congress on Sound and Vibration, 5th–9th July 2009, Kraków, Poland

Lohrengel, A.; Bessling, S.; Stahr, K.; Wesling, V.; Echtermeyer, P.: Finite Element Design (FED) - a new approach for material and manufacturing based design rules; 5th Virtual International Conference on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2009), 6th–17th July 2009, Cardiff, GB

Dietz, P.; Hilgermann, J.L.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Internal high pressure assembled press fit shaft-hub connections; 5th Virtual International Conference on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2009), 6th–17th July 2009, Cardiff, GB

Mänz, T.; Lohrengel, A., Schäfer, G.: Optimization of a production machine with the help of numerical simulation tools. 2nd International Researchers Symposium on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2009), July 2009, Ischia

Nagler, N.; Lohrengel, A., Schäfer, G.: Subsurface pumped storage plants – A new approach to store energy. 2nd International Researchers Symposium on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2009), July 2009, Ischia (Veröffentlichung vor. Anfang 2010)

Dietz, P.: 175 Jahre Drahtseil – Das mechanische System Seil-Seiltrommel, Papierflieger Verlag, 1. Auflage 2009, Clausthal-Zellerfeld, ISBN 978-3-86948-004-6

Dietz, P.; Lohrengel, A.; Schwarzer, T.; Wächter, M.: Synthetic and Hybrid Ropes on cranes; Sept. 2009, Crane Hot Line, cranehotline.com

Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Einflüsse der Seileigenschaften von Kunststoffen auf die Trommel; InnoZug 3. Fachkolloquium 23. September 2009, Chemnitz

Thoden, D.; Lohrengel, A.; Dietz, P.: Aktuelle Entwicklungen in der Druckkammauslegung; Dresdner Maschinenelemente Kolloquium DMK 2009, 24. und 25. November 2009, Dresden

Daryusi, A.; Lau, P.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Schlecht, B.: Mehrfachkerbwirkung an Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit freier

und gebundener Auslaufgeometrie; Dresdner Maschinenelemente Kolloquium DMK 2009, 24. und 25. November 2009, Dresden

Hartlieb, B.; Kiehl, P.; Müller, N.: Normung und Standardisierung – Grundlagen, Beuth Verlag, 1. Auflage 2009, Berlin, ISBN 978-3-410-17113-3

### **Veröffentlichungen 2008**

Käferstein, B.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Einfluss der Fügestelle auf den Körperschall in Feinblechkonstruktionen; Tagung Fahrzeugunterboden; CTI Augsburg 23./24.01.2008

Müller, N.; Bormann, E.; Kramer, W.; Marktzugang und Marktzulassung mittels Normen und Standards; DIN-Mitteilungen + Elektronorm, Ausgabe 03-2008, S. 15-22, Beuth Verlag Berlin 2008, ISSN 0722-2912

Sambale, B.; Schäfer, G.: Weiterentwicklung dualer Studienangebote im tertiären Bereich; Projektgruppe „Innovationen im Bildungswesen“ der Bund-Länder-Kommission; Arbeitsbericht März 2008

Käferstein, B.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Acoustic behaviour of joints in sheet metal; XV Acoustical and Biomedical Engineering Conference; 14.-18.04-2008 Zakopane; Polish Acoustical Society; [www.iab2008.agh.edu.pl](http://www.iab2008.agh.edu.pl)

Rolshofen, W.; Dietz, P.; Schäfer, G.; Kruk, R.: TAI-CHI: Tangible Acoustic Interfaces for Computer-Human Interaction; XV Acoustical and Biomedical Engineering Conference; 14.-18.04-2008 Zakopane; Polish Acoustical Society; [www.iab2008.agh.edu.pl](http://www.iab2008.agh.edu.pl)

Rolshofen, W.; Schäfer, G.: Offshore-Verbund-Kraftwerk; Ideen Park Stuttgart; 17.05.-25.05.2008 Stuttgart

Schäfer, G.: Mechanik, Schäden an Großmaschinen, Tagung „Schadensfalluntersuchung“, Haus der Technik, 28./29.05.2008, Essen

Schäfer, G.: Calculation of Splined Shafts; 11.-13.06.2008 Universiti Teknologi MARA, UITM Malaysia

Müller, N.: Verleihung der FTMV-Gütesiegel; Zukunft Ingenieurwissenschaften - Zukunft Deutschland; S.247-249, Springer-Verlag 2008 ISBN 978-3-540-89608-1

Korte, T.: Längsstiftverbindungen als Alternative zur Passfeder. Konferenzband zur 16. internationalen wissenschaftlich-technischen Konferenz TEMAG 2008 Lebensdauer von Konstruktionselementen

und -baugruppen in Bergbaumaschinen. Biblioteka TEMAG 2008, ISBN978-83-61442-04-2

Kruk, R., Kramarczuk, W., Wieczorek, A.: Zastosowanie metody sztywnych elementow skonczonech do wyznaczania obciazen dynamicznych przekladnie zebatej. Konferenzband zur 16. internationalen wissenschaftlich-technischen Konferenz TEMAG 2008 Lebensdauer von Konstruktionselementen und -baugruppen in Bergbaumaschinen. Biblioteka TEMAG 2008, ISBN 978-83-61442-04-2

Kruk, R., Thoden, D., Backhaus, S.-G.: Neuartiger Prüfstand zur akustischen Untersuchung von Wälz- und Gleitlagern. Fortschritte der Akustik : DAGA 2008 ; 34. Jahrestagung für Akustik, 10. - 13. März 2008 in Dresden, ISBN: 978-3-9808659-4-4

Seitz, T.; Dietz, P.; Lohrengel, A.: Werkstoffauswahl für transportable Zerkleinerungseinrichtungen. ProcessNet Jahrestagung 2008, 09.10.2008, Karlsruhe. In: Chemie Ingenieur Technik 9/2008, S. 1436, Wiley-VCH Verlag, Weinheim, ISSN 0009-286X.

### **Veröffentlichungen 2007**

Müller, N.; Bormann, E.; Kramer, W.; Marktzugang und Marktzulassung mittels Normen und Standards; DIN-Mitteilungen + Elektronorm, Ausgabe 03-2007, S. 11-17, Beuth Verlag Berlin 2007, ISSN 0722-2912

Schäfer, G.: Using manufacturing influences to material properties within design, ICMA '07, Singapore, ISBN: 978-981-05-8089-6

Schwarzer, T.: Die Problematik der Auslegung mehrlagig bewickelter Seiltrommeln bei der Bewicklung mit Kunststoff- oder Hybridseilen, 15. Internationale Kranfachtagung, Bochum Mai. 2007, ISBN 3-89194-179-X

Rolshofen, W.; Dietz, P.; Beck, H.-P., et al.: Base Load Power from the North Sea. European Wind Energy Conference (EWEC 2007), Milan, Italy, 7-10 May 2007

Schäfer, G.: Netzintegration von Offshore Großwindanlagen, Vortrag, science.fest 2007, Mannheim

Kramer, W.; Müller, N.: Marktzugang und Marktzulassung mittels Normen und Standards, Vortrag, VDI-VDE-DGQ Gemeinschaftskreis Qualitätsmanagement Hannover, 25.06.2007, Hannover



Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Wesling, V.: Iterative loop to include material and manufacturing information in an early design stage, Virtual International Conference on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2007), The Internet, 2nd-13th July 2007, Whittles Publishing (Scotland) (2007). To be published end of 2007

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Wesling, V.: Design strategies for the development of high strength coupling elements from requirement optimized composite materials, Creation of High-Strength Structures and Joints by Setting up Local Material Properties, trans tech publications, Stafa-Zurich, 2007, ISBN: 978-0-87849-455-2

Lohrengel, A.; Ostertag, W.; Sprick, R.: An innovative device for the manufacture of disposable medical- and healthcare products. Virtual International Conference on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2007), The Internet, 2nd-13th July 2007, Whittles Publishing (Scotland) (2007). To be published end of 2007

Schäfer, G.: Auslegung von Zahnwellen-Verbindungen. VDI-Berichte 2004, VDI Tagung Wiesloch Okt. 2007, ISBN 978-3-18-092004-7

Korte, Th.: Dimensionierung und Gestaltung von spielbehafteten Längs-stift-verbindingen. VDI-Berichte 2004, VDI Tagung Wiesloch Okt. 2007, ISBN 978-3-18-092004-7

Dietz, P.; Kruk, R.; Lohrengel, A.; Wieczorek, A.: Stanowisko do badan wlasnosci dynamicznych lozysk. XV Jubileuszowa Miedzynarodowa Konferencja Naukowo – Techniczna TEMAG 2007, S. 25-29. Gliwice – Ustron Oktober 2007, ISBN 978-83-917265-6-3.

Dietz, P.; Kruk, R.; Lohrengel, A.; Wieczorek, A.: Wyniki obliczen parametrow dynamicznych lozysk tocznych. XV Jubileuszowa Miedzynarodowa Konferencja Naukowo – Techniczna TEMAG 2007, S. 31-39. Gliwice – Ustron Oktober 2007, ISBN 978-83-917265-6-3.

Dietz, P.; Lohrengel, A.; Schwarzer, T.: Charakterystyka naprezen w linach hybrydowych wykonanych z tworzyw w trakcie wielowarstwowego ich nawijania na beben. XV Jubileuszowa Miedzynarodowa Konferencja Naukowo – Techniczna TEMAG 2007, S. 139-151. Gliwice – Ustron Oktober 2007, ISBN 978-83-917265-6-3.

Rolshofen, W.; Dietz, P.; Schäfer, G.: Application of Tangible Acoustic Interfaces in the Area of Production Control and Manufacturing. J. Jacko (Ed.): Human-Computer Interaction, Part II, HCII 2007, LNCS 4551, pp. 920–925, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2007, ISBN: 978-3-540-73106-1

## Veröffentlichungen 2006

Rolshofen, W.; Dietz, P.; Schäfer, G.: Neuartige berührbare Schnittstellen durch die Rückprojektion akustischer Wellen, Fortschritte der Akustik: Plenarvorträge und Fachbeiträge der 32. Deutschen Jahrestagung für Akustik DAGA '06, Braunschweig, ISBN: 3-9808659-2-4

Schäfer, G.: Rapid eLearning im Einsatz, Tag des eLearning CeBIT 2006, Besser lernen – mehr wissen – mehr können, 13.03.2006, Hannover

Rolshofen W., Dietz P. und Schäfer G.: Innovative Interface for Human-Computer Interaction, Proceedings of the 9th International Design Conference DESIGN 2006, Dubrovnik, Croatia, 2006, ISBN 953-6313-82-0

Schäfer, G.: Mechanik, Schäden an Großmaschinen, Tagung „Schadensfalluntersuchung“, Haus der Technik, 17./18.05.2006, Essen

Schäfer, G.: eLearning Academic Network – Blended Lectures, iNEER Special Volume “INNOVATIONS 2006: World Innovations in Engineering Education and Research”, 2006, Arlington USA, ISBN 0-9741252-5-3

Trenke, D., Müller, N. und W. Rolshofen: Selective laser sintering of metal and ceramic compound structures, 2nd Virtual International Conference on Intelligent Production Machines and Systems, 03.-14.07.2006, Cardiff, GB

Trenke, D.; Dissertation: Selektives Lasersintern von porösen Entlüftungsstrukturen am Beispiel des Formenbaus, April 2006, Papierflieger Claus-thal-Zellerfeld, ISBN 3-89720-848-2

Hickmann, T., Adamek, T. (Wilhelm Eisenhuth GmbH KG), Müller, N., Trenke, D. (Institut für Maschinenwesen der TU Claus-thal); Der Stahlformenbauer, Ausgabe 05-2006, S. 14-16, Fach-verlag Möller 2006

Dietz, P., Guthmann, A. und T. Korte: Material-driven solution finding – functional materials in the design process, 2nd Virtual International Conference on Intelligent Production Machines and Systems, 03.-14.07.2006, Cardiff, GB

Rolshofen, W. et al.: “TAI-CHI: Tangible acoustic interfaces for computer-human interaction”, Euroscience Open Forum 2006: 15. - 19. Juli; Forum am Deutschen Museum und Deutsches Museum, München

Dietz, P.: Accreditation in Europe – System and Experiences, ICEE 2006 International Conference on Engineering Education, 23.-28.07.2006, San Juan, Puerto Rico, ISBN 1-58874-648-8

Sambale, B.: Fixed outcomes with non-traditional curricula, ICEE 2006 International Conference on Engineering Education, 23.-28.07.2006, San Juan, Puerto Rico, ISBN 1-58874-648-8

Schäfer, G.: Requirements of integrated international engineering studies, ICEE 2006 International Conference on Engineering Education, 23.-28.07.2006, San Juan, Puerto Rico, ISBN 1-58874-648-8

Lütkepohl, A.: Anforderungsgetriebene Konstruktionsmethodik zur werkstoffgerechten Lösungsfindung. Abschluss Symposium zum Paketantrag „Kompatibilisierungsmethoden“, 16.11.2006, Clausthal

D. Müller, P. Dietz, N. Müller: Intelligent Assistance for a Task-oriented Requirements Management, Proceedings 2nd International Joint e-Conferences on Computer, Information, and Systems Sciences, and Engineering (CIS2E 2006), 4. – 14. Dezember 2006



## Autoren

*Prof. Dr.Eng. Amorim, Fred Lacerda:* Jahrgang 1971, Adjunct Professor of the Department of Mechanical Engineering, Pontifícia Universidade Católica do Paraná – PUCPR, Curitiba, Brasilien. fred.amorim@pucpr.br

*Arslan, Gökhan:* Jahrgang 1975, studierte theoretischen Maschinenbau an der TH Karlsruhe, seit 12.10.2009 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. arslan@imw.tu-clausthal.de

*Prof. Dr.-Ing. Bassani, Irionson Antonio:* Jahrgang 1958, Pontifícia Universidade Católica do Paraná – PUCPR, Curitiba, Brasilien. Irionson.bassani@pucpr.br

*Bormann, Erik:* Jahrgang 1971, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 10.07.2006 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. bormann@imw.tu-clausthal.de

*Garzke, Martin:* Jahrgang 1972, studierte Geophysik an der TU Clausthal, von 1.02.1999 bis 28.02.2001 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. Promotion im Jahr 2001 über die Auslegung innenhochdruckgefügter Pressverbindungen unter Drehmomentbelastung.

*Henschel, Jürgen:* Jahrgang 1968, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Braunschweig und TH Darmstadt, von 1.03.1994 bis 31.01.2000 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. Promotion im Jahr 1999 über die Dimensionierung von Windentrommeln.

*Hilgermann, Jan Lukas:* Jahrgang 1981, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.2.2007 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. hilgermann@imw.tu-clausthal.de

*Kruk, Radoslaw:* Jahrgang 1979, studierte als Doppeldiplom Maschinenbau, AGH Krakau, TU Clausthal, seit 3.2.2006 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. kruk@imw.tu-clausthal.de

*Lau, Peter:* Jahrgang 1970, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.1.2006 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. lau@imw.tu-clausthal.de

*Leng, Miaomiao:* Jahrgang 1980; studierte Materialwissenschaften an der Beijing Union University (Bachelor) und Maschinenbau als Ergänzungstudiengang an der TU Clausthal, seit 1.9.2008 wissenschaftliche Mitarbeiterin am IMW. leng@imw.tu-clausthal.de

*Lohrengel, Armin:* Jahrgang 1966, studierte Maschinenbau/Konstruktionstechnik an der TU Clausthal und RWTH Aachen, bis 09/1999 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente und –gestaltung, Promotionsthema Lebensdauerorientierte Dimensionierung von Freiläufen, bis 01/2007 Leiter Maschinenentwicklung Paul Hartmann AG Heidenheim, seit 1.2.2007 Universitätsprofessor und Institutsdirektor des IMW. lohrengel@imw.tu-clausthal.de

*Mänz, Tobias:* Jahrgang 1982, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 6.4.2009 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. maenz@imw.tu-clausthal.de

*Miehe, Andreas:* Jahrgang 1971, studierte Informatik im Maschinenbau an der TU-Clausthal, seit 1998 Berater in der Industrie in den Bereichen Produktdatenmanagement und Netzwerkdesign, von Januar.2007 bis Dezember 2009 zusätzlich wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. Promotion im Jahr 2009 über die Entwicklung einer Transaktionshistorie für Online-Merkmallexika.

*Müller, Norbert:* Jahrgang 1949, studierte allgemeinen Maschinenbau an der FH Frankfurt und TH Darmstadt, Leiter Zentralaufgaben Konstruktion der Pittler AG, wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW, Promotion 1990 über rechnergestützte Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen am Beispiel von Zentrifugentrommeln, Bereichsleiter Informationstechnik der Pittler GmbH, seit 1.11.1997 Professor für Rechnerintegrierte Produktentwicklung am IMW. mueller@imw.tu-clausthal.de

*Mupende, Yvon Ilaka:* Jahrgang 1964, studierte allgemeinen Maschinenbau an der Universität von Kinshasa, Demokratische Republik Kongo, Gastwissenschaftler am IMW von Oktober 1996 bis Oktober 2000, von November 2000 bis März 2006 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. Promotion im Januar 2001 über das Beanspruchungs- und Verformungsverhaltendes Systems Seiltrommel unter elastischem und teilplastischem Werkstoffverhalten

*Nagler, Nadine:* Jahrgang 1984, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 6.4.2009 wissenschaftliche Mitarbeiterin am IMW. nagler@imw.tu-clausthal.de

*Nangue, Arnaud:* Jahrgang 1981, Studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU München, TU Clausthal und an der Universidad de Oviedo, seit 04.01.2010 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. nangue@imw.tu-clausthal.de

*Otto,Steffen:* Jahrgang 1971, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, von 1.08.1998 bis 21.12.2003 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. Promotion im Jahr 2003 über ein nicht-

rotationssymmetrisches Belastungsmodell für die Ermittlung des Beanspruchungsverhaltens mehrlagig bewickelter Seiltrommeln.

*Schäfer, Günter:* Jahrgang 1963, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.11.1989 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW, seit 1991 akademischer Rat, Promotion im November 1995 über Verschleiß und Berechnung von Zahnwellen-Verbindungen, seit 2002 akademischer Oberrat. schaefer@imw.tu-clausthal.de

*Schmelter, Rico:* Jahrgang 1984, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Dresden, seit 15.01.2010 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. schmelter@imw.tu-clausthal.de

*Schulze, Henry:* Jahrgang 1971, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 2001 Entwicklungsingenieur für passive Insassenschutzsysteme. Seit dem Jahr 2007 zusätzlich externe Promotion am IMW im Bereich Anforderungsmanagement in der Produktentwicklung.

*Shen, Long Jiang:* Jahrgang 1979, studierte Maschinenbau an der Jiaotong Universität Ostchinas (Bachelor) und an der Universität Südzentralchinas (Master), seit 1.10.2008 Stipendiat am IMW. shen@imw.tu-clausthal.de

*Siemann, Eric:* Jahrgang 1978, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.5.2007 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. siemann@imw.tu-clausthal.de

*Stahr, Konrad:* Jahrgang 1981, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.5.2009 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. stahr@imw.tu-clausthal.de

*Thoden, Daniel:* Jahrgang 1977, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.7.2006 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. thoden@imw.tu-clausthal.de

*Wächter, Martina:* Jahrgang 1959, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.4.1985 wissenschaftliche Mitarbeiterin am IMW. waechter@imw.tu-clausthal.de

*Wieczorek, Andrzej:* Schlesische Technische Universität, Gleiwitz, Polen. Andrzej.N.Wieczorek@polsl.pl





## So finden Sie das IMW



### Aus Richtung Hannover / Hamburg:

**A7** bis Ausfahrt **Seesen** → An der Ampel rechts; nach ca. 1,5 km links auf die vierspurige **B243**

**B243** an der Ausfahrt **Clausthal-Zellerfeld**, **Braunlage** verlassen auf die **B242**

**B242** → Richtung Ortsteil Zellerfeld abbiegen

Im **Ortsteil Zellerfeld** rechts auf die **B241** einbiegen → nach lang gezogener Linkskurve in den Kreisverkehr einbiegen → auf rechter Spur dem Verlauf der **B241** folgen und den Kreisverkehr verlassen → nach ca. 100 m rechts die Robert-Koch-Straße einbiegen.

Das IMW befindet sich nach ca. 400 m (zwei Querstraßen) auf der rechten Seite.

## Aus Richtung Göttingen / Kassel:

**A7** bis Ausfahrt **Northeim-Nord** → **B3** bis **Northeim**; in Northeim Umgehungsstraße zur **B247** → **B247** Richtung **Katlenburg / Duderstadt**

In **Katlenburg** auf die **B241** Richtung **Osterode** abbiegen.

Am **Ortseingang Osterode** auf die **B243** Richtung Herzberg. Nach ca. 500 m Ausfahrt **Goslar / Clausthal-Zellerfeld** abfahren → **B241** Richtung Clausthal-Zellerfeld

Nach **Ortseingang Clausthal-Zellerfeld** der Hauptstraße folgend rechts abbiegen → an T-Einmündung (rechterhand der Tankstelle) rechts abbiegen und Clausthal verlassen.

Nach 1,5 km links abbiegen Richtung Goslar / Clausthal → **Ortsschild Clausthal** → in die dritte Straße (Robert-Koch-Straße) links einbiegen.

Das IMW befindet sich nach ca. 250 m auf der linken Seite.

