

Mitteilungen aus dem  
**Institut für Maschinenwesen**  
der  
Technischen Universität Clausthal  
Nr. 38  
(Dezember 2013)

**Herausgeber:**

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

**Redaktion und Layout:**

Dr.-Ing. Günter Schäfer und Dipl.-Ing. Sebastian Hofmann

**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:**

ICE-Antriebswelle © IMW

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



## Inhaltsverzeichnis

Vorwort .....	1
---------------	---

### **Konstruktion und Berechnung von Maschinenelementen**

*Nagler, N.:*

Untersuchung des Einflusses axialer Belastungen auf das Schaltverhalten von Freiläufen – Volldynamische Versuche .....	5
--	---

*Nagler, N.:*

Einfluss kombinierter Lasten auf die Freilauflebensdauer – Prüfstand ....	15
---	----

*Mänz, T.:*

Untersuchungen zu kombinierten reib-/formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen.....	25
---	----

*Schmelter, R.:*

Verschleiß in axial bewegten Zahnwellenverbindungen – Prüfstand zur experimentellen Ermittlung von Reibwerten und Verschleißkennwerten.....	35
---	----

*Wild, J.:*

Untersuchungen zur Tragfähigkeit von Zahnwellen-Verbindungen unter typischen Einsatzbedingungen.....	43
--	----

*Schäfer, G.:*

Zahnwellenberechnung .....	53
----------------------------	----

*Schulze, M.:*

Auswirkung veränderter Seileigenschaften auf das Beanspruchungsverhalten mehrlagig bewickelter Windentrommeln bei der Substitution von Draht- durch Hochfestfaserseile.....	57
---	----

### **Konstruktionsmethodik und rechnerunterstützte Produktentwicklung**

*Gasch, M.:*

Ein Modell des Lasersintermechanismus von metallischen Pulvern .....	63
--	----

*Langenbach, J.; Nagler, N.:*

Berechenbare Berechnungswerkzeuge .....	79
---	----

*Langenbach, J.:*

Erweiterung des Virtual Reality Labors am IMW.....	87
--	----

<i>Arslan, G.:</i>	
IMW-Flankengenerator .....	91

### **Systementwicklung, Versuchstechnik und Maschinenakustik**

<i>Hofmann, S.:</i>	
Numerische Integration von Beschleunigungssignalen .....	103
<i>Heß, M.:</i>	
Technische Oberflächen genau im Blick .....	115
<i>Heß, M.:</i>	
Der Vollschrüpfung auf der Spur .....	121
<i>Schäfer, G.:</i>	
Neues von der Institutsprüftechnik.....	133

### **Hochschule und Kontakte**

<i>Armorim, F.; Torres, R; Soares, P. C.; Laurindo, C.:</i>	
On the Influence of Graphite Electrodes in Sinking EDM of Ti6Al4V Alloy .....	137
<i>Langenbach, J:</i>	
Verleihung der DIN-Ehrennadel an Prof. Norbert Müller .....	153
<i>Wächter, M.:</i>	
Technisches Zeichnen – leicht gemacht ☺.....	155

### **Ausstattung etc.**

Technische Ausrüstung, Kooperationsangebote und Forschungsschwerpunkte des Institutes.....	159
Veröffentlichungen des Institutes seit dem 1.1.2006.....	165
Erschienene Institutsmittellungen seit 2007.....	175
Autoren.....	177
Anfahrt.....	179

## Vorwort

Liebe Kunden und Freunde des Instituts für Maschinenwesen,

was ist im vergangenen Jahr an Institut und Universität passiert? Was wurde erreicht? Was erwarten wir für das nächste Jahr? Im Rahmen unserer jährlich erscheinenden „InstMit“, so lautet übrigens der interne Kurzname der Institutsmitteilungen, wollen wir Ihnen als Geschäftspartner und Freund des Instituts für Maschinenwesen für die Zusammenarbeit danken und wie gewohnt einen kleinen Einblick in die Forschungs- und Lehrtätigkeiten geben.

Im Bereich der Antriebstechnik haben wir auch im Jahr 2013 mit neu bewilligten Forschungsprojekten beginnen können, u. a. beschäftigt sich eines der Projekte mit der sicheren Auslegung von stirnseitig befestigten Maschinenelementen.

Im Rahmen des von der DFG geförderten Deutsch-Brasilianischen Kooperationsprogramms BRAGECRIM wurden die Arbeiten zur kostengünstigen Erstellung von EDM-Elektroden fortgeführt und die Ergebnisse auf der Jahrestagung in Sao Carlos im September präsentiert. Im kommenden Jahr werden wir uns mit der thematischen Fortsetzung dieser erfolgreichen und angenehmen Zusammenarbeit beschäftigen.

In den zurückliegenden Monaten haben wir gemeinsam mit dem Kollegen Goldmann vom Institut für Aufbereitung einige Vorarbeiten zum Thema Recycling angestoßen, die recht vielversprechende Ergebnisse geliefert haben und die wir im nächsten Jahr mit dem Ziel der Antragstellung fortführen werden. Gemeinsam mit der Hochschule Ostfalia hat die TU Clausthal zudem ein kooperatives Promotionsprogramm im Bereich des Recyclings beantragt. Das IMW gehört mit zu den Antragstellern.

Grundsätzlich positiv ist die Entwicklung der Studentenzahlen. Die TU Clausthal hat mit den Einschreibungen zum Wintersemester 13/14 mit ca. 4624 Studierenden hier eine neue Rekordmarke erreicht. Daran haben die Ingenieur- und Wirtschaftswissenschaften den größten Anteil. Obwohl wir uns über diese positive Entwicklung grundsätzlich freuen, muß auch erwähnt werden, dass dieser Anstieg zur Zeit zu erheblichen Belastungen in der Lehre des Institutes sowohl im Bachelor- als auch im Masterbereich führt.

Um den Studierenden das Erlernen des Technischen Zeichnens zu erleichtern haben sich Frau Wächter und der Student Konstantin Rempel zusammen mit der Multimedia-Abteilung des Rechenzentrums

Gedanken zur Erreichung dieses Ziels gemacht. Heraus gekommen sind sechs etwa zehnmünütige Lehrfilme, die den Studierenden zukünftig sehr anschaulich die Grundlagen des Technischen Zeichnens vermitteln werden. In einem bundesweiten Wettbewerb zum besten Videopodcast haben die Clausthale Filme sowohl die Teilnehmer der Online Abstimmung als auch die fachliche Jury überzeugt und wurden mit dem ersten Platz ausgezeichnet. Wenn wir jetzt Ihr Interesse geweckt haben sollten, dann schauen Sie doch auf dem Videosever der TU Clausthal mal vorbei!

Eine weitere positive Nachricht erhielten wir im Oktober diesen Jahres mit dem guten Abschneiden unseres Maschinenbau Master-Studiengangs im CHE-Ranking. Demnach lässt sich im deutschsprachigen Raum nirgends besser Maschinenbau studieren als an der TU Clausthal. Wir freuen uns über dieses Ergebnis und arbeiten weiter daran, dass das so bleibt.

Nach der Sanierung des Peter-Dietz-Hörsaales haben wir in diesem Jahr begonnen, unsere Maschinenhalle zu renovieren. Diese wird zukünftig als reine Versuchshalle genutzt. In diesem Zusammenhang werden wir weitere Investitionen tätigen, z. B. ein konfokales Lasermikroskop sowie Mess- und Prüftechnik beschaffen.

Nach jahrelangem Hin und Her, die ersten Ideen stammen aus den 90-iger Jahren, hat die Niedersächsische Ministerin für Wissenschaft und Kultur, Gabriele Heinen-Kljajic, am 5. Dezember das Clausthale Zentrum für Materialtechnik (CZM) mit den Worten: „Damit wird das zukunftsorientierte und wettbewerbsfähige Profil der TU Clausthal weit über die Region hinaus gestärkt“ nun endlich offiziell eingeweiht. Diesen Wünschen ist nichts hinzuzufügen.

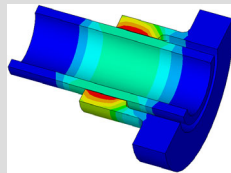
Im Personalbereich wurden die Herren Sebastian Hofmann, Martin Schulze und Marius Jakob als wissenschaftliche Mitarbeiter eingestellt. Konrad Stahr und Eric Siemann sind ausgeschieden und haben anspruchsvolle Positionen in der Industrie übernommen. Lukas Hilgermann hat seine Promotion erfolgreich abgeschlossen. Die Auszubildenden Jennifer Jürgens und Christoph Naumann haben nach Abschluss der Ausbildungszeit das Institut verlassen. Patrick Gröters hat seine Ausbildung begonnen. Außerdem ist es gelungen, mit Herrn Andreas Zietz endlich einen Nachfolger für unseren ehemaligen Elektrotechniker Herrn Malessa einzustellen.

Wir wünschen Ihnen, auch im Namen aller Mitarbeiter, ein gesegnetes Weihnachtsfest und ein gesundes und erfolgreiches Jahr 2013.

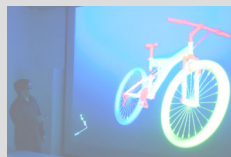


A. Cohnen J. P. W.

Konstruktion und Berechnung von  
Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und  
rechnerunterstützte Produktentwicklung



Systementwicklung, Versuchstechnik und  
Maschinenakustik



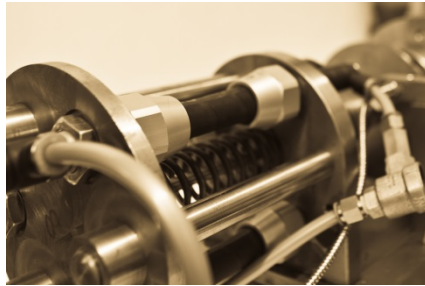
Hochschule und Kontakte







## Untersuchung des Einflusses axialer Belastungen auf das Schaltverhalten von Freiläufen – Volldynamische Versuche



Nagler, N.; Lohrengel, A.

*Klemmkörper- und Klemmrollenfreiläufe werden als reibschlüssig wirkende Kupplungen eingesetzt, um die Wirkrichtung eines Torsionsmoments festzulegen. Freiläufe können weder radiale noch axiale Führungsaufgaben übernehmen. Aus der Praxis sind Schadensfälle bekannt, die auftreten, wenn axiale Belastungen nicht vom Freilauf ferngehalten werden können. Im Rahmen eines laufenden FVA-Projekts sollen der qualitative und quantitative Einfluss der Axialbelastung auf die Funktionserfüllung bzw. das Versagen von Freiläufen untersucht und Berechnungsgrundlagen erstellt werden, die eine Berücksichtigung der Axialbelastung schon bei der Auslegung ermöglichen. An dieser Stelle werden die experimentellen Ergebnisse volldynamischen Lastfalls vorgestellt.*

*Sprag freewheels and roller freewheels are clutches based on the principle of friction-locked power transmission. They are used in order to ascertain the affective direction of a torsional moment. Due to their design principle they are unable to execute guiding tasks in neither axial nor radial direction. Damages occurred in case axial loads could not be prevailed. Within the scope of an FVA-project quantitative and qualitative influences of the axial load on the proper functioning or failing of freewheels are investigated respectively. Furthermore, a calculation basis will be developed that permits the consideration of axial loads already in the design stage of freewheels. In this article selected results of the first test series are presented.*

### 1 Einleitung

Freiläufe gehören zu den selbstständig schaltenden Kupplungen, wobei das Schalten abhängig von der relativen Drehrichtung der An- und der Abtriebsseite ist. Bei einem Freilauf sind die zwei Betriebszu-

stände des Mitnahme- und des Leerlaufbetriebs möglich. Im Falle einer rotativen Bewegung in eine Drehrichtung kann der Freilauf im Mitnahmebetrieb ein Torsionsmoment vom Antrieb auf den Abtrieb übertragen, bei entgegen gerichteter Drehrichtung, im Leerlaufbetrieb, wird kein Torsionsmoment vom Antrieb auf den Abtrieb übertragen.

Je nach der Art der Kraftübertragung werden Freiläufe in form- oder reibschlüssige Freiläufe unterteilt. Am bekanntesten ist der form-schlüssig wirkende Klinkenfreilauf, welcher in Ratschen oder der Hinterradnabe von Fahrrädern eingesetzt wird. Im industriellen Umfeld haben sich jedoch aufgrund der größeren Leistungsdichte und Schaltgenauigkeit reibschlüssige Freiläufe durchgesetzt. Die wichtigsten Bauformen von reibschlüssigen Freiläufen sind der Klemmrollen- sowie der Klemmkörperfreilauf (s. Abbildung 1).

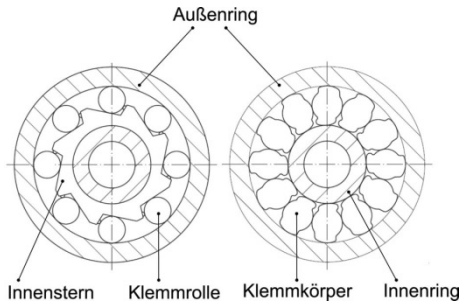


Abbildung 1: Klemmrollen- (links) und Klemmkörperfreilauf (rechts)

## 2 Probleme und Ziele

Freiläufe mit Schaltfunktion, Schaltfreiläufe, werden in vielfältigen Anwendungen, wie z. B. im Antriebsstrang von Automobilen, genutzt. Zu vermeidende Anregungen in axialer Richtung entstehen z. B. im Kraftfahrzeug mit Verbrennungsmotor, wo die Drehungleichförmigkeit des Prozesses zur Schwingungsanregung einzelner Komponenten führt. Dadurch werden beispielsweise Verzahnungen, Riementreibe und Lagerungen im Umfang ihrer fertigungsbedingten Axialspiele zu Schwingungen angeregt. Hier auftretende Axialkräfte und -schwingungen, welche nicht durch geeignete Lagerungen oder andere Maßnahmen vermieden werden können, werden bei der Auslegung von Freiläufen nach gültigen Berechnungsvorschriften bislang nicht berücksichtigt (s. o.). In Folge der erhöhten Summenbeanspruchung des Reibkontakts führt dies zu Funktionsstörungen oder einem Funktionsverlust.

Die grundlegende, gültige Auslegungsvorschrift, das zentrale Funktionskriterium, für Freiläufe unter ausschließlicher Torsionslast lautet

$$\tan(\alpha) = \frac{F_t}{F_n} \leq \mu \quad (2.1)$$

Dieses besagt, dass für eine einwandfreie Funktionserfüllung des Freilaufs das Verhältnis aus Tangential-  $F_t$  und Radialkraft  $F_n$  immer kleiner als der Reibwert  $\mu$  sein muss. Der Einfluss axialer Belastungen findet hierin bislang keinerlei Berücksichtigung. In der Praxis hat sich herausgestellt, dass das zentrale Funktionskriterium für Freiläufe unter kombinierter Torsions- und Axiallast nicht mehr gilt. Ziel des Projekts ist es daher, basierend auf theoretischen und experimentellen Untersuchungen, abgesicherte Berechnungsgrundlagen zur Auslegung zugleich tangential und axial belasteter Freiläufe zu entwickeln, sowie dem Anwender konstruktive Empfehlungen zur Gestaltung der Freilaufverbindung zu geben. Ferner sollen im Rahmen des Projekts

- die Ursachen für den Funktionsverlust des Freilaufs bei Axialbelastung sowie
- die wirkenden Versagensmechanismen bestimmt und
- die Parameter ermittelt werden, die das Versagen bzw. den Funktionsverlust des Freilaufs begünstigen.

Durch die dazu durchgeführten experimentellen und theoretischen Untersuchungen soll das Verständnis für die auftretenden Phänomene im „System Freilauf“ sowie dessen Reaktion auf Belastungsänderungen gemehrt werden.

### **3 Prüfstand und vordynamischer Lastfall**

Im Folgenden wird der kleine Schaltprüfstand vorgestellt. Den Prüfstand und die wichtigsten Komponenten zeigt Abbildung 2. Dabei wird der Freilaufinnenstern (IS) durch einen Servoantrieb mit integriertem Planetengetriebe durch statische oder oszillierende Belastungen beaufschlagt, der Freilaufaußenring (AU) kann über einen Riementrieb durch den zweiten Servoantrieb belastet werden. Die statische oder dynamische Axialbelastung des Innensterns erfolgt über ein Axialkraftmodul in Form von Pneumatikmuskeln. Die erforderliche Entkopplung der rotativen Bewegung durch die Servoantriebe und der translatorischen Bewegung durch das Axialkraftmodul erfolgt durch die zwischen dem Freilaufträger (grün) und dem Axialkraftmodul befindliche Glocke. Gemessen werden das Torsionsmoment in Freilaufnähe mittels DMS, die von den Pneumatikmuskeln erzeugte Axialkraft, die Verdrehwinkel am Innenstern und am Außenring sowie die axialen Wegverschiebungen, die auch am Innenstern auftreten,

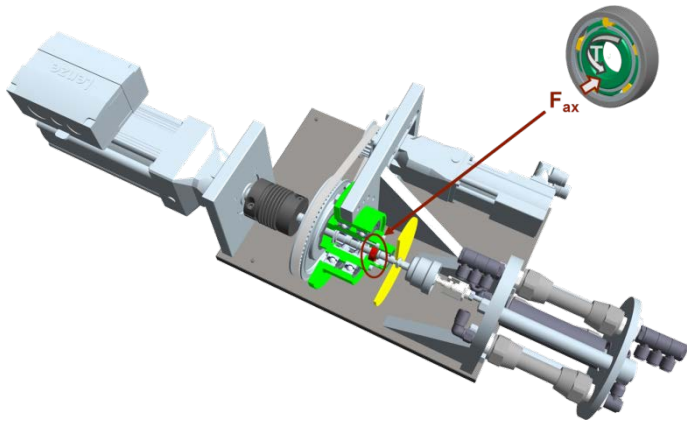


Abbildung 2: Dynamischer Freilaufprüfstand

durch einen Wegsensor an der sich mitbewegenden (gelben) Scheibe, die als Messreferenz genutzt wird.

Eckdaten des kleinen Prüfstands:

- Torsionsmoment: max. 26 Nm
- Max. Schaltfrequenz: 30 Hz (AC Servoantrieb IS)
- Max. Axialkraft: 3 kN (Pneumatikmuskeln)
- Max. Axialfrequenz: 30 Hz (Pneumatikmuskeln)

In Kapitel 4 werden exemplarisch für die durchgeführte Versuchsreihe Ergebnisse für den volldynamischen Lastfall vorgestellt. Neben diesem Lastfall wurden noch zwei weitere betrachtet. Beim volldynamischen Lastfall wird der Freilaufinnerstern phasengleich durch ein dynamisches Torsionsmoment sowie eine dynamische Axialkraft beaufschlagt. Je Versuch können dabei, im Rahmen der Prüfstandsgrenzen, jeweils die Frequenz und Amplitude variiert werden. Entsprechend den Zuständen in den jeweiligen Kontakten führt eine Erhöhung der Axialkraftamplitude, bei konstanter Torsionsmomentenamplitude und Frequenz, zum Verlust des Reibschlusses im Kontakt, was sich in Form eines Einbruchs des Torsionsmoments äußert.

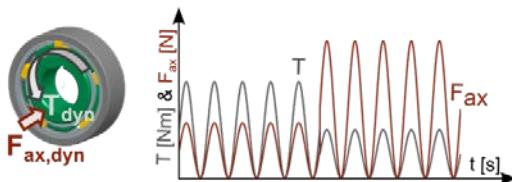


Abbildung 3: volldynamischer Lastfall

## 4 Ausgewählte experimentelle Ergebnisse

Die nachfolgend vorgestellten Ergebnisse des voll dynamischen Lastfalls basieren auf 450 Versuchen. Bei der Beurteilung der Versuchsergebnisse wird eine konservative Herangehensweise zugrunde gelegt und nur zwischen Rutschen und nicht Rutschen unterschieden. Einen Überblick über die Versuchsrandbedingungen des Lastfalls bietet Tabelle 1. Die Versuchsergebnisse sind in Abbildung 4 bis Abbildung 6 zusammengefasst.

Tabelle 1: Versuchsrandbedingungen, Fall 3, Versuchsreihe 1

Parameter	Variationsbereich von - bis
Torsionsmoment (über Verdrehwinkel der Innensternwelle)	$T = 1 - 25 \text{ Nm}$
Axialkraft	$F_{ax} = 0 - 2500 \text{ N}$
Axialfrequenz Torsionsmoment & Axialkraft	$f_{ax} = 1 - 7 \text{ Hz}$
Außenringdrehzahl („worst case Szenario“)	$n_{AU} = 0 \text{ min}^{-1}$

In Abbildung 4 ist eine sehr gute Trennung der Bereiche Rutschen und nicht Rutschen erkennbar. Der zwischen beiden Kurven liegende Bereich könnte als Streu- oder Grenzbereich angesehen werden, in dem, abhängig von den Lastrandbedingungen, Rutschen auftritt oder nicht. Die in Abbildung 5 bis Abbildung 6 gewählte Darstellung der Messergebnisse unterstützt die oben für Abbildung 4 benannten Beobachtungen. Die dargestellten Ergebnisse legen eine Bereichstrennung auf der Basis der aus den Mess- sowie Geometriewerten berechneten, erforderlichen Reibkoeffizienten nahe. Der erforderliche Reibkoeffizient kann dabei so aufgefasst werden, dass dies der im Kontakt erforderliche Reibkoeffizient ist, um bei gegebenen Lastrandbedingungen reibschlüssig ein Torsionsmoment übertragen zu können. Ist der aktuelle Reibkoeffizient im Kontakt  $\mu < \mu_{\text{erf}}$ , so ist von einem Funktionsverlust des Freilaufs durch Rutschen zu rechnen. Demnach wäre für  $\mu_{\text{erf}} \geq 0,12$  mit Rutschen zu rechnen. Für  $\mu_{\text{erf}} \leq 0,1$  wäre kein Rutschen zu erwarten. Im Bereich  $0,1 < \mu_{\text{erf}} \leq 0,12$ , dem Grenzbereich, sind beide Zustände möglich, da dieser Bereich auf Basis der durchgeführten Versuche bislang nicht besser eingegrenzt werden kann.

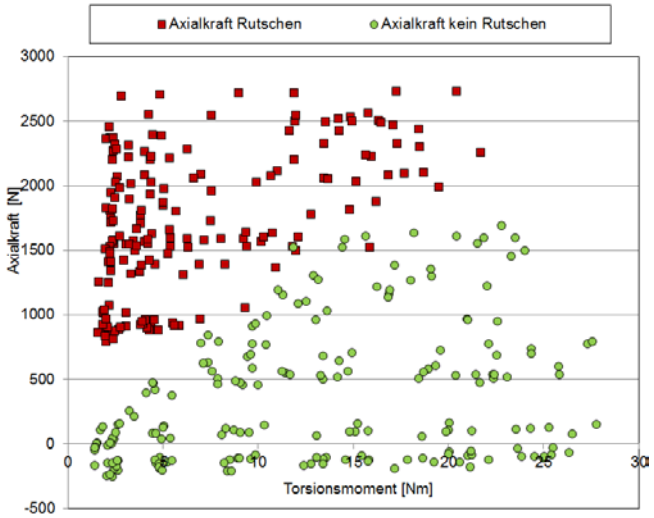


Abbildung 4: Zusammenfassung der ertragbaren Axiallasten unter Berücksichtigung aller Frequenzen ( $1 \text{ Hz} \leq f_{ax} \leq 7 \text{ Hz}$ )

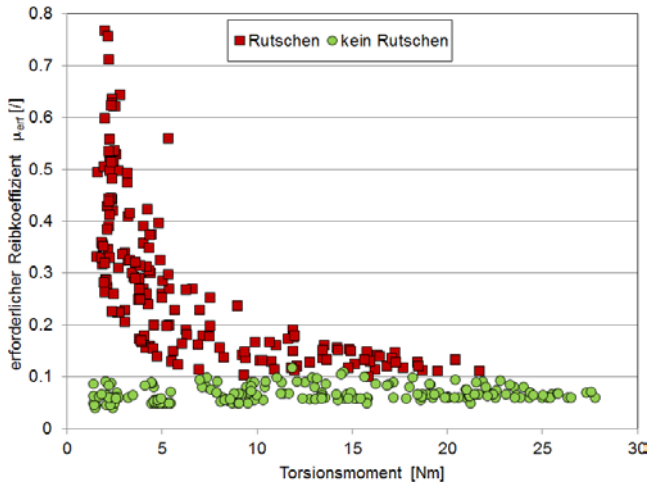


Abbildung 5: Zusammenfassung der aus den Messwerten berechneten erforderlichen Reibkoeffizienten für alle Frequenzen ( $1 \text{ Hz} \leq f_{ax} \leq 7 \text{ Hz}$ )

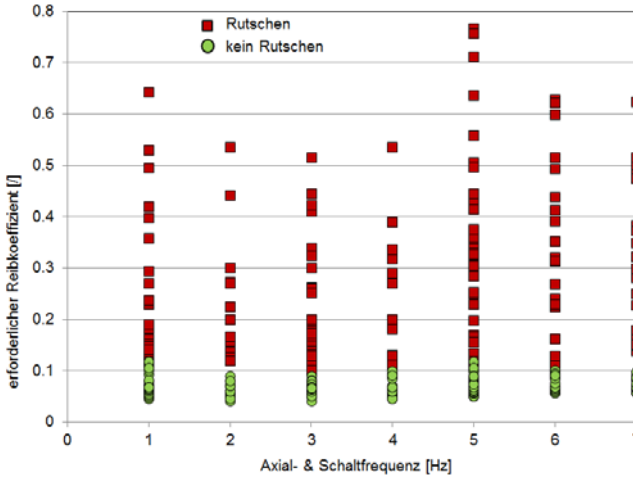


Abbildung 6: Zusammenfassung der aus den Messwerten berechneten, erforderlichen Reibkoeffizienten für alle Frequenzen ( $1 \text{ Hz} \leq f_{ax} \leq 7 \text{ Hz}$ )

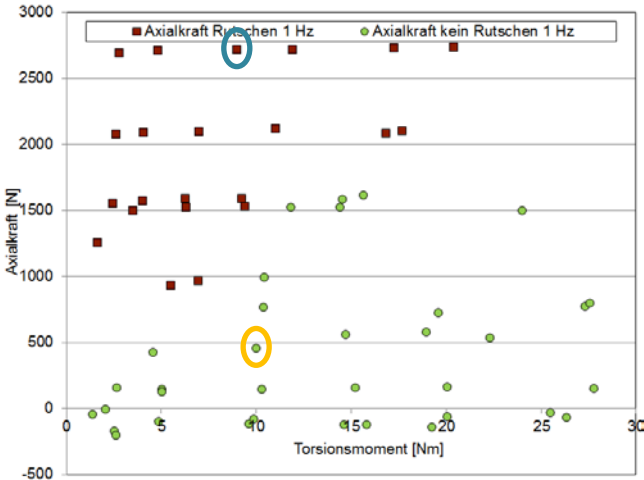


Abbildung 7: Ertragbare Axiallasten bei einer Frequenz von 1 Hz

Die Auswertung und Beobachtungen der obigen Versuchsergebnisse können wie folgt zusammengefasst werden:

- Im Rahmen des hier untersuchten Frequenzbereichs konnte, für den betrachteten Prüfling, kein statistisch signifikanter Frequenzeinfluss auf die Rutschneigung beobachtet werden. Dies erscheint

plausibel, da bei diesem Prüfling aufgrund geringer zu bewegender Massen, in Kombination mit dem am Prüfstand bislang untersuchten und untersuchbaren (max. 10 Hz) Frequenzbereich auch nicht mit ausgeprägten Massenträgheitseffekten gerechnet werden muss. Bei deutlich höheren Frequenzen oder größeren Freiläufen mit entsprechend höheren Massenträgheiten ist hingegen mit einem signifikanten Frequenzeinfluss zu rechnen.

- Bei konstantem Torsionsmoment sowie konstanter Frequenz ist die Axialkraftamplitude die maßgebende Einflussgröße auf die Rutschneigung des Freilaufs.
- Als Kriterium zur Einschätzung der Rutschgefährdung kann die Relation zwischen dem erforderlichen Reibkoeffizienten  $\mu_{\text{erf}}$  sowie dem real im Kontakt vorhandenen Reibkoeffizienten  $\mu$  herangezogen werden.  $\mu_{\text{erf}}$  kann dabei in Abhängigkeit des gemessenen Torsionsmoments, der gemessenen Axialkraft, Geometriewerten sowie dem iterativ zu berechnenden Klemmwinkel  $\alpha$  ermittelt werden. Später soll für die tägliche Nutzung eine Abschätzung der Rutschneigung des Freilaufs abhängig von den Betriebsbedingungen anhand des Verhältnisses von  $\mu_{\text{erf}}$  sowie  $\mu$  ermöglicht werden.

Die Herangehensweise zur Auswertung der Versuchsergebnisse sowie die angewandten Kriterien zur Beurteilung, ob Rutschen auftritt oder nicht, werden im Folgenden anhand der blau sowie orange umrandeten Versuchsergebnisse aus Abbildung 8

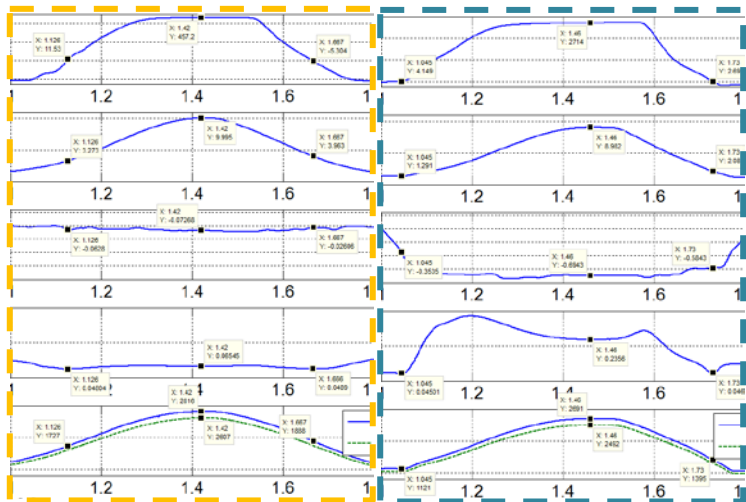


Abbildung 8: Versuchsergebnisse „oranger“ und „blauer“ Versuch – Detail 0,1 s ≤ t ≤ 1,8 s



Abgesehen von der Höhe der Axialkraft, in der der einzige Unterschied zwischen den Versuchsrandbedingungen beider Versuche besteht, sind sowohl in Abbildung 8 links als auch in Abbildung 8 rechts alle Achsen gleich skaliert, um einen Vergleich zu ermöglichen. Beim „orangenen“ Versuch tritt kein Rutschen auf. Das ist erkennbar an

- dem gleichmäßigen, symmetrischen sinusförmigen Verlauf des Torsionsmoments (Bild 2/5 in Abbildung 8 links)
- daran, dass der Axialweg gleichmäßig, dem Verlauf der Axiallast folgend (konstruktionsbedingt), bei  $F_{ax} \geq 0 \text{ N}$  um einen Wert von  $(-0,07 \text{ mm})$  schwankt (Bild 3/5 in Abbildung 8 links)
- der erforderliche Reibkoeffizient (da aus Messgrößen berechnet, dem Verlauf der Axiallast folgend) bei  $F_{ax} \geq 0 \text{ N}$  nahezu gleichbleibend um einen Wert von  $0,065$  pendelt (Bild 4/5 in Abbildung 8 links) und sich
- eine symmetrische Hertzsche Pressungsverteilung (berechnet aus den Messergebnissen, sowie Geometrie- und Werkstoffwerten) sowohl am Innenstern- als auch am Außenringkontakt einstellt (Bild 5/5 in Abbildung 8 links).

Dem gegenübergestellt werden die Ergebnisse des „blauen“ Versuchs, bei dem Rutschen auftritt. Erkennbar ist dies, immer vergleichend mit den Ergebnissen des „orangenen“ Versuchs daran, dass

- der Verlauf des Torsionsmoments unsymmetrisch erfolgt; das Torsionsmoment zwar mit einem harmonischen Anstieg, jedoch später aufgebaut wird, im Bereich der Maximalwerte eine Art Platteaubildung beobachtet werden kann und das Torsionsmoment steiler abfällt, also abrupter abgebaut wird (Bild 2/5 in Abbildung 8 rechts)
- der Axialweg qualitativ sowie quantitativ deutlich stärker während der Lastphase des Freilaufs schwankt ( $1,2 \text{ s} \leq t \leq 1,6 \text{ s}$ ) (Bild 3/5 in Abbildung 8 rechts),
- der erforderliche Reibkoeffizient quantitativ deutlich stärker während der Lastphase des Freilaufs schwankt ( $1,2 \text{ s} \leq t \leq 1,6 \text{ s}$ ) und dessen Wert deutlich über dem des „orangenen“ Versuchs liegt ( $0,24$  versus  $0,065$ ) (Bild 4/5 in Abbildung 8 rechts) und
- die Pressungsverteilung während der Lastphase sowohl am Innenstern- als auch Außenringkontakt zum einen unsymmetrisch ist und zum anderen bei, abgesehen von der Axiallast, gleichen Versuchsrandbedingungen quantitativ geringer ausfällt als beim „orangenen“ Versuch ohne Rutschen ( $2691 \text{ N/mm}^2$  versus  $2816 \text{ N/mm}^2$ ) (Bild 5/5 in Abbildung 8 rechts).

Nach den oben vorgestellten Kriterien wurden alle Versuche ausgewertet. Zunächst erfolgte jeweils die qualitative Betrachtung der Verläufe und unter Nutzung der obigen Kriterien das Treffen der Ein-

schätzung, ob Rutschen vorliegt oder nicht. Anschließend wurden die zum Rutschen oder nicht Rutschen gehörenden Messwerte zum Zeitpunkt des Maximums des Torsionsmoments ausgewertet.

## **5 Zusammenfassung**

In diesem Artikel wurden zunächst der Prüfstand sowie der volldynamische Lastfall vorgestellt und anschließend auszugsweise Ergebnisse der ersten Versuchsreihe, vertreten durch die Ergebnisse des volldynamischen Lastfalls. Die Auswertung der 450 Versuche für diesen Lastfall ergab, dass die Höhe der Axialfrequenz keinen signifikanten Einfluss auf die Rutschneigung des Freilaufs im untersuchten Frequenzbereich bis 7 Hz hat. Es ist jedoch davon auszugehen, dass der Frequenzeinfluss bei deutlich höheren Frequenzen bei kleinen Freiläufen mit geringen Massenträgheiten oder bei großen Freiläufen mit entsprechen höheren Massenträgheiten deutlich ausgeprägt und signifikant ist. Den größten Einfluss auf die Rutschneigung des Freilaufs hat, entsprechend den Beobachtungen, die Axialkraftamplitude bei konstantem Torsionsmoment. Es wurde schließlich, auf der Basis der Versuchsergebnisse eine Möglichkeit vorgestellt, die Rutschneigung eines Freilaufs anhand der Relation des erforderlichen Reibkoeffizienten  $\mu_{\text{erf}}$  zum real im Kontakt vorhandenen Reibkoeffizienten  $\mu$  abzuschätzen. Dies scheint zum jetzigen Zeitpunkt ein gangbarer Weg für die spätere tägliche Anwendung in der Praxis zu sein. Ob dies gerechtfertigt ist, werden eine weitere Versuchsreihe mit einem anderen Prüfling sowie die durchgeführten MKS-Paramtervariationen zeigen.

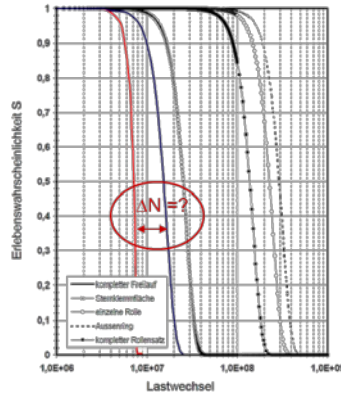
## **6 Danksagung**

Die Autorin bedankt sich bei der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und ihren Mitgliedern für die inhaltliche Betreuung sowie bei der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) für die finanzielle Unterstützung des Projekts „Axiale Belastbarkeit von Freiläufen“ (FVA 653, IGF-Nr. 17083 I).

## Einfluss kombinierter Lasten auf die Freilauflebensdauer - Konzept

Nagler, N.; Lohrengel, A.

Klemmkörper- und Klemmrollenfreiläufe werden als reibschlüssig wirkende Kupplungen eingesetzt, um die Wirkrichtung eines Torsionsmoments festzulegen. Die Lebensdauer von Freiläufen unter ausschließlicher Torsionsmomentenbelastung kann von Anwendern und Herstellern auf Basis vorhandener Erfahrungswerte, aber auch aus Forschungsergebnissen realistisch eingeschätzt werden. In der Praxis auftretende Zusatzlasten aus radialen Kräften oder Laufbahnverkipnungen führen zu einem verfrühten Ausfall des Freilaufs, wobei die daraus resultierende Lebensdauerverkürzung bislang quantitativ nicht bekannt ist. Auch bei der Freilaufauslegung kann dieser Einfluss noch nicht berücksichtigt werden, da die hierfür erforderlichen Auslegungsg Grundlagen fehlen. Im Rahmen eines Forschungsvorhabens, gemeinsam mit dem Institut für Antriebs- und Fahrzeugtechnik (iaf) der Universität Kassel soll diese Mangelsituation behoben werden.



Sprag freewheels and roller freewheels are clutches based on the principle of friction-locked power transmission. They are used in order to ascertain the affective direction of a torsional moment. The freewheel's lifespan due to solely torsional load can be estimated realistically by the user as well as the manufacturer on the basis of daily use experiences and research results, respectively. It is known, that in practice the torsional loads are overlaid with additional loads, resulting from radial forces or tilted tracks. This causes a premature failure. Until today, the resulting lifespan reduction cannot be predicted yet. As there does not exist any basis of design for freewheels that are used under such load conditions, these lifespan reducing circumstances cannot be included in the freewheel's basis of design yet. In the frame of a research project in corporation with the University of Kassel, this insufficient condition should be ended.

## **1 Einleitung**

Die Auslegung der Klemmkörper- bzw. Klemmrollenfreiläufe (im Folgenden: Freiläufe) bzgl. deren Beanspruchung und Lebensdauer erfolgt derzeit mit Berechnungsprogrammen wie z. B. LD und JFRED, die aus verschiedenen Forschungsvorhaben bei der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) hervorgegangen sind. Die heute genutzte Berechnungsmethodik wurde für den üblicherweise angestrebten Fall entwickelt, bei dem eine Belastung des Freilaufs nur durch das Torsionsmoment in Klemmrichtung erfolgt und zusätzliche Belastungen konstruktiv weitgehend vermieden werden. In einigen praktischen Anwendungen sind Zusatzlasten (durch radiale Kräfte oder Verkippen einer Laufbahn) konstruktiv oder unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten nicht vermeidbar. Insbesondere ist dies problematisch, da die auf einen Freilauf einwirkenden Zusatzlasten zu einer i.a. über dem Umfang und ggfs. der Breite ungleichmäßigen Belastungsverteilung der beteiligten Körper führen, wodurch die Anzahl der Schaltzyklen des Freilaufs nicht mit der Anzahl an Lastzyklen mit Spitzenbelastung gleichgesetzt werden kann. Dadurch wird die erreichbare Lebensdauer des Freilaufs mit Zusatzlast geringer ausfallen als die des Freilaufs ohne Zusatzlast. Mit Hinblick auf diese Fälle steht der Industrie bislang kein geeignetes Werkzeug zur Verfügung, das eine adäquate und sichere Dimensionierung bzw. Lebensdauerabschätzung von Freiläufen unter Berücksichtigung der oben beschriebenen Zusatzlasten ermöglicht.

### **1.1 Ziele des Vorhabens**

Vor diesem Hintergrund ist es das Ziel des Vorhabens

- gestützt durch Simulationen am iaf und Versuche am IMW Erkenntnisse über die bestehenden örtlich sowie zeitlich komplexen Belastungszustände im Freilauf zu erlangen,
- schädigende Einflüsse bzw. Wirkungen auf die Freilauflebensdauer zu ermitteln und zu bewerten
- die in Abbildung 1 geschilderte Ausgangssituation durch das Erweitern bestehender Lebensdauergleichungen unter Berücksichtigung der oben beschriebenen Zusatzlasten zu verbessern
- somit die noch vorhandenen Wissenslücken hinsichtlich der adäquaten Freilaufauslegung bei den hier vorliegenden, komplexen Belastungszuständen zu schließen und
- dem Anwender durch eine geeignete Darstellung des erlangten Wissens in tabellarischer oder graphischer Form ein

praxistaugliches Hilfsmittel bei der Auslegung von Freiläufen mit Zusatzlasten an die Hand zu geben.

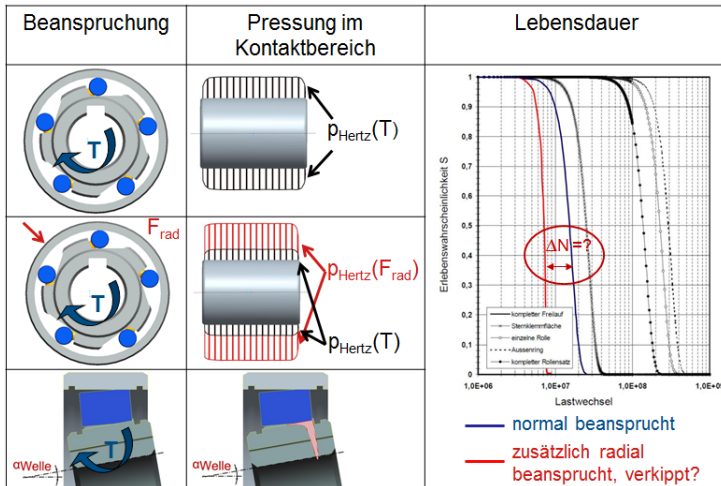


Abbildung 1: Ausgangssituation/Problemstellung

### 1.2 Lösungsweg

Im Rahmen dieses Kapitels wird kurz das für die Simulation am IMW und die experimentellen Untersuchungen am IMW analoge Vorgehen zum Erreichen der in Kapitel 1.1 zuvor beschriebenen Ziele aufgezeigt. Das Vorgehen gliedert sich sowohl für die theoretischen als auch für die experimentellen Untersuchungen in drei Schritte, die Abbildung 2 verdeutlicht. Die Einflüsse der Verkipfung, beispielsweise der Welle, sowie der Einfluss zusätzlicher Radialkräfte  $F_{rad}$  werden dabei getrennt voneinander betrachtet und bewertet.

Im ersten Projektabschnitt wird zunächst ein Basiszustand betrachtet. Dieser ist so definiert, dass er einem Freilauf mit einer normalen Lastsituation entspricht, bei der keine zusätzlichen Radiallasten  $F_{rad}$  oder Laufbahnverkipfung, z. B. der Welle vorliegen. Für diesen Basisfall werden die Belastungszustände betrachtet, vor allem mit Hinblick auf die Hertz'sche Pressungsverteilung im Rolle - Laufbahn Kontakt und die erreichbare Lastwechselzahl. Darauf folgend wird der Freilauf durch eine zusätzliche, umlaufende Radialkraft  $F_{rad}$  beaufschlagt, die zu einer geänderten, vermutlich im Bereich der zusätzlichen Radialkraft  $F_{rad}$  erhöhten und ausgeprägteren Pressungsverteilung im Kontakt Rolle-Laufbahn führen wird. Weiterhin ist daraus folgend von einer zu quantifizierenden Reduzierung der ertragbaren Lastwechsel-

zahlen auszugehen. Eine Wellenverkipfung liegt nicht vor. Nach Abschluss dieser Untersuchung wird der Freilauf im dritten Schritt mit einer Wellenverkipfung von  $\alpha_{\text{Welle}} \neq 0^\circ$  beaufschlagt, was auch hier zu einer veränderten Pressungsverteilung mit lebensdauerermindernden, ausgeprägten Pressungsspitzen in dem sich in Kontakt befindlichen Bereich des Rolle-Laufbahn Kontakts führen wird. Hier beträgt die zusätzliche Radialbelastung durch  $F_{\text{rad}} = 0\text{N}$ .

Im Rahmen des oben beschriebenen Vorgehens zum Erreichen des Forschungsziels arbeiten beide Forschungsstellen eng zusammen. Diese Vernetzung sowie die, von den jeweiligen Instituten, zu erreichenden Teilziele verdeutlicht Abbildung 3. Darin entspricht der linke Zweig den Arbeiten des iaf (Universität Kassel) und der rechte Zweig denen des IMW (TU Clausthal).

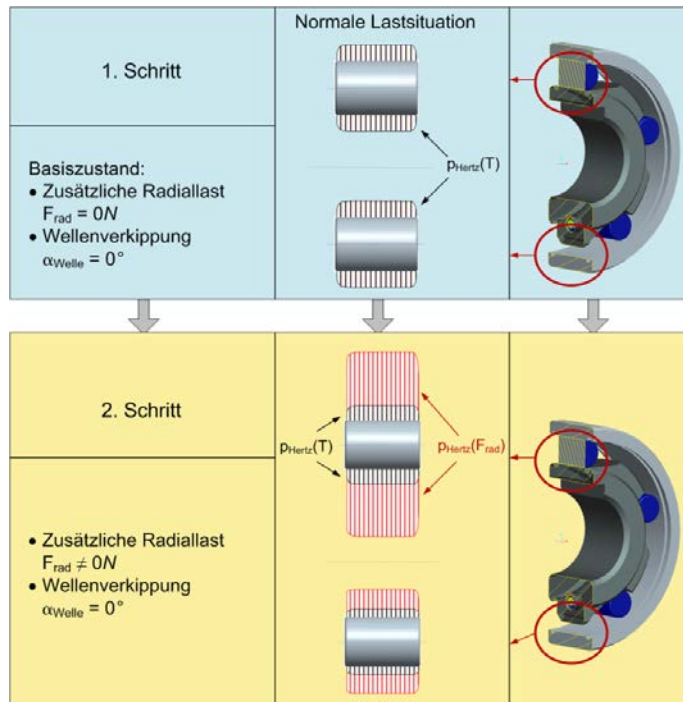


Abbildung 2: Allgemeine Vorgehensweise bei der Simulation und den experimentellen Untersuchungen – 1. und 2. Schritt

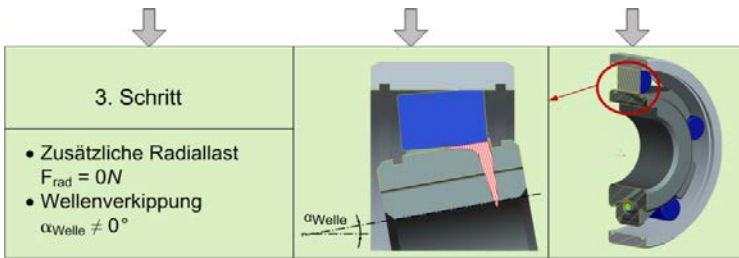


Abbildung 3: Allgemeine Vorgehensweise bei der Simulation und den experimentellen Untersuchungen – 3. Schritt

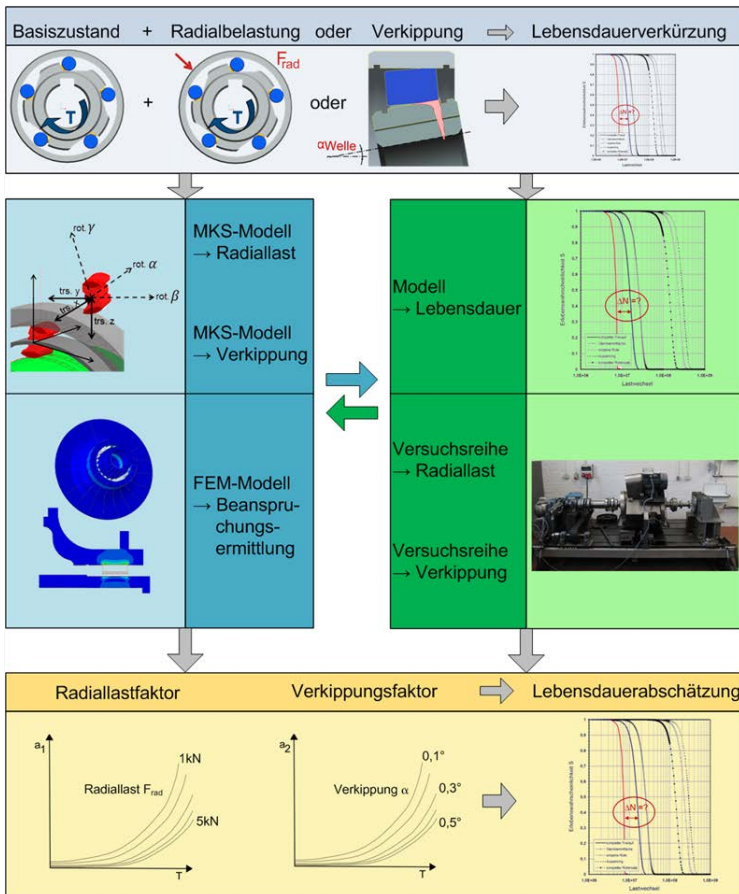


Abbildung 4: Vernetzung der Forschungsstellen und Teilziele

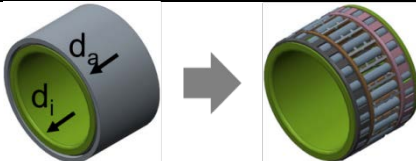
## 2 Stand der experimentellen Untersuchungen

Im Rahmen dieses Kapitels wird auszugsweise der Stand der experimentellen Untersuchungen am IMW, mit Fokus auf den Freilauflebensdauerprüfstand erläutert. Dieser wird derzeit am IMW gebaut und steht demnächst für die im Rahmen der erforderlichen Versuche zur Verfügung. Zunächst werden jedoch kurz die für das FVA-Vorhaben 694 relevanten Prüflinge vorgestellt.

### Geometrie und Eigenschaften der Prüflinge

Die Geometrie des zu betrachtenden Prüflings sowie dessen Einsatzgrenzen zeigt Tabelle 1.

Tabelle 1: Geometrie des Prüflings - Übersicht

Freilauf		$T_{\text{grenz}}$ [Nm]	
		160	
		$d_i$ [mm]	$d_a$ [mm]
		30,6	41,0

### 2.1 Prüfstandskonzept

Um später eine adäquate Vergleichbarkeit sowie Validierung der Simulationsergebnisse anhand der Versuchsergebnisse zu ermöglichen, wird für das Forschungsvorhaben derzeit ein Lebensdauerprüfstand gebaut, der einerseits maßgeschneidert für die Lebensdaueruntersuchung von Freiläufen unter zusätzlichen Radiallasten ist, andererseits jedoch so variabel, dass er in anderen, bereits laufenden oder auch zukünftigen Freilauf-Forschungsvorhaben genutzt werden kann.

Um in Forschungsvorhaben eine zeit- und kosteneffiziente Versuchsdurchführung zu ermöglichen, können auf diesem Prüfstand gleichzeitig zwei Prüflinge getestet werden. Das erarbeitete Prüfkonzept zeigen Abbildung 4 bis Abbildung 8. Die Innenringe der beiden zu prüfenden Freiläufe werden auf die jeweilige Innensternwelle gepresst. Beide Innensternwellen werden über ein Getriebe von einem Motor angetrieben, der mittels einer einstellbaren Amplitude und Frequenz eine oszillierende Bewegung in die Klemm- oder Freilauf-Richtung ausführt. Die beiden Prüflinge werden, was deren Klemm-



und Freilaufriechung betrifft, entgegengesetzt eingebaut, so dass jeweils ein Freilauf klemmt und der andere freiläuft. Die Freilaufaußenringe werden jeweils in eine Trägernabe eingepresst, welche wiederum mit einer Riemenscheibe verbunden wird. Die Beaufschlagung des Freilaufaußenringes mit einer zusätzlichen, veränderlichen Radiallast erfolgt jeweils über einen beständig umlaufenden Riemetrieb. Die Höhe der radialen Zusatzlast kann über eine entsprechend eingestellte Spannrolle angepasst werden. Die Positionsänderung der Spannrolle soll dabei Stick-Slip frei unter Nutzung mehrerer pneumatischer Muskeln erfolgen. Dazu werden die pneumatischen Muskeln mit Druckluft beaufschlagt, kontrahieren, bewegen somit definiert die Spannrolle nach unten und bewirken eine Radiallast am Freilaufaußenring. Bei Abführung der Druckluft längen sich die Muskeln auf ihre Ausgangslänge zurück, die Spannrolle bewegt sich nach oben und der Freilaufaußenring wird entlastet. Um eine Verwindung der Muskeln oder ein ungleichmäßiges Ziehen der Einzelmuskeln zu verhindern, wird die Bewegung der Muskeln mit einem Gestell geführt (s. a. Abbildung 6 und Abbildung 7).

Für den Freilauf unter kombinierter Last sind verschiedene Lastszenarien denkbar, wobei das „worst case Szenario“ für den hier zu betrachtenden Lastfall am sinnvollsten erscheint. Dabei wird, quasi ortsfest, abgesehen vom sich drehenden Außenring, immer das gleiche Klemmelement sowie die dazu gehörende Klemmrampe belastet. Aus der Erfahrung heraus wird beim oben beschriebenen Vorgehen ein Versagen des Prüflings durch Pittings an der Klemmfläche der Innensternlaufbahn erwartet.

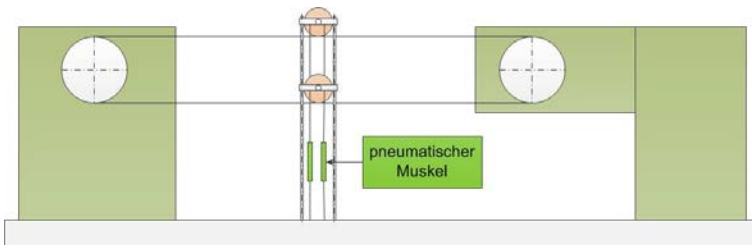


Abbildung 5: Prüfstands-konzept schematisch; Radiallastaufbringung

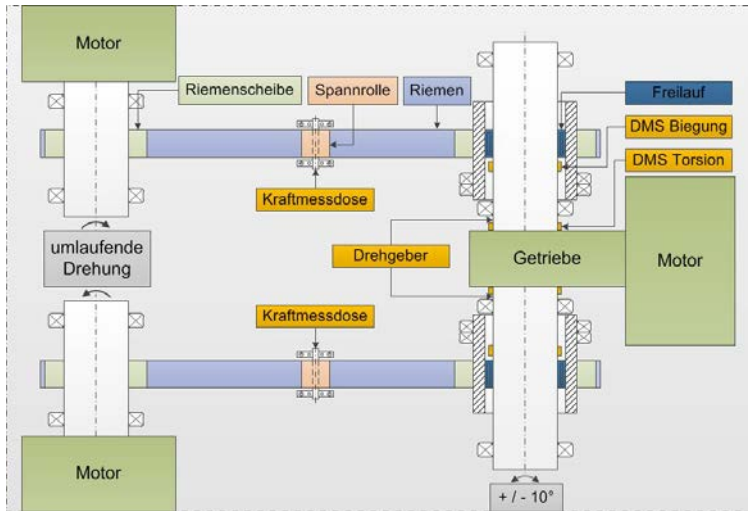


Abbildung 6: Prüfstandskonzept, schematisch

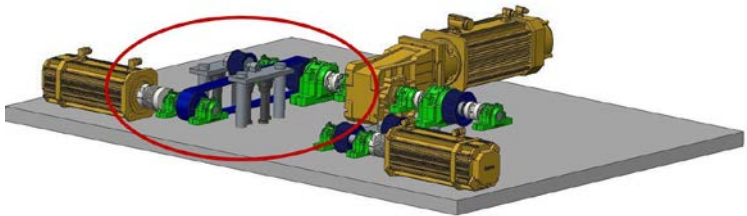


Abbildung 7: Konstruktive Umsetzung, CAD-Darstellung

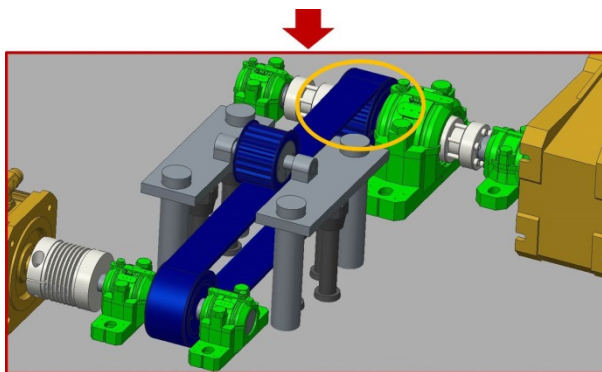


Abbildung 8: Konstruktive Umsetzung, CAD-Darstellung; Detail

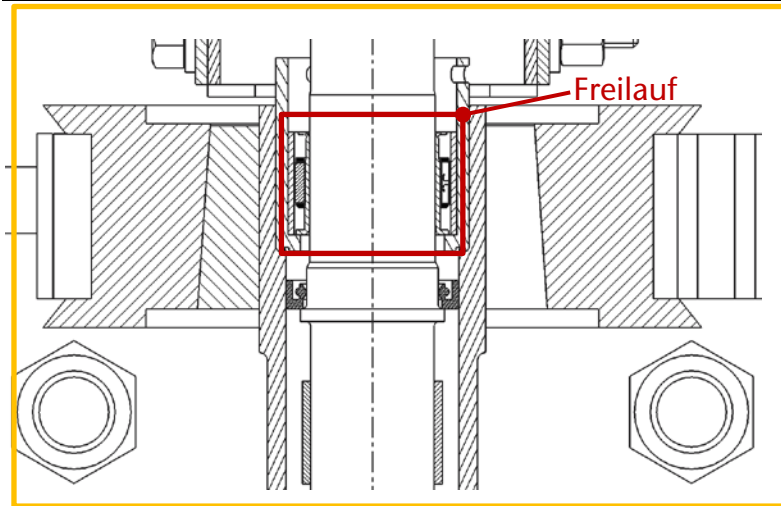


Abbildung 9: Konstruktive Umsetzung, CAD-Darstellung; Schnitt durch den Mittelteil

Eckdaten:

- Maximaler Verdrehwinkel  $\varphi = \pm 10^\circ$
- Maximales Torsionsmoment  $T_{\max} = 200 \text{ Nm}$
- Maximale Radiallast je Prüfling  $F_{\text{rad,max}} = 36 \text{ kN}$
- Maximale Prüffrequenz  $f = 15 \text{ Hz}$

Erfasste Messgrößen je Freilauf:

- Biegemoment am Innenstern (DMS); darüber indirekt Messung der Radialkraft am Außenring
- Torsionsmoment am Innenstern (DMS)
- Radialkraft durch die Muskeln (Kraftmessdose)
- Verdrehwinkel der Innensternwelle (Drehgeber)

Abbruchkriterien:

- Erreichen der vorgegebenen Lastwechselzahl
- Versagen des Prüflings vor dem Erreichen der Lastwechselzahl

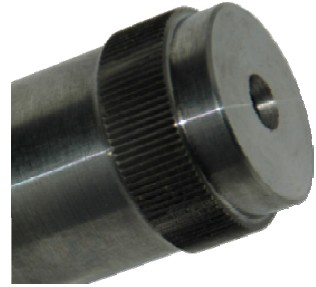
### **3 Zusammenfassung**

Im obigen Artikel wurde zunächst auf die dem Forschungsvorhaben zugrundeliegende Problemstellung, danach die sich daraus ergebende Zielstellung, sowie das daraus resultierende Vorgehen beschrieben. Im Anschluss daran wurde der im Bau befindliche Lebensdauerprüfstand vorgestellt, der die Prüfkapazitäten des IMW im Freilaufbereich ergänzt.

### **4 Danksagung**

Die Autorin bedankt sich bei der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und ihren Mitgliedern für die inhaltliche Betreuung sowie bei der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) für die finanzielle Unterstützung des Projekts „Freilauf – kombinierte Lasten“ (FVA 694, IGF-Nr. 17157/N).

# Untersuchungen zu kombinierten reib-/formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen



Mänz, T

*Zur Übertragung von Drehmomenten und Drehzahlen kommen verschiedene Welle-Nabe-Verbindungen zum Einsatz. Diese können in der Regel in form- oder reibschlüssige Verbindungen unterschieden werden. Daneben gibt es gerändelte Pressverbindungen, die die Vorteile beide Gruppen vereinen. Grundlegende Kenntnisse zu Versagensmechanismen und zur Auslegung liegen jedoch nicht vor. In einem aktuellen Projekt soll diese Lücke geschlossen werden.*

*For the transmission of torque and rotational speed, different shaft-hub connections are used. These can generally be distinguished in form-fitting or frictional connections. Beyond that there are knurled interference fits that combine the advantages of both groups. However, basic knowledge of failure mechanisms and the dimensioning do not exist. In a current project, this gap should be closed.*

## 1 Einleitung

Welle-Nabe-Verbindungen müssen bei hoher Leistungsdichte, kostengünstiger Herstellung, einfacher Montage und Demontage auch hohe dynamische Belastungen (Servo- und Torquemotoren) ertragen. Montagefreundliche, formschlüssige Verbindungen sind, besonders bei Wechsellasten, nur begrenzt geeignet. Ein Ausschlagen der Verbindung durch Verschleiß und plastische Verformungen ist nicht selten. Pressverbindungen sind hierfür geeigneter. Kombinierte reib-/formschlüssige Pressverbindungen mit gerändelter Welle stellen eine Alternative dar. Die Vorteile liegen in der hohen Übertragungsfähigkeit und der geringen Toleranzempfindlichkeit bei gleichzeitig hoher Verdrehsicherheit.

Die Verbindung kann durch Umspritzen (Kunststoff) oder als Längspressverband hergestellt werden. Durch das axiale Einpressen einer gerändelten Welle mit Übermaß in eine „weichere“ glatte Nabe, z.B. aus Aluminium oder Stahl mit geringerer Festigkeit, wird während des Fügevorgangs gleichzeitig eine Gegenverzahnung in die Nabe geschnitten oder gedrückt (vgl. Abbildung 1). Da die Welle als Werk-

zeug und als Bauteil genutzt wird, sind Teilungsabweichungen prinzipbedingt ausgeschlossen.

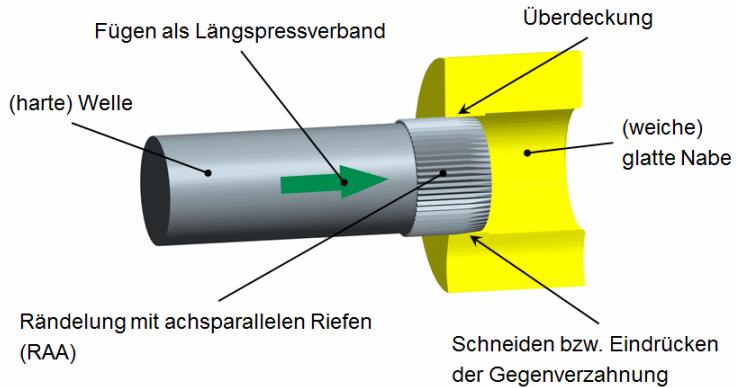


Abbildung 1: Fügen eines Rändelpressverbands

## 1.1 Problemstellung und Ziel

Trotz des häufigen Einsatzes liegen zurzeit weder die grundlegenden Kenntnisse zu den Versagensmechanismen des kombinierten Kontakts noch ausreichende praxisrelevante Auslegungs- und Konstruktionsvorschriften für gerändelte Pressverbindungen vor. Dies betrifft insbesondere unterschiedliche Werkstoffkombinationen, spanlose Fertigung und Montage sowie erhöhte Temperaturen.

Ziel des FVA-/AiF-Forschungsvorhabens (FVA-Nr. 658, IGF-Nr. 17086 N / 1) ist es, eine experimentell abgesicherte Auslegungsgrundlage für die Dimensionierung und den Festigkeitsnachweis von gerändelten Pressverbindungen zu entwickeln.

## 2 Vorgehensweise

Die Arbeiten im Projekt können in vier Bereiche unterteilt werden (vgl. Abbildung 2):

1. Versuche an einer abgewickelten Pressfuge  
Ziel: Durch einen messtechnisch gut zugänglichen Versuchsaufbau können zusätzliche Größen gemessen und ein breite-

res Verständnis der Verbindungseigenschaften geschaffen werden.

#### 2. Versuche an zylindrischen Verbindungen

Ziel: Bestimmung der statischen und dynamischen Übertragungsfähigkeit von Drehmomenten sowie der Übertragungsfähigkeit bei kombinierter statischer Torsions- und dynamischer Biegebelastung.

#### 3. Numerische Untersuchungen

Ziel: Ermittlung von zusätzlichen, messtechnisch nicht erfassbaren Größen (z. B. Passfugendruck und Eigenspannungen) mittels FEM-Berechnungen, die zur Entwicklung des Versagensmodells benötigt werden.

#### 4. Entwicklung eines Versagensmodells

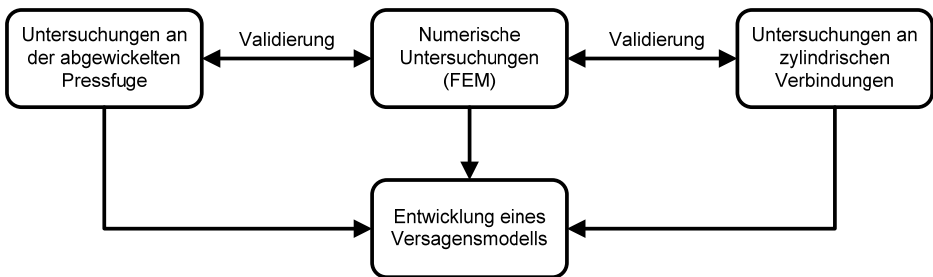


Abbildung 2: Vorgehen zur Entwicklung eines Versagensmodells für Pressverbindungen mit gerändelter Welle

In den einzelnen Bereichen werden die wesentlichen Einflussgrößen auf die Übertragungsfähigkeit untersucht. Diese sind:

- Werkstoffpaarung
- Rändelteilung  $t$  (siehe Abbildung 3, links,  $\alpha = 90^\circ$ )
- Übermaß  $U$
- Fasenwinkel  $\phi$  (siehe Abbildung 3, rechts)
- Fugenlänge  $l_F$
- Nabenaußendurchmesser  $D_A$
- Temperatur

Im Folgenden werden numerische Untersuchungen zur abgewickelten Pressfuge sowie experimentelle Untersuchungen an der zylindrischen Verbindung vorgestellt.

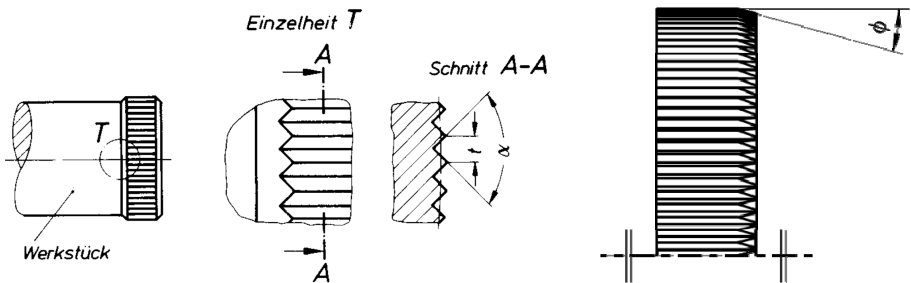


Abbildung 3: Rändel RAA mit achsparallelen Riefen nach DIN 82 /1/

### 3 Numerische Untersuchungen zur abgewickelten Pressfuge

#### 3.1 Vorgehensweise

Durch den messtechnisch gut zugänglichen Versuchsaufbau bei Verbindungen mit einer abgewickelten Pressfuge können die numerischen Berechnungen des Fügevorgangs sehr gut validiert werden. Die Erkenntnisse beim Modellaufbau können dann für die numerischen Untersuchungen an den zylindrischen Verbindungen genutzt werden.

Bei den numerischen Berechnungen musste berücksichtigt werden, dass es sich aufgrund der starken Verformungen um ein hochgradig nichtlineares Problem handelt, für das sich die klassischen FE-Programme mit impliziten Solvern nicht eignen. In diesem Forschungsprojekt wird daher der explizite Solver LS-Dyna eingesetzt. Die hohen Umformgrade haben weiterhin zur Folge, dass die üblichen Kennwerte zur Beschreibung der Werkstoffeigenschaften (E-Modul, Querkontraktionszahl, Streckgrenze, Zugfestigkeit, Bruchdehnung) nicht ausreichen. Zusätzlich zu diesen Werten werden die Fließkurven bis hin zu hohen Dehnungen benötigt, die nicht aus einem Zugversuch hervorgehen. Daher wurden zusätzlich Stauchversuche durchgeführt, mit denen die Werkstoffeigenschaften bis zu einer Dehnung von über 40% ermittelt werden konnten /3/.

Um den Rechenaufwand für die FE-Berechnungen zu minimieren, wurde das Modell der Verbindung mit abgewickelter Pressfuge auf einen Zahn beschränkt. Dafür wurde der Ausschnitt (vgl. Abbildung



4, links, schwarzer Kasten) so gewählt, dass die Symmetrieebene des Versuchsaufbaus weiterhin genutzt werden kann (Strich-Punkt-Linie). Die Steifigkeiten der Rändelaufnahme sowie der weggeschnittenen Bereiche der gerändelten Platte in vertikaler Richtung wurden mittels einer FE-Berechnung (ANSYS) bestimmt und durch Federn auf der im Bild oberen Schnittfläche in das eigentliche FE-Modell integriert (stabförmige Beam-Elemente, Abbildung 4, rechts).

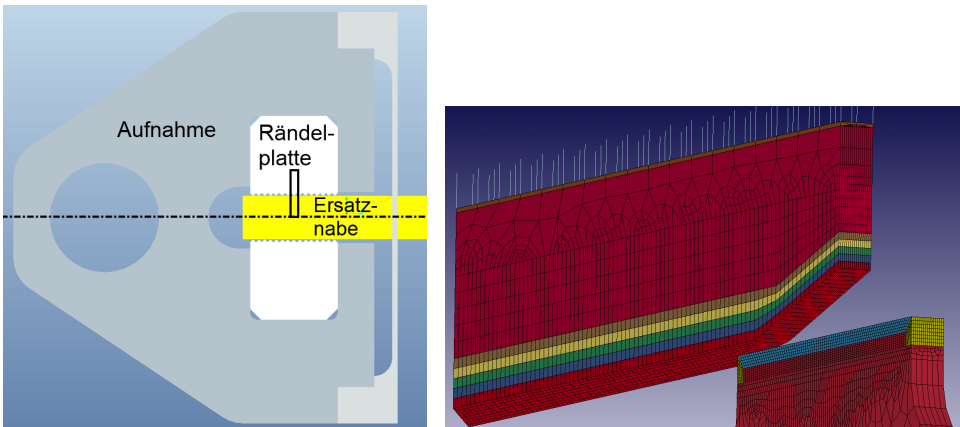


Abbildung 4: Vereinfachung des Modells mit abgewickelter Pressfuge auf einen Zahn

Abbildung 5 zeigt den Vergleich der Einpress- (schwarz) und Radialkräfte (grau) aus dem Versuch (durchgezogene Linien) und der Berechnung (gestrichelte Linien). In beiden Fällen ist eine sehr gute Übereinstimmung zu erkennen.

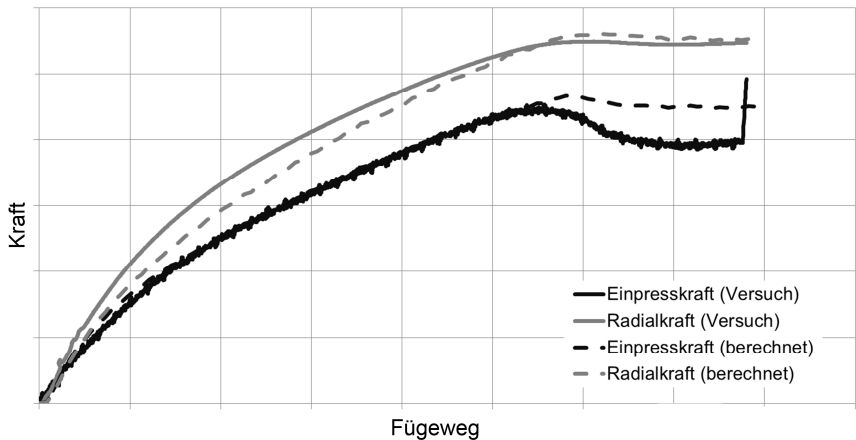


Abbildung 5: Vergleich der Einpress- und Radialkräfte aus Versuch und Berechnung

## 4 Experimentelle Untersuchungen an den zylindrischen Verbindungen

### 4.1 Vorgehensweise

Im Rahmen der Untersuchungen an den zylindrischen Verbindungen liegt der Fokus auf den folgenden 3 Bereichen:

- Einpressverhalten
- Statische Drehmomentübertragung
- Dynamische Belastbarkeit.

Ziele der Untersuchungen des Einpressverhaltens sind die Ermittlung der für die Montage notwendigen Fügekkräfte sowie das Verhalten bezüglich der Verzahnung der Nabe, also ob der Verzahnungsvorgang primär umformend oder zerspanend ist. Aufgrund der großen Anzahl an Variationen wurde ein D-optimaler Versuchsplan mit 35 Versuchen abgeleitet.

Ziel der statischen Drehmomentversuche ist die Feststellung der maximalen Übertragbarkeit sowie die Versagensursache der Verbindungen. Dafür werden diese statisch bis zum Versagen belastet. Neben dem Drehmoment wird der Verdrehwinkel aufgezeichnet.

Die Untersuchungen zur dynamischen Belastbarkeit umfassen reine Torsionsuntersuchungen zur Lebensdauer und zur Zeitfestigkeit. Untersuchte Spannungsverhältnisse sind  $R = 0,2$  und  $R = -1$ . Die Versuche zur Lebensdauer werden nach dem Treppenstufenverfahren nach /4/ durchgeführt. Innerhalb der Zeitfestigkeitsbereiche werden 3 Lasthorizonte berücksichtigt. Weiterhin werden Untersuchungen unter kombinierter Belastung (dynamische Biegung, statisches Torsionsmoment) auf jeweils drei verschiedenen Lasthorizonten durchgeführt.

## **4.2 Ausgewählte Versuchsergebnisse**

### **4.2.1 Einpressverhalten**

Beim Einpressen der Welle in die Nabe wird die weichere Nabe von der gerändelten Welle verzahnt. Das Verhalten bei der Verzahnung der Nabe ist abhängig vom Fasenwinkel. Bei Wellen ohne Fase – dies entspricht einem Fasenwinkel von  $90^\circ$  – wird die Verzahnung rein zerspanend erzeugt, während Wellen mit Fase eine umformende Verzahnung der Nabe zur Folge haben. Abbildung 6 zeigt die qualitativen Verläufe von Verbindungen mit unterschiedlichen Fasen. Aufgrund der D-optimalen Versuchsplanung gibt es keine Verbindungen, die sich nur in den 3 Fasenwinkeln unterscheiden, weshalb die Verläufe zur besseren Vergleichbarkeit auf die maximale Einpresskraft normiert wurden. Es zeigt sich, dass die Kraft bei der Verbindung mit  $90^\circ$ -Fase zunächst stark ansteigt, dann jedoch auf konstantem Niveau bleibt. Die Gesamtkraft entspricht also in etwa der Zerspanungskraft, die sich über den Einpressweg nicht ändert. Da durch die Zerspanung Material aus der Verbindung herausgetragen wird, treten nur geringe Pressungen und Reibkräfte auf. Nachdem die Nabe über die gesamte Verbindungslänge  $l_F$  verzahnt wurde, fällt die Zerspanungskraft ab, während die kleine Reibkraft weiterhin vorhanden ist.

Die Fügekraft bei den Verbindungen mit Fase ist dagegen stärker von der Reibkraft geprägt. Zu Beginn des Fügevorgangs steigt die Kraft aufgrund der Verformung der Nabe ebenfalls stark an. Allerdings steigt die Fügekraft bis zu einem Fügeweg der der Verbindungslänge  $l_F$  entspricht, weiter an, da sich die Kontaktfläche in der Passfuge bei konstanter Pressung vergrößert und somit die Reibkraft ansteigt. Nachdem die Nabe komplett verzahnt wurde, bleibt die Fügekraft bis zum Erreichen des Anschlags auf einem hohen Niveau. Der qualitative Verlauf wird vom Fasenwinkel ( $5^\circ$  oder  $15^\circ$ ) wenig beeinflusst.

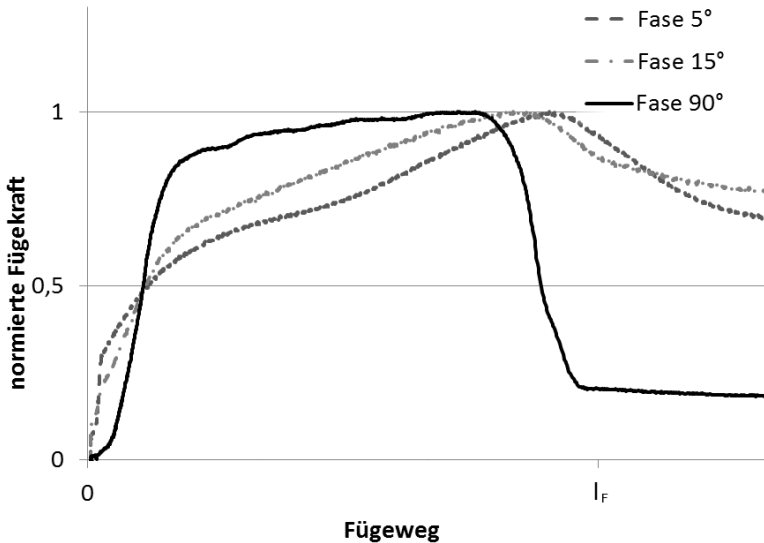


Abbildung 6: Fügekraft über Fügeweg

#### 4.2.2 Statische Drehmomentübertragung

In den statischen Torsionsversuchen konnte eine sehr hohe Drehmomentübertragbarkeit nachgewiesen werden. An dieser Stelle soll exemplarisch ein Vergleich zu einer glatten Pressverbindung gezeigt werden.

Abbildung 7 zeigt den Drehmoment-Verdrehwinkel-Verlauf einer gerändelten Pressverbindung (durchgezogene Linie). Das Drehmoment ist auf das linear-elastisch übertragbare Drehmoment normiert. Ein Abscheren der Zähne am Zahnfuß tritt etwa bei dem 3fachen des elastisch übertragbaren Drehmoments auf. Nach dem Abscheren der Zähne fällt das Drehmoment recht langsam ab, da der Passfugendruck noch immer vorhanden ist.

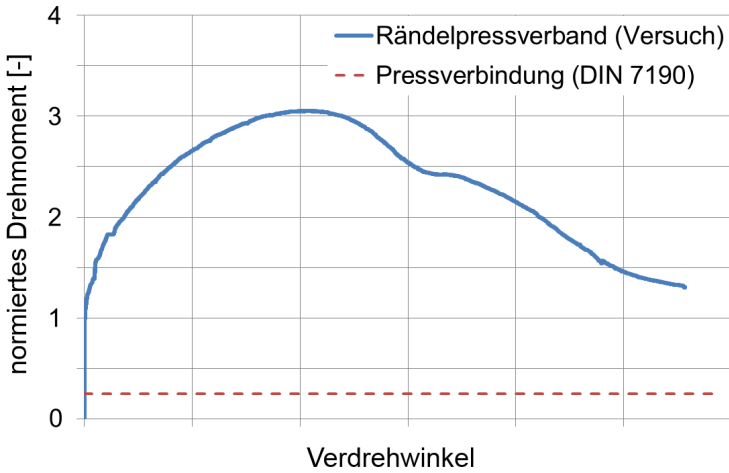


Abbildung 7: Drehmoment über Verdrehwinkel eines untersuchten Rändelpressverbands sowie elastisch übertragbares Drehmoment einer Pressverbindung nach DIN 7190 /2/ vergleichbarer Geometrie (Sicherheiten = 1, Fertigungstoleranzen wurden vernachlässigt)

Als Vergleich dient eine nach DIN 7190 /2/ ausgelegte rein elastisch beanspruchte Pressverbindung (gestrichelte Linie). Soweit möglich wurde die Geometrie von der gerändelten Pressverbindung übernommen (Werkstoffe, Verbindungslänge, Passfugendurchmesser, Nabenaußendurchmesser). Bezüglich der Sicherheiten wurde der beste Fall angenommen (Sicherheit = 1, keine Fertigungstoleranzen). Daraus ergibt sich ein übertragbares Drehmoment von etwa einem Viertel der Übertragbarkeit des Rändelpressverbands.

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

Pressverbindungen mit gerändelter Welle sind aufgrund verschiedener Vorteile wie Spielfreiheit bei hoher Verdrehsicherheit sowie prinzipbedingt nicht vorhandene Teilungsabweichungen eine Alternative zu reinen form- oder reibschlüssigen Welle-Nabe Verbindungen. Dabei bieten sie eine im Vergleich zu Pressverbindungen hohe statische Drehmomentübertragbarkeit.

In noch folgenden Arbeitsschritten werden umfangreiche dynamischen Untersuchungen durchgeführt sowie Berechnungsgrundlagen entwickelt, um die Auslegung gerändelte Pressverbände ermöglichen zu können.

## **6 Danksagung**

Der Autor bedankt sich bei der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und ihren Mitgliedern für die inhaltliche Betreuung, sowie bei der AiF Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) für die finanzielle Unterstützung des Projekts „Untersuchungen an Pressverbindungen mit gerändelter Welle“ (FVA-Nr. 658, IGF-Nr. 17086 N / 1).

## **7 Literatur**

- /1/ DIN 82, Rändel, Deutsche Norm, 1973
- /2/ DIN 7190, Pressverbände, Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln, Deutsche Norm 2001
- /3/ Mänz, T.: Ermittlung von Werkstoffdaten zur Berechnung großer plastischer Verformungen mittels Finite-Elemente-Methoden, Institutsmitteilung Nr. 37, IMW Clausthal 2012
- /4/ Hück, M.: Ein verbessertes Verfahren für die Auswertung von Treppenstufenversuchen. Zeitschrift für Werkstofftechnik, Heft 14, SS. 406-417, 1983

# Verschleiß in axial bewegten Zahnwellenverbindungen – Prüfstand zur experimentellen Ermittlung von Reibwerten und Verschleißkennwerten

Schmelter, R.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.

*In genormten Testverfahren ermittelte Reibwerte und Verschleißkennwerte für tribologische Systeme sind, bezogen auf den tatsächlichen Anwendungsfall, meist ungenau, da Zusatzlasten in den Testsetups (z.B. Stift-Scheibe-Kontakt) nicht berücksichtigt werden können. Zur Ermittlung solcher Kennwerte für axial bewegte Zahnwellenverbindungen existiert am Institut für Maschinenwesen (IMW) seit kurzem ein neuer Prüfstand.*



*Investigation of coefficients of friction and characteristic friction values in standardized test-setups often doesn't fit the corresponding values in real-life applications. For experimental investigation of these values especially for spline shafts under axial motion, a new test setup is available at Institute of mechanical Engineering (IMW).*

## 1 Einleitung

Zur Ermittlung von Reibwerten und Verschleißkennzahlen tribologischer Systeme gibt es viele standardisierte Testverfahren (Block-Ring, Stift-Scheibe etc.). Der Vorteil dieser Verfahren liegt in der Vergleichbarkeit der Ergebnisse und den einfachen Prüfteilgeometrien. Unter realen Betriebsituationen ergeben sich jedoch oft durch Zusatzlasten, andere Kontaktbedingungen sowie ungleichmäßiges Tragen im Kontaktbereich abweichende Kennzahlen. Vor allem eine Erhöhung des Reibwertes im realen System kann zu einer unzulässigen Vergrößerung von Anschlusslasten in einem mechanischen System führen. Für die Ermittlung von Reibwerten in axial bewegten Zahnwellenverbindungen, wie diese z.B. im Gelenkwellenbau als Längenausgleich zur Anwendung kommen, wurde am Institut für Maschinenwesen (IMW) der TU-Clausthal ein neuer Prüfstand aufgebaut und in Betrieb genommen.

## 2 Beschreibung und technologische Kennwerte

Der im Folgenden beschriebene Prüfstand dient hauptsächlich der Ermittlung von Reibwerten in axial bewegten Zahnwellenverbindungen unter geringen axialen Verschiebewegen und niedrigen Verschiebefrequenzen unter Belastung mit einem festen Torsionsmoment.

### 2.1 Aufbau

Der Prüfstand (Abbildung 1 und Abbildung 2) besteht im Wesentlichen aus drei Modulen, einem Antriebsmodul (Nr. 2 in Abbildung 2) mit Kurbeltrieb (4) und zwei Prüfmodulen (1). Das Antriebsmodul dient der Übersetzung einer rotatorischen Bewegung in die translatorische Verschiebung der Zahnwellenverbindungen durch einen Kurbeltrieb. Dieser ist ausgelegt auf eine translatorische Oszillation der Prüflinge von 1mm. Durch Änderung der Hauptantriebswelle können mit vertretbarem Aufwand auch andere Verschiebewege realisiert werden.



Abbildung 1: Prüfstand zur Ermittlung von Reibungs- und Verschleißkennwerten in Zahnwellenverbindungen

Die zwei Prüfmodule sind, vergleichbar zu einem Boxermotor, links und rechts vom Antriebsmodul angeordnet. In jedem Prüfmodul können vier Prüfteile (bestehend jeweils aus verzahnter Welle und Nabe) eingebaut werden. Damit können acht Prüflinge zeitgleich im Prüfstand getestet werden. Das ermöglicht trotz der hohen Prüfdau-



ern bei tribologischen Untersuchungen einen relativ großen Umfang an gleichzeitigen Untersuchungen und somit eine kosteneffektive Prüfung.

Als Prüfteile kommen Zahnwellenverbindungen DIN 5480 32x2x14 (Bezugsdurchmesser  $d_b=32\text{mm}$ , Zähnezahl 14, Modul 2) zum Einsatz. Angetrieben wird die verzahnte Welle über eine Schubstange. Jeweils zwei Zahnwellen sind in Reihe geschaltet und miteinander gekoppelt. Die Naben werden mit Spannringsverbindungen in Anschlussflanschen befestigt und stützen sich gegen den Prüfstand ab. Jeder dieser Anschlussflansche ist mit einer DMS-Vollbrücke zur Messung der auftretenden Axialkraft ausgestattet (Markierung in Abbildung 2), somit kann an jedem Prüfteil individuell der Reibwert in der Verzahnung bestimmt werden.

Das statische Torsionsmoment wird über Hebel und doppelt wirkende Pneumatikzylinder an den Außenseiten der Prüfmodule aufgebracht und ebenfalls über DMS-Vollbrücken auf den Hebeln zur Überwachung gemessen. Die Pneumatikzylinder können elektrisch geschaltet werden, wodurch ein Abschalten der Last zur Normalisierung z.B. der Schmierstoffverteilung und zum Verhindern von Klemmen realisiert werden kann.

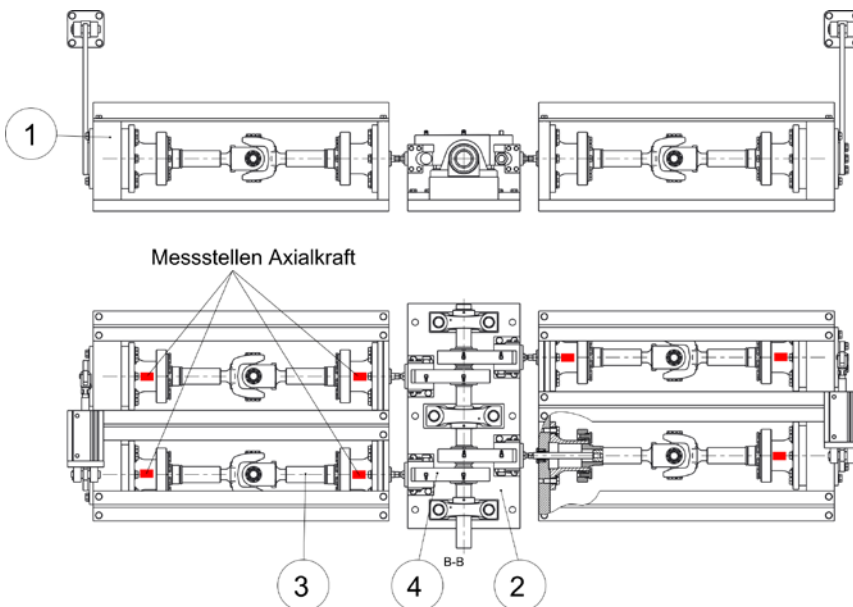


Abbildung 2: Prinzipdarstellung des Prüfstandes zur Ermittlung von Reibwerten im verzahnten Längenausgleich.

## 2.2 Technologische Eigenschaften

Der Prüfstand ist ausgelegt für Wellenverzahnungen mit Bezugsdurchmesser  $d_b=32\text{mm}$  nach DIN 5480 /1/ (Abbildung 3), wie diese im Gelenkwellenbau als Längenausgleich eingesetzt werden. Belastet werden die Zahnwellen durch eine reine Torsionsbelastung von 500Nm unter axialer Bewegung. Damit werden Effekte die z.B. durch Fertigungsfehler und Verzahnungsabweichungen im Experiment mit abgebildet. Außerdem kann durch Aufbringen von Gewichten in der Schnittstelle zwischen zwei Prüfteilen ein Ausknicken aufgrund von Unwucht simuliert werden. Das vor allem bei Kreuzgelenkwellen in der Verzahnung auftretende umlaufende Biegemoment kann jedoch nicht abgebildet werden.



Abbildung 3: Prüfungsgeometrie - Zahnwellenverbindung mit Gelenkgabel an verzahnter Welle.

Durch zusätzliches Anbringen einer Wärmequelle an den Prüfmodulen können des Weiteren höhere Umgebungstemperaturen, wie diese z.B. in Walzwerken auftreten, simuliert werden. Weiterhin ist ein einzelnes Prüfmodul ausreichend klein um in einer Thermokammer unter niedrigen Umgebungstemperaturen betrieben zu werden. Damit können auch Reibwerte und Losbrechmomente bei tiefen Temperaturen ermittelt werden.

## 2.3 Ergebnisgrößen

Die Hauptaufgabe des Prüfstandes ist die Bestimmung der Reibwerte im verzahnten Längenausgleich. Zusätzlich können noch andere

Kennwerte zur Qualifizierung des Verschleißfortganges in einer Zahnwellenverbindung unter axialer Bewegung ermittelt werden. Eine wichtige Größe ist dabei die Temperatur im Betrieb, welche eine integrale Information über den Verschleiß ergibt. Diese wird auf der Nabe jedes Prüfteiltes gemessen und kann zur Auswertung der Untersuchungen herangezogen werden.

Ein weiterer wichtiger Kennwert zur Beschreibung des Verschleißfortganges in einer Zahnwellenverbindung ist das Verdrehspiel. Im Prüfstand kann es einfach durch Umschalten des Torsionsmomentes und Messung der sich daraus ergebenden Drehwinkeldifferenz zwischen Welle und Nabe ermittelt werden.

Im Gelenkwellenbau ist zusätzlich das auftretende Knickspiel in der Verzahnung eine wichtige Kenngröße. Mit zunehmenden Verschleiß nimmt ebenfalls das reale Knickspiel und somit die Exzentrizität zu. Das Knickspiel in der Zahnwellenverbindung kann jedoch nicht direkt im Prüfstand gemessen werden. Daher wurde eine Zusatzvorrichtung (Abbildung 5) zur definierten Ermittlung des Knickspiels in zwei Ebenen aufgebaut. Dazu wird ein Prüfling an der Nabe festgehalten, an der Welle (hier mit Gabel) wird eine definierte Last in positiver und negativer Richtung aufgebracht. Das Knickspiel wird dann mit Hilfe einer Messuhr an einer Referenzstellung der Welle gemessen. Die Position der Zahnwelle in der Nabenverzahnung wird so eingerichtet, wie diese im Prüfstand eingebaut sind.

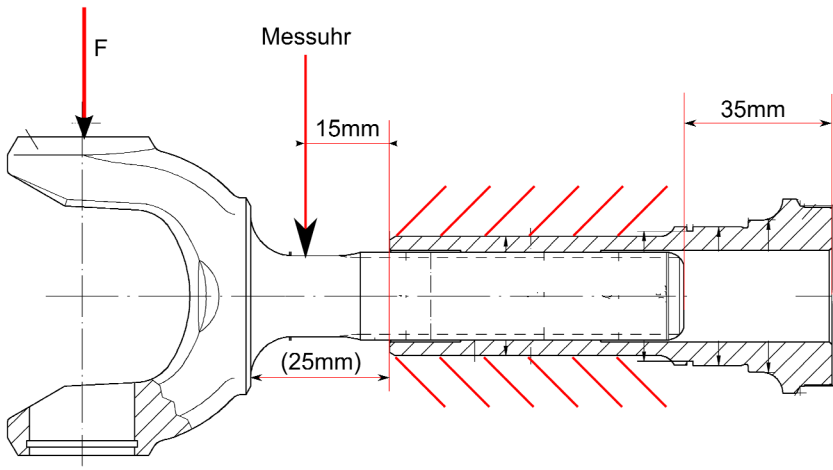


Abbildung 4: Prinzip Knickspielmessung

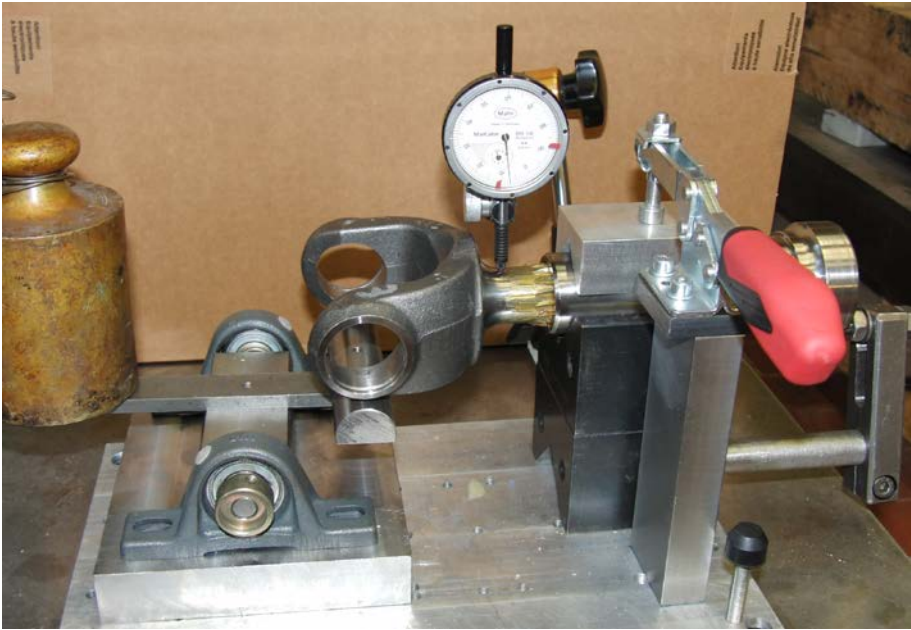


Abbildung 5: Vorrichtung zur Knickspielmessung, Belastung durch Gewicht von oben (nicht dargestellt) oder von unten (in Abbildung dargestellt)

### 3 Einsatzgebiet

Der Aufbau des Prüfstandes wurde durch die Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. und der AiF Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) durch Forschungsvorhaben „FVA 505-II Reibkraft- und Verschleißreduzierung im Gelenkwellen-Längenausgleich“ (IGF Vorhaben Nr. 17142 N/1) /2/ finanziert. Ziele des genannten Vorhabens sind die Anschlusslasten an Gelenkwellen durch die Reduzierung der Reibwerte im Gelenkwellen-Längenausgleich zu reduzieren. Die Reduzierung des Verschleißes der Zahnwellenverbindung stellt ebenfalls ein weiteres wichtiges Ziel dar. Weiterhin soll der Einsatztemperaturbereich der Gelenkwellen mit Längenausgleich erhöht werden.

Um diese Ziele zu erreichen, werden im Vorhaben FVA 505-II in einer Reihe experimentelle Untersuchungen verschiedene Beschichtungen und Schmierstoffe auf ihre Eignung im Längenausgleich einer Gelenkwelle untersucht. Hauptaugenmerk dabei liegt wie auch im Vorgängervorhaben FVA 505-I /3/ in der Gelenkwelle, daher werden die

Hauptversuche an vollständigen Gelenkwellen unter realen Einbaubedingungen mit Abbeugung und Belastung durch Torsionsmoment und Drehzahl getestet. Der bestehende Gelenkwellen-Prüfstand wird dazu weiter verwendet. Da jedoch im bestehenden Prüfstand nur zwei Gelenkwellen getestet werden können, sind diese Versuche mit einer, im Vergleich zum Vorgängervorhaben verlängerten Laufzeit, sehr zeitaufwändig. Um jedoch im Laufe des Vorhabens eine Vielzahl an verschiedenen Beschichtungen und Schmierstoffen testen zu können, wird eine im Umfang relativ große Vorauswahl der tribologischen Systeme im beschriebenen Prüfstand auf ihre prinzipielle Wirksamkeit untersucht. Aus diesen Ergebnissen wird ein Ranking erstellt, aus dem nur die besten Schmierstoffe und Beschichtungen an der kompletten Gelenkwelle getestet werden.

Durch die Verwendung des isolierten verzahnten Längenausgleichs für die Voruntersuchungen als Einzelkomponente einer Gelenkwelle (Abbildung 6) wird weiterhin der Kostenaufwand für das Forschungsvorhaben verringert.



Abbildung 6: Gelenkwelle als Prüfteil für die Hauptuntersuchungen. Rot markiert ist der verzahnte Längenausgleich als Prüfteil für die Vorversuche.

#### **4 Zusammenfassung**

Durch den beschriebenen Prüfstand ist es am IMW nun möglich, anwendungsbezogene Verschleißkennwerte und Reibwerte für Zahnwellenverbindungen unter axialer Relativbewegung zu Ermitteln. Durch den Aufbau des Prüfmoduls und der Verwendung relativ einfacher Prüfteile wird eine hohe Wiederholgenauigkeit der Versuche erreicht. Die Anordnung der Prüfteile sowie die Anzahl ermöglichen effektive Untersuchungen mit zwei und mehr Prüfteilen, durch den parallelen Aufbau wird auch bei einer großen Menge an Versuchsteilen eine relativ geringe Gesamtversuchsdauer erreicht. Damit existiert nun am IMW eine preisgünstige Alternative zu den bisher vorhande-

nen Verspannprüfständen, in denen komplette Bauteiltests unter realitätsnahen Bedingungen durchgeführt werden können.

Der Autor bedankt sich bei der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und ihren Mitgliedern für die inhaltliche Betreuung, sowie bei der AiF Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) für die finanzielle Unterstützung des Projekts „Reibkraft- und Verschleißreduzierung im Gelenkwellen-Längenausgleich“ (FVA-Nr. 505-II, IGF-Nr. 17142 N/2).

## **5 Literatur**

- /1/ Norm DIN 5480-1. März 2006. Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser.
- /2/ Schmelter, R.: FVA-505-II, Reibkraft- und Verschleißreduzierung im Gelenkwellen-Längenausgleich, Zwischenbericht, Forschungsreport 2013, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2013.
- /3/ Lau, P.; Schäfer, G.; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.: Beanspruchungsgerechte Dimensionierung von Gelenkwellen-Profilverschiebungen (Längenausgleich), 2011, Abschlussbericht.

# Untersuchungen zur Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen unter typischen Einsatzbedingungen

Wild, J.

*Zahnwellenverbindungen (Evolventenverzahnung) stellen, aufgrund ihrer Fähigkeit hohe Torsionsmomente bei stoßartiger Belastung übertragen zu können, eine wichtige Welle-Nabe-Verbindung im Maschinenbau dar. So finden sie beispielsweise Einsatz bei Kreuzgelenkwellen zum Längenausgleich oder im Kraftfahrzeugbereich zur Anbindung der Radnabe. Die Auslegung derartiger Welle-Nabe-Verbindungen ist ganz wesentlich mit der Bestimmung der Kerbwirkung verbunden. Ziel des IGF-Vorhabens BG 16661 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) mit der Nummer FVA 467 II ist es Formzahlen für die Kerbüberlagerung im Verzahnungsauslauf zu bestimmen. Neben dem Forschungsinhalt wird die angewendete Versuchstechnik beschrieben.*

*Toothed shaft connections (involute toothing) are able to carry high torques with impact loading. Because of this characteristic this kind of shaft-hub joint is commonly utilized in the mechanical engineering. For example they are used in cardan shafts for length adjustment or in the vehicle sector to connect the wheel hub. The aim of the IGF-project BG 16661 of the Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) with the id-number FVA 467 II is to determine the notch factors. The research content and test facilities are presented on the following pages.*



## 1 Motivation

Für die Berechnungen der Ermüdungsfestigkeit insbesondere von Zahnwellenverbindungen besteht der Wunsch, die gegenwärtig in den Berechnungsrichtlinien (DIN 5466, DIN 743) angegebenen Empfehlungen zur Abschätzung der Kerbwirkung zu überprüfen bzw. zu präzisieren. Die Angaben der o.g. Richtlinien weisen Widersprüche auf und berücksichtigen den Einfluss einiger geometrischer Größen (Auslaufgeometrie) bei den Berechnungen nicht. Im IGF-Forschungsvorhaben BG 14058 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) mit der Nummer FVA 467 I wurden deshalb numerische und experimentelle Untersuchungen zur Kerbwirkung bei

Zahnwellen (Evolventenverzahnung DIN 5480) durchgeführt. Zur Validierung der an der TU Dresden durchgeführten numerischen Untersuchungen wurden experimentelle statische Untersuchungen sowie dynamische Dauerfestigkeitsversuche an Verbindungen gemäß DIN 5480 unter reiner schwellender Torsion und reiner wechselnder Biegung an der TU Clausthal durchgeführt. Für den Bereich der Torsionsbelastung konnte eine gute Übereinstimmung von den theoretisch und experimentell bestimmten Kerbwirkungszahlen erreicht werden. Für Empfehlungen von Biegeform- und Biegekerbwirkungszahlen reichten die Ergebnisse noch nicht aus. Insbesondere für die Überlagerung von Torsion und Biegung in praxisrelevanten Größenordnungen fehlen Aussagen, da durch die veränderten Lastverteilungsverhältnisse die bisherigen Resultate nicht übertragen werden können. Antworten bezüglich der genannten offenen Fragestellungen soll das an das oben genannte Forschungsvorhaben anknüpfende IGF-Vorhaben BG 16661 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) mit der Nummer FVA 467 II liefern, welches wie bereits das Vorgängervorhaben vom IMM der TU Dresden und vom IMW der TU Clausthal bearbeitet wird.

## **2 Zielsetzung**

Das Ziel des Vorhabens ist die Ergänzung, Überprüfung und Vervollständigung vorhandener Unterlagen zu allgemein anwendbaren Spannungsform- und Kerbwirkungszahlen an Zahnwellen unter typischen Einsatzbedingungen für den praktischen Gebrauch. Als Ergebnis des Fortsetzungsvorhabens wird der Einfluss

- kombinierter Belastung (Biegung und Torsion)
- der Geometrievariation der Verbindung sowie von Welle und Nabe
- von verfestigten Oberflächen (einsatzgehärtet, gewalzt)
- von Verlagerung/Neigung/Versatz der Welle (mit Empfehlungen zu zusätzlichen anzusetzenden Belastungen) und der daraus resultierenden Lastverteilung

auf die Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen künftig erfassbar sein.

## **3 Allgemeine Vorgehensweise**

Die Ergänzung, Überprüfung und Vervollständigung der in den oben angeführten Normen gegebenen Möglichkeiten zur Abschätzung von Kerbwirkungszahlen soll in der Kombination numerischer und expe-



rimenteller Untersuchungen realisiert werden. Basis für derartige Untersuchungen sind Berechnungsmodelle, deren Eignung, reale Sachverhalte richtig abbilden zu können, parallel experimentell überprüft werden muss. Dies bei der Projektbearbeitung berücksichtigend, ergibt sich der in Abbildung 1 dargestellte Arbeitsablauf.

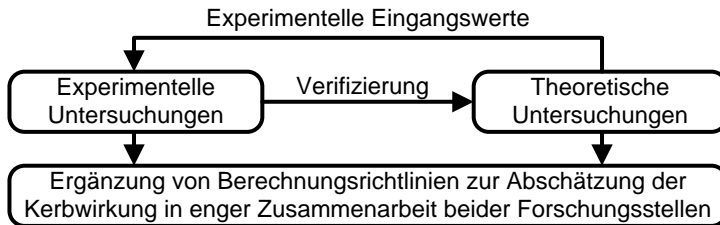


Abbildung 1: Vorgehensweise zur Bearbeitung des Forschungsvorhabens FVA 467 II

## 4 Umfang der experimentellen Untersuchungen

### 4.1 Zum Versuchsprogramm

Wie in der „Zielsetzung“ bereits dargelegt, ist es Gegenstand dieses Forschungsvorhabens, den Einfluss kombinierter Belastungen, der Geometrievariation der Verbindung, von verfestigten Oberflächen und der Verlagerung/Neigung/Versatz der Welle (mit Empfehlung der zusätzlich anzusetzenden Belastung) und der daraus resultierenden Lastverteilung auf die Kerbwirkungszahlen von Zahnwellenverbindungen zu erörtern. Nachfolgend wird ein allgemeiner Überblick über die experimentell zu untersuchenden Faktoren gegeben.

#### Kombinierte Belastung (Biegung und Torsion)

Zur Ermittlung des Einflusses der Belastungsart auf die Kerbwirkungszahl werden und wurden bereits eine Vielzahl von Versuchen durchgeführt. Die Prüflinge werden dabei den nachfolgenden Belastungen unterworfen:

- Dynamische Biegung
- Dynamische Torsion
- Kombiniert dynamische Biegung sowie statische Torsion (Variation des Verhältnisses Biegung/Torsion)
- Kombiniert dynamische Biegung sowie dynamische Torsion

Das Hauptaugenmerk bei diesem Forschungsvorhaben liegt auf der Analyse des Einflusses kombinierter Belastungen.

#### Geometrievariation der Verbindung

Die Geometrievariation der Verbindung bezieht sich auf geometrische Veränderungen an der Welle und der Nabe als auch deren Positionierung zueinander. Tabelle 1 zeigt die Modifikation der Wellengröße (b)  $\rightarrow$  c) sowie der Probengeometrie unter Beibehaltung der Wellengröße (a) frei  $\rightarrow$  b) gebunden sowie c) ohne Sicherungsringnut  $\rightarrow$  d) mit Sicherungsringnut).

Tabelle 1: Probengeometrien

	
<p>a) Zahnwellenprüfling mit freiem Auslauf, Bezugsdurchmesser <math>d_B = 25\text{mm}</math> (Darstellung ohne Nabe)</p>	<p>b) Zahnwellenprüfling mit gebundenem Auslauf, Bezugsdurchmesser <math>d_B = 25\text{mm}</math> (Darstellung ohne Nabe)</p>
	
<p>c) Zahnwellenprüfling mit gebundenem Auslauf, Bezugsdurchmesser <math>d_B = 65\text{mm}</math>, ohne Sicherungsringnut (zu untersuchende Verzahnung rechts im Bild, Darstellung ohne Nabe)</p>	<p>d) Zahnwellenprüfling mit gebundenem Auslauf, Bezugsdurchmesser <math>d_B = 65\text{mm}</math>, mit Sicherungsringnut (zu untersuchende Verzahnung rechts im Bild, Darstellung ohne Nabe)</p>

Der Einfluss der Nabenwandstärke auf die Dauerfestigkeit einer Zahnwellenverbindung wird durch deren geometrische Variation bestimmt. Es werden Naben mit einer Wandstärke von ca. 4 mm sowie von ca. 20 mm untersucht.

In Abhängigkeit der Nabenlage wirkt eine unterschiedliche Anzahl örtlich spannungserhöhender Faktoren in Kombination (Kerbüberlagerung). Erwartungsgemäß zeichnet sich dies in der Dauerfestigkeit bzw. in der Höhe der Kerbwirkungszahl ab. Der Beweis für diesen Sachverhalt sowie eine entsprechende Quantifizierung werden experimentell erbracht. Hierzu werden Versuche bei zwei unterschiedlichen Nabenlagen bei sonst gleichen

Versuchsparametern durchgeführt. Abbildung 2 zeigt die getroffenen Nabenlagendefinitionen.

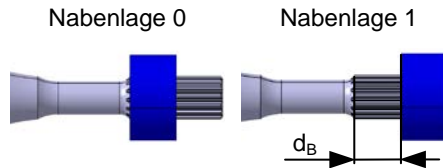


Abbildung 2: Die betrachteten Nabenlagen 0 und 1

Bezugnehmend auf Abbildung 2 nehmen bei der Nabenlage 0 folgende Faktoren spannungserhöhenden Einfluss an der dem Verzahnungsauslauf zugewandten Nabenkante:

- Der durch die Querschnittsveränderung entstehende Absatz vom ungestörten Probendurchmesser im Bereich des Auslaufs hin zum Fuß- bzw. Kopfkreisdurchmesser der Verzahnung
- Der durch die Nabe entstehende Steifigkeitssprung
- Die Evolventenverzahnung der Zahnwelle

Im Gegensatz hierzu herrschen bei Nabenlage 1 an der gleichen Nabenkante nur zwei sich überlagernde spannungserhöhende Einflussfaktoren vor. Dies sind

- der durch die Nabe entstehende Steifigkeitssprung sowie
- die Evolventenverzahnung der Zahnwelle.

#### Verfestigung der Oberfläche (einsatzgehärtet, gewalzt)

Die Randschicht eines Bauteils nimmt wesentlichen Einfluss auf dessen Schwingfestigkeit. Charakterisieren lässt sich diese durch

- die Oberflächenrauheit,
- ihre Härte, Festigkeit, den Gefügestand
- sowie die in ihr vorherrschenden Eigenspannungen.

Diese Größen können durch mechanische (umformende Fertigungsverfahren, Kugelstrahlen, Hämmern etc.), thermische (Glühen, Vergüten) und thermochemische (Einsatzhärten, Nitrieren etc.) Verfahren beeinflusst werden.

Häufig angewendete Fertigungsverfahren zur Verzahnung von Wellen sind Fräsen/Schleifen (spanend) sowie Walzen (umformend). Diese Verfahren nehmen in unterschiedlichem Maß Einfluss auf die Randschicht. Erwartungsgemäß herrschen bei gewalzten Verzahnungen höhere Druckeigenspannungen in den oberflächennahen Bereichen als bei gefrästen. Diese

Eigenspannungen führen zu einer höheren Dauerfestigkeit. In welcher Höhe sich dieser Effekt auf die Wechselfestigkeit von Zahnwellenverbindungen auswirkt soll im Rahmen experimenteller Untersuchungen ermittelt werden. Hierzu wird eine Diversifizierung der Wellenprüflinge nach fertigungstechnischem Gesichtspunkt vorgenommen. Es wird unterschieden zwischen durch Fräsen und durch Walzen hergestellte Verzahnungen.

Die oben angeführten Einflüsse thermischer und thermochemischer Verfahren auf die Ausbildung der Bauteilrandschicht und folglich auf die Bauteildauerfestigkeit sind Bestandteil des Versuchsprogramms und werden mithilfe von Dauerfestigkeitsuntersuchungen quantifiziert. Unter Berücksichtigung der gegenwärtigen werkstofflichen Bedeutung für den Maschinenbau werden Prüflinge aus 42CrMo4 (1.7225) in vergütetem und 17CrNi6-6 (1.5918) in einsatzgehärtetem Zustand experimentell untersucht.

## **4.2 Angewendete Versuchstechnik**

Wie bereits erläutert ist es Ziel dieses Forschungsvorhabens, Einflussgrößen auf die Dauerfestigkeit einer Zahnwellenverbindung (Evolventenverzahnung) sowie deren Ausmaß des Einflusses zu erörtern. Zu diesem Zweck werden Zahnwellenverbindungen unterschiedlicher geometrischer Konstellation mit unterschiedlichen Belastungsarten beaufschlagt. Das gewünschte Ergebnis, nämlich der Einfluss eines bestimmten Parameters wie beispielsweise des Größeneinflusses, kann nun so ermittelt werden, indem genau dieser Parameter bei einer Verbindung variiert und das Ergebnis der entsprechend zugehörigen experimentellen Untersuchung jenem der Wellen-Nabe-Verbindung ohne Parameterveränderung gegenübergestellt wird. Dies liefert qualitative wie auch quantitative Erkenntnisse bezüglich der Tragfähigkeit der Verbindung.

Im Nachfolgenden wird auf die angewendete Versuchstechnik zur Bearbeitung des Forschungsvorhabens eingegangen. Diese ist universell einsetzbar und nicht projektgebunden. Durch die Herstellung entsprechender Adapterstücke können schnell eine Vielzahl unterschiedlicher Prüflinge in die entsprechenden Prüfstandkonzepte eingebunden und geprüft werden.

### **4.2.1 Rein dynamische Torsion**

Wie in Kapitel 4 erläutert ist es unter anderem Gegenstand des Forschungsvorhabens, den Größeneinfluss auf Form-/Kerbwirkungszahlen bei Zahnwellenverbindungen zu untersuchen. Zur Umsetzung

werden Wellenprüflinge mit einem Bezugsdurchmesser von 65 mm mit gebundenem Auslauf bei einer schwellenden Torsionsbelastung hinsichtlich der Tragfähigkeit der Welle-Nabe-Verbindung analysiert. Zur Durchführung dieser Untersuchungen findet der in Abbildung 3 dargestellte Prüfstand Anwendung.

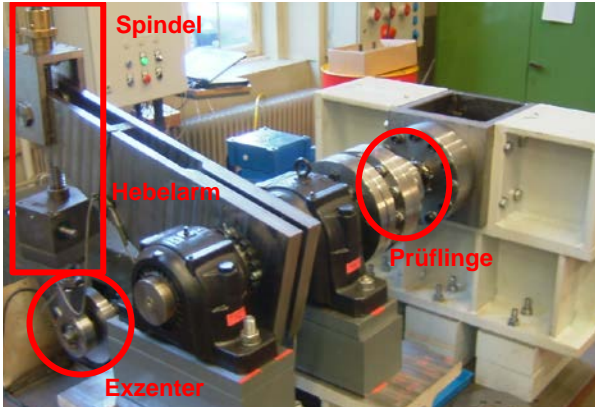


Abbildung 3: Versuchsstand zur Analyse von Prüflingen mit einem Bezugsdurchmesser von 65 mm bei dynamischer Torsion

Die Versuchsdurchführung erfolgt bei rein schwellend dynamischer Torsionsbeanspruchung. Das Torsionsmoment wird weggesteuert über eine Spindel sowie eine Exzentrerscheibe in Kombination bei einem konstanten Spannungsverhältnis von  $R=0,2$  aufgebracht. Dabei wird die Torsionsmittellast durch die in Abbildung 3 hervorgehobene Spindel eingestellt. Die Torsionsmomentamplitude ergibt sich in Abhängigkeit der jeweilig verbauten Exzentrerscheibe. Durch Auswechseln dieser kann die Höhe der Amplitude variiert werden. Die Dynamik ergibt sich durch Rotation der Exzentrerscheibe.

#### 4.2.2 Rein dynamische Biegung (Wechselbiegung)

Bestandteil des Forschungsvorhabens ist ebenfalls die Bestimmung des Einflusses der Belastungsart auf die Dauerfestigkeit der Welle-Nabe-Verbindung. Diesbezüglich gilt es experimentelle Untersuchungen bei reiner Torsion und bei reiner Biegung durchzuführen und diese einander Gegenüberzustellen.

Der zur Analyse von Welle-Nabe-Verbindungen verwendete Prüfstand soll nachfolgend vorgestellt werden. Aus gegebenem Anlass wurde im Rahmen der Projektbearbeitung das in Abbildung 4 dargestellte Prüfstandkonzept ausgearbeitet.

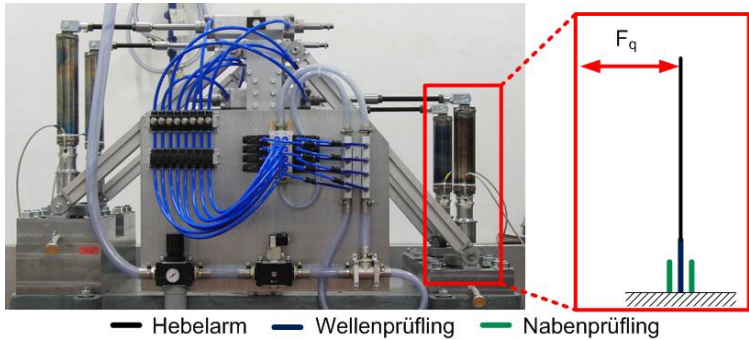


Abbildung 4: Versuchsstand zur Analyse von Prüflingen unter dynamischer Biegebelastung (Wechselbiegung)

Besonderheit dieses Versuchsstands sind die Prüflingsanordnung in vertikaler Richtung sowie die kraft- und nicht weggesteuerte Aufbringung des Biegemomentes über Pneumatikzylinder. Über die Dauer eines Versuchs wird an Stellen mit Relativbewegung unter entsprechender Last Verschleiß auftreten. Bei Anwendung eines weggesteuerten Versuchskonzeptes hätte dieser verringern Einfluss auf die Probenbelastung, was durch die hier genutzte Kraftregelung ausgeschlossen wird.

Die vertikale Prüfstandanordnung stellt sicher, dass sich die Welle-Nabe-Verbindung während des Testvorgangs in axialer Richtung nicht lösen kann. Dies resultiert aus der durch das Eigengewicht der sich oberhalb der Prüflinge befindlichen Konstruktionsbestandteile aufgeprägten Vorzugsrichtung hin zur Prüfstandgrundplatte.

Bei der Untersuchung von Zahnwellenverbindungen tritt ohne das Treffen entsprechender Vorkehrungen in aller Regel Reibkorrosion auf. Dies hat häufig unerwünschten Einfluss auf den Verlauf experimenteller Untersuchungen. Abhilfemaßnahme diesbezüglich ist die Trennung der sich versuchsbedingt in Relativbewegung zueinander befindlichen Oberflächen von Welle und Nabe durch einen Schmierfilm. Die vertikale Ausrichtung der Prüflinge wie auch die Tatsache, dass der Hebel zur Aufbringung des Biegemomentes keine rotatorische Bewegung vollführt, ermöglichen dies zuverlässig.

#### 4.2.3 Dynamische Biegung sowie statische Torsion in Kombination

Eine Welle ist definitionsgemäß ein stabförmiges Bauteil, das primär zur Torsions- und sekundär zur Biegemomentübertragung genutzt wird. In der Praxis kommt eine Kombination dieser beiden Belas-

tungsarten häufig vor. Von den Untersuchungen der reinen Belastungen kann gegenwärtig nicht mit ausreichender Genauigkeit auf die Tragfähigkeit einer Zahnwellenverbindung bei entsprechender Lastkombination rückgeschlossen werden. So sind Tragfähigkeitsuntersuchen von Zahnwellenverbindungen bei dynamischer Biege- und statischer Torsionsbelastung in Kombination Bestandteil dieses Forschungsvorhabens. Anwendung hierfür findet der in Abbildung 5 schematisch dargestellte Prüfstand.

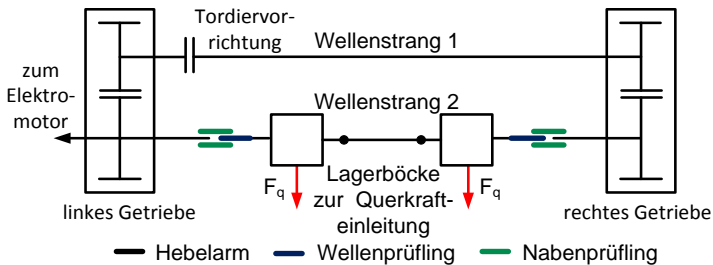


Abbildung 5: Schematische Darstellung eines Prüfstands zur Analyse von Prüflingen bei statischer Torsions- und dynamischer Biegebelastung in Kombination (geschlossener Torsionsverspannkreis)

Mit Hilfe dieses Versuchsstands können zeitgleich zwei Welle-Nabe-Verbindungen hinsichtlich ihrer Tragfähigkeit untersucht werden. Das Torsionsmoment wird mittels eines Hydromotors (Tordiorrichtung) in Zusammenspiel mit einem geschlossenen Torsionsverspannkreis eingeleitet. Resultierend hieraus herrscht an beiden Prüfstellen des Versuchsstands das gleiche Torsionsmoment in statischer Form vor. Das Biegemoment wird für jede Prüfstelle unabhängig von der anderen durch die Auslenkung des jeweils zugehörigen Lagerbocks quer zur Rotationsachse eingebracht. Die Biegemomentendynamik ergibt sich durch die Rotation der Wellen.

#### 4.2.4 Dynamische Biegung sowie dynamische Torsion in Kombination

Wie bereits in Kapitel 4.2.3 erläutert, ist für die Praxis besonders die Tragfähigkeit von Welle-Nabe-Verbindungen bei kombinierter Torsions- und Biegebelastung von Bedeutung. Zuvor wurden die Versuchseinrichtung zur Untersuchung von Verbindungen bei statischer Torsions- und dynamischer Biegebelastung beschrieben. Nachfolgend soll auf den Prüfstand zur Analyse bei kombiniert dynamischer Biegung sowie dynamischer Torsion eingegangen werden, vgl. Abbildung 6.

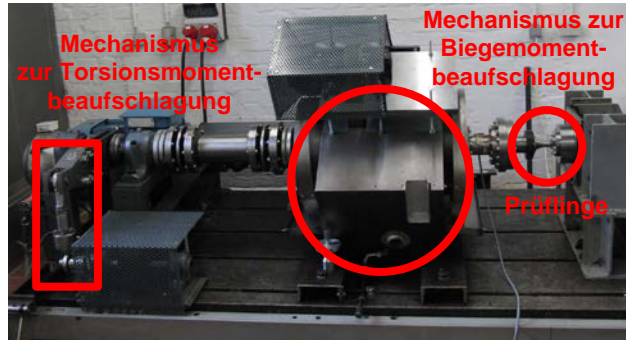


Abbildung 6: Darstellung der Mechanismen zur Lastaufbringung sowie des Zahnriementriebs zur Lastsynchronisation

Die Erzeugung der Torsionsmomentmittelast und der Torsionsmomentamplitude erfolgt analog zu dem in Kapitel 4.2.1 dargestellten Versuchskonzept. Das Biegemoment wird durch die Auslenkung des Wellenstrangs quer zur Achsrichtung eingeleitet. Der hierfür erforderliche Mechanismus befindet sich innerhalb des in Abbildung 6 gekennzeichneten Gehäuses. Die aus der Querkraft resultierende bei Stillstand des Prüfstands vorherrschende stationäre Biegung führt im Prüfbetrieb zu einer Umlaufbiegebelastung. Das Biegemoment ist stufenlos einstellbar. Die maximale Prüflingsbeanspruchung liegt dann vor, wenn zeitgleich das maximale Biege- als auch das maximale Torsionsmoment vorherrscht. Damit dieses Ereignis im Rahmen der Versuchsdurchführung bei jeder Umdrehung bzw. jedem Schwingenspiel eintritt und zudem der Ort der maximalen Bauteilbeanspruchung sich nicht ändert, ist eine exakte Synchronisation der Drehzahlen zur dynamischen Torsions- und zur dynamischen Biegemomenteinleitung erforderlich. Realisiert ist diese über einen Zahnriementrieb zwischen den Antriebswellen zur Torsions- und Biegemomenteinleitung unter Verwendung lediglich eines Elektromotors als Systemantrieb.

## 5 Danksagung

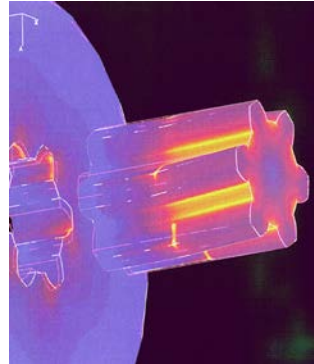
Der Autor bedankt sich bei der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und ihren Mitgliedern für die inhaltliche Betreuung sowie bei der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) für die finanzielle Unterstützung bei der Durchführung des Forschungsvorhabens.



# Zahnwellenberechnung

Schäfer, G.

*Die Zahnwelle als formschlüssige Welle-Nabe-Verbindung wird häufig anhand einer vereinfachten Betrachtung der mittleren Flächenpressung durchgeführt. Damit sind aber toleranz- und steifigkeitsbedingte Lastkonzentration in vielen Fällen bezüglich ihrer schädigenden Wirkung nicht hinreichend bewertet.*



**Keywords:** *splined shaft-hub connection, fatigue, involute, stress distribution, calculation*

## 1 Einleitung

Die Zahnwellenverbindung als formschlüssige Verbindung von zwei Bauteilen, Welle und Nabe, hat neben der Problematik der Doppelpassung aufgrund der Vielzahl der Formschlüsselemente als zweite Einflussgröße auf die Lastverteilung das unterschiedliche Steifigkeitsverhalten der beiden gekoppelten Bauteile z.B. durch unterschiedliche Torsionswiderstandsmomente bei der Dimensionierung zu beachten. Die Torsionssteifigkeitsdifferenzen wirken sich auf die Lastverteilung in axialer Richtung aus, die Doppelpassung unter realen Fertigungsbedingungen wird in der Lastverteilung in Umfangsrichtung überhöhend wirksam /1/.

## 2 Lastverteilung

Einfache Ansätze zur Berechnung formschlüssiger Welle-Nabe-Verbindungen wie Passfedern und Zahnwellenverbindungen gehen in axialer Richtung von mittleren Flächenpressungen aus und berücksichtigen Doppelpassungseinflüsse durch Traganteile von ca. 75%. Neben diesen reinen Flächenpressungsbetrachtungen werden im Anhang der FKM-Richtlinie /2/ Betrachtungen zur Kerbwirkung des Zahnwellenprofils auf die Gestaltfestigkeit der Welle wiedergegeben. Diese Betrachtungen sind grundlegender Art und schließen eine ungleichförmige Lastverteilung innerhalb der Verbindung nicht ein, dies hat im Vorwege zur Bestimmung der Nennspannung oder lokalen Spannungen zu erfolgen.

## 2.1 Lastverteilung in axialer Richtung

Durch den Steifigkeitssprung am Rand der Nabe kommt es in aller Regel zu einer deutlichen Lastüberhöhung am Verbindungsbeginn, siehe Abbildung 1. Für eine genaue Festigkeitsanalyse muss die Beanspruchungshöhe an dieser klassischen Bruchstelle betrachtet werden.

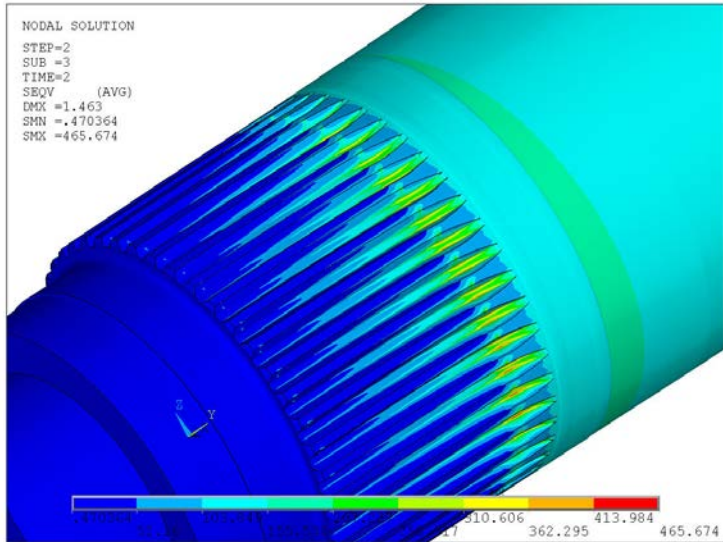


Abbildung 1: Einfluss von Teilungsabweichungen der Qualität IT8

Um von den globalen Last- und Größenangaben der Verbindung auf den Beanspruchungswert am Verbindungsbeginn zu kommen, wurde in DIN 5466 /1/ ein Lastüberhöhungsfaktor in Breitenrichtung eingeführt. Dieser bezieht sich auf eine optimale Verbindungsbreite bei reiner Torsionsübertragung von  $b = 0,6 \cdot d_B$ . Im zurückliegenden Jahr konnte dieser Faktor durch eine große Anzahl von numerischen Variantenrechnungen mit verfeinerter Vernetzung und genaueren Werkstoffmodellen überarbeitet werden. Verschiedene Faktoren konnten dabei neu festgelegt werden, was im Ergebnis zu reduzierten Überhöhungsfaktoren in der Berechnung führt.

## 2.2 Lastverteilung in Umfangsrichtung

Die Lastverteilung in Umfangsrichtung wird ganz wesentlich durch die Teilungsabweichungen innerhalb der Verzahnung bestimmt. Da-

neben wirken sich zusätzliche Querkräfte/Biegemomente überhöhend aus. Vergrößertes Verzahnungsspiel führt bei reiner Drehmomentbeanspruchung zu keiner veränderten Lastverteilung über dem Umfang, wohl aber bei zusätzlichen Querkräften/Biegemomenten. Eine reduzierte Flankensteifigkeit, ggf. auch durch eine Beschichtung realisiert, führt zu einer Vergleichmäßigung der Lastverteilung.

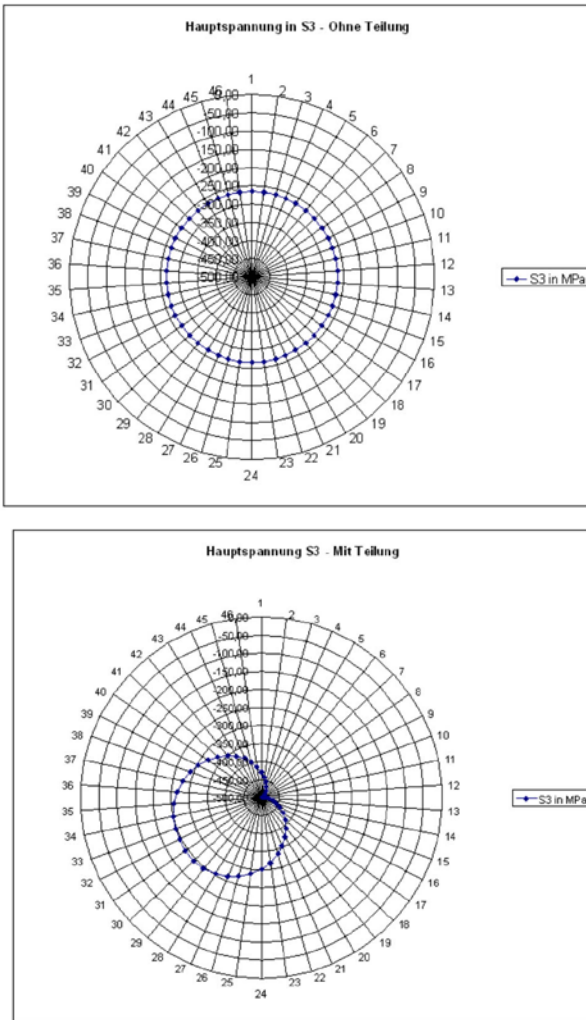


Abbildung 2: Einfluss von Teilungsabweichungen der Qualität IT8, Maximalwerte des Flankendrucks liegen im Zentrum

Die Abbildungen 2 (Flankenpressung) und 3 (Spannungen im Zahnfuß und auf der Flanke S3) geben einen Eindruck zum Einfluss der Teilungsabweichungen einer Qualität 8 bei reiner Torsionsbelastung. Auch zu diesem Thema wurden im vergangenen Jahr umfangreiche Simulationsrechnungen ausgewertet und es konnten damit die bestehenden Ansätze deutlich zutreffender formuliert werden.

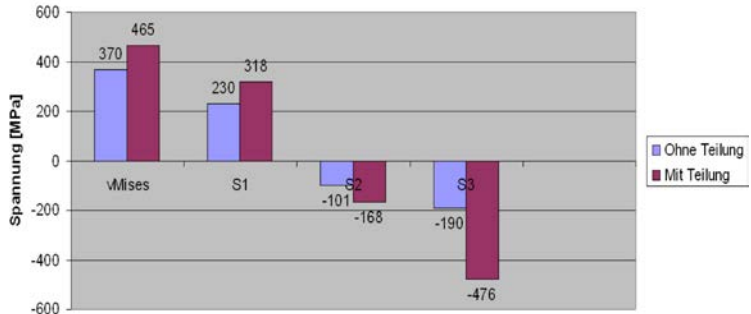


Abbildung 3: Einfluss von Teilungsabweichungen der Qualität IT8 auf die maximale Vergleichsspannung im Zahnfuß der Welle und die Hauptspannungen

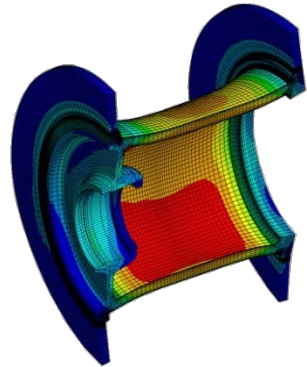
### 3 Zusammenfassung

Mit den jetzt vorliegenden Ergebnissen wird aktuell der Normentwurf zur DIN 5466 überarbeitet und soll im Frühjahr 2014 vorgelegt werden.

### 4 Literatur

- /1/ DIN 5466: Tragfähigkeitsberechnungen von Zahn- und Keilwellenverbindungen, Deutsches Institut für Normung, Berlin, Beuth-Verlag, 2000
- /2/ FKM-Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. 6. Auflage, Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM), Frankfurt/ Main, VDMA-Verlag 2012
- /3/ Schäfer, G.: Neuerungen in der Berechnung von Passverzahnungen. VDI-Bericht 2114, S. 197 – 210, 2010, ISBN 978-3-18-092114-3

# Auswirkung veränderter Seileigenschaften auf das Beanspruchungsverhalten mehrlagig bewickelter Windentrommeln bei der Substitution von Draht- durch Hochfestfaserseile



Lohrengel, A.; Schulze, M.; Stahr, K.; Wächter, M.

*Aufgrund der zunehmenden Substitution von Drahtseilen durch Hochfestfaserseile ergeben sich Änderungen der Seileigenschaften, die Auswirkungen auf die Beanspruchung von Windentrommeln haben. Zu den veränderten Eigenschaften zählen die Verformung des Seils – die Ovalisierung –, die Reibungsverhältnisse zwischen Seil und Seiltrommel und die Querelastizität der Seile. Es werden nach /3/ die Effekte und die Veränderung auf die Beanspruchung der Trommel dargestellt.*

*The substitution of wire ropes by high-strength synthetic fibre ropes causes changes of their properties. Consequently the strain scenario on rope drums changes. The different properties are for example the deformation (ovalisation), different friction scenario between rope and drum and a different lateral modulus of elasticity. Referring to /3/ the article contains the analysis of afore mentioned effects and their impact on the strain scenario of winch drums.*

## 1 Einleitung

Zur Auslegung von Seiltrommeln ist die Kenntnis der Seilelastizitäten in Längs- und in Querrichtung von entscheidender Bedeutung. Durch die beiden Eigenschaften wird die Belastung des Trommelmantels und der Bordscheiben direkt beeinflusst. Die Längselastizität wird dabei in der Regel von den Seilherstellern ermittelt, wohingegen die Querelastizität auf einem speziellen Prüfstand am Institut für Maschinenwesen ermittelt werden kann. Die Werte für die Querelastizitäten von Faserseilen liegen dabei weit unterhalb derer vergleichbarer Stahlseile /2/.

Bei der Verformung von Faserseilen muss die Querschnittsovalisierung durch kombinierte Längs- und Querkraft und die Durchmesserminimierung unter Zug beachtet werden. Durch die stärkere Verän-

derung der Durchmesser unter Belastung der Faserseile ergeben sich geänderte Bewicklungsdurchmesser in den verschiedenen Lagen und damit geänderte Belastungen auf den Trommelmantel und die Bordscheiben.

Als weiteres sind die Reibungsverhältnisse im Kontaktbereich zwischen Seil und Seiltrommel zu betrachten. Hier treten bei Faserseilen geringere Reibwerte als bei Stahlseilen auf. Daraus resultieren vor allem höhere Belastungen der Bordscheiben.

## 2 Das Zusammenspiel der drei Effekte

Die Veränderung der drei Kenngrößen Seilquerelastizität, Ovalisierungsverhalten und die Änderung der Reibungsverhältnisse durch den Einsatz von Faserseilen hat Veränderungen bei der Seilspeicherung zur Folge. Dabei ist zum einen eine Veränderung bei der Wickelqualität festzustellen, die sich beispielsweise durch Wickellücken erkennen lässt. Zum anderen verändert sich die Beanspruchung der Trommel.

Durch die geringere Querelastizität der Faserseile ist eine Verringerung der Belastung des Trommelmantels zu erwarten. Die Belastung der Bordscheiben hingegen wird im Vergleich zum Einsatz von Stahlseilen ansteigen.

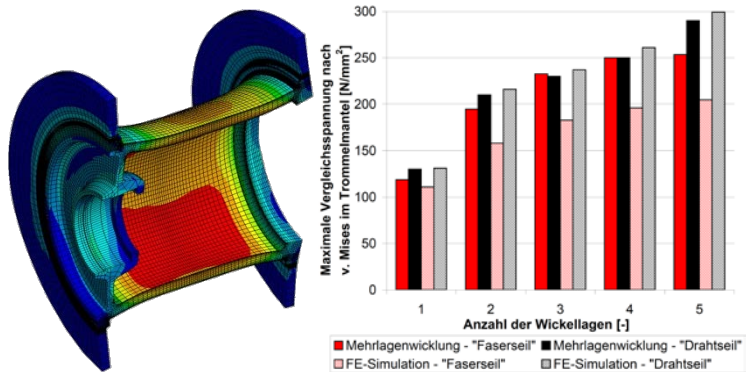


Abbildung 1: Belastung des Trommelmantels (links), Vergleich der Beanspruchung durch Faser- und Stahlseil im Experiment und in der FE-Simulation

Um die Belastung des Trommelmantels in Abhängigkeit der Wickellagen zu untersuchen, wurden sowohl Berechnungen anhand eines FE-Modells vorgenommen als auch die Ergebnisse durch Experimente überprüft. Die Ergebnisse sind in Abbildung 1 wiedergegeben und

lassen erkennen, dass die Annahme des geringeren Wickeldrucks bei Faserseilen im Vergleich zu Drahtseilen zutrifft. Die Reduzierung fällt jedoch bei der Auswertung des Experimentes weniger stark aus als dies die FE-Berechnungen nahe gelegt haben /3,4/. Die Werte für Drahtseile hingegen zeigen eine gute Vergleichbarkeit zwischen den experimentell erzielten Werten und denen aus der Berechnung.

Der Grund für die Abweichung der Ergebnisse aus Simulation und Experiment ist in der Ovalisierung zu sehen. Durch die ovale Form des Seils wird der tatsächliche Wickelradius geringer (Abbildung 2 Mitte) als in der Berechnung mit ideal rundem Seilquerschnitt angenommen. Dieses Verhalten ist bei Drahtseilen wesentlich geringer (Abbildung 2 links) und somit stimmen die Ergebnisse des Experiments hier besser überein mit der Simulation.

Die daraus resultierende höhere Belastung für den Trommelmantel lässt sich nach /1/ erklären, da sich der Wickeldruck umgekehrt proportional zum Wickelradius verhält. Aus der Reduzierung der Wickelradien durch die Ovalisierung folgt somit direkt die Erhöhung des Wickeldrucks.

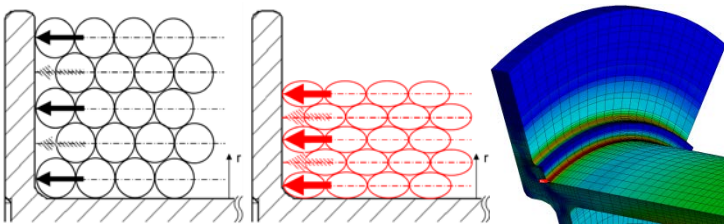


Abbildung 2: Angriffspunkte der Bordscheibenlasten (links Drahtseil, Mitte Faserseil), Kerbwirkung im Übergangsbereich zwischen Bordscheibe und Trommelmantel (rechts)

Eine zweite Folge der Ovalisierung neben der Erhöhung des Manteldrucks ist eine Veränderung der Kraftangriffspunkte an den Bordscheiben (Abbildung 2 links, Mitte). Dies hat den positiven Effekt, dass durch die kleinere Hebelwirkung das eingeleitete Biegemoment kleiner ist. Hierdurch verringert sich die Belastung in der Kerbe im Übergangsbereich zwischen Bordscheibe und Trommelmantel.

Als letzter Punkt muss der deutlich niedrigere Reibkoeffizient der Faserseile im Vergleich zu den Drahtseilen betrachtet werden. Die Auswirkung eines niedrigeren Reibkoeffizienten ist grundsätzlich eine höhere Last auf den Bordscheiben. Dies ist gegenläufig zu dem beschriebenen Effekt der Entlastung durch die Ovalisierung. Insgesamt ist dennoch eine Kerbspannungsreduzierung um 40% festzustellen.

Zudem bestehen die beschriebenen Entlastungseffekte der Bordscheiben und des Trommelmantels.

Aus diesen Aspekten lassen sich Möglichkeiten zur Veränderung der Konstruktion von mehrlagig genutzten Windentrommeln ableiten, die zur Einsparung von Material und zur Reduzierung von Bauraum führen. Hier sind Potentiale für Leichtbau zu erkennen.

### **3 Zusammenfassung**

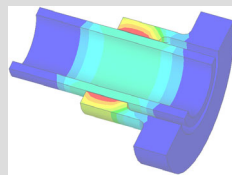
Hochfestfaserseile unterscheiden sich von Stahlseilen bezüglich ihrer Eigenschaften in Längs- und Querelastizität, dem Ovalisierungsverhalten und dem Reibverhältnis Seil – Seiltrommel. Durch die wissenschaftliche Untersuchung dieser Effekte auch in ihrem Zusammenspiel lassen sich Veränderungen in der Belastung von Windentrommeln erkennen, wodurch eine Anpassung der Konstruktion derselben möglich wird. Durch die Ermittlung der veränderten Lastsituation kann die Konstruktion auf Strukturleichtbau ausgerichtet werden. Durch eine Veränderung von Konstruktion, Material und Fertigungsverfahren sind Gewichtseinsparungen von bis zu 30% möglich.

### **4 Literatur**

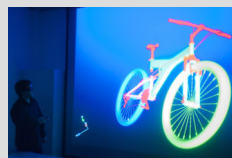
- /1/ Dietz, P. *Ein Verfahren zur Berechnung ein- und mehrlagig bewickelter Seiltrommeln*; Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, Darmstadt, 1971.
- /2/ Lohrengel, A., Stahr, K. and Wächter, M. *Safe use of hoisting drums wound with multiple layers of wire, hybrid, fibre and/or large diameter ropes*, Proceedings OIPEEC 2011 / 4th International Ropedays, College Station, Texas, 2011.
- /3/ A. Lohrengel, K. Stahr, M. Wächter, *Potentiale sowie Auswirkungen von Hochfestfaserseilen auf mehrlagig bewickelten Seiltrommeln im Bergbau-, Offshore- als auch Kranbereich*; Technical Report Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau der TU Clausthal; November 2013, ISSN 1869-8018.
- /4/ Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: *Simulation of fibre ropes and their effects on the strain scenario of multilayer wound rope drums; Simulating rope applications*; Proceedings of the OIPEEC Conference 2013, Dr. I.M.L. Ridge, Oxfordshire, UK, ISBN: 978-0-9552500-4-0.



Konstruktion und Berechnung von  
Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und  
rechnerunterstützte Produktentwicklung



Systementwicklung, Versuchstechnik und  
Maschinenakustik

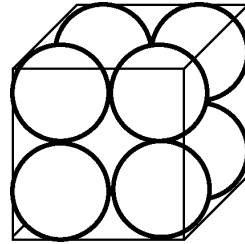


Hochschule und Kontakte





# Ein Modell des Lasersintermechanismus von metallischen Pulvern



Gasch, M.

Die Lasersinter-technologie ist ein additives Fertigungsverfahren. Diese Verfahren werden umgangssprachlich 3D-Druck-Technologie genannt. Lasersinterverfahren sind Bestandteil zahlreicher Forschungs- und Entwicklungsvorhaben. Ein Schwerpunkt ist die Betrachtung des Lasersintermechanismus von metallischen Pulvern.

The laser sintering technology is an Additive Manufacturing (AM) process. These processes are commonly known as 3D printing technology. Laser sintering processes are part of numerous research and development projects. One focus is the consideration of the laser sintering mechanism of metallic powders.

## 1 Das Prinzip des Lasersinterns

Das Prinzip des Lasersinterns mit ausgewählten Prozessparametern ist als schematische Darstellung in der folgenden Abbildung illustriert.

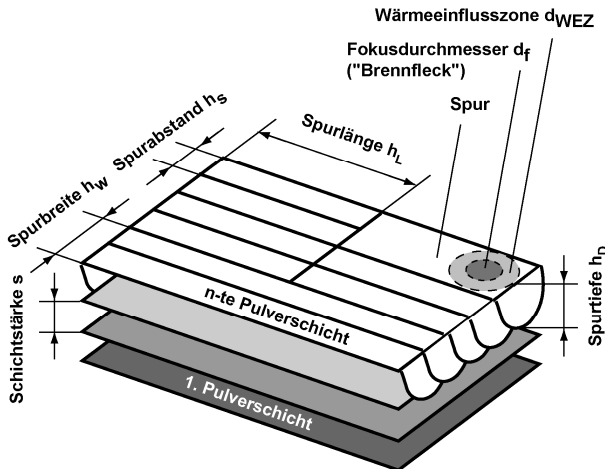
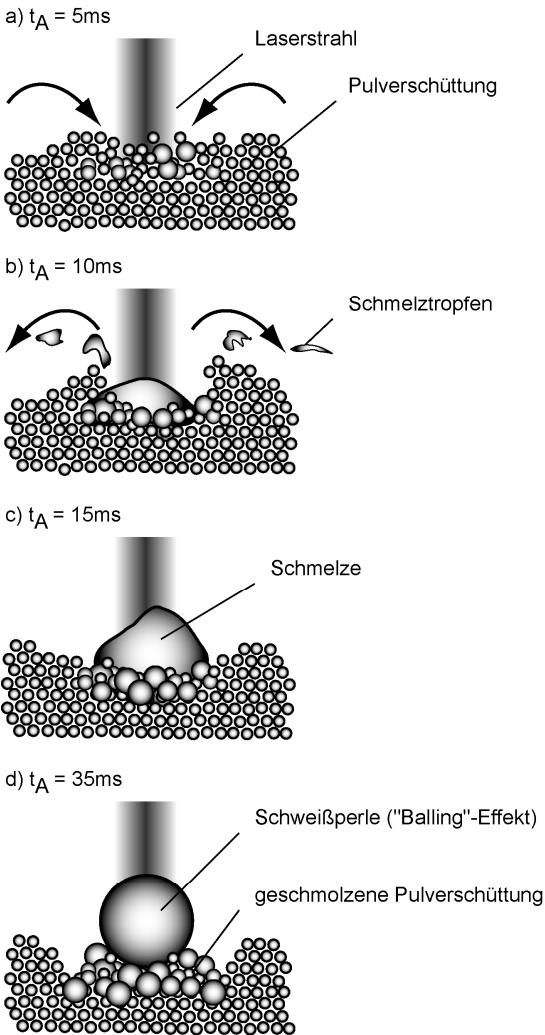


Abbildung 1: Das Prinzip des Lasersinterns mit ausgewählten Prozessparametern /1/

Die lasergesinterten Spuren auf der n-ten Pulverschicht (siehe Abbildung 1) besitzen eine Spurbreite, die dem Durchmesser der Wärmeinflusszone (WEZ) entspricht /1,2,3/. Die Spurtiefe wird beeinflusst durch die erforderliche Flächenenergie /4,5/, wobei die kleinstmögliche Pulverschichtstärke abhängig ist von dem maximalen Pulverteilchendurchmesser. Pulverpartikel können sich zwischen der Beschichtungseinheit und der zuletzt gesinterten Schicht verklebmen, wenn die kleinstmögliche Schichtstärke unterschritten wird. Infolgedessen wird der Lasersinterprozess unterbrochen oder das Bauteil kann beschädigt werden /7/. Eine Pulverschicht mit zu groß gewählter Schichtstärke kann durch die Laserenergie nicht mit der darunter liegenden gesinterten Schicht verbunden werden. Demzufolge können lamellenartige Hohlräume im Gefüge entstehen. Diese Delaminierung kann auch bei zu hoher Laserenergiezufuhr auftreten /7/. Die Spurlänge beschreibt den Weg, den der Laser beim Belichten in Vorschubrichtung bis zum Umkehrpunkt der Bahn zurücklegt. Diese Länge beeinflusst die Benetzungseigenschaften der Pulverschüttung. Die Grenzflächenenergie zwischen der Phase in der Sinterzone und der Phase in der erstarrten Schmelze ist abhängig von der Grenzflächentemperatur. Bei kurzen Spurlängen ist die Temperatur an der Grenzfläche zwischen zwei Spuren vergleichsweise hoch. Grund dafür ist die Temperatur der bereits belichteten Spur, die bei kurzen Spurlängen höher ist als bei langen Spurlängen. Dementsprechend verringert sich der Energiefluss in die zuvor gesinterte Spur. Folglich wird die Grenzflächenenergie geringer und eine größere Grenzfläche zwischen fester und flüssiger Spur kann entstehen. Die Schmelze in der Sinterzone breitet sich aus und lagert sich an der bereits belichteten Spur (erstarrte Schmelze) ab. Das generierte Bauteil wird dadurch insgesamt dichter und die Bauteildichte steigt an /2,4/.

## 2 Ein Lasersintermodell

Beobachtungen von Song /11/, während des Lasersinterprozesses aufgenommen mit einer Hochgeschwindigkeitskamera, sind in den folgenden schematischen Darstellungen beschrieben (siehe Abbildung 2). In Abbildung a trifft der Laserstrahl auf die Pulverschüttung (Sinterbronze), und im Brennfleck beginnen die Pulverteilchen an der Partikeloberfläche zu schmelzen. Die flüssige Phase auf den Oberflächen übt eine Anziehungskraft auf die anderen Partikel aus. Infolgedessen verringern die Pulverteilchen bei ausreichender Anziehungskraft ihren Abstand zueinander /8,9,10,11/.



Laserleistung:  $P_L = 61\text{W}$   
 Fokussdurchmesser:  $d_f = 0,5\text{mm}$   
 Material: Sinterbronze CuSn 89/11 (Sint AF 50)  
 Partikeldurchmesser:  $d_p < 45\mu\text{m}$

Abbildung 2: Beobachtungen während des Lasersinterprozesses mit einer Hochgeschwindigkeitskamera /11/

Das fortwährende Einkoppeln der Laserenergie (Einkoppelzeit  $t_A$ ) bewirkt, dass die Pulverpartikel weiter schmelzen (siehe Abbildung b). Die entstehenden Schmelztropfen können schlagartig an die Umgebung abgegeben werden. In den Abbildungen c und d beginnen die vollständig geschmolzenen Pulverteilchen das Formieren einer Schweißperle (englisch: balling). Dieser Balling-Effekt wird verursacht durch die Oberflächenspannungen der geschmolzenen Pulverteilchen /11/. Nach Klocke und Wagner /12/ ist dieser Effekt von der dynamischen Viskosität abhängig. Eine hohe Viskosität bewirkt eine längere Dauer, bis sich die Schweißperle formiert hat. Außerdem können sich die geschmolzenen Pulverteilchen nicht vollständig vereinigen /8,13/. Der Stofffluss und die Fließfähigkeit des erwärmten Pulverteilchens werden über die dynamische Viskosität beschrieben /8/. Ein Spalt zwischen der Schweißperle in der Mitte und den umgebenden geschmolzenen Pulverteilchen ist in Abbildung d zu sehen. Dies kann der Tatsache zugeschrieben werden, dass das Volumen der Schweißperle geringer ist als das Gesamtvolumen der entsprechenden geschmolzenen Pulverteilchen. Folglich verringert sich das Volumen der Schweißperle mit zunehmender Dichte /11/.

Große Unterschiede in der Pulververarbeitung liegen zum Beispiel im Absorptionsgrad, in der Oberflächenspannung und in der dynamischen Viskosität. Für jedes neue Pulvermaterial muss deshalb ein Prozess-Fenster experimentell bestimmt werden. Ziel ist es, Instabilitäten in den Spuren (Schweißperlen) und Bauteilporosität zu vermeiden. Die Abbildung 3 zeigt ein Beispiel eines solchen Prozess-Fensters für eine Eisen-Pulvermischung /14/.

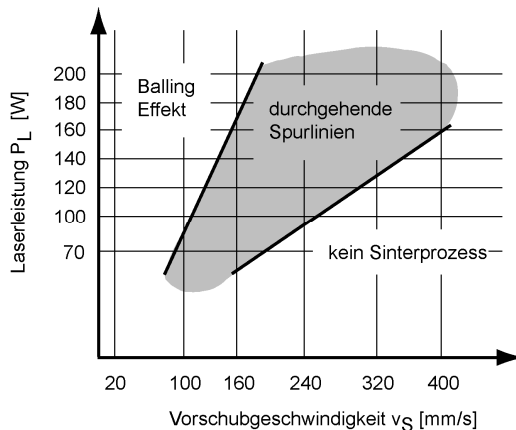
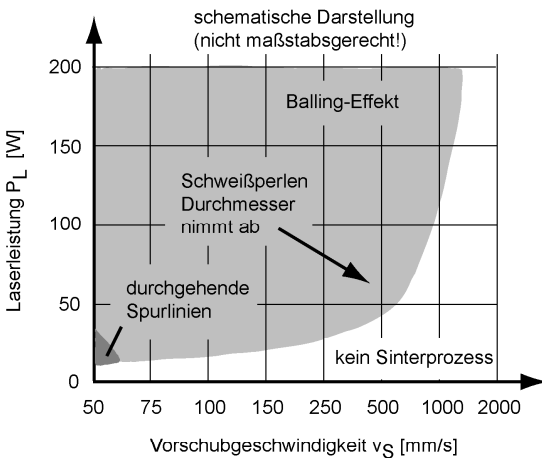


Abbildung 3: Prozess-Fenster einer Pulvermischung auf Eisen-Basis (Fe-Matrix) /14/

In der Illustration sind die Bereiche Balling-Effekt, durchgehende Spurlinien und kein Sinterprozess dargestellt. Diese drei Bereiche sind linear voneinander getrennt. Zusätzliche Parameter werden durch die Autoren nicht genannt /14/. Zum Beispiel entstehen bei einer konstanten Laserleistung von 200W durchgehende Spurlinien erst ab einer Vorschubgeschwindigkeit von ungefähr 190mm/s. Bei einer Geschwindigkeit unterhalb dieser Grenze treten wegen der Überhitzung Schweißperlen auf /15/.

Untersuchungen /12/ zeigen für einen nichtrostenden Stahl 1.4404 (316 L) ein ähnliches Bild (siehe Abbildung 4). Allerdings ist in diesem Fall keine lineare Trennung der drei Bereiche im Prozess-Fenster vorhanden. Weiterhin ist der Bereich der durchgehenden Spurlinien im Vergleich zur Abbildung 3 deutlich reduziert. Verbundene Spuren werden nur bei einer Vorschubgeschwindigkeit im Bereich von 50mm/s und bei Laserleistungen von 5 bis 10W beobachtet. Wird diese Grenzleistung von 10W überschritten, erwärmt sich das Pulvermaterial zu schnell und infolgedessen entstehen Schweißperlen /12/.



Laserleistung:	$P_L = 5$ bis 200W (variabel)
Fokussdurchmesser:	$d_f = 0,5$ mm
Vorschubgeschwindigkeit:	$v_S = 50$ bis 1000mm/s (variabel)
Material:	Nichtrostender Stahl, 1.4404 (316 L)
Partikeldurchmesser:	$d_p < 44\mu$ m
Schichtstärke:	$s = 20$ mm
Schutzgas:	95% Argon und 5% Wasserstoff

Abbildung 4: Schematisches Prozess-Fenster von nichtrostendem Stahl, 1.4404 /12/

Für das Belichten mit Vorschubgeschwindigkeiten über 50mm/s muss die Laserleistung höher sein, um ausreichend Energie für den Sinterprozess einzukoppeln. Mit zunehmender Vorschubgeschwindigkeit beziehungsweise abnehmender Laserleistung nimmt der Durchmesser der Schweißperlen ab. Weitere Prozessparameter sind in der Abbildung aufgelistet /12/. Im Vergleich mit reinem Kupferpulver (Cu99) benötigt nichtrostender Stahl (1.4404) eine 30-fach höhere Belichtungszeit um den Schmelzprozess in der Sinterzone zu vollenden. Eine niedrige Vorschubgeschwindigkeit und eine geringe Laserleistung begünstigen die Bildung von festen Phasen in der Sinterzone. Infolgedessen wird der Bindungsmechanismus in einer positiven Weise beeinflusst. Geschlossene lasergesinterte Spurlinien ohne sogenanntes Kräuseln (wellenartige Oberflächen) können dadurch erzielt werden. Das Entstehen von Schweißperlen (Balling-Effekt) wird folglich vermieden. Diese Prozessparameter sind auch günstig, wenn Bauteile mit Überhängen oder Hinterschneidungen im Lasersinterverfahren hergestellt werden /12/.

Das beobachtete Sinterverhalten in den Untersuchungen kann durch ein Modell beschrieben werden. Eine Theorie folgt dem Konzept vom viskosen Sintern nach Frenkel /13/ das besagt, dass sich zwei berührende kugelförmige Pulverteilchen sich zu einem kugeligen Teilchen vereinigen. Grund ist das Bestreben der Pulverteilchen unter Wärmeeinfluss die Gesamtoberfläche zu verringern. Aufgrund der geringen Teilchengröße ist das Eigengewicht vernachlässigbar. In Abbildung 5 sind die unterschiedlichen Stadien des Sinterns zu sehen.

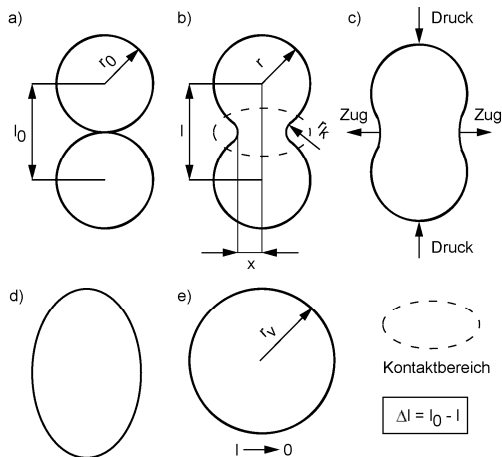


Abbildung 5: Stadien im Sintervorgang am Kugelteilchenmodell nach Frenkel /8,13/



Die Abbildung a zeigt das Ausgangsstadium zweier kugeliger Pulverteilchen. Die Zwischenstadien sind in den Darstellungen b bis d illustriert. Im letzten Stadium ist in Abbildung e das vereinigte kugelförmige Pulverteilchen dargestellt. Der Radius des vereinigten Pulverteilchens berechnet sich nach Schatt und Frenkel /8,13/ wie folgt:

$$r_V = r_0 \cdot \sqrt[3]{2} \quad 2.1$$

mit:

$r_V$ : Radius des vereinigten Pulverteilchens in m

$r_0$ : Radius des ursprünglichen Pulverteilchens in m

Der Vergleich von Abbildung 5b und e zeigt, dass zwischen den beiden Stadien eine Schwindung stattfindet. In Abbildung e geht der Mittelpunktsabstand der Pulverteilchen gegen null. Der Radius des vereinigten Pulverteilchens ist nach Formel 2.1 größer als der Radius eines ursprünglichen Teilchens. Der ausgefüllte Rauminhalt und die spezifische Oberfläche sind allerdings geringer. Oberflächen sind eine Art von Grenzflächen zwischen flüssigem, festem oder gasförmigem Zustand. Diese Flächen können miteinander reagieren. Beim Sintern ist dies ein erwünschter Prozess. Oberflächen besitzen eine spezifische Energie. Je größer diese spezifische Oberflächenenergie ist, umso stärker ist das Neigen, mit der Umgebung zu reagieren. Die Oberflächenenergie steigt mit der Schmelztemperatur eines Metalls an /8,16,17/.

Ergänzend wird eine Unterscheidung nach der dynamischen Viskosität vorgenommen. In Abbildung 6a ist das Flüssigphasensintern von metallischen Werkstoffen mit niedriger Viskosität illustriert. Ein solches Metall ist zum Beispiel das reine Kupfer (Cu99) mit einer Schmelztemperatur von 1083°C /12/. Das Endstadium ist gleich der Darstellung in Abbildung 5e. Die Abbildung 6b veranschaulicht schematisch das Festphasensintern von kristallinen Materialien mit hoher dynamischer Viskosität. Der nichtrostende Stahl in Abbildung 4 mit einer Solidustemperatur von 1375°C und einer Liquidustemperatur von 1430°C ist ein Beispiel für diese Art von kristallinen Werkstoffen /12/. Das Endstadium in Abbildung 6b entspricht dem Stadium in Abbildung 5c.

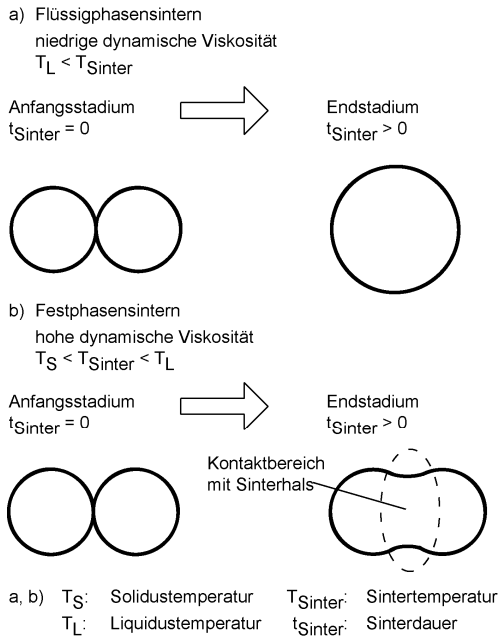


Abbildung 6: Modell des Sintermechanismus von zwei Pulverteilchen mit unterschiedlicher dynamischer Viskosität /12,13/

Ein Modell des Sintermechanismus von Pulverschüttungen mit unterschiedlicher dynamischer Viskosität ist in Abbildung 7 dargestellt. In den Pulverschüttungen a und b existiert eine isotherme Wärmeverteilung innerhalb des Volumens. Beim Sintern mit flüssiger Phase fließen die Pulverteilchen zusammen, sobald sie in Kontakt sind. Dieser Fall unter niedriger dynamischer Viskosität ist in der Abbildung a illustriert. Die anfänglich kleinen geschmolzenen Pulverpartikel bilden größere Kugeln, bis sich im Endstadium eine große Schweißperle gebildet hat. Bei einer höheren dynamischen Viskosität (siehe Abbildung 7b), dauert der Sinterprozess länger und die Pulverteilchen sind im Kontaktbereich durch einen Sinterhals verbunden (vergleiche Abbildung 5b und Abbildung 6b) /12/.

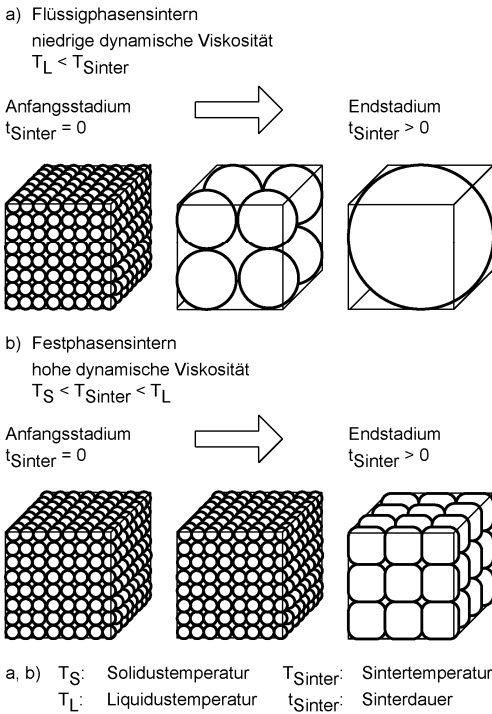


Abbildung 7: Modell des Sintermechanismus von Pulverschüttungen mit unterschiedlicher dynamischer Viskosität /12,13/

Im Lasersinterprozess wird die Pulverschüttung von der oberen Seite durch die Laserenergie erwärmt. Die dadurch entstehende ungleichmäßige Temperaturverteilung führt zu einer ungleichmäßigen Verteilung der dynamischen Viskosität. Wenn die Pulverschicht sehr schnell erwärmt wird, tritt wahrscheinlich das Sinterverhalten wie in der Abbildung 6a dargestellt auf. Dieses Verhalten zeigen auch eutektische Legierungen oder reine Metalle, bei denen die Liquidustemperatur mit der Solidustemperatur zusammenfällt. Die flüssige Phase geht folglich in einen Schmelzpunkt über und die Liquiduslinie sowie Soliduslinie bilden einen Schnittpunkt. Als Folge entstehen Schweißperlen wie in der Abbildung 8a veranschaulicht, die zu einer wellenartigen Oberfläche (Kräuseln) der lasergesinterten Pulverschicht (Spurlinie) führen. Wird die Pulverschüttung hingegen langsam erwärmt und die Legierung verfügt über eine ausgeprägte Mischphase, lässt sich der Balling-Effekt vermeiden (siehe Abbildung 8b). Eine niedrige

dynamische Viskosität begünstigt das Entstehen von Schweißperlen und folglich ein Unterbrechen des Lasersinterprozesses. Liegt eine hohe Viskosität vor, schmilzt das Pulvermaterial wie in Sinterhälsen und bewirkt eine stabile Sinterstruktur /12,16,18/.

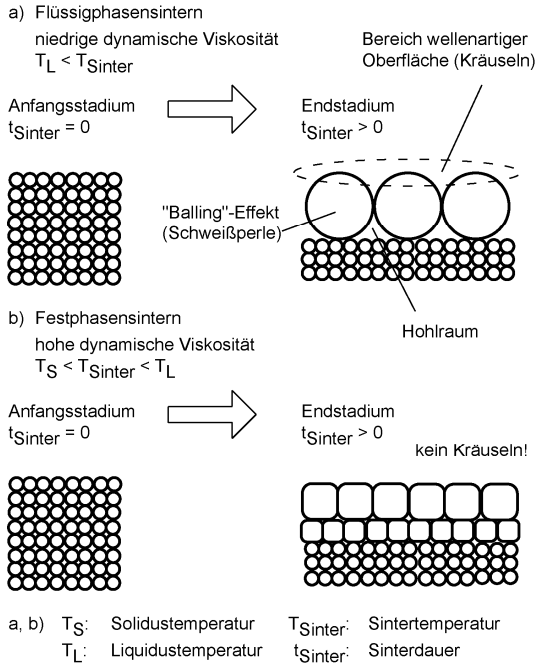


Abbildung 8: Modell des Lasersintermechanismus von Pulverschichten mit unterschiedlicher dynamischer Viskosität /12,13/

Wenn die genannten Randbedingungen gelten, sind eine geringe Vorschubgeschwindigkeit, eine niedrige Laserleistung und eine Legierung mit einer großen Differenz zwischen Liquidus- und Solidustemperatur vorteilhaft für einen stabilen Lasersinterprozess /12/.

Die Sintergleichung nach German /19,20/ beschreibt das viskose Phasensintern /13/. Die lineare Schwindung ( $\Delta l/l_0$ ) existiert bei einer isothermen Wärmeverteilung. Anstelle der Sinterdauer wird in Gleichung 2.2 näherungsweise die Einkoppelzeit  $t_A$  verwendet. Die Sintergleichung lautet wie folgt:

$$\frac{\Delta l}{l_0} = \frac{3}{4} \cdot \frac{10^6 \cdot \sigma_0}{d_p \cdot \eta} \cdot t_A \quad 2.2$$

mit:

- $\Delta l$ : Längenänderung in m
- $l_0$ : Ausgangslänge in m
- $\sigma_0$ : Oberflächenspannung in J/m<sup>2</sup>=N/m
- $d_p$ : Pulverteilchendurchmesser in  $\mu\text{m}$
- $t_A$ : Einkoppelzeit in s
- $\eta$ : Dynamische Viskosität der Schmelze in Ns/m<sup>2</sup>

Die dynamische Viskosität ist wie die Oberflächenspannung temperaturlabhängig und mit ansteigender Temperatur nehmen diese Parameter zu /8,16,17,21/. Die relative Sinterdichte, auch spezifische Sinterdichte genannt, berechnet sich nach der folgenden Gleichung /22/:

$$d_{\text{sinter}} = \frac{\rho_S}{\rho_M} = \frac{\rho_F}{\rho_M} \left(1 - \frac{\Delta l}{l_0}\right)^{-3} \cdot 100\% \quad 2.3$$

mit:

- $d_{\text{sinter}}$ : Relative Sinterdichte in %
- $\rho_M$ : Materialdichte in g/cm<sup>3</sup>
- $\rho_F$ : Fülldichte in g/cm<sup>3</sup>
- $\rho_S$ : Sinterdichte in g/cm<sup>3</sup>
- $\Delta l$ : Längenänderung in m
- $l_0$ : Ausgangslänge in m

Die Fülldichte ist die Dichte der Pulverschüttung nach dem Auftragen auf die Bauplatzform durch die Beschichtungseinheit. Wird durch die Beschichtungseinheit eine Verdichtung der Schüttung vorgenommen, so ist anstelle der Fülldichte die Gründichte /22/ zu verwenden. Bei Einfluss von Vibration oder Klopfen auf die Pulverschüttung ist der Wert der Klopfichte relevant. Die Materialdichte oder theoretische Dichte vergleichbarer Festkörper ist Tabellenwerken zu entnehmen oder durch geeignete Messmethoden zu ermitteln /23/. Durch Einsetzen der Sintergleichung (Formel 2.2) und der Gleichung für die Einkoppelzeit ( $t_A = d_f/v_s$ ) in die Formel 2.3 entsteht eine relative Sinterdichte in Abhängigkeit von der Vorschubgeschwindigkeit:

$$d_{\text{sinter}} = \frac{\rho_F}{\rho_M} \left( 1 - \frac{3}{4} \cdot \frac{10^6 \cdot \sigma_O}{d_p \cdot \eta} \cdot \frac{d_f}{v_s} \right)^{-3} \cdot 100\% \quad 2.4$$

mit:

$d_{\text{sinter}}$ : Relative Sinterdichte in %

$\rho_M$ : Materialdichte in g/cm<sup>3</sup>

$\rho_F$ : Fülldichte in g/cm<sup>3</sup>

$\sigma_O$ : Oberflächenspannung in J/m<sup>2</sup>=N/m

$d_p$ : Pulverteilchendurchmesser in  $\mu\text{m}$

$\eta$ : Dynamische Viskosität der Schmelze in Ns/m<sup>2</sup>

$d_f$ : Fokusbereichsdurchmesser an der Stelle  $z=z_f$  in mm

$v_s$ : Vorschubgeschwindigkeit in mm/s

Beispiel: "Relative Sinterdichte von Kupferpulver"

Nachfolgend wird die Berechnung mit einer Sintertemperatur von 900°C für Kupfer (Cu99) durchgeführt. Für die einzelnen Parameter werden die entsprechenden Werte der Literatur entnommen. Aufgrund fehlender Daten für reines Kupfer werden näherungsweise vergleichbare Kupfersorten verwendet.

Temperatur	Kupfertyp	Parameter	Wert	Quelle
900°C	Cu-DHP	Materialdichte	8,44 g/cm <sup>3</sup>	/24/
20°C	Rogal GK 50	Fülldichte	5 g/cm <sup>3</sup>	/25/
900°C	Kupfer	Oberflächenspannung	1 N/m	/21/
20°C	Rogal GK 50	Pulverteilchendurchmesser	50 $\mu\text{m}$	/25/
900°C	Kupfer	Dynamische Viskosität	$2 \cdot 10^8$ Ns/m <sup>2</sup>	/21/

Tabelle 1: Werte zum Berechnen der relativen Sinterdichte von Kupferpulver /21,24,25/

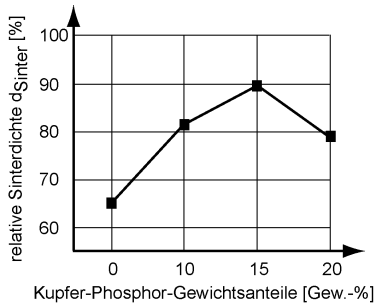
Die relative Sinterdichte wird mit einem Fokusbereichsdurchmesser von 0,4mm und einer Vorschubgeschwindigkeit von 40mm/s ermittelt. Aus Formel 2.4 entsteht mit den aufgezählten Werten in den angegebenen Einheiten die nachstehende Gleichung:

$$d_{\text{sinter}} = \frac{5}{8,44} \left( 1 - \frac{3}{4} \cdot \frac{10^6 \cdot 1}{50 \cdot 2 \cdot 10^8} \cdot \frac{0,04}{40} \right)^{-3} \cdot 100\% \quad 2.5$$

$$\underline{\underline{d_{\text{sinter}} = 59,24\%}}$$

Die errechnete Sinterdichte beträgt bei den gegebenen Materialwerten und Prozessparametern annähernd 59%. Aus den Gleichungen 2.4 und 2.5 ist ersichtlich, dass der Quotient von Fülldichte und Materialdichte große Auswirkung auf die relative Sinterdichte hat. Folglich ist eine hohe Fülldichte vorteilhaft. Bei von 900°C abweichenden Temperaturen müssen dementsprechend die dynamische Viskosität, die Materialdichte und die Oberflächenspannung an die neue Temperatur angepasst werden. Die Sintergleichung (Formel 2.2) beziehungsweise die Gleichung der relativen Sinterdichte (Formel 2.4) wurden in Untersuchungen mit unterschiedlichen Pulvermaterialien beschrieben /3,22,26,27/.

Zum Beispiel wurde die Wirkung von Kupfer-Phosphor auf die relative Sinterdichte einer Kupfer-Zinn Pulvermischung untersucht (siehe Abbildung 9). Durch Beimengen von 10Gew.-% Kupfer-Phosphor (Additiv) zeigt sich eine signifikante Verbesserung der Sinterdichte um 16%. Mit zunehmendem Additivanteil erhöht sich die relative Sinterdichte deutlich auf 89,7%, bis ein kritischer Kupfer-Phosphor (CuP) Wert von 15Gew.-% erreicht ist. Oberhalb dieses Grenzwertes fällt die Dichte auf unter 80% ab. Eine weitere Zunahme des CuP-Anteils führt zu einer geringeren Verdichtung in der Sinterzone mit der Folge von Delaminierung. Dies wird der Bildung großer Mengen an Phosphor-Rückständen mit eingeschränkter Benetzbarkeit zugeschrieben. Die Differenz zwischen minimaler und maximaler relativer Sinterdichte beträgt 24,4%. Der Phosphor kann als Reduktionsmittel den Lasersinterprozess vor Oxidation durch die Bildung von Phosphat schützen. Eine übermäßige Zugabe von Phosphor verschärft jedoch die Oxidation wegen des größeren Grades der Überhitzung der niedrig schmelzenden Phase und die daraus resultierende erhöhte Affinität von flüssigem Metall für Sauerstoff /27/. Ein Kupfer-Zinn-Pulver ohne Beimengen von Kupfer-Phosphor (Pulver A) ergibt nach /27/ eine relative Sinterdichte von zirka 65%. Im Vergleich mit dem Ergebnis in Formel 2.5 ist diese relative Sinterdichte bei den gegebenen Randbedingungen um zirka 6% erhöht.



Laserleistung:	$P_L = 350W$
Fokussdurchmesser:	$d_f = 0,3mm$
Vorschubgeschwindigkeit:	$v_S = 40mm/s$
Schichtstärke:	$s = 250\mu m$
Spurabstand:	$h_S = 0,15mm$
Wellenlänge:	$\lambda = 10,6\mu m$
Material:	Cu-CuSn-CuP
Pulver A:	60-40-0 [Gew.-%]
Pulver B:	60-30-10 [Gew.-%]
Pulver C:	60-25-15 [Gew.-%]
Pulver D:	60-20-20 [Gew.-%]
Partikeldurchmesser:	$d_p = 54\mu m$ (Cu)
	$d_p = 28\mu m$ (CuSn)
	$d_p = 16\mu m$ (CuP)

Abbildung 9: Relative Sinterdichte von Kupfer-Zinn-Pulver im Lasersinterprozess /27/

Diese Erhöhung wird unter anderem durch die Beimengung von Zinn verursacht, das als niedrigschmelzende Komponente das Kupferpulver umschließt und folglich eine höhere Dichte bewirkt.

### 3 Zusammenfassung und Ausblick

Das vorgestellte Modell des Lasersintermechanismus von metallischen Pulvern ist unter den genannten Randbedingungen zum Ermitteln der relativen Sinterdichte geeignet. Aufwendig ist das exakte Bestimmen der entsprechenden Materialparameter durch unter anderem Versuche und Messungen insbesondere bei Pulvermischungen bzw. nicht reinen Metallen. Außerdem wird in diesem Modell zum Beispiel die entstehende Gefügestruktur durch Erstarrung nicht berücksichtigt. Durch das Entwickeln und Anwenden von Berechnungsmodellen für die Materialparameter kann der experimentelle Aufwand reduziert werden.



## 4 Literatur

- /1/ Grießbach, S.: Korrelation zwischen Materialzusammensetzung, Herstellungsbedingungen und Eigenschaftsprofil von lasergesinterten Polyamid-Werkstoffen. Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg, 2012
- /2/ Meiners, W.: Direktes Selektives Lasersintern einkomponentiger metallischer Werkstoffe. Aachen: Shaker Verlag, 1999
- /3/ Li, Ruidi; Shi, Yusheng; Liu, Jinhui; Xie, Zhan; Wang, Zhigang: Selective laser melting W-10 wt.% Cu composite powders. In Int J Adv Manuf Technol 48, 2010
- /4/ Beyer, Eckard; Wissenbach, Konrad: Oberflächenbehandlung mit Laserstrahlung. Laser in Technik und Forschung. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1998
- /5/ Gebhardt, Andreas: Generative Fertigungsverfahren. Rapid Prototyping, Rapid Tooling, Rapid Manufacturing. 3. Auflage. München: Carl Hanser Verlag, 2007
- /6/ Trenke, Detlef: Selektives Lasersintern von porösen Entlüftungsstrukturen am Beispiel des Formenbaus. Clausthal-Zellerfeld: Papierflieger-Verlag GmbH, 2006
- /7/ Simchi, A.: Direct laser sintering of metal powders: Mechanism, kinetics and microstructural features. In Materials Science and Engineering. Amsterdam: Elsevier B.V., 2006
- /8/ Schatt, Werner: Sintervorgänge. Grundlagen. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1992
- /9/ Huppmann, W. J.; Riegger, H. : Acta Metall., 1975
- /10/ Petzow, G.; Huppmann, W. J.: In Zeitschrift Metallkunde, 1976
- /11/ Song, Yong-Ak : Experimental Study of the Basic Process Mechanism for Direct Selective Laser Sintering of Low-Melting Metallic Powder. College International pour la Recherche en Productique (CIRP). Volume 46/1, 1997
- /12/ Klocke, F.; Wagner, C.: Coalescence Behaviour of Two Metallic Particles as Base Mechanism of Selective Laser Sintering. College International pour la Recherche en Productique (CIRP). Manufacturing Technology. Volume 52/1. Amsterdam: Elsevier B.V., 2003
- /13/ Frenkel, J.: Viscous Flow of Crystalline Bodies under the Action of Surface Tension. In Journal of Physics. Vol. 9, No. 5. Moscow, Soviet Union, 1945

- /14/ Kruth, J.P.; Mercelis, P.; Froyen, L.; Rombouts, M.: Binding Mechanisms in Selective Laser Sintering and Selective Laser Melting. Proceedings of the 15th Annual International Solid Freeform Fabrication Symposium, 2004
- /15/ Gu, Dongdong; Shen, Yifu: Processing and microstructure of submicron WC-Co particulate reinforced Cu matrix composites prepared by direct laser sintering. People's Republic of China. In Materials Science and Engineering, 2006
- /16/ Hornbogen, Erhard: Werkstoffe. Aufbau und Eigenschaften von Keramik-, Metall-, Polymer- und Verbundwerkstoffen, 6. Auflage. Berlin: Springer-Verlag, 1994
- /17/ Hauffe, K.: Oxidation von Metallen und Metalllegierungen. Berlin: Springer-Verlag, 1956
- /18/ Greven, Emil: Werkstoffkunde und Werkstoffprüfung für technische Berufe. 12. Auflage. Hamburg: Verlag Handwerk und Technik, 1994
- /19/ German, Randall M.: In Metallurgical and Materials Transactions A. Volume 28A, 1997
- /20/ German, Randall M.: Int. J. Powder Metall. Volume 26, 1990
- /21/ Schatt, Werner; Arzt, Eduard; Friedrich, Eckhardt; Scheibe, Andreas: Sintermechanismen für die Intensivschwindung in einphasigen Systemen. In Metallkunde. Band 77, 1986
- /22/ Lal, Anand; Iacocca, Ronald G.; German, Randall M.: Densification during the Supersolidus Liquid-Phase Sintering of Nickel-Based Prealloyed Powder Mixtures. In Metallurgical and Materials Transactions A. Volume 30A, 1998
- /23/ Rezwan, Kurosch: Keramiklabor des Fachgebietes Keramische Werkstoffe und Bauteile. Universität Bremen, 2009
- /24/ N.N.: Cu-DHP. Werkstoff-Datenblätter. Düsseldorf: Deutsches Kupferinstitut e.V., 2005
- /25/ N.N.: Kupferpulver, Pulvermetallurgie. Rogal Kupfer GK 0/50. SCHLENK Metallpulver AG. Bojkovice, Tschechische Republik: ALBO SCHLENK s.r.o., 2006
- /26/ Zhu, H.H.; Lu, L.; Fuh, J.Y.H.: Influence of binder's liquid volume fraction in direct laser sintering of metallic powder. In Materials Science and Engineering Amsterdam: Elsevier, 2004
- /27/ Gu, Dongdong; Shen, Yifu: Influence of Phosphorus Element on Direct Laser Sintering of Multicomponent Cu-Based Metal Powder. People's Republic of China. In Metallurgical and Materials Transactions B. Volume 37B, 2006

## Berechenbare      **Berechnungswerkzeuge**

Langenbach, J.; Nagler, N.

*In Berechnungssoftware integrierte numerische Berechnungsmodelle stellen erhöhte Anforderungen an die Validierung des zugrundeliegenden Modells. Zum einen ist die Unkenntnis des späteren Anwenders zu berücksichtigen, zum anderen ist sicherzustellen, dass das Modell innerhalb der Grenzen verlässliche Ergebnisse liefert. Hierzu erfolgt mit Hilfe des Continuous Integration Konzeptes aus der Softwareentwicklung ein Lösungsvorschlag.*



*Numerical based simulation models, integrated in simulation software, make grate demands on the validation of the underlying simulation model. Thereby, on the one hand the user's abilities have to be considered. On the other hand it has to be ensured that the simulation model's results are reliable within the investigated limits. In order to achieve these goals, a solution, suggested here, consists of the Continuous Integration Concept which is widely-used in the software development.*

### **1      Einleitung**

Numerische Berechnungsverfahren nehmen zunehmend Ihren Platz in Regelwerken und Berechnungswerkzeugen ein. Mit der Änderung der Nutzung einhergehend, verändern sich auch die Anforderungen an die Modelle selbst. Stand bisher die manuelle Erstellung hoch spezialisierter Simulationsmodelle im Vordergrund, gewinnen automatisierte Modelle stark an Bedeutung. Die Attraktivität dieser Berechnungswerkzeuge liegt in der einfachen Bedienung für den Anwender und der gleichzeitig erwarteten Berechnungsgenauigkeit. Der Benutzer dieser Anwendungen erwartet, dass er ohne Kenntnisse der genutzten, komplexen Berechnungsverfahren ein Maschinenelement auslegen kann und dies jenseits der Grenzen der bekannten analytischen Verfahren. Damit einhergehend entstehen im Kontext des Maschinenbaus neue Herausforderungen für die Ingenieure. Im Fall des Spezialmodells, ist der Ersteller gleichzeitig Anwender. Daher verfügt er zum einen über das entsprechende Fachwissen und zum anderen über die nötigen Kenntnisse über das Modell, um die Validierung der Ergebnisse selbst vorzunehmen. Der Nutzer des Berechnungswerk-

zeuges ist hierzu jedoch nicht in der Lage. Zum einen ist das zugrunde liegende Modell unbekannt, zum anderen sind die Fachkenntnisse über das Maschinenelement selbst und die genutzten Berechnungsverfahren in der Regel für eine Validierung der Ergebnisse nicht ausreichend. Der Nutzer muss also darauf vertrauen, dass der Entwickler den konkreten, berechneten Fall mit seinem Werkzeug sicher abdeckt oder die Software ihn deutlich sichtbar nicht unterstützt. Daraus folgt, dass der Entwickler das Modell detailliert validieren muss. Dabei muss nicht nur die gesamte Anwendungsbreite der Eingangsparameter geprüft, sondern auch die Konsistenz des Systems bei Änderungen sichergestellt werden. Nur so lassen sich Funktionsverluste durch Änderungen am Modell vermeiden.

## 2 Continuous Integration – Ein Ansatz aus der Softwareentwicklung schafft Abhilfe

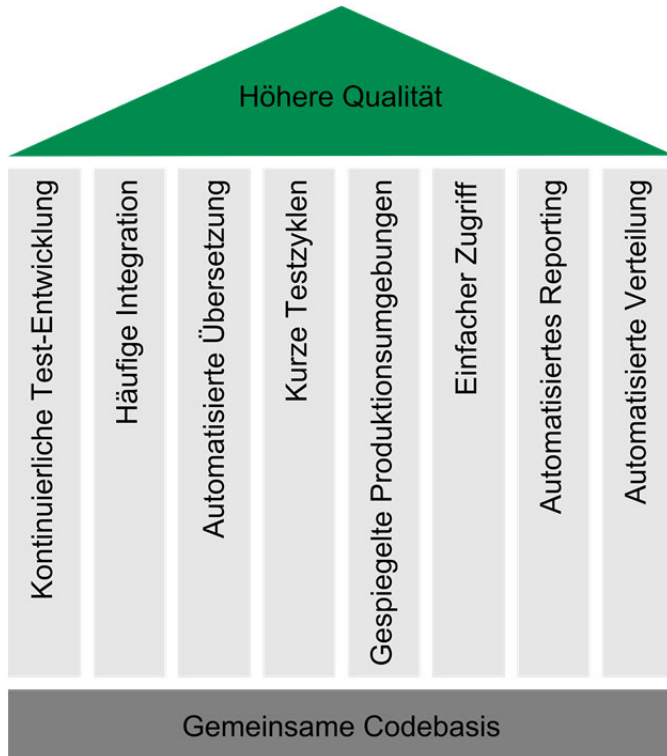


Abbildung 1: Prinzipien des Continuous Integration

In der Softwareentwicklung ist dieses Problem ebenfalls vorhanden und wird durch den Ansatz der Continuous Integration gelöst. Dieses Konzept besteht nach /1/ aus den in Abbildung 1 dargestellten Säulen, die eine erhöhte Codequalität zum Ziel haben. Die Basis für alle Maßnahmen bildet eine gemeinsame Codebasis. Dabei arbeiten alle Entwickler zwar mit einer lokalen Arbeitskopie des Quellcodes, pflegen jedoch die abgeschlossenen Änderungen in die gemeinsame Codebasis ein. Dies geschieht allerdings erst dann, wenn auch Tests für die geänderten Bestandteile vorliegen (1. Säule). Sobald die Tests vorhanden sind, erfolgt die Integration des geänderten Quellcodes in die gemeinsame Codebasis (2. Säule). Daraufhin werden die geänderten Teile übersetzt (Build-Vorgang, 3. Säule) und die Tests ausgeführt. Die geforderte, häufige Integration setzt allerdings eine kurze Laufzeit der ausgeführten Tests voraus (4. Säule). Damit die Tests schließlich unter realistischen Bedingungen ablaufen, ist ein Testsystem anzustreben, welches dem System des Anwenders stark ähnelt (5. Säule). Eine weitere Forderung besteht im einfachen Zugriff (6. Säule) auf die Ergebnisse des Build-Vorganges sowie der Tests, damit alle interessierten Kreise Informationen erhalten können. Ebenfalls von großem Interesse ist ein gutes Berichtswesen, da nur so die Fehlerquellen identifiziert und Änderungen nachvollzogen werden können. Auch Qualitätskenngrößen lassen sich so ablesen und damit auch der Reifegrad der Software ermitteln (6. Säule). Dies ist zum Beispiel für eine automatische Verteilung (7. Säule) wichtig, da nur Software mit entsprechender Qualität freigegeben werden darf.

Dieser Ansatz kann auch im Falle der Entwicklung von Berechnungswerkzeugen, die numerische Simulationsmodelle enthalten, Anwendung finden. Hier stellen sich jedoch besondere Herausforderungen (s. Abbildung 2). Zunächst benötigt die Testentwicklung viel Erfahrung, da bei numerischen Simulationen die Rechenzeit schnell ansteigt. Da jedoch kurze Testlaufzeiten nötig sind, ist hier ein hohes Maß an Abstimmung notwendig. Ein weiteres Problem in diesem Zusammenhang stellt die Stabilität der Ergebnisse des Simulationslaufes dar. Wird beispielsweise bei FE-Berechnungen die Netzqualität verringert, um die Rechenzeit zu verkürzen, führt dies meist zu einer höheren Ergebnisstreuung. Daraus folgt eine sinkende Reproduzierbarkeit der Tests, da die Ergebnisse schwieriger zu vergleichen sind. Insbesondere vor dem Hintergrund, dass die Testauswertung automatisiert erfolgen soll. Eine weitere Herausforderung ist der Entwickler selbst. Während ein Softwareentwickler es gewöhnt ist, mit Versionskontrollsystemen und Testumgebungen zu arbeiten, ist dies für Maschinenbauer zunächst Neuland. Ähnlich wie bei der Einführung von Produktdatenmanagementsystemen setzen auch diese Prozessänderungen eine entsprechende Unterstützung der Mitarbeiter und durch die Mitarbeiter voraus.



Abbildung 2: Herausforderungen zur Einführung von Continuous Integration für numerische Berechnungsmodelle

### 3 Ziele und erarbeitete Lösungskomponenten

Für ein Pilotprojekt wurde zunächst die in Abbildung 3 dargestellte Systemlandschaft als Ziel definiert. Die Grundlage bildet auch hier ein Versionskontrollsystem (VCS) als gemeinsame Codebasis. In diesem Fall kommt das System Subversion /2/ zum Einsatz. Die automatisierten Testläufe werden mit Hilfe von zwei Programmen umgesetzt. Zum einen die webbasierte Komponente Jenkins /3/ und zum anderen eine Eigenentwicklung, die im Folgenden als femtester bezeichnet wird. Jenkins hat die Aufgabe, den Buildprozess auf einem freien Testsystem zu starten, sobald neuer Code in das VCS eing检ekt wird. Hierzu bieten Subversion und Jenkins entsprechende Schnittstellen an. Darüber stößt Subversion nach einem Checkin automatisch den Testvorgang mit Hilfe von Jenkins an. Jenkins konfiguriert als erstes die Testumgebung, in dem es den aktuellen Stand aus dem VCS auf dem Testsystem auscheckt. Anschließend startet es den femtester, der die vorher definierten Testfälle ablaufen lässt und auswertet. Das Resultat der Tests meldet femtester daraufhin an das Dashboard. Dieses sammelt die Ergebnisse, bereitet sie grafisch auf und informiert interessierte Personen per E-Mail über die Resultate. Das Dashboard bildet

daher in diesem Szenario den zentralen Anlaufpunkt für das Thema Qualitätssicherung. Als Lösung dient in diesem Fall das Produkt CDash.

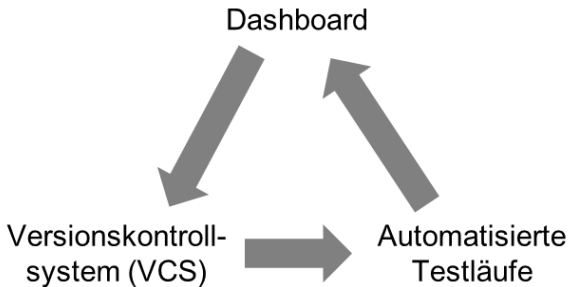


Abbildung 3: Komponenten des Pilotsystems

#### 4 Funktionsweise und Aufbau des Programms femtester

Die Eigenentwicklung femtester ist für die Ausführung der Tests und deren Auswertung zuständig. Im Bereich der numerischen Berechnungswerkzeuge ergeben sich daraus verschiedene Anforderungen, die eine Eigenentwicklung notwendig machen. Zunächst müssen verschiedene Anwendungen von unterschiedlichen Herstellern nutzbar sein. Neben der FE-Software Ansys ist dies im Pilotprojekt auch die Software Simpack. Nach Beendigung eines Testes müssen zudem die Berechnungsergebnisse ausgewertet und auf Korrektheit geprüft werden. Dies ist ebenfalls Aufgabe des femtester-Programms. Um dies zu gewährleisten, basiert die Anwendung auf der Architektur aus Abbildung 4. Die Hauptanwendung besitzt zwei Schnittstellen. Die in Abbildung 4 links dargestellte dient zur Anbindung der verschiedenen Anwendungen, in denen die Tests ablaufen. Die zweite Schnittstelle ermöglicht die Auslagerung von Modulen für die automatische Ergebnisauswertung. Aktuell existiert ein Modul für die Auswertung von kommaseparierten Dateien (CSV) und ein weiteres Modul für die Anbindung von Ansys. Die Konfiguration der einzelnen Testfälle erfolgt in einer Konfigurationsdatei per Testfall.

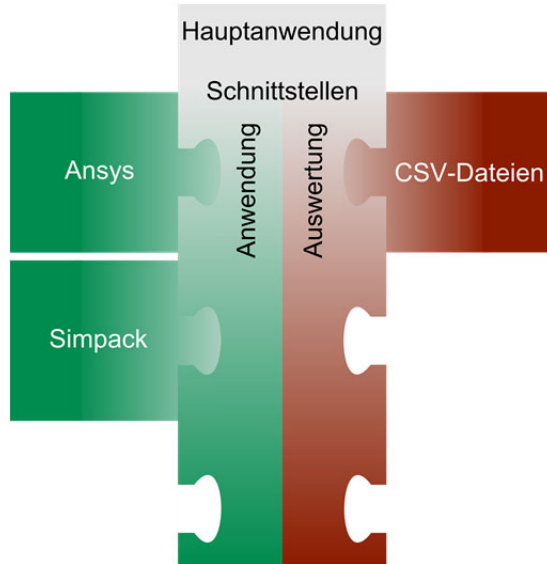


Abbildung 4: Architektur der Anwendung femtester, zur automatischen Testausführung und –auswertung

Jede Testkonfiguration wird dabei in einer Konfigurationsdatei im YAML-Format abgelegt. Das YAML-Format [4] ist eine einfache Auszeichnungssprache, die in Textdateien genutzt werden kann. Das bedeutet, dass die Testkonfiguration in einem Texteditor erstellt und bearbeitet werden kann. In der Konfiguration ist zunächst hinterlegt, mit welcher Anwendung der Test ausgeführt wird. Außerdem ist dort das Dashboard angegeben, an welches femtester die Ergebnisse überträgt. Danach folgen spezielle Einstellungen, die das jeweilige Anwendungsmodul verarbeitet. Im Falle der Ansysintegration sind dies die verwendeten Ansys-Dateien mit Programmcode in der Ansys Parametric Design Language (APDL), für die Berechnung und optional für das Postprocessing. Ebenso muss der Pfad für die zu nutzende Ansysanwendung mit samt der zu verwendenden Lizenz angegeben werden. In einem zweiten Abschnitt der Konfigurationsdatei erfolgt die Angabe, welche Parameter für die Berechnung verfügbar sind und mit welchen Werten sie für den Berechnungslauf belegt werden. Hierbei ist die Eingabe von mehreren Testfällen mit unterschiedlichen Wertesätzen für die Parameter in einem Testfall möglich. Im letzten Abschnitt der Testkonfiguration erfolgt die Angabe des zu nutzenden Auswertemoduls mit entsprechenden Vorgaben. Im Falle der Auswertung von CSV-Dateien sind das Trennzeichen, eine absolute und relative maximale Abweichung sowie die Angabe einer Vergleichsdatei



nötig. Das Modul vergleicht nach Durchlauf eines Testfalles jeden Wert der Vorgabedatei mit dem Wert in der erzeugten Ergebnisdatei. Ist die Abweichung kleiner als die vorgegebene relative oder absolute Abweichung, ist der Vergleich erfolgreich. Andernfalls schlägt der Test fehl. Der Programmablauf folgt damit dem Prozess aus Abbildung 5.

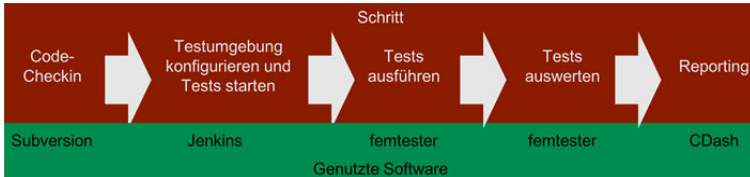


Abbildung 5: Ablauf der Continuous Integration im Pilotprojekt

## 5 Reporting

Die gesammelten Ergebnisse können im Dashboard abgerufen werden. Dort ist ein Test (entspricht einer YAML-Datei) pro Zeile aufgelistet. Der Name des Tests ist in der YAML-Datei hinterlegt und wird im Falle von Ansys um die verwendete Version erweitert. Ebenso ist angegeben, auf welchem Rechner und welchem Betriebssystem der Test erfolgte. Die in der YAML-Datei hinterlegten Testfälle finden sich schließlich in einer der Spalten im Bereich „Test“. Ist der Testfall fehlgeschlagen, erhöht sich die Anzahl in der Spalte „Fail“. War er erfolgreich, erhöht sich die Anzahl in der Spalte „Pass“. Über einen Klick auf die jeweilige Anzahl sind auch detaillierte Informationen zu den jeweiligen Testfällen abrufbar. So sind beispielsweise alle von Ansys erzeugten Hinweise, Warnungen und Fehlermeldungen dort hinterlegt. Ebenso finden sich an dieser Stelle Diagramme über die Testlaufzeit und die Historie der Testergebnisse. Durch erstere kann die Entwicklung der Rechenzeit nachvollzogen und durch letztere die Stabilität der Tests und des Berechnungsmodells nachvollzogen werden.

Ansys										
Site	Build Name	Update	Configure		Build		Test			Build Time
		Files	Error	Warn	Error	Warn	Not Run	Fail	Pass	
LANGENBACH	konfKontGauss130		0	0	0	0	0	0	1	10 hours ago
LANGENBACH	konfKontGauss145		0	0	0	0	0	0	1	14 hours ago
CIP-2009-25	konfKontGauss145		0	0	0	0	0	0	1	2 hours ago
CIP-2009-26	konfKontGauss145		0	0	0	0	0	0	1	2 hours ago

Abbildung 6: Übersicht der Ergebnisse im Dashboard

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen des Pilotprojektes stand zunächst die Adaption des Continuous Integration Ansatzes für die Übertragung auf numerische Berechnungsmodelle im Fokus. Hierfür wurde ein Konzept erarbeitet, welches möglichst mit weit verbreiteten Standardanwendungen umsetzbar ist. Lediglich die eigentliche Testausführung und -auswertung ist mit vorhandenen Werkzeugen nicht realisierbar. Daher erfolgte die Neuentwicklung des Programmes femtester, das diese Aufgabe übernimmt. Das Programm besitzt eine Modulare Architektur, welche die Integration weiterer Berechnungswerkzeuge und Testauswertungsmethoden ermöglicht. Aktuell ist es mit diesem System möglich, Ansysmodelle zu testen, automatisiert auszuwerten und die Ergebnisse in einem Dashboard zu sammeln. Bei der Erstellung der Testfälle traten in der praktischen Anwendung die erwarteten Probleme auf. So fordert insbesondere die steigende Rechenzeit bei besserer Stabilität Optimierungsbedarf beim Testdesign. Im Pilotprojekt konnte der Zeitbedarf durch eine Berechnung mit größerem Netz und geringeren Iterationszahlen letztendlich jedoch von etwa 20h auf 3h reduziert werden, ohne das die Ergebnisstabilität in mitleidenschaft gezogen wurde.

In Zukunft gilt es, Simpack als weiteres Berechnungswerkzeug zu integrieren und damit die Anwendungsbreite der femtester-Anwendung zu erweitern. Bei den anderen verwendeten Komponenten sind für die Integration von Simpack keine Änderungen notwendig.

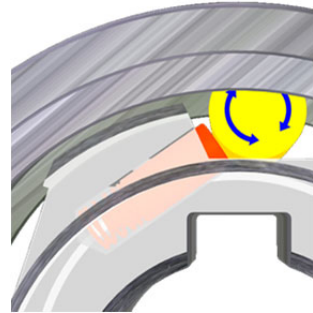
## 7 Literatur

- /1/ Webseite Kontinuierliche Integration: [http://de.wikipedia.org/wiki/Kontinuierliche\\_Integration](http://de.wikipedia.org/wiki/Kontinuierliche_Integration)
- /2/ Webseite Apache Subversion: <http://subversion.apache.org>
- /3/ Webseite Jenkins: <http://jenkins-ci.org>
- /4/ Webseite YAML: <http://de.wikipedia.org/wiki/YAML>

## Erweiterung des Virtual Realty Labors am IMW

Langenbach, J.; Stolz, E

*Das Angebot an Wiedergabegeräten für Virtual Reality (VR) Szenen hat sich stark erweitert. Zum einen finden 3D Monitore starke Verbreitung und zum anderen bilden sich Smartphones und Tablets zunehmend als interessante VR-Hardware heraus. Hierauf hat das IMW reagiert und sein VR-Labor erweitert und mit neuer Software modernisiert.*



*The world of virtual reality (VR) has changed rapidly in the last years. Caused by the large number of sold 3D TVs, smartphones and tablets, the targeted hardware of (VR) has changed a lot. To reflect this, the IMW has extended it's vr lab with new devices and software.*

### 1 Einleitung

Im Bereich Virtual Reality wurden in den letzten Jahren weitreichende Fortschritte erzielt. Aktive Endgeräte finden in Form von 3D Monitoren weite Verbreitung. Im Bereich Augmented Reality, der Überlagerung von Realität und virtueller Realität, sind Smartphones und Tablets als interessante Wiedergabegeräte entdeckt worden. Dieser Entwicklung trägt auch das IMW Rechnung und hat sein Virtual Reality Labor erweitert und modernisiert.

### 2 Aktuelle Ausstattung des Virtual Reality Labors

Auf Seiten der Wiedergabegeräte ist das IMW schon seit längerem mit einer passiven Powerwall ausgestattet. Hierbei projizieren zwei Projektoren ihr Bild auf eine gemeinsame Spezialleinwand. Diese ist nötig, da das Bild jedes Projektors mit Hilfe von Polfiltern für das rechte und linke Auge „kodiert“ und erst mit Hilfe der Brille des Nutzers wieder dekodiert wird. Bei der Reflexion auf der Leinwand darf die Polarisation daher nicht verloren gehen. Als zweites Wiedergabegerät besitzt das IMW seit kürzerer Zeit einen 3D Fernseher, welcher die Bildzuordnung auf die Augen mittels Shutter-Brille durchführt. Hierbei handelt es sich um ein aktives Verfahren, bei dem der Monitor stellt abwechselnd Bilder für das linke und das rechte Auge dar. Parallel

steuert er die Brille derart, dass jeweils das Glas der Brille durchsichtig ist, welches vor dem zum Bild gehörigen Auge sitzt. Dieses Verfahren vereinfacht die Darstellungstechnik, erhöht aber den Aufwand der Dekodierung. Daher ist dieses Verfahren nur für kleine Gruppengrößen geeignet.

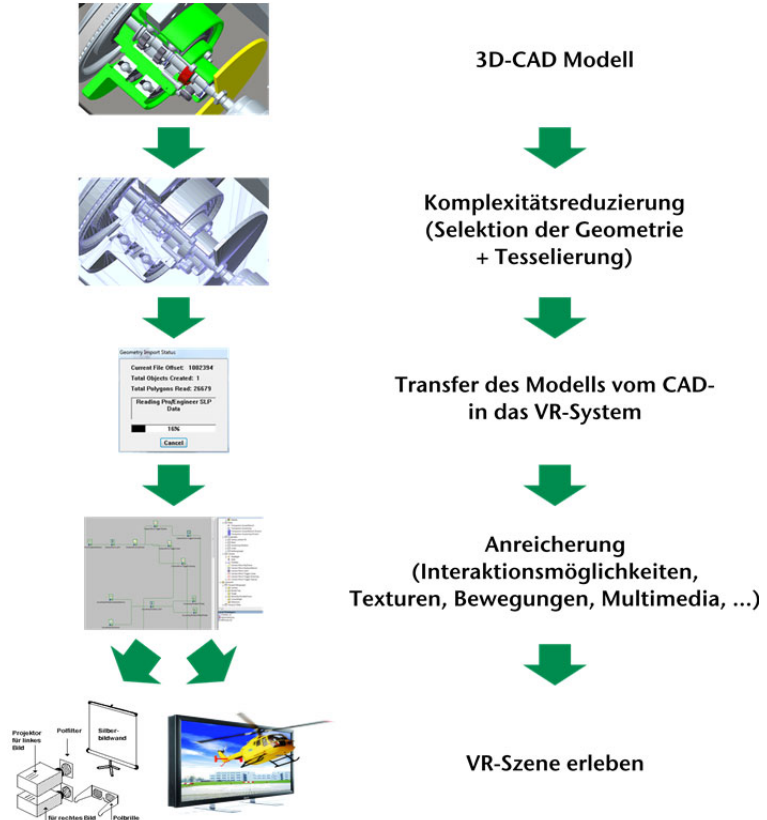


Abbildung 1: Prozess vom 3D-CAD Modell zur VR-Szene

Damit gehört die verwendete Hardware zum Stand der Technik. Die Modernisierung betraf somit die Softwareseite. Kern war hier der Umstieg von der vorher verwendeten Software Ensight auf die Suite von EON Reality. Die Kernkomponente der Suite ist EON Studio, welches zum Erstellen der VR Szenen dient. Mit dem Umstieg ergeben sich einige Vorteile. So können die Szenen ohne weitere Anpassung sowohl auf passiven wie auch auf aktiven Systemen erlebt werden, womit beide im Haus befindliche Wiedergabegeräte genutzt werden kön-

nen. Außerdem verbessert jetzt eine Gestensteuerung per Microsoft Kinect Sensor die Interaktionsmöglichkeiten mit der Szene.

Trotz der Änderungen, folgt der Ablauf vom 3D-CAD Modell zur VR-Szene dabei weiterhin dem in Abbildung 1 dargestellten Prozess. Ausgangspunkt ist das 3D-CAD Modell, welches zunächst in der Komplexität reduziert wird. Das beinhaltet insbesondere die Selektion der gewünschten Geometrie und deren Tessellierung, wobei die analytische Modellbeschreibung des CAD-Modells durch eine näherungsweise Geometriebeschreibung mittels Dreiecken oder anderen Teilflächen ersetzt wird. Dies erfolgt meist im Zusammenhang mit dem Export der Daten in ein Schnittstellenformat. Anschließend erfolgt der Import der Daten im Austauschformat in das VR-System und die Anreicherung der Geometrie mit VR relevanten Daten. Neben Bewegungen sind das hauptsächlich Interaktionsmöglichkeiten mit dem Modell sowie Multimediadaten wie Geräusche, Videos und Texturen.

Ein Beispiel ist die VR-Szene des kleinen, dynamischen Freilaufprüfstandes zur Ermittlung der axialen Belastbarkeit von Freiläufen. Diese können Sie auch zu Hause erleben. Unter /2/ findet sich ein Link zur Szene, die mit dem kostenlosen EON Viewer geladen werden kann, der ebenfalls über den Link erhältlich ist.

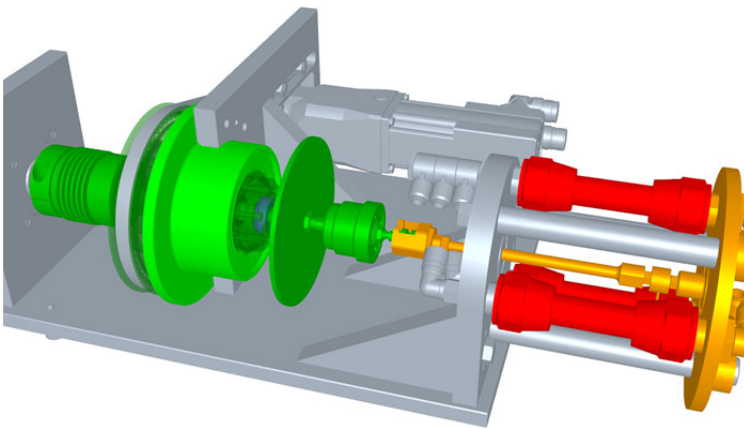


Abbildung 2: Der kleine, dynamische Freilaufprüfstand zur Ermittlung der axialen Belastbarkeit von Freiläufen.

Durch Drücken der Nummerntaste 4 startet eine Übersichtsanimation des Freilaufprüfstandes. Sie können aber auch selbst, wie in einem CAD-System, navigieren. Die beiden Schieberregler am oberen linken Rand stellen die Transparenz des Freilaufträgers ein, so dass der Freilauf erst zu erkennen ist. Ein Klick auf die dunkelgrünen Bauteile star-

tet die Schwenkbewegung, die den Innenring des Freilaufs (blau) mit einem Torsionsmoment beaufschlagt und leicht verdreht. Die axiale Belastung des Innenrings lässt sich per Klick auf die roten Pneumatikmuskeln aktivieren. Schließlich kann der Außenring, mit einem Klick auf die große Riemenscheibe, unabhängig vom Innenring, in eine Rotationsbewegung versetzt werden. Weitere Beispiele, die die Anwendungsbreite und Möglichkeiten des Systems aufzeigen, finden Sie unter /3/.

### **3 Zukünftige Entwicklung**

In Zukunft sollen weitere Wiedergabegeräte hinzukommen. Gerade die weite Verbreitung von Smartphones und Tablets mit deren reichhaltiger Multimediasausstattung, macht diese Geräte als Zielgruppe attraktiv. Somit ist es kein Wunder, dass der Export der Modelle als entsprechende App ermöglicht wird. Damit lässt sich auch der Bogen zur Augmented Reality (AR), der Überlagerung von Realität und VR, schlagen. Mit Hilfe der Kamera an den Geräten und Trackermarken erfolgt die Überlagerung des Videostreams der Kamera und des Modells in der App. Erste Anwendungsbeispiele hierzu finden sich unter /3/.

### **4 Zusammenfassung**

Neben der hardwareseitigen Erweiterung des VR-Labors, erlaubt uns der Umstieg auf die EON Reality Softwaresuite die optimale Nutzung unserer Hardware. Insbesondere die Unabhängigkeit von den genutzten Wiedergabegeräten sowie die erweiterten Interaktionsmöglichkeiten bieten hier schon jetzt einen erheblichen Mehrwert. Die zukünftige Nutzung von Tablets und Smartphones als Endgeräte erweitert die Zugänglichkeit der Technologie und fördert deren Verbreitung. Gerade im Zusammenhang mit AR ergeben sich damit auch für das IMW neue Anwendungsgebiete mit hohem Nutzenpotential.

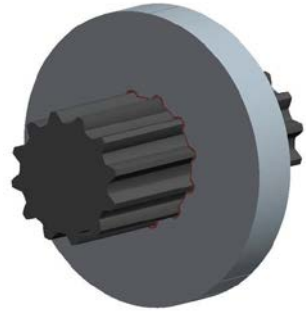
### **5 Literatur**

- /1/ Nagler, N.: Untersuchung des Einflusses axialer Belastungen auf das Schaltverhalten von Freiläufen – Volldynamische Versuche; Institutsmittellungen 2013 (Nr. 38); Clausthal-Zellerfeld, 2013
- /2/ VR-Szene „Kleiner Freilaufprüfstand: <http://help.imw.tu-clausthal.de/vr/webapp>
- /3/ <http://www.eonreality.com/downloads>

## IMW-Flankengenerator

Arslan, G.

*Zur FEM-Berechnung von Maschinenelementen ist die Geometriedarstellung von zentraler Bedeutung. Am Institut für Maschinenwesen ist ein Flankengenerator programmiert worden, welcher FE-Programmen ein 3D-Modell von verzahnten Bauteilen zur Verfügung stellt.*



*For the FEM calculation of machine elements the creation of geometry is of central importance. At the Institute of Mechanical Engineering a tooth flank generator has been programmed which is able to provide FE programs with 3D model of toothed components.*

### 1 Einleitung

Die FEM-Berechnung ist ein fester Bestandteil in der Produktentwicklung. Die Grundlage zur FEM-Berechnung bildet die Geometrie des zu untersuchenden Bauteils. Die Bereitstellung der Geometrie kann über ein CAD-System erfolgen. Alternativ kann sie direkt im FEM-System modelliert werden.

Moderne FEM-Systeme bieten Schnittstellen an, die das Einlesen der nativen Geometrien von den führenden CAD-Systemen ermöglichen. Dies hat den Vorteil, dass die Schnittstellen zur Automatisierung von FEM-Berechnungen eingesetzt werden können. Im Gegensatz dazu kann bei neutralen Geometriedateien, wie z.B. step oder igs, keine Änderung an der Geometrie in der FEM-Berechnung vorgenommen werden.

Einfache Geometrien können im FEM-System erstellt werden. Bei komplizierten Geometrien werden CAD-Systeme bevorzugt eingesetzt, da sie größeren Funktionsumfang zur Darstellung bieten. Die meisten CAD-Systeme besitzen keine Funktion zur Erzeugung von dynamischen Punkten. Die Programmierbarkeit der Geometrieerstellung ist auch beschränkt. Diese beiden genannten Punkte führten zur Programmierung einer Schnittstelle zur Generierung von verzahnten Bauteilen. Dieses Programm hat den Namen IMW-Flankengenerator, der Gegenstand dieses Artikels ist.

In diesem Artikel werden in Kapitel 2 zunächst die am Institut entwickelten Berechnungsprogramme zu Zahnwellenverbindungen aufge-

führt und kurz beschrieben. Im nachfolgenden Kaptiel wird der Aufbau des Flankengenerators dargestellt. Abschließend werden eine Zusammenfassung und ein Ausblick gegeben.

## 2 Vorhandene Tools

Am Institut für Maschinenwesen sind in den letzten Jahren mehrere voneinander unabhängige Berechnungswerkzeuge zu Verzahnungen und Zahnwellenverbindungen entstanden.

So wurde ein Excel-Berechnungsblatt zur grafischen Ausgabe der Punktwolke von Verzahnungen mit unterschiedlichen Fußausrundungsformen nach dem Formverfahren erstellt. Auf Grundlage des Excel-Berechnungsblattes wurde ein parametrisches 3D-CAD-Modell der evolventischen Zahnwellenverbindung mit einer Schnittstelle zu Ansys Workbench modelliert. Über diese beiden Werkzeuge wurde in der letztjährigen Institutsmitteilung /1/ berichtet. Abbildung 1 zeigt die grafische Ausgabe der Zahnwelle des Excel-Berechnungsblattes, Abbildung 2 das parametrisierte CAD-Modell in Ansys Workbench.

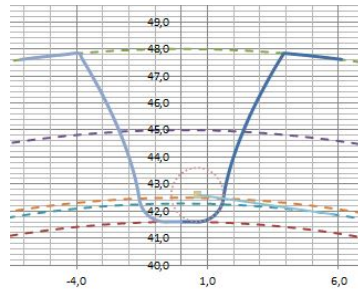


Abbildung 1: Excel-Graph einer Verzahnung

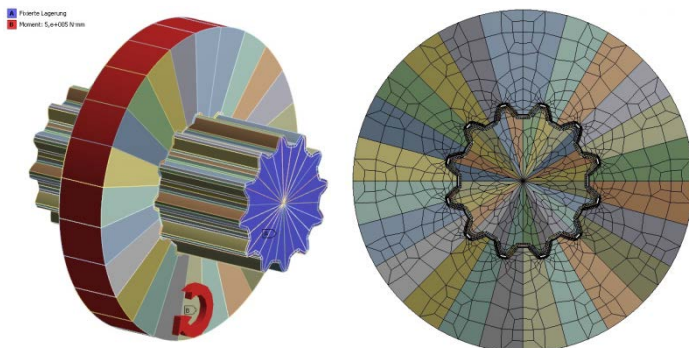


Abbildung 2: Parametrisches FEM-Modell



Ein weiteres Werkzeug behandelt die Abbildung des Abwälzverfahrens von verzahnten Bauteilen. Die Simulation des Abwälzvorgangs ist in einem parametrischen 3D-Modell in Creo umgesetzt worden. Im Ausgangszustand liegt das parametrische Werkzeug auf dem Werkstück. Die überdeckten Flächen werden mit der Funktion des Materialschnitts im CAD-Programm entfernt. Danach wird das Werkzeug um einen definierten Winkel gedreht und die überdeckten Flächen werden entfernt. Dieser Schritt wird um die vom Benutzer festgelegte Anzahl wiederholt. Durch Mustern aller Hüllschnitte am Referenzzahn wird das vollständige Zahnrad erzeugt. Abbildung 5 zeigt das Ergebnis des Abwälzverfahrens. Die Glättung des verzahnten Modells wird im Nachgang manuell durchgeführt. Momentan laufen Untersuchungen um die automatische Glättung in das Simulationsmodell einzubinden.

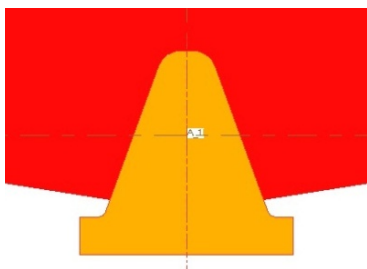


Abbildung 3: Ausgangsposition  
des Werkzeugs

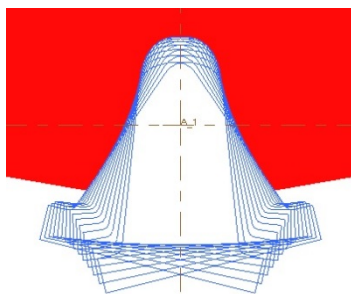


Abbildung 4: Hüllschnitte am  
Referenzzahn

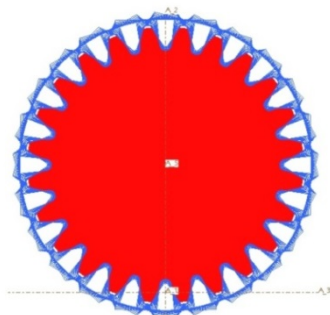


Abbildung 5: Verzahntes Bauteil mit allen Hüllschnitten

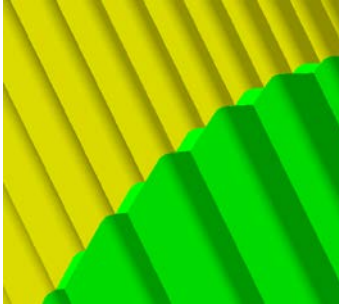


Abbildung 6: Einfluß der Hüllschnitte auf die Oberfläche

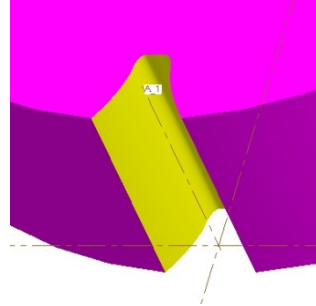


Abbildung 7: Geglättete Zahnflanke am Werkstück

Das letzte Werkzeug, welches im Rahmen dieses Artikels erwähnt werden soll, ist das FEM-Zahnwellenverbindungsmodell. Erstellt wurde es in Ansys Classic mit ADPL /2/. Dieses Modell kann Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit beliebigen Fasen an der Nabe und an den Wellenausläufen berechnen.

### 3 IMW-Flankengenerator

Die Hauptaufgabe des Programms IMW-Flankengenerator ist die 3D-Modellerstellung von evolventisch verzahnten Bauteilen im step-Format. Der Anwender hat in der jetzigen Fassung die Möglichkeit, Einzelteile und Bauteile zu generieren. Einzelteile sind außen- und innenverzahnte Wellen und Naben nach dem Formverfahren. Baugruppen sind Kombinationen aus den Einzelteilen. Abbildung 8 zeigt die Oberfläche der Eingabemaske für die Zahnwellenverbindung nach DIN 5480. Am Beispiel einer Zahnwellenverbindung (DIN 5480 22x1x20), die exemplarisch aus der Tabelle nach DIN 5480 ausgewählt worden ist, wird das Programm näher erklärt. Im eingerahmten linken Bereich werden der Bezugsdurchmesser  $d_b$ , der Modul  $m$  und die Zähnezah  $z$  eingegeben. Danach erfolgt die Auswahl des Fertigungsverfahrens für die Zahnwelle und Nabe. Am gezeigten Beispiel ist für die Zahnwelle das Kaltwalzen und für die Nabe das Räumen ausgewählt worden. Hinter dem Fertigungsverfahren steht im Klammersausdruck das Formübermaß des Bezugsprofils  $c_{FP}$ .

Abbildung 8: Eingabemaske für DIN 5480

Mit diesen fünf Größen sind die Flanken- und Fußform von Zahnwelle und Nabe eindeutig festgelegt. Das Programm errechnet aus diesen Eingabegrößen die folgenden Zwischengrößen zur Bestimmung der Punktwolke, die im eingerahmten Bereich von Abbildung 9 aufgeführt sind:

- 1)  $x [-]$ : Profilverchiebungsfaktor
- 2)  $\alpha [^\circ]$ : Eingriffswinkel
- 3)  $d_{f,ZW}$  [mm]: Fußkreisdurchmesser der Zahnwelle
- 4)  $d_{fa,ZW}$  [mm]: Fußformkreisdurchmesser der Zahnwelle
- 5)  $d_{a,ZW}$  [mm]: Kopfkreisdurchmesser der Zahnwelle
- 6)  $\rho_{f,ZW}$  [mm]: Fußrundungsradius der Zahnwelle
- 7)  $d_{f,Na}$  [mm]: Fußkreisdurchmesser der Nabe
- 8)  $d_{fa,Na}$  [mm]: Fußformkreisdurchmesser der Nabe
- 9)  $d_{a,Na}$  [mm]: Kopfkreisdurchmesser der Nabe
- 10)  $\rho_{f,Na}$  [mm]: Fußrundungsradius der Nabe

Die Punktwolke beschreibt geometrisch die Zahnhälftenkontur durch eine endliche Anzahl von Punkten. Der Halb Zahn besteht aus den Bereichen Fußkreis, Fußrundungsradius, Tangente, Zahnflanke

und Kopfkreis, siehe Abbildung 10. Die Punkteanzahl für die Tangente, den Kopf- und den Fußkreis ist im Programm intern mit drei Punkten hinterlegt worden. Der Anwender wird dagegen bei Zahnflanke und -fuß aufgefordert, die gewünschte Punkteanzahl einzugeben. Diese beiden Größen werden im rechten unteren Bereich eingegeben. Nach diesem Schritt wird die Punktwolke berechnet und in einer Textdatei gespeichert. Diese Textdatei enthält die  $x,y,z$ -Koordinaten aller errechneten Punkte.

Mit den letzten fünf Eingabegrößen im rechten oberen Bereich in Abbildung 8 werden die Breite von Nabe und Zahnwelle, der Versatz der Nabe zur Zahnwelle sowie die Härteschichtdicke der beiden Teile berücksichtigt.

The screenshot shows a software window titled 'MainWindow' with a menu bar containing 'Einzelteil', 'Saugruppe', and 'Einstellungen'. The main title is 'Geometriegenerierung einer Zahnwellenverbindung nach DIN 5480'. The interface is divided into input fields and a results section.

**Input Fields:**

- Bezugsdurchmesser  $d_B$  [mm]: 22
- Zahnezahl  $z$  [-]: 20
- Modul  $m$  [mm]: 1
- Fertigungsverfahren bei der Zahnwelle: Kaltwalzen (0,12)
- Fertigungsverfahren bei der Nabe: Räumen (0,02)
- Zahnwellenbreite  $b_{ZW}$  [mm]: 100
- Nabenbreite  $b_{Na}$  [mm]: 25
- Nabenversatz  $b_{Ner}$  [mm]: 50
- Härteschichtdicke der Nabe  $h_{Na}$  [mm]: 0.3
- Härteschichtdicke der ZW  $h_{ZW}$  [mm]: .3
- Punkteanzahl der Flanke  $n_F$  [-]: 30
- Punkteanzahl des Fußes  $n_{Fu}$  [-]: 30

**Ergebnisse (highlighted in red):**

- $x$  [-]: 0.45
- $d_{f_{ZW}}$ : 19.22
- $d_{f_{Na}}$ : 22.0
- $\alpha$  [°]: 30
- $d_{a_{ZW}}$ : 21.8
- $d_{a_{Na}}$ : 20.0
- $d_{fa_{ZW}}$ : 19.7430876399
- $d_{fa_{Na}}$ : 21.873955491
- $\rho_{fp}$ : 0.54
- $\rho_{fp}$ : 0.16
- $\rho_{fp_{int}}$ : 0.5229

Abbildung 9: Zwischengrößenberechnung im Programm

Der Unterschied der beiden Modelle liegt in der Ausführung der Zahnwelle. Bei Eingabe des Wertes 0 für die Härteschichtdicke wird die Zahnwelle als ein Einzelteil generiert, ansonsten wird ein zusätzliches Einzelteil mit der eingegebenen Härteschichtdicke erzeugt.

Ein Vorteil der Härteschicht ist, dass dieser Volumenbereich strukturiert fein vernetzt werden kann. Zudem kann der Bereich bei Bedarf mit real vorliegenden Materialkennwerten versehen werden.

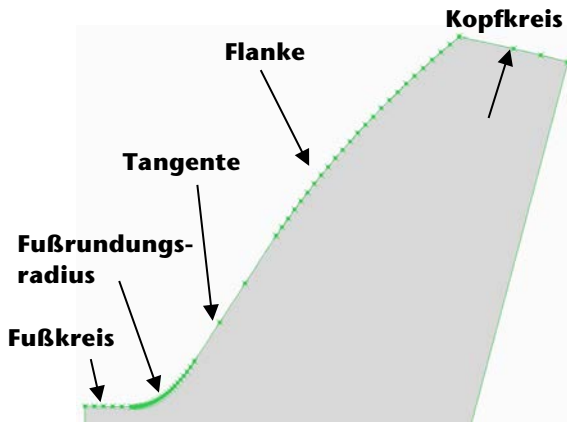


Abbildung 10: Bereiche der Verzahnungskontur /1/

Das Programm fordert den Anwender auf, die Punkteanzahl für den Fuß- und Flankenbereich einzugeben. Die Verbindung der Punkte miteinander kann entweder über Linien oder Splines erfolgen. Die grafische Umsetzung der verzahnten Bauteile wird mit dem Open-Source Programm FreeCAD generiert. FreeCAD unterstützt in der 3D-Modellgenerierung nur Linien zur Verbindung von Punkten.

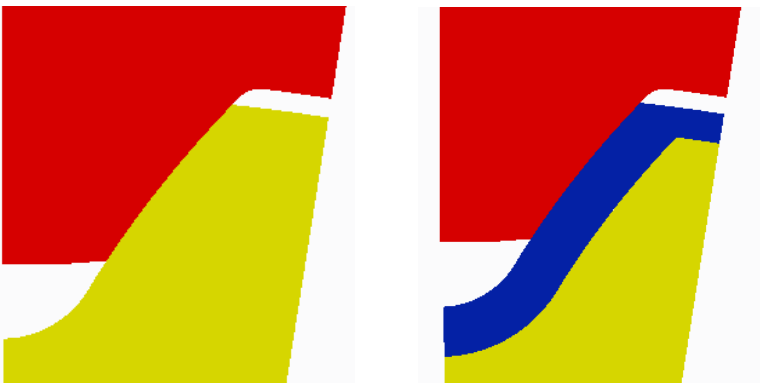


Abbildung 11: Gegenüberstellung der Zahnwelle mit und ohne Härteschicht

In Abbildung 12 sind für die Härteschicht der exemplarischen Zahnwelle drei verschiedene Ausführungen dargestellt. Die Punkteanzahl ist für die grafische Darstellung der Modelle nicht relevant. Für die evolventische Flankenform sind 20 Punkte ausreichend, für eine kreisrunde Fußausrundung reichen 10 Punkte aus.

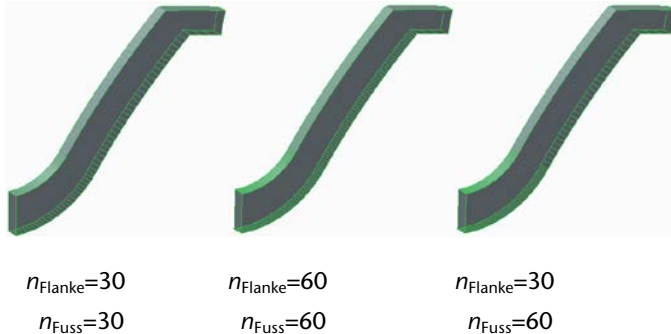


Abbildung 12: Einfluß der Punkteanzahl auf das Härteschichtmodell

Der Vorteil der erhöhten Punkteanzahl macht sich erst bei Verwendung der CAD-Modelle in einer FEM-Rechnung bemerkbar. Generell muss während einer FEM-Rechnung das CAD-Modell so aufbereitet werden, dass das Volumen in Teilvolumina unterteilt wird. Danach werden die Flächenkanten nochmals unterteilt. Die Enden der Teilkanten werden mit Knoten versehen.

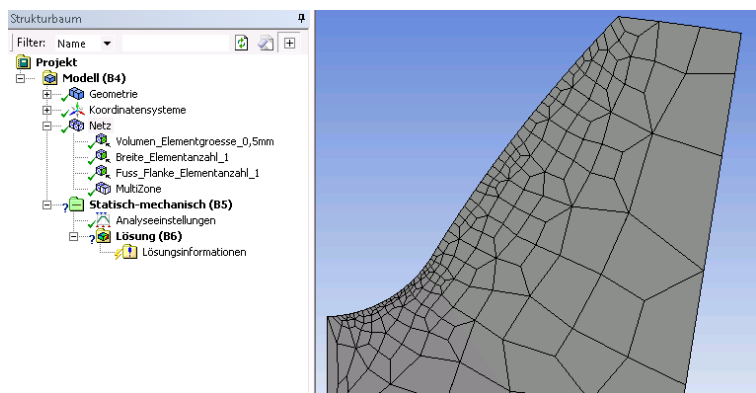


Abbildung 13: Vernetztes Modell der Zahnwelle

Dieser Schritt kann je nach CAD-Modell sehr komplex und zeitaufwendig werden. Beim Einlesen des CAD-Modells mit erhöhter Punktezahzahl für den Fuß- und Flankenbereich im FEM-Programm können diese automatisch zur Vernetzung ausgenutzt werden. Abbildung 13 zeigt den Sachverhalt der automatischen Vernetzung.

Das Programm IMW-Flankengenerator ist in Python erstellt worden, welches modular aufgebaut ist. Es besitzt ein Modul FreeCAD, welches die 3D-Modellierung von verzahnten Bauteile übernimmt. Dieses Modul liest die Punktwolke, welche von einer anderen Klasse erzeugt wird, die die  $x,y,z$ -Koordinaten der Punkte in einer Textdatei abspeichert, in die Skizzierebene ein und verbindet diese zu einer geschlossenen Form. Danach wird aus der Skizze eine Fläche und anschließend das Volumen erzeugt. Der IMW-Flankengenerator kann bei Bedarf um weitere Module erweitert werden.

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

In dieser Veröffentlichung wurden die am IMW entwickelten Berechnungswerkzeuge für Zahnwellenverbindungen aufgeführt und kurz beschrieben. Danach wurde das Programm IMW-Flankengenerator und seine Bedienung vorgestellt. Es dient zur Erstellung von 3D-Verzahnungsmodellen. Das Ausgabeformat step des Modells wird über die kostenlose CAD-Software FreeCAD generiert, welche in den IMW-Flankengenerator integriert ist. Abbildbare Verzahnungen nach dem Formverfahren sind Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480, Zahnwellenverbindungen und außenverzahnte Stirnräder als Baugruppe oder außen- und/oder innenverzahnte Stirnräder als Einzelteil.

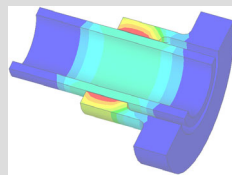
Der IMW- Flankengenerator ist modular aufgebaut. Ein Modul ist für die 3D-Modellerstellung zuständig. Eine weiteres Modul erzeugt die Punktwolke der Einzelteile bzw. der Baugruppe. In der aktuellen Version ist ein Modul für kreisbogenförmige Fußausrundung implementiert worden. In Zukunft kann das Programm um Module erweitert werden, welche unterschiedliche Fußausrundungen wie elliptische, potenz- und parabelförmige Formen berücksichtigt. Desweiteren können Funktionalitäten von den vorhandenen Berechnungswerkzeugen in den IMW-Flankengenerator implementiert werden.

## **5      Literatur**

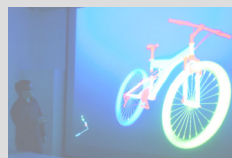
- /1/ Arslan, G.: Optimierungsmöglichkeiten von Lauf- und Steckverzahnungen, Institutsmitteilung Nr. 37, IMW Clausthal 2012
- /2/ Mänz, T.: Entwicklung eines Werkzeugs zur automatischen Erzeugung und Berechnung von Zahnwellenverbindungen in ANSYS, Institutsmitteilung Nr. 37, IMW Clausthal 2012
- /3/ <http://www.freecadweb.org/>



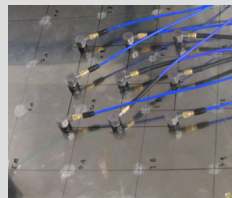
Konstruktion und Berechnung von  
Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und  
rechnerunterstützte Produktentwicklung



Systementwicklung, Versuchstechnik und  
Maschinenakustik



Hochschule und Kontakte





# Numerische Integration von Beschleunigungssignalen

Hofmann, S

*Zur Bewertung von Bauteilschwingungen können die miteinander über die Schwingfrequenz verknüpften Größen der Beschleunigung, Schwinggeschwindigkeit und Schwingweg hinzugezogen werden. Gerade für Aussagen über die Bauteilbeanspruchung ist hierbei der Schwingweg am aussagekräftigsten. Dieser Artikel soll einige Hinweise für die Bestimmung des physikalisch richtigen Schwingwegs aus gemessenen Beschleunigungssignalen über die Verfahren der numerischen Integration geben.*



*Acceleration, vibration velocity and displacement can all be used for the evaluation of component vibrations. In doing so vibration displacements are best used for loading analysis. This article will give some hints for the identification of the physical displacement behavior out of measured acceleration signals by the methods of numeric integration.*

## 1 Einleitung

Bauteilschwingungen bedeuten in der Regel geringe Belastung für das Bauteil, welche jedoch durch ihre zumeist hohen Frequenzanteile gerade aus Sicht der Betriebsfestigkeit für das Bauteilversagen relevant sind. Die hierbei anschaulichste Messgröße stellt der Schwingweg dar; diese Größe weist ebenfalls den geringsten Dynamikumfang auf. Für die Amplituden von mit der Schwinggeschwindigkeit  $\omega$  harmonisch schwingender Größen gelten die nachfolgenden Proportionalitäten.

$$a \sim \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad 1.1$$

$$v = \dot{a} \sim \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad 1.2$$

$$s = \dot{v} = \ddot{a} \sim \sin(\omega \cdot t) \quad 1.3$$

Die Beschleunigung  $a$ , die Schwinggeschwindigkeit  $v$  und der Schwingweg  $s$  sind folglich (aus mathematischer Sicht) durch entsprechende zeitliche Integration ineinander zu überführen.

## 2 Grundlagen der Beschleunigungsmessung

Die wohl am weitesten verbreiteten Sensoren zur Schwingungsmessung sind sogenannte Absolutbewegungsaufnehmer bzw. seismische Aufnehmer. Diese bestehen nach /1/ aus einem gedämpften Feder-Masse-System, welche direkt an den schwingenden Körper angekoppelt ist. Die Schwingungen des zu untersuchenden Bauteils, beschrieben durch den Schwingweg  $s$ , übertragen sich hierbei auf das Sensorgehäuse. Dies führt infolge der Trägheit der seismischen Masse  $m$  im Sensorinneren zu einem absoluten Ausschlag  $x$  gegenüber der Ruhelage. Die hinter diesem Messsystem stehende Schwingungsdifferentialgleichung lautet

$$m \cdot \ddot{x} + d \cdot \dot{x} + k \cdot x = -m \cdot \ddot{s}. \quad (\text{nach /2/}) \quad 2.1$$

Das den seismischen Aufnehmern zugrunde liegende mechanische Ersatzmodell ist nachfolgend dargestellt.

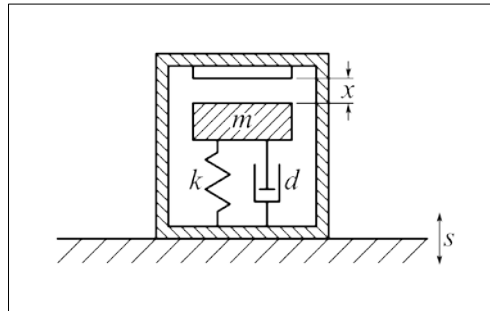


Abbildung 1: Prinzip eines Absolutbewegungsaufnehmers (nach /2/)

Nach /1/ lassen sich durch eine entsprechende Wahl der Sensorparameter Steifigkeit  $k$ , Dämpfung  $d$  und Testmasse  $m$  die Empfindlichkeit gegenüber unterschiedlichen Schwingungsgrößen einstellen. So müsste für eine gute Wegempfindlichkeit die Testmasse gegenüber der Steifigkeit und der Dämpfung groß sein, woraus sich ein schwach gedämpfter Betrieb weit oberhalb der Eigenkreisfrequenz des Sensors ergeben würde. Durch die erforderliche schwere Testmasse wären diese Sensoren jedoch schwer zu handeln und würden in der Regel das zu messende System in seinem Schwingungsverhalten unzulässig beeinflussen.

Aus diesen Gründen werden für Schwingungsmessungen zumeist Beschleunigungssensoren genutzt, da sie durch ihr geringes Gewicht selbst leichte Messobjekte kaum beeinflussen. Weiterhin bieten Beschleunigungsaufnehmer (Accelerometer) nach /3/ ein günstiges

Verhältnis von Empfindlichkeit zu Sensorgewicht und stellen aufgrund ihrer integrierten und kompakten Bauform ein äußerst robustes Messsystem dar.

Bei den Accelerometern ist nach statisch-dynamisch und rein dynamisch messenden Aufnehmerprinzipien zu unterscheiden. Zu den rein dynamischen Sensoren zählen die piezoelektrischen Aufnehmer. Diese besitzen nach /4/ einen relativ weiten Frequenz- und Dynamikbereich, bei gleichzeitig guter Linearität und einem flachen Frequenzgang. Ein Nachteil dieser Sensorbauweise ist jedoch, dass langsame Bewegungen nur mit großer Unsicherheit bzw. zum Teil überhaupt nicht gemessen werden können. Der Piezokristall stellt letztlich einen Kondensator dar und bildet zusammen mit den Bauteilen des Ladungsverstärkers ein RC-Glied. Nach /3/ wird infolge der endlichen Zeitkonstante des RC-Schwingkreises die statische bzw. quasi-statische Ladung allmählich ausgeglichen. Somit können mit diesen Sensoren nur dynamische Bewegungen hinreichend gut erfasst werden. Die nachfolgende Abbildung zeigt qualitativ den gemessenen Beschleunigungsverlauf eines IEPE-Sensors bei einer real vorhandenen quasi-statischen Beschleunigungsänderung.

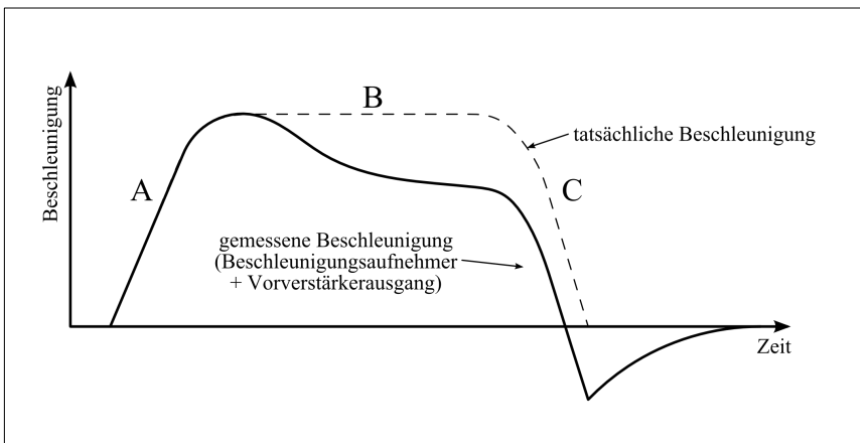


Abbildung 2: Ladungsabbau eines IEPE-Sensors bei quasi-statischer Messung (nach /3/)

Der Sensor kann dem schnellen Anstieg A der tatsächlichen Beschleunigung zu Beginn der Messung gut folgen, baut dann jedoch während der Haltephase B seine Ladung bereits ab. Der negativen Beschleunigungsänderung C kann der Sensor wiederum gut folgen. Aufgrund der bereits zuvor abgebauten Ladung ergibt sich jedoch am Ende der tatsächlichen Beschleunigung ein Wert

unterhalb Null. Anschließend erreicht die gemessene Beschleunigung infolge des exponentiellen Ladungsabbaus wieder den tatsächlichen Nullwert. Kenngröße für den Ladungsabbau ist hierbei die Zeitkonstante des sich aus Sensor und Vorverstärker ergebenden RC-Glieds.

Piezoresistiv und kapazitiv arbeitende Accelerometer sind in der Lage auch statische Beschleunigungen zu messen. Bei kapazitiven Sensoren wird durch die Auslenkung der seismischen Masse der Plattenabstand eines Kondensators verändert und somit die Bewegung messbar gemacht. Die seismischen Massen in piezoresistiven Aufnehmern sind an als Halbleiter-DMS ausgeführten Biegestäben aufgehängt, welche infolge der Auslenkung der Testmasse ihren elektrischen Widerstand ändern. Sensoren dieser beiden Bauarten werden heute zumeist in sogenannter MEMS-Bauweise (mikro-elektro-mechanische Systeme) hergestellt. Durch die Möglichkeit der Messung von statischen Beschleunigungen, wie der Erdbeschleunigung, können besonders unter Verwendung von triaxialen Aufnehmern, zusätzlich die Neigung und die Lage des Messobjekts im Raum bestimmt werden.

### **3 numerische Integration von Beschleunigungen**

Wie bereits eingangs erwähnt, kann durch die Verfahren der numerischen Integration aus den gemessenen Beschleunigungen sowohl eine Schwinggeschwindigkeit, als auch ein Schwingweg errechnet werden.

Das aufgezeichnete Beschleunigungssignal kann hierbei mit unterschiedlichen Verfahren numerisch integriert werden. Das am häufigsten verwendete Verfahren stellt hierbei die Trapezregel dar. Bei diesem numerischen Verfahren wird das Integral durch Trapeze mit den zeitdiskreten Abtastwerten als Eckpunkten angenähert. Abbildung 3 zeigt das grundsätzliche Verfahren. Bei einer zu geringen Abtastrate ergibt sich ein relativ großer Fehler bei der Integration hochfrequenter Beschleunigungen (siehe gestrichelte Kurve). Dieser Fehler wird jedoch bereits durch die Nutzung eines Anti-Aliasing-Filters beschränkt und kann bei einer entsprechend hohen Überabtastung vernachlässigt werden.

Eine wichtige Bedingung für die Zuverlässigkeit der numerischen Integration ist, dass das ursprüngliche Schwingverhalten auch nach erfolgter Integration erhalten bleibt. Findet zum Beispiel im gemessenen Beschleunigungssignal eine annähernd symmetrische Schwingung um eine Mittellage statt, so müssen die berechnete Schwingschnelle, sowie der Schwingweg ebenfalls eine Schwingung

um eine Mittellage ausführen. Das ursprüngliche Schwingverhalten ergibt sich jedoch in der Regel nicht direkt aus der numerischen Integration. Stattdessen muss das physikalisch richtige Verhalten durch eine entsprechende Filterung bzw. Signalbearbeitung wieder hergestellt werden.

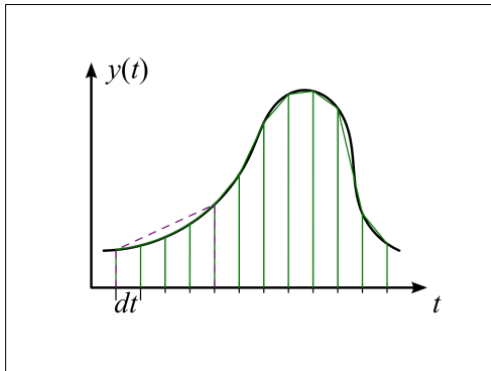


Abbildung 3: numerische Integration über die Trapezregel

Im Folgenden werden die Probleme, welche bei der numerischen Integration von gemessenen Beschleunigungssignalen auftreten können, anhand des Sensorvergleichs eines IEPE-Sensors und eines kapazitiven MEMS-Sensors erläutert. Hierzu wurde eine Vergleichsmessung an einer schwingenden Vibrationsbandage einer Kompaktwalze durchgeführt. Die Sensorinstallation ist im Titelbild dieses Artikels dargestellt.

Für die Vergleichsmessungen wurden die Beschleunigungssignale mit einer Abtastrate von 1280 Hz aufgezeichnet. Hierbei wurden die aufgezeichneten Signale durch einen Tiefpassfilter sechster Ordnung mit Butterworth-Charakteristik auf maximal 150 Hz begrenzt. Aus dieser Signalbegrenzung ergibt sich ein Überabtastungsfaktor von ca. 8,5. Das mit dem IEPE-Sensor aufgezeichnete Signal wurde zusätzlich mit einem Hochpassfilter mit 0,5 Hz Grenzfrequenz gefiltert. Eine niedrigere Grenzfrequenz konnte softwareseitig nicht eingestellt werden. Der MEMS-Sensor ist nur durch den Tiefpassfilter begrenzt und kann somit auch statische Beschleunigungen erfassen.

Die von beiden Sensoren gemessenen Beschleunigungen für einen Start der Vibration mit anschließendem Hoch und Auslaufen sind in Abbildung 4 dargestellt. Im Signalverlauf des MEMS-Sensors ist die Erdbeschleunigung als statische Auslenkung von der Nulllage deutlich zu erkennen. Das Schwingverhalten beider Messsignale weist weiterhin eine gute Übereinstimmung auf.

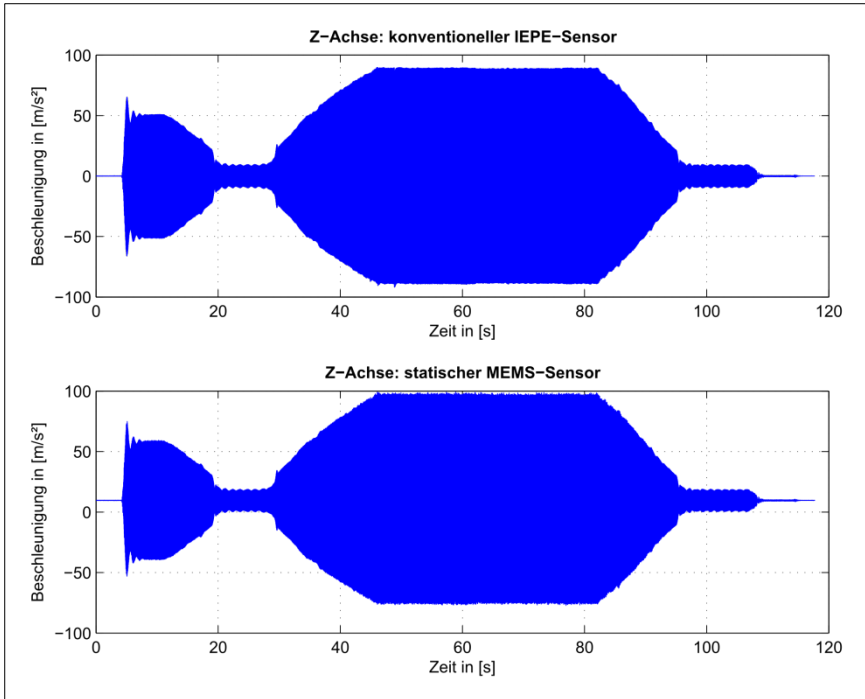


Abbildung 4: Beschleunigungssignale Sensorvergleichsmessung

Nach dem Einschalten der Vibration, wird ausgehend von der minimal möglichen Frequenz von ca. 20 Hz die Vibration stufenlos bis auf die maximale Frequenz von ca. 68,4 Hz verstellt. Nach einer Haltephase von ca. 35 s wird die Vibrofrequenz wieder bis auf die Leerlauf Frequenz heruntergefahren und anschließend die Vibration ausgestellt.

Werden aus den gemessenen Beschleunigungssignalen, ohne jegliche Filterung bzw. Signalbearbeitung, Schwingschnellen über die Trapezregel ermittelt, so ergeben sich die Signalverläufe aus Abbildung 5. Hierbei ist zu erkennen, dass sich durch das statische Offset im Beschleunigungssignal des MEMS-Sensors nach erfolgter numerischer Integration ein stetig steigender Signalverlauf ergibt. Die Steigung der errechneten Schwingschnelle entspricht hierbei dem Wert der Erdbeschleunigung. Um das physikalisch richtige Schwingverhalten zu erhalten, muss folglich das statische Offset vor der numerischen Integration entfernt werden.



Im Signalverlauf des an sich Offset-freien IEPE-Sensors sind trotzdem nach der Integration Artefakte vorhanden. Als Artefakte werden hier real nicht vorhandene Schwingungen bezeichnet, welche sich z.B. aus der Messmethode oder der Datenverarbeitung ergeben. Zu sehen sind niederfrequente Störungen, die auf die Integration von ebenfalls niederfrequenten Störungen und teilweise quasi-statischen Effekten, wie z.B. Stößen und ruckartigen Beschleunigungsänderungen, zurückzuführen sind.

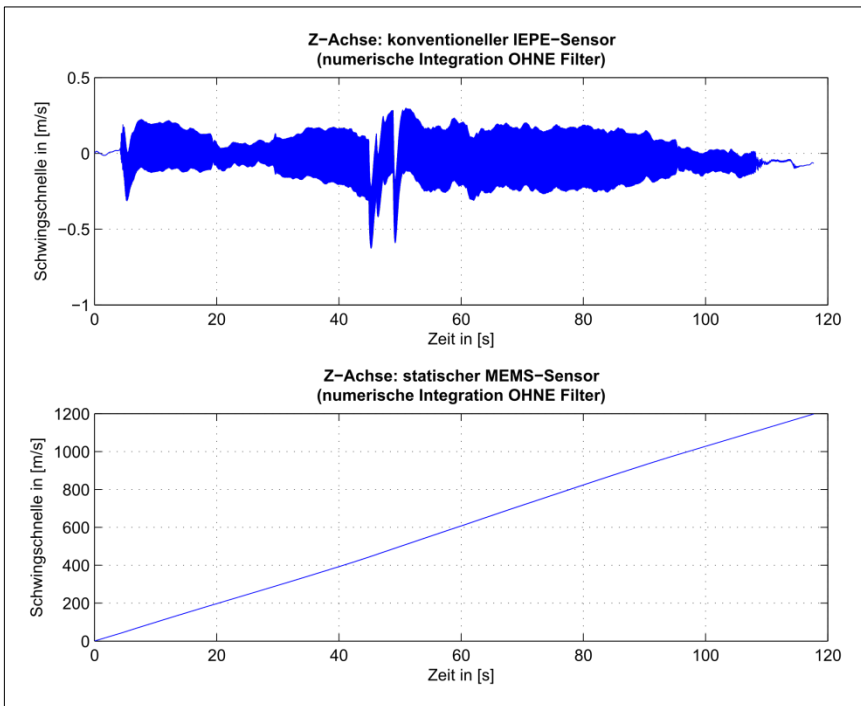


Abbildung 5: numerisch errechnete Schwingschnellen, ohne jegliche Filter

Mathematisch gesehen findet durch die Integration letztlich eine Umbewertung der Amplituden im Frequenzbereich statt. Der Integration im Zeitbereich entspricht hierbei nach  $1/f$  im Frequenzbereich die Multiplikation der Amplitude mit dem Kehrwert der zugehörigen Kreisfrequenz. Die Amplituden hochfrequenter Signalanteile werden hierdurch folglich geringer bewertet, während die Amplituden niederfrequenter Signale angehoben werden. Wird davon ausgegangen, dass die gemessenen Amplituden über die

gesamte Bandbreite mit einem gleich großen Messfehler behaftet sind, so haben die Fehler im niederfrequenten Bereich einen deutlich stärkeren Einfluss auf das Ergebnis nach der Integration. Da durch sehr kleine Frequenzwerte, nahe Null, geteilt wird, ergeben sich hierbei bereits aus kleinsten Störgrößen entsprechend große fehlerbehaftete und niederfrequente Schwingungen im Signal der Schwingschnelle. Gerade die bereits erklärten Störeffekte von IEPE-Sensoren im niederfrequenten Bereich werden durch eine numerische Integration, ohne entsprechende Vorfilterung des Integranden, zusätzlich verstärkt und führen zu den Artefakten im Schwingungsverlauf.

Diese sich letztlich aus der zugrunde liegenden Mathematik ergebenden Fehler können durch eine entsprechende Hochpassfilterung des Signals vor der unbestimmten, numerischen Integration teilweise unterdrückt werden. Als digitales Hochpassfilter wird hierzu ein Butterworth-Filter sechster Ordnung verwendet. Aus Versuchen mit unterschiedlichen Grenzfrequenzen wurde die für die numerische Integration optimale Filterung ermittelt. Hierbei wurde vor allem auf ein physikalisch richtiges Schwingverhalten der berechneten Größen Wert gelegt.

Wenn allein die Schwingschnelle betrachtet werden soll, ergab sich eine Grenzfrequenz des Hochpassfilters von  $f_G \approx 5\text{Hz}$ . Die sich hierbei einstellenden Zeitverläufe der Schwingschnellen sind in Abbildung 6 gezeigt.

Werden die sich so ergebenden Schwingschnellen ohne weitere Datenbearbeitung nochmals unbestimmt integriert, so ergeben sich wiederum mit einer Drift überlagerte Zeitverläufe (ähnlich wie in Abbildung 5 unten). Die lineare Drift ergibt sich hierbei aus dem Anfangswertproblem der unbestimmten Integration der Signale. Beträgt das Signal des Integranden  $Z$  zu Beginn des Integrationszeitraums nicht exakt Null, so ergibt sich nach der Integration ein Offset um den Wert  $Z_0 = Z|_{t=0} \cdot dt$ . Dieses konstante Offset sorgt nach der Integration für ein Weglaufen des Signals mit der Steigung  $Z_0$ . Aus diesem Grund muss vor einer erneuten Integration, der errechneten Schwingschnellen auf die Schwingwege, das Signal wiederum mittelwertfrei gemacht werden. Dies wird in der Regel durch eine erneute Filterung mit den gleichen Filtereinstellungen, wie bei der ersten Integration erreicht.

Bei der zweifachen Integration auf den Schwingweg hat sich gezeigt, dass zu diesem Zweck ein Hochpassfilter mit  $5\text{ Hz}$  Grenzfrequenz nicht mehr ausreichend ist. Erst durch ein entsprechendes Filter mit einer Grenzfrequenz von  $f_G \approx 10\text{Hz}$  wird ein plausibles Schwingverhalten wiederhergestellt. Der Verlauf der über zweifache

Integration der gemessenen Beschleunigungssignale errechneten Schwingwege ist in Abbildung 7 dargestellt.

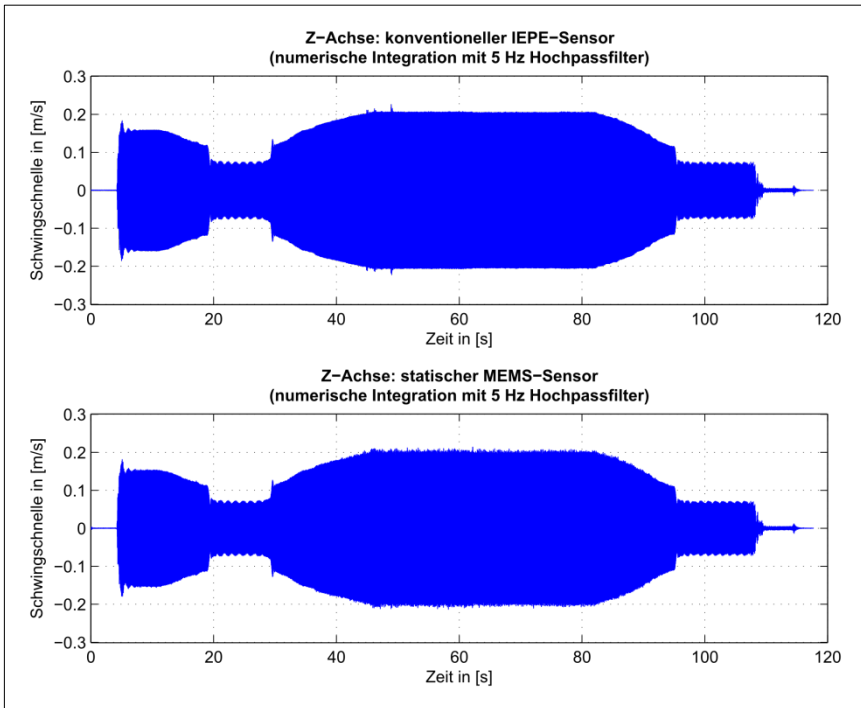


Abbildung 6: Schwingschnelle mit 5 Hz Hochpassfilter

Die über beide Sensoren aufgezeichneten Schwingungen zeigen grundsätzlich eine gute Übereinstimmung in den Signalverläufen. Größere Unterschiede ergeben sich jedoch bei der Messung ruckartiger Beschleunigungsänderungen, wie sie sich beim Einschalten der Vibration und beim Erreichen der maximalen Vibrationsfrequenz ergeben. Hierbei zeigen sich besonders nach der Integration des IEPE-Sensorsignals deutlich höhere Spitzenwerte als beim MEMS-Sensor. Weiterhin sind die mittels des IEPE-Sensors erfassten Werte grundsätzlich etwas höher, als die durch den MEMS-Sensor gemessenen. Aufgrund des für niedrige Frequenzbereiche prinzipiell besser geeigneten Messverfahrens geben die Messwerte des MEMS-Sensors in diesem Fall vermutlich die Realität genauer wieder.

Des Weiteren zeigte der MEMS-Sensor im untersuchten Messbereich ein deutlich schlechteres Signal-Rausch-Verhältnis als der IEPE-Sensor. Dieser Umstand ist vermutlich auf den deutlich geringeren Dynamikumfang des MEMS-Sensors und der damit verbundenen, schlechteren Aussteuerung des Messbereichs zurückzuführen.

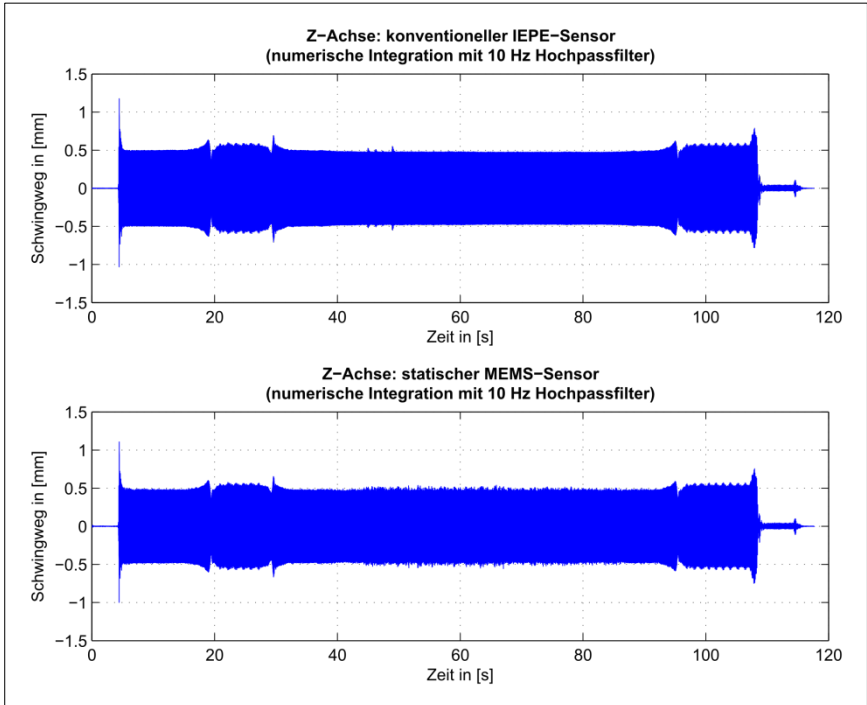


Abbildung 7: Schwingweg mit 10 Hz Hochpassfilter

## 4 Zusammenfassung

Aus der durchgeführten Sensorvergleichsmessung ergeben sich die folgenden Empfehlungen für Schwingungsmessungen im niederfrequenten Bereich mit Hilfe von Beschleunigungsaufnehmern.

- Soll aus der gemessenen Beschleunigung die Schwingschnelle errechnet werden, so ist das Signal vor der Integration durch einen Hochpass mit mindestens 5 Hz Grenzfrequenz zu filtern.
- Soll weiterhin der Schwingweg errechnet werden, so sind zwei Hochpassfilter mit 10 Hz Grenzfrequenz vor der jeweiligen Integration zu verwenden.
- Zusätzlich zu den Hochpassfiltern sollte vor einer numerischen Integration ein eventuell vorhandener Mittelwert (Offset) aus dem zu integrierenden Signal entfernt werden. Dies kann durch den Abzug des Mittelwerts über den gesamten Signalverlauf erreicht werden. (Anmerkung: Das statische Offset wird zwar auch durch ein entsprechendes Hochpassfilter entfernt, es hat sich jedoch gezeigt, dass ein „hartes“ Entfernen des Offsets die Stabilität der numerischen Integration zusätzlich erhöht.)
- In den meisten Anwendungsfällen sind IEPE-Sensoren für die Schwingungsmessungen ausreichend. Gerade bei Integration auf Schwingschnellen und -wege ist durch den Einsatz statischer MEMS-Sensoren kein nennenswerter Genauigkeitsgewinn zu erreichen. (Anmerkung: Die sich aus der Integration ergebenden Unsicherheiten sind im Vergleich zum zu erwartenden Genauigkeitsgewinn zu groß, um den Mehraufwand für die Verwendung von statischen MEMS-Sensoren zu rechtfertigen.)
- Sind bei den Schwingungsmessungen relevante Signalanteile im Frequenzbereich unter 10 Hz zu erwarten bzw. zeigen sich solche Anteile im Frequenzspektrum des Beschleunigungssignals, so ist eine Integration nicht zulässig. Weiterhin sind in diesem Fall statische MEMS-Sensoren (DC-Response) gegenüber den IEPE-Sensoren (AC-Response) zu bevorzugen.

Die wichtigsten Empfehlungen bezüglich der Filterung von gemessenen Beschleunigungssignalen zur numerischen Integration sind in der nachfolgenden Abbildung nochmals bildlich wiedergegeben.

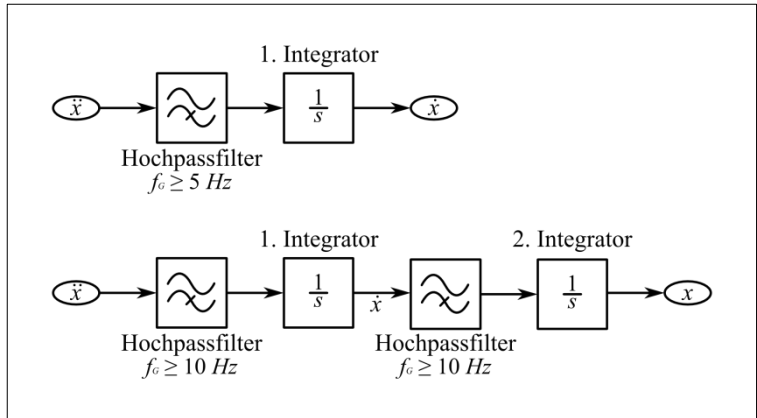


Abbildung 8: numerische Integration mit Hochpassfilter

## 5 Literatur

- /1/ Hoffmann, J. (Hrsg.): Handbuch der Meßtechnik. München : Hanser, 1999
- /2/ Grote, K.-H. (Hrsg.) ; Feldhusen, J. (Hrsg.): Dubbel : Taschenbuch für den Maschinenbau. 22. Auflage. Berlin : Springer, 2007
- /3/ Brüel & Kjær: Piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer und Vorverstärker : Theorie und Anwendung. 1990 - Firmenschrift
- /4/ Lohrengel, A. ; Institut für Maschinenwesen: Maschinenakustik. Clausthal-Zellerfeld, 2010 (2. Auflage) – Vorlesungsskript
- /5/ Rudolph, D.: Die Fourier-Transformation und ihre Anwendungen – Teil 3. In: WissenHeute (2004), Jg. 57 9/2004, S. 502 ff

## Technische Oberflächen genau im Blick

Heß, M.

*Ein neues Laser-Scanning-Mikroskop ermöglicht es Studierenden und Mitarbeitern der Hochschule Oberflächen genauer als bisher „unter die Lupe“ zu nehmen. Neben hochauflösenden Echtfarbenbildern werden auch Höheninformationen gewonnen, wodurch sich dreidimensionale Oberflächenmodelle erzeugen lassen.*



*A new laser-scanning-microscope enables students and scientific staff to examine technical surfaces. Besides high-resolution true-color images height information is detected, which allows to generate 3D-surface-models.*

### 1 Die Bedeutung technischer Oberflächen

„Die mechanischen Eigenschaften eines Bauteils bei statischen und zyklischen Beanspruchungen werden durch die Oberflächeneigenschaften, d. h. die Oberflächenfeingestalt, die Randfestigkeit und die Randeigenspannungen unterschiedlich beeinflusst.“ /1/ „Dabei zeigt sich, dass der Einfluss der Oberflächenmikrogeometrie beginnend in der Flüssigkeitsreibung, mit weiter abnehmender Spalthöhe zunimmt. Je nach Mikrostruktur und deren Orientierung zur Strömungsrichtung kann die hydrodynamische Tragwirkung eines Tribosystems durch mikrohydrodynamische Effekte gesteigert oder gemindert werden.“ /2/

Die diesen Artikel einleitenden Zitate aus unterschiedlichen Anwendungsbereichen des Maschinenbaus sollen illustrieren wie weitreichend und vielfältig Problemfelder sein können, aus denen Fragestellungen hinsichtlich der genauen Beschaffenheit technischer Oberflächen hervorgehen können. Eine genaue Kenntnis und Beschreibung der Oberflächen ist zur Bearbeitung solcher Aufgaben erforderlich, weshalb Studierende der Ingenieurwissenschaften im Lauf ihrer Ausbildung immer wieder mit dieser Thematik konfrontiert werden. Bereits im während der ersten Semester unterrichteten Fach „Technisches Zeichnen“, welches den angehenden Ingenieurinnen und Ingenieuren gewissermaßen ein technisches Grundvokabular vermittelt, stehen auch die Beschreibung von Oberflächen und die sie hervorru-

fenden Fertigungsverfahren auf dem Lehrplan. Dieser Zusammenhang wird insbesondere im Fach Fertigungstechnik vertieft, während in Fächern wie Maschinenelemente, Betriebsfestigkeit oder Tribologie immer wieder Anwendungsfälle auftreten, bei denen die Oberflächenbeschaffenheit direkte Auswirkung auf Eigenschaften eines Bauteils hat.

Da Oberflächenrauheiten mit bloßem Auge kaum zu erkennen sind, wird diese Thematik bisher im Allgemeinen eher theoretisch und modellbasiert unterrichtet. Um Studierenden und Wissenschaftlern zukünftig einen genaueren Blick auf die tatsächliche Beschaffenheit realer Oberflächen gewähren zu können, wurde im vergangenen Jahr, unterstützt durch Studienbeitragsmittel, ein Laser-Scanning-Mikroskop (LSM) für das IMW beschafft. Das Gerät befindet sich zurzeit noch im Einrichtbetrieb, soll aber in den nächsten Semestern vorlesungsbegleitend und in Praktika (Maschinenlabor) eingebunden werden, um den Studierenden auch kleinste Oberflächeneigenheiten „begreifbar“ zu machen.

## 2 Laser-Scanning-Mikroskopie

Das beschaffte VK-X100K Laser-Scannig-Mikroskop der Firma Keyence erzeugt dank der 21,6 Millionen Messpunkte des CCD-Chips hochauflösende Echtfarbenbilder der betrachteten Oberfläche. Es besitzt neben der für klassische Mikroskope üblichen Weißlichtquelle zusätzlich einen Laser, mit dem die zu betrachtende Oberfläche abgetastet wird. Über eine Intensitätsmessung des Reflexionssignals kann hierdurch neben der Bilderfassung auch eine Höheninformation gewonnen werden, wodurch die dreidimensionale Beschreibung der Probenoberfläche möglich wird.

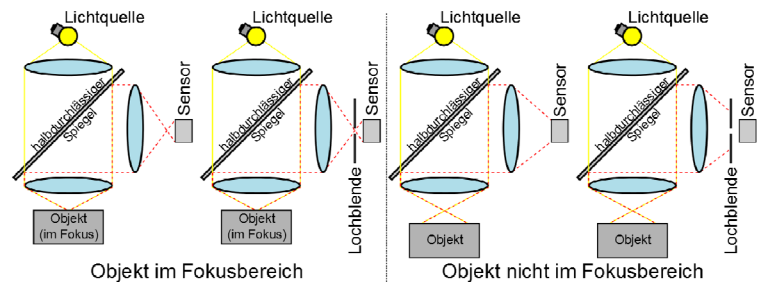


Abbildung 1: Gegenüberstellung des herkömmlichen (jeweils links) und des konfokalen Messprinzips (jeweils rechts) – nach /3/



Durch die Anwendung einer konfokalen Optik werden Aufnahmen mit einer durchgehenden Tiefenschärfe möglich. In Abbildung 1 ist die klassische Optik dem konfokalen Messprinzip gegenübergestellt. Befindet sich die Probe im Fokus (linker Bereich der Abbildung), trifft für beide Optiken das gesamte reflektierte Licht auf den Fotodetektor. Wird die Probe aus dem Fokus verschoben, gelangt das reflektierte Licht bei der herkömmlichen Optik immer noch zum Fotodetektor, ergibt dort jedoch nur ein unscharfes Bild. Bei der konfokalen Mess-technik sorgt eine Lochblende dafür, dass nur ein Bruchteil des unscharfen Bildes den Sensor erreicht, was eine deutliche Intensitätsverminderung zur Folge hat. Durch vertikales Verfahren des Objektivs und Überlagerung der aufgezeichneten „scharfen“ Bildbereiche lässt sich ein durchgängig fokussiertes Bild der Oberfläche erreichen (siehe Abbildung 2).

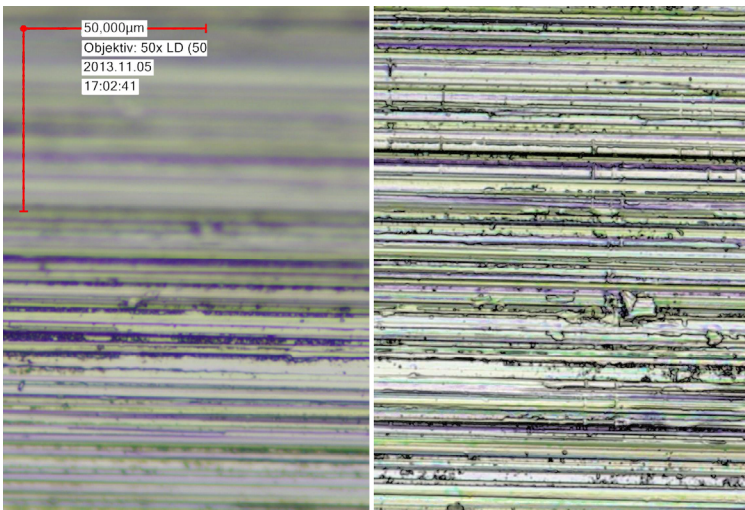


Abbildung 2: Lauffläche einer Freilauframpe, aufgenommen mit nur einem Fokuspunkt (links) und durchgängig fokussiert mittels konfokaler Optik (rechts)

Die digitalisierten Messdaten stehen anschließend in einer Auswertsoftware zur Verfügung, sodass beispielsweise Profilmessungen und Neigungskorrekturen ausgeführt werden können. Da mit geeigneten Objektiven eine Breitenauflösung von  $0,01 \mu\text{m}$  und eine Höhenauflösung von  $0,005 \mu\text{m}$  erreicht werden kann, ist sogar die berührungslose Messung von technischen Rauheiten möglich.

Montiert wird der Messkopf an ein mobiles Spezialstativ, welches ein computergesteuertes Verfahren des Mikroskops über einer Fläche von 50 mm x 50 mm gestattet. Innerhalb dieses Bereichs können einzelne Aufnahmen softwaregestützt zu einem Gesamtbild zusammengefügt werden. Durch den flexiblen Aufbau des Stativsystems lassen sich nicht nur relativ kleine Proben, sondern auch größere Maschinenelemente oder ganze Maschinenteile betrachten.

### 3 Anwendungsbeispiel Freilauffläche

Als Anwendungsbeispiel zeigt Abbildung 3 die Lauffläche eines Freilauffinnensterns, der auf dem Freilaufprüfstand des IMW untersucht worden ist. Der Bildausschnitt zeigt den Bereich der Rampe, der durch das Klemmelement beim Sperren des Freilaufs belastet wird.

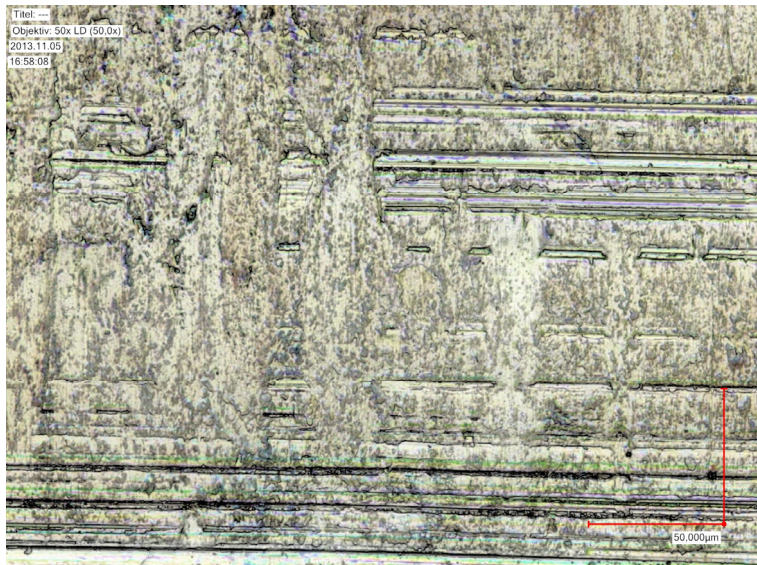


Abbildung 3: Verschleißspuren auf Freilauframpe

Es ist deutlich erkennbar, dass die bei der Fertigung entstandene Riefenstruktur der Oberfläche durch die Überrollung des Wälzkörpers eingeebnet wurde. Ein ähnliches Verschleißbild ergab sich für fast alle betrachteten Laufflächen des Freilauffinnensterns, bei einer Lauffläche wurde im Berührungsbereich zum Klemmkörper jedoch ein Anriss entdeckt, der zum Versagen des Maschinenelementes führte.

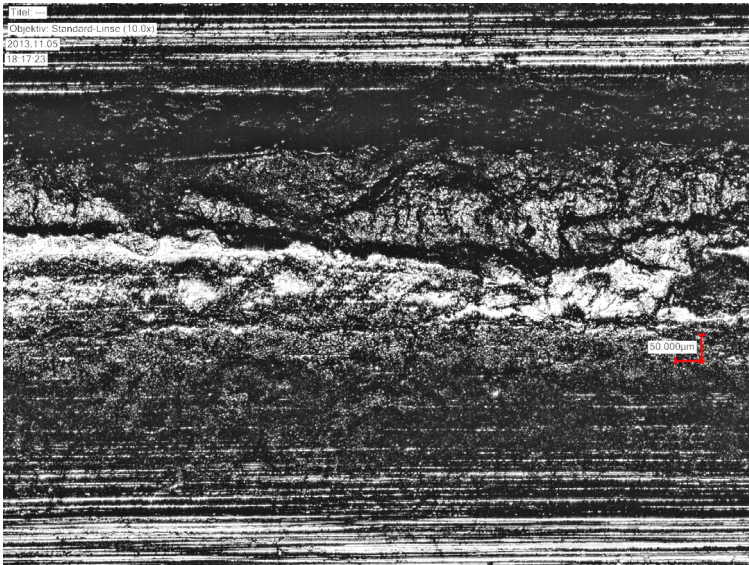


Abbildung 4: Anrissbereich der Freilauffläche als Laserintensitätsbild

Im Laserintensitätsbild (Abbildung 4) sind ebenfalls die zuvor beschriebenen Einglättungen im Berührungsbereich mit dem Klemmkörper zu erkennen. Dominiert wird die Abbildung allerdings von einem tiefen Spalt, dem Anriss, der die Lauffläche durchzieht. Anhand der gemessenen Höhendaten lässt sich ein dreidimensionales Profil der betrachteten Oberfläche erstellen (Abbildung 5), indem sowohl die Neigung der Lauffläche als auch die Dimension des Risses eindrucksvoll wiedergegeben werden.

Mit Hilfe der Auswertsoftware des Messsystems lassen sich auf Grundlage dieses Höhenprofils verschiedene geometrische Messungen durchführen. Durch den Vergleich von Aufnahmen, die beispielsweise vor und nach dem Gebrauch eines Bauteils aufgenommen werden, lassen sich deutlich die Auswirkungen von Verschleiß dokumentieren.

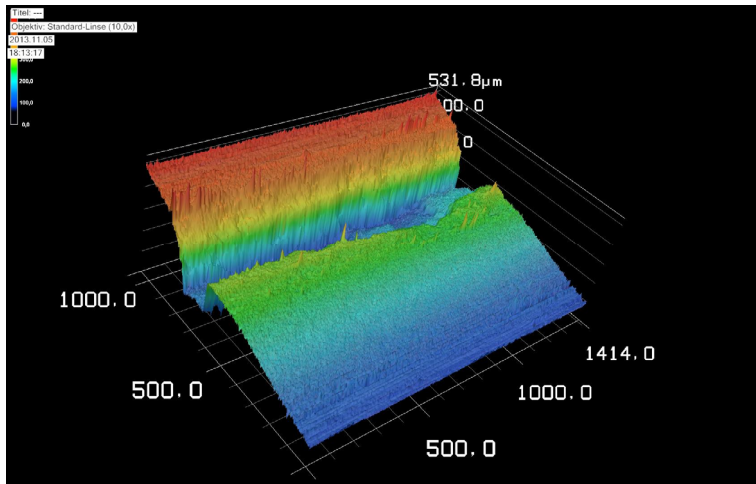


Abbildung 5: Dreidimensionales Höhenprofil der Lauffläche im Bereich der Rissbildung

#### 4 Zusammenfassung

Durch die Beschaffung eines Laser-Scanning-Mikroskops ergeben sich neue Möglichkeiten zur Betrachtung und Analyse technischer Oberflächen. Das Mikroskop soll sowohl in der Forschungstätigkeit als auch in der Lehre eingesetzt werden und hierbei Studierenden bisher nur theoretisches Wissen über Oberflächen praktisch begreifbar machen.

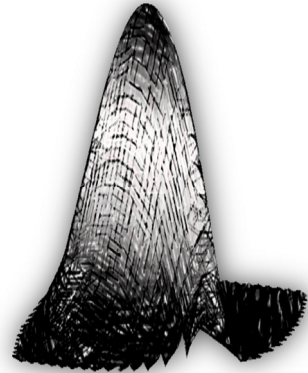
#### 5 Literatur

- /1/ Grote, K.-H.; Feldhusen, J.: *Dubbel : Taschenbuch für den Maschinenbau*. 23. Aufl. Berlin: Springer, 2012
- /2/ Bartel, D.: *Simulation von Tribosystemen : Grundlagen und Anwendungen*. 1. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010
- /3/ Keyence Corporation: *3D Laser Scanning Microscope VK-X100K/x105/X110 VK200K/X210 : User's Manual*, Osaka, Japan

## Der Vollschnierung auf der Spur

Heß, M.

*Der Übergang in die Vollschnierung ist ein besonders wichtiger Betriebspunkt für die erfolgreiche Dimensionierung von Druckkammagerungen. Am IMW werden daher Druckkammgestaltungen untersucht, die eine frühzeitige Trennung der Kontaktpartner gewährleisten – eine messtechnische Aufrüstung des Druckkammprüfstandes gestattet die experimentelle Erfassung des Kontaktabhebens.*



*The transition into full film lubrication is a very important operating point for a successful dimensioning of thrust cone bearings. Hence, different thrust cone designs are examined at the IMW, to assure an early separation of the contacting surfaces – an upgrade of the measurement instrumentation applied to the thrust cone test bench allows the experimental detection of contact lifting.*

### 1 Der Druckkammprüfstand am IMW

Druckkämme sind verzahnungsnahe Axiallager, die in schrägverzahnten Getriebestufen entstehende Axialkräfte direkt zwischen den Getriebewellen kurzschließen, ohne Lasten in stehende Bauteile abzuführen. Seit 2009 existiert am Institut für Maschinenwesen ein Prüfstand zur Untersuchung von Druckkämmen, der bisher vor allem für Untersuchungen zum Versagen von Laufflächen im Mangelschnierungsbereich eingesetzt worden ist. Durch eine Ertüchtigung dieses Prüfstandes ist es nun möglich, auch den Übergang in die Vollschnierung zu bestimmen. Der generelle Aufbau des Zweischeibenprüfstandes wurde bereits von /1/ beschrieben, weshalb hier nur eine kurze Vorstellung der Prüfstandsarchitektur gegeben werden soll, bevor genauer auf die Erweiterung des Messkonzeptes eingegangen wird.

#### 1.1 Allgemeiner Aufbau

Der Druckkammprüfstand am IMW besteht aus zwei separat angetriebenen, parallelen Prüfwellen, von denen eine axial verschiebbar gelagert ist.

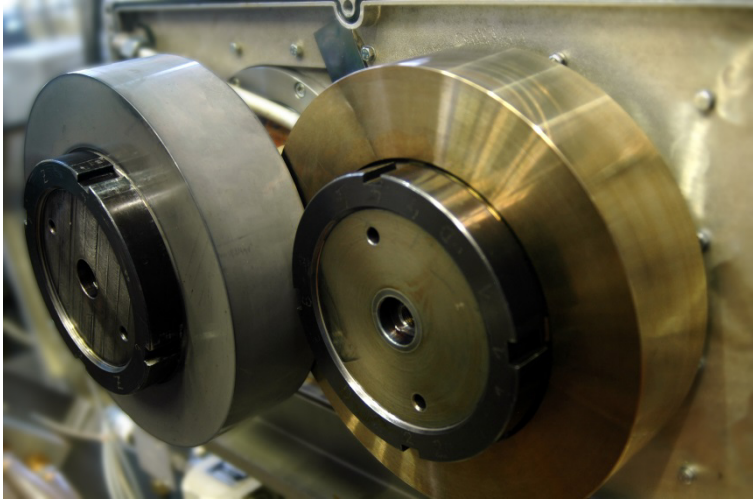


Abbildung 1: Sich leicht überlappende Prüflinge auf dem Druckkammprüfstand des IMW

Auf diesen Wellen werden die Druckkammprüflinge montiert, sodass sich diese stirnseitig leicht überdecken, wie in Abbildung 1 dargestellt.

Über eine Hydraulikmutter kann eine Axialkraft von bis zu 120 kN auf den Kontaktbereich zwischen den Prüflingen aufgebracht werden, durch den separaten Antrieb der Wellen kann ein beliebiges Schlupfverhältnis zwischen den Prüflingen eingestellt werden. Über DMS-Messbrücken auf der Zugwelle (in Abbildung 1 hinten) werden sowohl die den Kontakt belastende Axialkraft, als auch das zwischen den Prüflingen auftretende Reibmoment erfasst.

## 1.2 Kontaktwiderstandsmessung

Bei hydrodynamischen Gleitlagern definiert man den Übergang vom Mischreibungsbereich zur Vollschmierung als den Betriebspunkt, bei dem die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit ausreichend viel Schmierstoff in den Schmierpalt zwingt, um eine vollständige Trennung der Kontaktpartner zu erreichen.

Da ab diesem Betriebspunkt theoretisch keine Festkörperberührung mehr auftritt und die elektrische Leitfähigkeit des Schmierstoffs deutlich höher als die der Festkörper ist, steigt mit Erreichen der Vollschmierung der Übergangswiderstand zwischen den Prüflingen nahezu sprunghaft an.

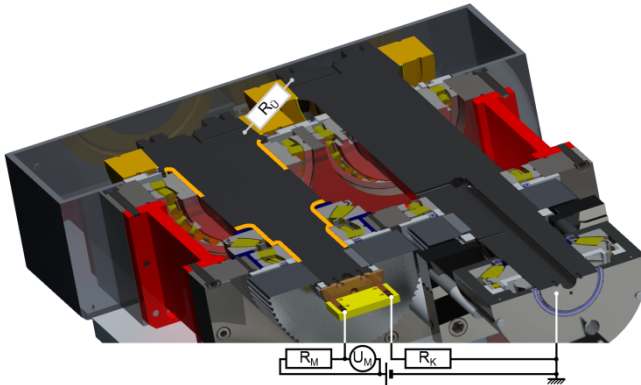


Abbildung 2: Konzept zur Kontaktwiderstandsmessung am Druckkammprüfstand

Um die Änderung des Übergangswiderstandes  $R_U$  messtechnisch erfassbar zu machen, wurde die druckseitige Versuchswelle gegenüber dem Rest des Prüfstandes elektrisch isoliert. Hierfür wurden die in Abbildung 2 orange hervorgehobenen Bereiche der Druckwelle mit einer keramischen Isolationsschicht überzogen. Abbildung 3 zeigt ein auf die ausgebaute Druckwelle montiertes Kegelrollenlager, unter dem die weiße „plasdia“-Aluminiumoxidbeschichtung der Fima LWK-Plasmaceramic GmbH zu erkennen ist.

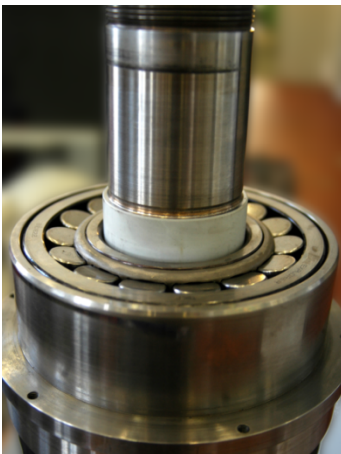


Abbildung 3: Druckwellenlager mit keramisch isoliertem Lagersitz

Mit Hilfe einer Gleichspannungsquelle wird an die isolierte Druckwelle ein elektrisches Potential gegenüber dem geerdeten Prüfstand angelegt. Die Spannungsübertragung auf die drehende Welle erfolgt mittels eines Schleifübertragers, dessen Sinterbronzekontaktpaar federbelastet auf eine an der rückwärtigen Stirnseite der Druckwelle montierte Kupferscheibe drückt. Zwischen Spannungsquelle und Schleifübertrager ist ein bekannter Messwiderstand  $R_M$  eingefügt, über dem die Messspannung  $U_M$  abgegriffen wird. An ein zusätzliches um  $90^\circ$  versetzt angeordnetes Sinterbronzepaar wird ein ebenfalls bekannter Kontrollwiderstand  $R_K$  angeschlossen, der mit der Masseleitung verbunden wird. Werden die Leitungswiderstände vernachlässigt, lässt sich für die Messspannung in Abhängigkeit von der Versorgungsspannung  $U_V$  folgender Zusammenhang formulieren:

$$U_M = U_V \cdot \frac{R_M}{R_M + \left( \frac{1}{R_U} + \frac{1}{R_K} \right)^{-1}} \quad 1.1$$

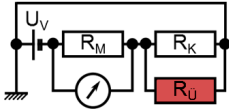
Idealisiert ergeben sich somit drei mögliche Signalsituationen, die mit der Messspannung identifiziert werden können (Abbildung 4 zeigt entsprechende idealisierte Ersatzschaltbilder):

1. Eine vollständige Trennung der Prüflinge durch einen voll entwickelten Schmierfilm lässt den Übergangswiderstand gegen Unendlich ansteigen. In diesem Fall ergibt sich quasi eine Reihenschaltung von Mess- und Kontrollwiderstand. Durch geeignete Wahl der Widerstandsgrößen lässt sich die Messspannung über den Spannungsteiler einstellen.
2. Bei der Berührung der Prüflinge (Mischreibung) geht der Übergangswiderstand zwischen ihnen gegen Null. Wegen dessen Parallelschaltung zum Kontrollwiderstand wird dieser quasi unbedeutend und fast die gesamte Versorgungsspannung fällt über dem Messwiderstand ab. Für diesen Fall ist der Messwiderstand so groß zu wählen, dass er den sich durch die Versorgungsspannung ergebenden Stromfluss ausreichend begrenzt, um eventuelle Beschädigungen der Prüflinge durch den Stromdurchgang zu vermeiden.
3. Eine Störung der Schleifübertragung zwischen Messwiderstand und Druckwelle oder zwischen Druckwelle und Kontrollwiderstand bei gleichzeitiger Vollschmierung unterbrechen den Stromfluss vollständig, weshalb die am Messwiderstand abgreifbare Spannung zu Null wird. Dieser Zustand dient der Selbstüberwachung des Messsystems (speziell der Schleifübertragung). In der praktischen Anwendung zeigte

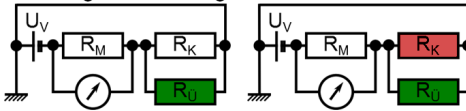


sich, dass nur ein verschwindend geringer Anteil der Messsignale wegen Störungen der Schleifübertragung dieses Messsignal erzeugten.

Fall 1: Vollständige Trennung der Prüflinge



Fall 2: Berührung der Prüflinge



Fall 3: Abgehobener Schleifkontakt

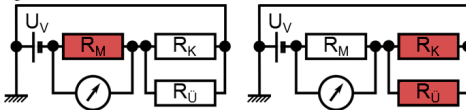


Abbildung 4: Idealisierte Ersatzschaltbilder für die Messung des Kontaktzustandes

## 2 Signalauswertung

Die am Messwiderstand erfasste Spannung wird mit einer Frequenz von 2 kHz aufgezeichnet. Im linken Bereich von Abbildung 5 sind exemplarisch drei gemessene Spannungsverläufe für drei Betriebsituationen aufgezeichnet. In allen drei Situationen wurde dasselbe Prüflingspaar mit derselben Axiallast bei gleichem Schlupfverhältnis belastet. Lediglich die Rotationsgeschwindigkeit der Prüfwellen und damit die für den Schmierfilmaufbau bedeutende hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit wurde variiert. Die Diagramme auf der rechten Seite der Abbildung zeigen das in die drei Fälle klassierte Signal.

Die Zeitverläufe der Messspannung zeigen, dass sich das reale System nicht ganz ideal verhält. Einerseits ergeben sich infolge von Leitungswiderständen, dem Übergangswiderstand des Schleifübertragers und einem nicht völlig sprunghaft ansteigendem Übergangswiderstand zwischen den Prüflingen auch Spannungen, die von den theoretisch berechneten Niveaus abweichen, andererseits zeigt insbesondere die mittlere Messung, dass der reale Kontakt in einigen Belastungssituationen zwischen dem abgehobenen und dem berührenden Zustand pendelt.

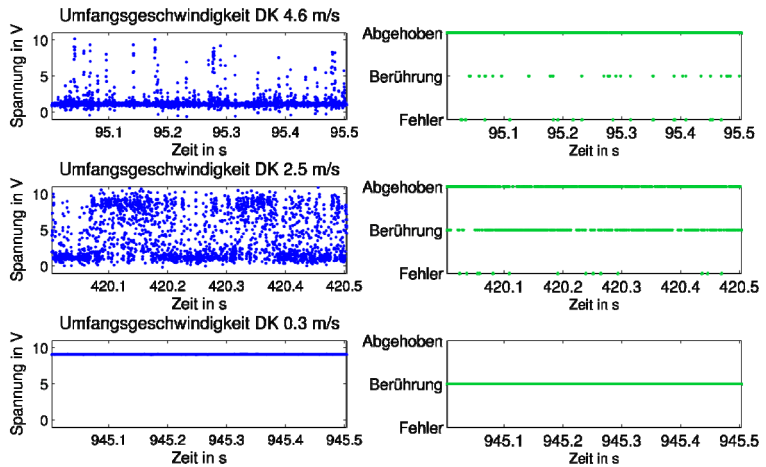


Abbildung 5: Zeitsignal der gemessenen Spannung (links) und klassiertes Signal (rechts) für drei unterschiedliche Lastfälle

Durch eine Klassierung des Spannungssignals über festgelegte Spannungsbereiche lassen sich die Messwerte des realen Signals als Kontaktsituationen interpretieren, wie im rechten Bereich der Abbildung 5 dargestellt. Eine Analyse der Häufigkeit der jeweils in einem Zeitintervall aufgetretenen Kontaktzustände erleichtert die globale Einordnung des Betriebszustandes in die überwiegend aufgetretene Schmierungsituation. Die in Abbildung 6 dargestellten Histogramme zeigen die Häufigkeitsverteilung der Schmierungszustände für die drei Beispielmessungen. Während für den oberen und für den unteren Lastfall schon zuvor sehr eindeutige Interpretationen möglich waren, zeigt sich für den mittleren Lastfall, dass sich dieser bereits die überwiegende Zeit des Versuchs im abgehobenen Schmierungszustand befand.

Um diese Beobachtung in einem quantitativen Kennwert zusammen zu fassen, lässt sich ein Kontaktkoeffizient  $c^*$  als Quotient der Anzahl der im Messzeitraum berührend gewerteten Messpunkte bezogen auf die gültigen Messpunkte (berührend oder abgehoben) definieren:

$$c^* = \frac{N_{\text{berührend}}}{N_{\text{berührend}} + N_{\text{abgehoben}}} \quad 2.1$$

Für die drei Lastfälle ergeben sich entsprechend folgende Kontaktkoeffizienten:  $c^*(4,6 \text{ m/s}) = 0,035$ ;  $c^*(2,5 \text{ m/s}) = 0,365$ ;  $c^*(0,3 \text{ m/s}) = 1,000$ .

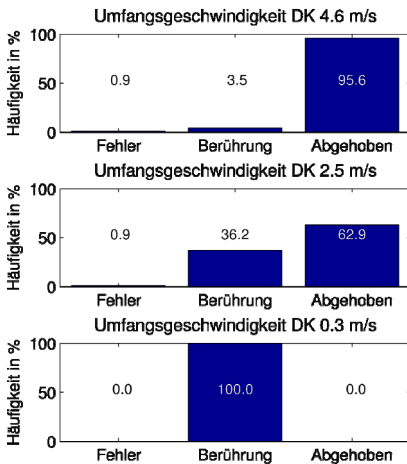


Abbildung 6: Häufigkeitsverteilung der Schmierzustände für die drei Lastfälle aus Abbildung 5

Über den Vergleich dieses Kontaktkoeffizienten lassen sich unterschiedliche Lastzustände am Prüfstand hinsichtlich des aufgebauten Schmierfilmes einordnen. Legt man beispielsweise einen Grenzwert fest, kann dieser als Unterscheidungsmerkmal für die Schmierungsreiche Vollschmierung und Mischreibung angesehen werden. Für die folgenden Betrachtungen wurde der Wert 0,5 festgelegt, das bedeutet, Lastfälle bei denen ein Kontaktkoeffizient unter 0,5 ermittelt wurde, gelten als abgehoben, Betriebszustände mit höheren Kontaktkoeffizienten werden als mischreibungsbehaftet angesehen.

Es ist zwar davon auszugehen, dass die Wahl eines abweichenden Zahlenwertes zu einer Verschiebung der Grenzlinie zwischen diesen Betriebsbereichen führen würde, beachtet man aber, dass es Ziel der Untersuchungen ist, verschiedene Einflussparameter hinsichtlich des Erreichens der Vollschmierung zu bewerten, wird deutlich, dass die genaue Lage der Grenzlinie von untergeordneter Bedeutung ist, solange für den Vergleich aller Untersuchungsparameter dieselbe Grenzlinie als Referenz herangezogen wird.

### 3 Reibungsminima

Trägt man für ein Gleitlager die Reibkraft über der Reibgeschwindigkeit auf so ergibt sich die sogenannte Stribeckkurve. Für hydrodynamische Lager besitzt diese Kurve typischerweise ein Minimum an der Stelle, bei der eine vollständige Trennung der Kontaktpartner durch den Schmierfilm erfolgt.

Mit den im Druckkammprüfstand integrierten Messbrücken für Axialkraft und Reibmoment lassen sich Verläufe des Reibkoeffizienten über der Rotationsgeschwindigkeit aufzeichnen. Abbildung 7 zeigt exemplarisch für verschiedene Untersuchungs geschwindigkeiten bei gleicher Axiallast an einem Prüflingspaar ermittelte Reibwerte. Den Messwerten ist ein idealisierter Verlauf einer Stribeckkurve unterlegt. Die Lage des Minimums kann als zweites Kriterium zur Beschreibung des Vollschrnerungsbeginns herangezogen werden.

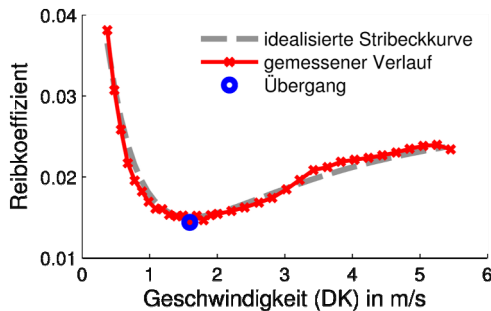


Abbildung 7: Gemessene Reibwerte über der Druckkammgeschwindigkeit

#### 4 Übergangsverhalten

Für ein Prüflingspaar mit einem Kegelwinkel von  $0,75^\circ$  wurde bei einem Schlupfverhältnis von 10% das Übergangsverhalten vom Mischreibungsbereich in die Vollschrnerung experimentell bestimmt. Hierfür wurden auf 15 Axiallaststufen zwischen 2 kN und 30 kN jeweils 35 Drehzahlstufen zwischen 0,4 m/s und 5,6 m/s (Umfangsgeschwindigkeit am mittleren Laufflächendurchmesser des Druckkamms) angefahren. Für jede Axiallaststufe wurden jeweils die Geschwindigkeiten ermittelt, bei denen die gemessene Reibung ihren Minimalwert erreichte und bei der der Kontaktkoeffizient am dichtesten an den Wert  $c^* = 0,5$  heran kam. In Abbildung 8 sind die beiden sich hieraus ergebenden Kennlinien für den Übergang von der Mischreibung zur Vollschrnerung dargestellt. Beide Linien steigen miteinander übereinstimmend mit zunehmender Axiallast an, was bedeutet, dass zum Erreichen der Vollschrnerung bei höheren Kontaktbelastungen größere hydrodynamische Geschwindigkeiten erforderlich sind.

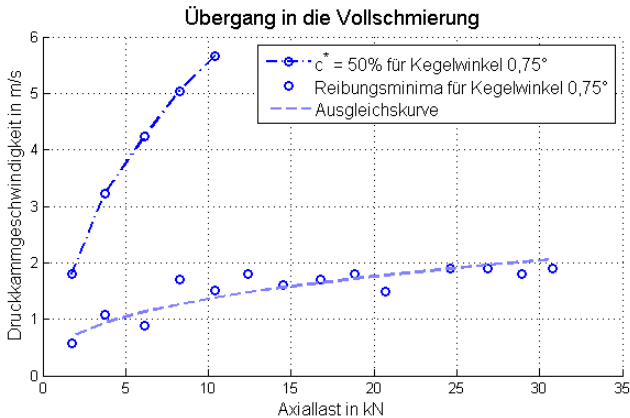


Abbildung 8: Experimentell ermittelte Grenzlinien für den Übergang von Mischreibung und Vollschnierung anhand der Übergangskriterien „minimale Reibung“ und „Kontaktwiderstandskoeffizient“

Die anhand des Kontaktkoeffizienten ermittelte Grenzlinie liegt allerdings bei deutlich höheren Geschwindigkeiten als die über den minimalen Reibkoeffizienten ermittelte und zeigt eine größere Steigung. Das neue Übergangskriterium Kontaktwiderstand kann also als deutlich schärfer hinsichtlich des Erreichens eines ausreichenden Schmierfilms angesehen werden.

Als Ursache hierfür kann das in Abbildung 9 schematisiert dargestellte Phänomen des Kantentragens angesehen werden. In Belastungssituationen, in denen sich bereits weitestgehend ein trennender Schmierfilm entwickelt hat, kommt es nur noch in schmalen Randbereichen der Laufbahn zur Festkörperberührung. Begünstigt wird dieser Effekt durch eine elastische Deformation der Laufflächen infolge des hydrodynamischen Druckbergs. Die über die gesamte Lauffläche gemittelte Reibung erscheint bereits für Vollschnierung charakteristisch, die Festkörperkontakte im Randbereich der Laufbahn sorgen jedoch für einen niedrigen elektrischen Übergangswiderstand zwischen den Kontaktpartnern.

In einer solchen Belastungssituation würden die beiden Kriterien unterschiedliche Ergebnisse liefern. Wegen der geringeren Streuung der Messpunkte und dem Ziel des verschleißfreien Betriebs von Druckkamm-lagerungen scheint das Kontaktwiderstandskriterium eine wertvolle Ergänzung zur Beurteilung von Druckkammversuchen zu sein.

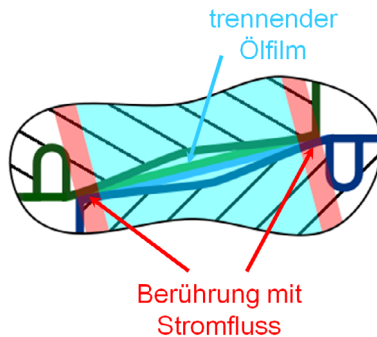


Abbildung 9: Schematisierter Kontaktbereich mit Kantentragen

## 5 Erste Experimente zum Vollschrnerungsbeginn

Basierend auf Simulationsrechnungen wurden verschiedene Einflussparameter untersucht, die den Schmierfilmaufbau in Druckkamm-lagerungen beeinflussen. Ziel der Untersuchungen war es, Parameter zu identifizieren, durch deren geeignete Konfiguration sich eine Druckkamm-lagerung entwerfen lässt, die möglichst frühzeitig, dass bedeutet bereits bei niedrigen Oberflächengeschwindigkeiten, einen ausreichend starken Schmierfilm entwickelt, um die beteiligten Kontaktflächen vollständig zu trennen. Neben den in /2/ beschriebenen Laufflächengeometrieparametern und dem Schlupf zwischen den Kontaktpartnern, ist ein betrachteter Parameter der Kegelwinkel der Laufflächen. In den Simulationsrechnungen zeigte sich, dass sich bei gleicher Axiallast und Rotationsgeschwindigkeit eine Erhöhung des Kegelwinkels negativ auf die zu erwartende Spaltweite auswirkt. Exemplarisch sind in Abbildung 10 die errechneten Spaltweiten für zwei Druckkammgeometrien (Kegelwinkel  $0,75^\circ$  und  $1,00^\circ$ ) in Abhängigkeit von Belastung und Druckkamm-drehzahl dargestellt. Hierbei zeigt sich, dass für alle Belastungspunkte mit dem geringeren Kegelwinkel eine etwas höhere Spaltweite erreicht wurde – die grünliche Fläche liegt etwas über der roten.

Es ließe sich somit aus der Simulation die Schlussfolgerung ableiten, dass ein möglichst geringer Kegelwinkel anzustreben ist. In der praktischen Anwendung stößt man jedoch auf ein Grenzwertproblem: der Kegelwinkel sollte zwar möglichst gering sein, darf jedoch nicht Null werden, da sonst kein Schmierfilmaufbau mehr möglich ist.

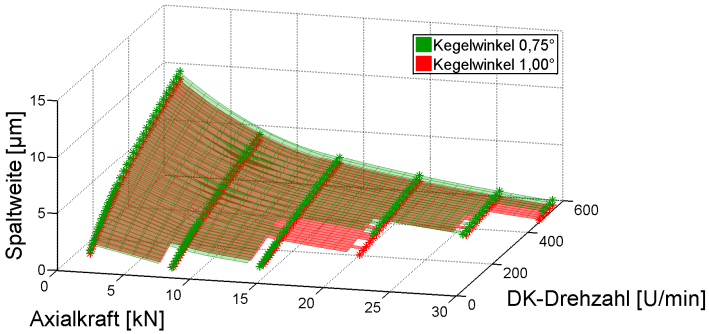


Abbildung 10: Spaltweiten für unterschiedliche Kegelwinkel (Simulationsergebnis)

Für die experimentelle Untersuchung wurde deshalb neben dem „Referenzprüflingspaar“ mit einem Kegelwinkel von 0,75° ein weiteres Prüflingspaar mit einem größeren Kegelwinkel von 1,00° gefertigt. Auf dem Prüfstand wurden auch für dieses Prüflingspaar Grenzlinien für den Übergang in die Vollschmierung ermittelt, in Abbildung 11 sind diese den zuvor für den flacheren Kegelwinkel ermittelten Kennlinien gegenübergestellt.

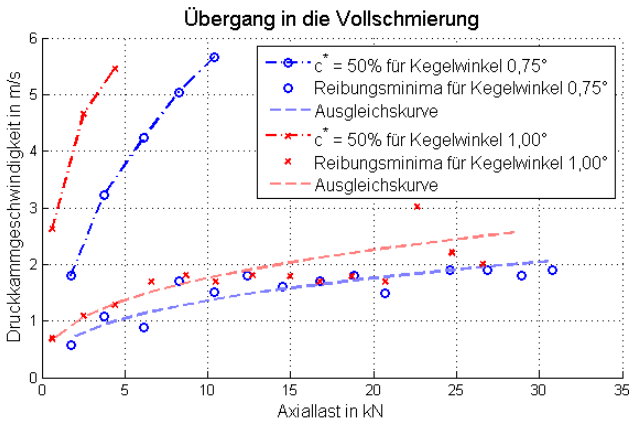


Abbildung 11: Einfluss einer Kegelwinkelvariation auf den Übergang in die Vollschmierung

Es ist deutlich erkennbar, dass für beide Kriterien der Übergang des Prüflingspaares mit größerem Kegelwinkel bei gleicher Axiallast erst bei höheren Geschwindigkeiten erfolgt. Die aus der Simulation entwickelte These des besseren Schmierfilmaufbaus für flachere Kegelwinkel konnte somit für diesen Anwendungsfall experimentell bestätigt werden. In nächster Zeit sind weitere Untersuchungen für die übrigen Parameter vorgesehen, um auch über diese Aussagen treffen zu können.

## **6 Zusammenfassung**

Durch eine keramische Beschichtung der Druckwellenlagersitze konnte der Druckkammprüfstand des IMW um ein elektrisches Messverfahren zur Beurteilung des Schmierungszustandes ergänzt werden. Der Übergangswiderstand zwischen den Prüflingen wird verwendet um ein Abheben der Kontaktpartner zu detektieren. Mittels Simulationsuntersuchungen wurden Gestaltungsparameter ausgewählt, die den Schmierfilmaufbau in Druckkamm Lagerungen begünstigen sollen. In ersten experimentellen Untersuchungen konnten aus der Simulationsrechnung abgeleitete Trends am Prüfstand bestätigt werden.

## **7 Literatur**

- /1/ Thoden, D.; Neuer Prüfstand für Verschleißuntersuchungen an Druckkämmen. In: Lohrengel, Armin (Hrsg.): Institutsmitteilung 34 (Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen). Clausthal-Zellerfeld, 2009, S. 115-118
- /2/ Lohrengel, A.; Heß, M.; Verbesserung des Tragfilmaufbaus in Druckkamm Lagerungen durch Anpassung der Laufflächengeometrie; In: Gleit- und Wälzlagerungen : Gestaltung, Berechnung, Einsatz mit Fachausstellung ; Schweinfurt, 23. und 24. April 2013. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2013 (VDI-Berichte, 2202). ISBN 978-3-18-092202-7, S. 367-370



## Neues von der Institutsprüftechnik

Schäfer, G.

*Die Prüftechnik ist eine wesentliche Aktivität am IMW. Um aktuelle Fragestellungen präzise und schnell beantworten zu können wurde im vergangenen Jahr in Geräte zur Härteprüfung und Tieftemperaturprüfung investiert.*

*Experimental investigations are a fundamental work besides the numerical simulation. IMW invested in the last year in different facilities for surface and hardness analysis and a cryogenic chamber.*



### 1 Einleitung

Das Institut für Maschinenwesen (IMW) ist seit vielen Jahren mit der Kombination aus numerischer und experimenteller Untersuchung, zum Betriebs- und Verschleißverhalten von Maschinenelementen z.B. Zahnwellen, Seiltrommeln, Druckkammlagern und Freiläufen, zur Körperschalldiagnose von Antriebs-elementen und anderen Strukturbauteilen, sowie bei der Produktentwicklung verfahrenstechnischer Maschinen erfolgreich tätig. In dem sich neigenden Jahr konnten Erweiterungen um zwei leistungsfähige Computerserver für die numerischen Berechnungen und 18 Trägerfrequenzmesskanäle sowie 12 Telemetriekanäle für die experimentelle Analyse beschafft werden. Darüber hinaus konnten aber auch neue Analysesysteme zur Vervollständigung unseres Untersuchungsspektrums angeschafft werden. Dazu gehört ein Laser-Scanning-Mikroskop, siehe Seite 115, ein mobiles Ultraschall-Härteprüfer und ein Tieftemperatur-Materialprüfschrank.

### 2 Ultraschall-Härteprüfgerät

Mit der Beschaffung des Härteprüfgeräts wurden folgende Ziele verfolgt: Es sollte unsere Mitarbeiter bei der Bearbeitung ihrer Forschungsprojekte z.B. im Bereich der Welle-Nabe-Verbindungen bei der Kennwertermittlung an den einzelnen Prüfteilen unterstützen. Die Frage nach tatsächlich erreichten Oberflächenhärten und den sich daraus ergebenden Einflüssen auf Kerbwirkungszahlen ist mit den üblichen Streubereichsangaben nicht mehr befriedigend interpretierbar. Ein weiteres Ziel war es auch unsere Studierenden mit einer praktikablen Methode der Werkstoffprüfung und den daraus ableitbaren Werk-

stoffkennwerten im Rahmen von Labor- und Abschlussarbeiten vertraut zu machen. Um den Aufwand der Probenvorbereitung möglichst gering zu halten, sollte ein mobiles Härteprüfgerät gewählt werden. Die Wahl fiel schließlich auf ein UCI (Ultrasonic-Contact-Impedance) Härteprüfgerät, das sich speziell für mobile Messungen und einen sehr weiten Anwendungsbereich bezüglich Bauteilmasse und Bauteilform eignet. Die schlanke Messsonde gestattet Messungen an den Flanken von Zahnrädern und Zahnwellen.

In der Messsonde schwingt ein Stab mit Eigenfrequenz im Ultraschallbereich. Am unteren Ende ist eine Vickersdiamantspitze. Beim Aufsetzen dringt diese Spitze minimal in die Bauteiloberfläche ein und der Stab wird dadurch an die Bauteilmasse angekoppelt. Abhängig von der Eindringtiefe/Härte wird die Stabschwingung messbar gedämpft.

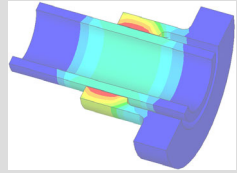


Abbildung 1: Ultraschall-Härteprüfgerät alphaDUR II

### 3 Tieftemperatur-Materialprüfschrank

Das Verschleiß- und Gestaltfestigkeitsverhalten von Welle-Nabe-Verbindungen, besonders im geschmierten oder beschichteten Zustand hängt stark von der Einsatztemperatur ab. Um solche Untersuchungen intensiver durchführen zu können wurde der im Beitragstitel oben rechts dargestellte Tieftemperatur-Materialprüfschrank MKT 115 beschafft, der bei einem Prüfvolumen von 115 Liter einen Temperaturbereich von  $-70^{\circ}\text{C}$  bis  $180^{\circ}\text{C}$  mit einer mittleren Aufheizgeschwindigkeit von  $5,3\text{ K/min}$  und Abkühlgeschwindigkeit von  $4,2\text{ K/min}$  erlaubt. Für Antriebstechnikuntersuchungen verfügt er über beidseitige Wellendurchführungen bis  $50\text{ mm}$  Durchmesser.

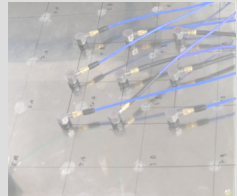
Konstruktion und Berechnung von  
Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und  
rechnerunterstützte Produktentwicklung



Systementwicklung, Versuchstechnik und  
Maschinenakustik



Hochschule und Kontakte





# On the Influence of Graphite Electrodes in Sinking EDM of Ti6Al4V Alloy

Armorim, F.; Torres, R; Soares, P. C.; Laurindo, C.

**Abstract.** Titanium alloys have an increasing application in industrial environment due to their excellent properties of high resistance to corrosion, resistance to high temperatures, low specific density and mechanical strength similar to steel. These characteristics make titanium alloys widely used in the aerospace and biomedical fields. However, titanium and its alloys have high chemical reactivity with most of the cutting tools. It marks these alloys as difficult to be worked by conventional machining processes. Electrical Discharge Machining (EDM) emerges as an alternative to machining of these materials. This work investigated the performance of special grades of graphite as electrodes when EDMing Ti6Al4V under three different regimes. The main influences of electrical parameters are discussed for material removal rate, volumetric relative wear and roughness. This work contributes with an understanding of economic conditions for EDMing of Ti6Al4V alloy using special graphite electrodes.

## NOMENCLATURE

$\tau$  – duty factor (  $t_i / t_p$  ) [ $\mu\text{s}$ ]

$\vartheta$  – volumetric relative wear (  $V_e / V_w$  ) [%]

$\hat{u}_i$  – open circuit voltage [V]

$t_e$  – average discharge voltage [V]

$t_d$  – ignition delay time [ $\mu\text{s}$ ]

$t_e$  – discharge duration [ $\mu\text{s}$ ]

$t_i$  – pulse duration (  $t_d + t_e$  ) [ $\mu\text{s}$ ]

$t_0$  – pulse break time [ $\mu\text{s}$ ];

$t_p$  – pulse cycle time (  $t_i + t_0$  ) [ $\mu\text{s}$ ]

$i_e$  – discharge current [A];

$V_w$  – material removal rate [ $\text{mm}^3/\text{min}$ ]

$V_e$  – electrode wear rate [ $\text{mm}^3/\text{min}$ ]

$W_e$  – discharge energy (  $\bar{u}_e \cdot i_e \cdot t_e$  ) [J]

## 1 INTRODUCTION

Titanium alloys are widely used for aerospace components, medical and dentistry implants and instruments, power generation and chemical processing applications among other industrial fields. This extensive usage is related to the properties of low density, very high strength-to-weight ratio, high temperature and corrosion resistance, as well as biocompatibility. Compared to other special alloys, titanium alloys have much more applications in the industry as pointed out by Gu *et al.* (2012).

However, titanium and its alloys are very expensive when compared to other materials for the same applications. In part, this is due to several factors, as for instance the complexity of extraction process, difficulty of melting and problems related to the production of raw industrial shapes as remarked by Suzuki *et al.* 1999. Some other constraints are related to machining and other manufacturing processes. Near-net-shape manufacturing processes (e.g. isothermal forging and powder metallurgy) were introduced to reduce manufacturing costs of titanium components. Nevertheless, most titanium alloy parts for several applications are produced by conventional machining processes: drilling, milling, turning and grinding as previously reported by Ezugwu and Wang (1997).

Ezugwu *et al.* (2003) reported that titanium alloys are usually considered as a difficult-to-machine material due to several titanium alloys characteristics. They remark some common failure manners as being notching at the tool nose, flank and crater wear, chipping and catastrophic cutting tool failure. The low thermal conductivity of the titanium increases considerably the temperature at the part/cutting tool interface, which weakens the cutting edge reducing the tool life. It makes the majority of commercially cutting tools to be used only at moderate cutting speed conditions (Wang *et al.* 2005). Titanium is also chemically reactive with the most cutting tools, which facilitates the adhesion of material on the tool during machining, promoting accelerated tool wear. Furthermore, the high strength and low elasticity modulus of titanium alloys at high temperatures promote the welding of the workpiece to the tool cutting edge, which forms unstable built-up edge deteriorating the machined surfaces and worsening the components surface integrity as presented by Hartung *et al.* (1982).

Superior cutting tool materials as for example CBN and PCBN have been used to produce high quality parts at higher cutting speeds (Zoya and Krishnamurthy, 2000) as well as polycrystalline diamond (Oosthuizen *et al.* 2011). Other special techniques such as ramping or taper turning and rotary machining together with the application

of high pressure coolant, cryogenic cooling and minimum quantity of cooling lubricant (MQL) have been explored by researchers (Ezugwu *et al.* 2003), but all of them presenting limited success (Gu *et al.*, 2012). Alternatively, non-conventional machining processes can be used as different methods to improve the machining performance of the titanium alloys, where among these emerges the electrical discharge machining (Kibria *et al.*, 2010).

The electrical discharge machining (EDM) is a non-conventional machining process that uses the conversion of electrical energy into thermal energy to remove material from the workpiece. The EDM efficiency depends fundamentally on the thermophysical properties of the electrode tool and the workpiece to be machined. Thus, the erodibility of a material shows very little dependence of its mechanical properties, as opposed to conventional machining techniques. As presented by Abbas *et al.* (2007) and Ho and Newman (2003), the EDM process have been applied in the machining of ferrous and non-ferrous alloys, electrical conductive ceramic materials, composite materials and special alloys. They also remark that nowadays the main areas of EDM research worldwide are still related to topics such as process performance parameters, process control and monitoring techniques and workpiece surface integrity, among others. Hasçhk e Çaydas (2007) highlight that there is a relatively lack of research in EDM of titanium alloys concerning parameter settings optimization for different electrode materials as well as studies on aspects of surface integrity characteristics. Lately, Gu *et al.* (2012) also remarked that efficient and economical machining of titanium alloys continues to attract the interest of industry and academia researchers.

Based on the aforementioned arguments, the present work investigated the influence of EDM electrical parameters when machining Ti6Al4V alloy using three special grades of graphite as electrode material under different regimes. The process performance was evaluated and discussed for material removal rate, volumetric relative wear and roughness. This work contributes with an understanding of economic conditions for ED-Machining of Ti6Al4V alloy using special graphite electrodes.

## **2 SOME THEORETICAL EDM BACKGROUND**

This section presents information related to EDM material removal mechanism in order to enlarge the understanding of the experimental methodology proposed in this study and discussion of the results achieved. From investigations of DiBitonto *et al.* (1989), Mukund *et al.* (1989), Eubank *et al.* (1993), König & Klocke (1997), Kunieda *et al.* (2005), and many other researchers, the material removal in electrical

discharge machining is associated with the erosive effect produced when spatially and discrete discharges occur between two electrical conductive materials. Sparks of short duration, ranging from 0,1 to 4000  $\mu\text{s}$ , are generated in a liquid dielectric working gap separating the electrode and the workpiece (10-1000 $\mu\text{m}$ ). The discharge energy  $W_e \approx u_e \cdot i_e \cdot t_e$  [J] released by the generator is responsible to melt a small quantity of material of both electrode and workpiece by conduction heat transfer. Subsequently, at the end of the pulse duration, a pause time begins and the melted pools are removed by forces which can be of electric, hydrodynamic, thermodynamic and spalling nature.

Figure 1 (A) briefly presents the phases of a discharge in EDM process and Fig.1 (B) shows the concept of EDM. The first phase is the ignition phase which represents the lapse corresponding to the occurrence of the breakdown of the high open circuit voltage  $\hat{u}_i$  applied across the working gap until the fairly low discharge voltage  $u_e$ , which normally ranges from 10 to 40 V. This period is known as ignition delay time  $t_d$  [ $\mu\text{s}$ ]. The second phase, which instantaneously occurs right after the first one, when the current rapidly increases to the discharge current  $\hat{i}_e$  [A], is the formation of a channel of plasma surrounded by a vapor bubble. The third phase is the discharge phase, when the channel of plasma of high energy and pressure is sustained for a period of time  $t_e$  [ $\mu\text{s}$ ] causing melting and evaporation of small amounts of material in both electrode and workpiece. The fourth, and last one phase, is the collapse of the channel of plasma caused by turning off the electric energy, which causes the molten material to be violently ejected. At this time, known as interval time  $t_o$  [ $\mu\text{s}$ ], a part of the molten and vaporized material is flushed away by the flow of the dielectric fluid across the gap and the rest is solidified in the recently formed crater and surroundings. During the interval time  $t_o$  also occurs cooling of electrode/workpiece and de-ionization of the working gap, necessary to promote an adequate dispersion of successive discharges along the surfaces of the electrode and the workpiece. This process continues until the geometry of the part is completed. Considering the aforementioned EDM phenomenon an asymmetric material removal of the electrode and the workpiece can be achieved by the appropriate choice of electrical parameters, electrode polarity, type of working gap flushing, planetary movement of the electrode and thermophysical properties of electrode/workpiece materials.



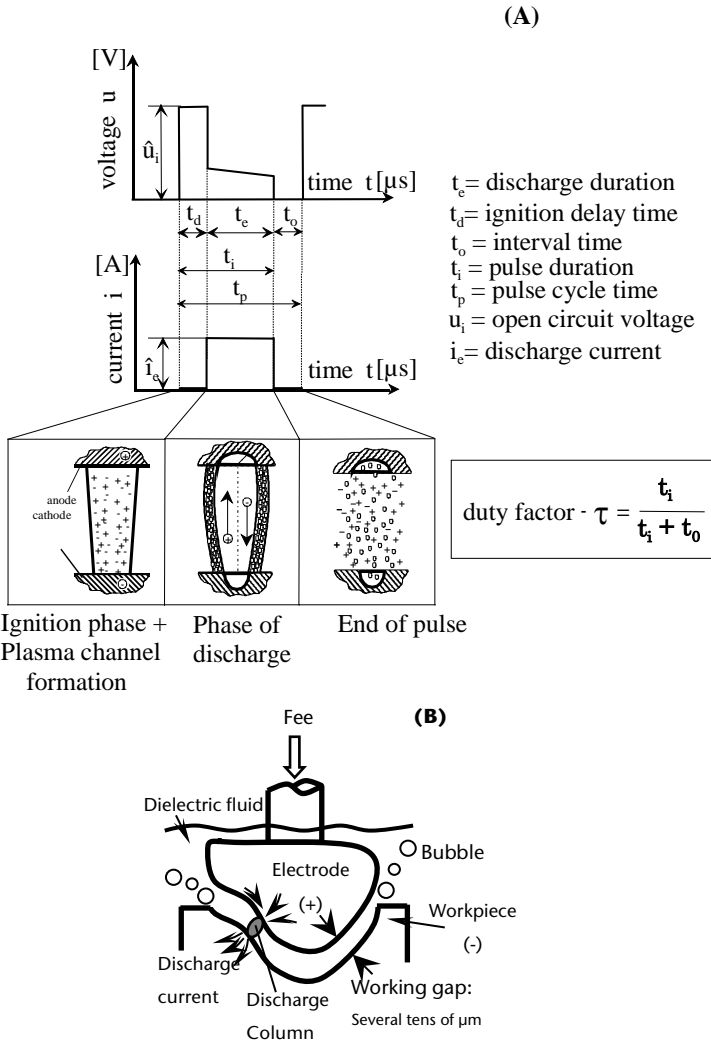


Figure 1: (A) Schematic representation of the phases of an electric discharge in EDM and the definition of duty factor  $\tau$  and (B) the concept of EDM phenomenon.

According to Amorim & Weingaertner (2002) another EDM variable strictly associated to the electrical parameters and that influences on the machining characteristics is the duty factor  $\tau$ , illustrated in Fig.1.

The duty factor can affect the material removal rate  $V_w$ , the volumetric relative wear  $\mathcal{G}$  and the workpiece surface roughness  $R_a$ . The duty factor  $\tau$  is the ratio between the pulse duration  $t_i$  and the pulse cycle time  $t_p$  ( $t_i + t_o$ ). The value of duty factor  $\tau$  should be chosen as high as possible. The usual procedure to increase the value of  $\tau$  is by reducing the pulse interval time  $t_o$  and keeping the pulse duration  $t_i$  constant. This procedure leads to the increase of discharge frequencies promoting better rates of  $V_w$  and lower values of  $\mathcal{G}$ . An important aspect regarding the choice of high values of  $\tau$  is associated with the elevation of the contamination concentrated in the working gap. According to Schumacher (1990) some concentration of sub-microscopic particles, fibers or moisture drops in the working gap can reduce the ignition delay time  $t_d$ . It happens because these particles arrange themselves in such a way that a kind of a bridge occurs intensifying the electric field. This then quickly fires another discharge. On the other hand very high values of duty factor  $\tau$  is responsible to promote many short-circuits and arc-discharges causing low values of  $V_w$  and high levels of  $\mathcal{G}$ . In current practice of EDM of metal alloys conservative decisions are taken to gain safer machining performance. This means the use of duty factor  $\tau = 0,5$  ( $t_i = t_o$ ) in order to avoid short-circuit, arc-discharges and good flushing conditions. For duty factor higher than 0,5 ( $t_i > t_o$ ) the machining conditions might become worse and arcing damages can occur. Values of duty factor lower than 0,5 ( $t_i < t_o$ ) lead to low machining rate. In the present work the duty factor of  $\tau = 0,5$  was then used.

### 3 EXPERIMENTAL METHOD AND PROCEDURES

Figure 2 shows the schematic methodology designed for the experiments followed by the materials and equipment.

(i) EDM machine: a Charmilles ROBOFORM 30 CNC machine equipped with an isoenergetic generator, which means that it is possible to set the energy  $W_e$  supplied to the working gap during a spark ( $W_e = u_e \cdot i_e \cdot t_e$  [mJ]), was employed.

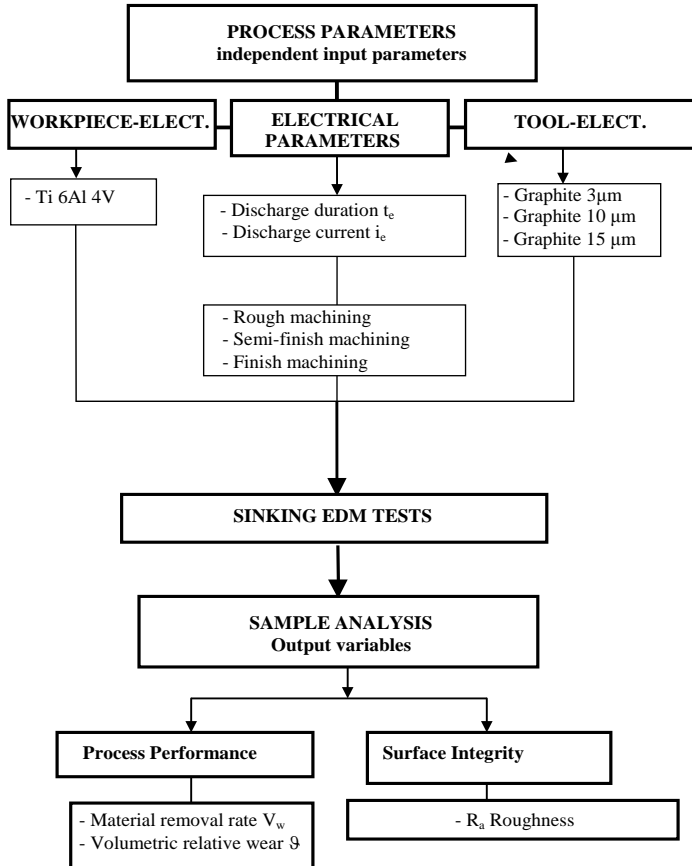


Figure 2: Schematic methodology for the experiments, presenting input variables and output EDM performance variables evaluated.

(ii) *Tool-electrode*: cylindrical bars of 3 special grades of graphite (Tab. 1), manufactured by SGL Carbon Group (Germany) were used. Electrodes were machined with 20 mm outer diameter and 4 mm central hole for pressure flushing. The electrodes were mounted axially in line with the workpiece samples. A hydrocarbon dielectric fluid with viscosity at 40°C of 3 cSt, flash point of 125°C, density of

0,783 g/ml and 0,3% of aromates was injected through the central hole with pressure of 0.01 MPa.

Table 1: Physical and mechanical properties of the special graphite (thin, super-thin and ultra-thin).

<b>Particle size</b>	<b>µm</b>	<b>15</b>	<b>10</b>	<b>3</b>
Classification		Thin	Super-thin	Ultra-thin
Density	g/cm <sup>3</sup>	1.72	1.77	1.88
Open porosity	%	15	13	10
Pore diameter	µm	2	1.5	0.6
Permeability	X10 <sup>-2</sup> cm <sup>2</sup> /seg	15	10	1
Hardness		80 HR10/100	70 HR5/100	110 HR5/100
Bending strenght	N/mm <sup>2</sup>	45	50	85
Elasticity	kN/mm <sup>2</sup>	10.5	10.5	13.5
Resistivity	µΩm	12	14	13
Thermal conductivity	Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	90	80	100
Thermal expansion	X10 <sup>-6</sup> /K	2.9	3.9	4.7
Ash content	ppm	200	200	200

(iii) Workpieces: Specimens of titanium alloy Ti6Al4V (chemical composition: 6% Al, 4% V, 0,3% Fe, 0,2%, 0,10% C, 0,05% N, remainder Ti) with dimensions 25 X 25 15 mm were cut by wire EDM (Charmilles ROBOFIL 290) with a surface roughness of  $R_a = 1.0 \mu\text{m}$ . Table 2 presents the physical and mechanical properties of the samples.

Table 2: Physical and mechanical properties of Ti6Al4V.

Density	g/cm <sup>3</sup>	4.42
Melting point	°C	1649
Specific heat	J/Kg. °C	560
Electric resistivity	Ohm.cm	170
Thermal conductivity	W/m.K	7.2
Yield strength	MPa	897 – 1000
Modulus of elasticity	GPa	114
Hardness	HR <sub>C</sub>	36

(iv) Electrical EDM parameter settings: Three regimens of machining for roughing, semi-finish and finish were carried out as shown in Tab.3. For each test condition three repetitions were applied and no significant changes in performance were observed. The duty factor  $\tau$  was maintained at 0,5 to provide adequate flushing of debris away from the working gap. The electrodes were negatively charged for the main experiments, because during the pilot tests with positive electrodes it was observed low workpiece material removal due to formation of oxidized layers on the surface of Ti6Al4V workpiece samples. A 45 min machining time for each regime were applied in order to properly quantify the material removal rate  $V_w$  [mm<sup>3</sup>/min] and the volumetric relative wear  $\mathcal{Q}(V_e / V_w)$  [%].

Table 3: Electrical variables used for the EDM experiments.

Regime	$i_e$ [A]	Graphite particle size [ $\mu\text{m}$ ]	$t_e$ [ $\mu\text{s}$ ]	$t_0$ [ $\mu\text{s}$ ]	$\hat{u}_i$ [V]	Electrode polarity
Finish	3	3; 10; 15	6,4; 12,8; 25; 50; 100	6,4; 12,8; 25; 50; 100	160	Negative
Semi- finish	12	3; 10; 15	6,4; 12,8; 25; 50; 100	6,4; 12,8; 25; 50; 100	120	Negative
Rough	32	3; 10; 15	12,8; 25; 50; 100; 200	12,8; 25; 50; 100; 200	80	Negative

The precise quantification of the material removal rate  $V_w$  and volumetric relative wear  $\vartheta$  was possible using a precise scale (resolution of 0,0001 g) to weigh the electrode and workpiece samples before and after each EDM experiment. It is important to mention that during the EDM process the graphite electrodes can absorb some quantity of the dielectric fluid because of their porosity. A drying period was carried out to minimize any error when measuring the electrodes masses. As for that, the electrodes were kept in a furnace at 150°C for 24 hours before and after each EDM experiment. By using the density of the materials, the volume of the material removed was accurately calculated.

#### **4 RESULTS AND DISCUSSION**

The results of material removal rate  $V_w$  against the variation of discharge duration  $t_c$  for finishing, semi-finishing and roughing regimes using thin [15  $\mu\text{m}$ ], super-thin [10  $\mu\text{m}$ ] and ultra-thin [3  $\mu\text{m}$ ] graphite electrode's particles sizes are summarized in Fig.3. It shows that the graphite electrode with 10  $\mu\text{m}$  particle size provided the best values of material removal rate  $V_w$  for all regimes. A possible explanation lies in the fact that increasing the graphite particle size from 3 to 10  $\mu\text{m}$  increases the detachment of tiny graphite particles from the electrode by spalling effect, right after the plasma channel collapse. These particles then collide into the melted pool on the workpiece, assisting the ejection of melted material after the energy is turned off and the dielectric fluid flushes the debris away from the working gap.

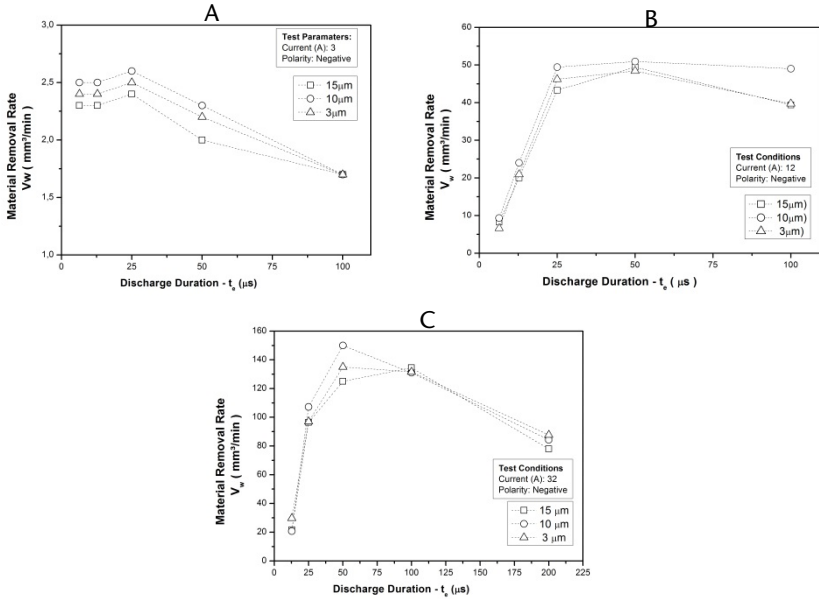


Figure 3: Results of material removal rate  $V_w$  for three particle sizes of graphite under EDM regimes: (A) finishing, (B) semi-finishing and (C) roughing.

The increase of graphite particle sizes from 10 to 15  $\mu\text{m}$  does not cause improvement of material removal rate  $V_w$ , but instead it lowers the  $V_w$  attained. It might be suggested to spalling detachment of grosser tiny particles at excessive amounts that obstruct the working gap and hinders the flushing of debris away. It then promotes overcontamination of the gap, which ends up forming arcing and short circuits, decreasing the values of  $V_w$  as can be seen in Fig. 3 regardless the discharge current  $i_e$  applied (3, 12, 32 A).

Additionally, it can be noticed from Fig.3 that, no matter the particle size of the graphite electrode, as the discharge duration  $t_e$  increases, regardless the value of discharge current  $i_e$ , the rate  $V_w$  also increases up to a maximum value for a specific optimum  $t_e$ . The highest material removal rate  $V_w$  is approximately of 150  $\text{mm}^3/\text{min}$  for  $i_e = 32$  A to the optimum  $t_e = 50$   $\mu\text{s}$  using the 10  $\mu\text{m}$  graphite particle size. After this point  $V_w$  starts to decrease. It arises from longer discharge duration  $t_e$  that diminishes the pressure and energy of the plasma channel

over the molten material of the electrode and the workpiece. As a consequence, process instability in the form of short circuits and arc-discharges takes place lowering the material removal rate  $V_w$ . This behavior is also observed for the other current discharges applied ( $i_e = 3$  and  $12$  A) using  $15$  and  $3$   $\mu\text{m}$  graphite particle sizes, where the maximum values of  $V_w$  were for  $t_e = 25$   $\mu\text{s}$ .

It is noteworthy that a black film on the surface of the samples was observed for the experiments with graphite electrodes of  $15\mu\text{m}$  for any value of discharge duration  $t_e$  and discharge current  $i_e$ . This is likely to be due to grosser graphite particles detached from the electrode, which was not properly evacuated out of the gap. These particles then deposited over Ti6Al4V workpiece surface.

The volumetric relative wear  $\vartheta$  represents the ratio between the electrode wear rate  $V_e$  [ $\text{mm}^3/\text{min}$ ] to the workpiece material removal rate  $V_w$  [ $\text{mm}^3/\text{min}$ ]. The results of  $\vartheta$  [%] as a function of discharge duration  $t_e$  for currents  $i_e = 3$ ,  $12$  and  $32$  A are shown in Fig. 4. The lowest value of  $\vartheta$  of about 15% was reached for  $32$  A ( $t_e = 50$   $\mu\text{s}$ ) employing  $3$   $\mu\text{m}$  graphite particle size, a little lower than that for  $10$   $\mu\text{m}$  graphite electrode. When ED-Machining with discharge current  $i_e = 3$  and  $12$  A the values of  $\vartheta$  were respectively around 60% and 23% for the optimum discharge duration  $t_e = 25$   $\mu\text{s}$ . It is important to remark that for discharge durations  $t_e$  higher than the optimum values the volumetric relative  $\vartheta$  ( $V_e/V_w$ ) increases. This is induced by the decrease of the material removal from the workpiece owing to longer discharge duration  $t_e$ . For values of  $t_e$  higher than the optimum the forces generated by the plasma channel collapse is not enough to properly expulse the debris, which afterwards end up solidifying on the recently formed crater and surroundings.



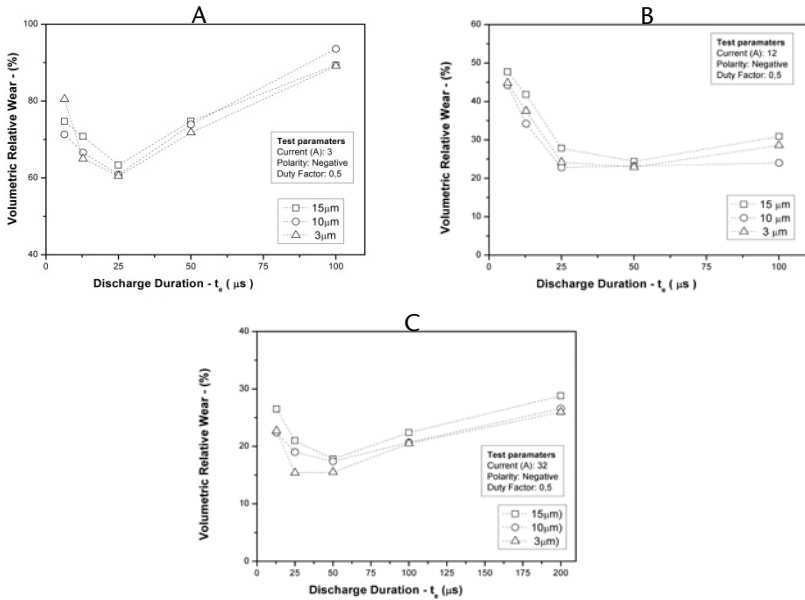


Figure 4: Results of volumetric relative wear  $\eta$  [%] for three particle sizes of graphite under EDM regimes: (A) finishing, (B) semi-finishing and (C) roughing.

Figure 5 depicts the surface roughness  $R_a$  for finishing ED-Machining conditions. It can be clearly seen the best  $R_a$  around  $2,2 \mu\text{m}$  achieved for 3 and  $10 \mu\text{m}$  graphite electrodes' particle sizes at  $6,4 \mu\text{s}$  discharge duration  $t_e$ , which is better than that ( $R_a = 3,1 \mu\text{m}$ ) for the optimum  $t_e = 25 \mu\text{s}$ . It possibly lies on the increase of energy ( $W_e \approx u_e \cdot i_e \cdot t_e$ ), delivered to the plasma channel, that melts more material producing larger and deeper craters on the surface up to the optimum discharge duration  $t_e$ . Beyond such  $t_e$  the plasma channel becomes unstable, promoting reduction of material removal rate because the molten material is not adequately ejected and flushed from the gap. The larger and non-uniform debris are then laid on the surface increasing the roughness (e.g. from  $t_e = 25 \mu\text{s}$  to  $100 \mu\text{s}$ ).

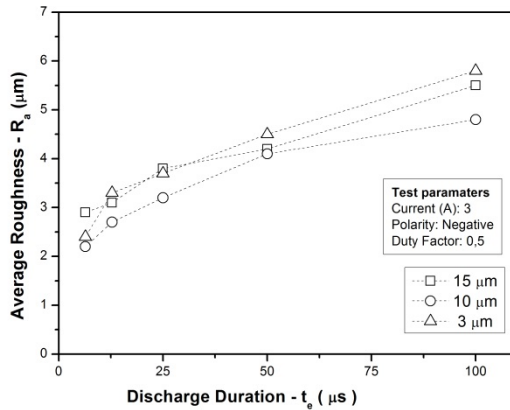


Figure 5: Surface Roughness  $R_a$  for finishing ED-Machining ( $i_e = 3$  A) using thin [15  $\mu\text{m}$ ], super-thin [10  $\mu\text{m}$ ] and ultra-thin [3  $\mu\text{m}$ ] graphite electrode's particles sizes.

## 5 CONCLUSIONS

The present work investigated the influence of EDM electrical parameters when machining Ti6Al4V alloy using three special grades of graphite as electrode material under different regimes. The best results for material removal rate and volumetric relative wear were obtained with the graphite electrode of 10  $\mu\text{m}$  particle size and negative polarity. The use of a positive electrode, despite the graphite particle size, promoted very low material removal rate due to formation of oxides on the Ti6Al4V workpiece samples, which inhibited the breakdown of open circuit voltage. A black film adhered on the workpiece surface was observed when using 15  $\mu\text{m}$  graphite electrode for all the EDM regimes experimented. The best value of roughness  $R_a$  approximately 2,2  $\mu\text{m}$  was obtained for machining with the graphite electrode of 10  $\mu\text{m}$  particle size with discharge duration  $t_e = 6,4$   $\mu\text{s}$  and discharge current  $i_e = 3$  A. The price for graphite material raises considerably as the particle sizes diminishes. Regardless the ED-Machining regime (rough, semi-finish and finishing) and the graphite particle size (15, 10 and 3  $\mu\text{m}$ ) an adequate cost-benefit ratio for ED-Machining of Ti6Al4V is the use of 10  $\mu\text{m}$  graphite.

## 6 REFERENCES

- /1/ Abbas, N. M., Solomon, D. G. and Bahari, M. F., 2007, "A review on current research trends in electrical discharge machining (EDM)", *International Journal of Machining Tools and Manufacture*. Vol. 47, p. 1214-1228.
- /2/ Amorim, F. L., Weingaertner, W. L., 2002, "Influence of Duty Factor on the Die-Sinking Electrical Discharge Machining of High-Strength Aluminum Alloy under Rough Machining", *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences*, Vol. 24, p. 194-199.
- /3/ DiBitonto, D. D., Eubank, P. T., Patel, M. R. and Barrufet, M.A., 1989, "Theoretical models of the electrical discharge machining process I: a simple cathode erosion model", *Journal of Applied Physics*, Vol. 66 9, p. 4095-4103.
- /4/ Eubank, P. T., Patel, M. R., Barrufet, M.A. and Bozkurt, B., 1993, "Theoretical models of the electrical discharge machining process III: the variable mass, cylindrical plasma model", *Journal of Applied Physics*, Vol. 73 11, p. 7900-7909.
- /5/ Ezugwu, E.O., Bonney, J., Yaman, Y., 2003. "An overview of the machinability of aeroengine alloys". *Journals of materials processing technology*. Vol. 134, p. 233-253.
- /6/ Ezugwu, E.O., Wang, Z.M., 1997. "Titanium alloys and their Machinability". *Journal of Materials Processing Technology*. Vol. 68, p.262-274.
- /7/ Gu, L., Lei, L., Zhao, W., Rajurkar, K.P., 2012. "Electrical discharge machining of Ti6Al4V with a bundled electrode". *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. Vol. 53, p.100-106.
- /8/ Hartung, P.D., Kramer, B.M., 1982. "Tool wear in titanium machining". *CIRP Annals – Manufacturing Technology*. Vol. 31, p.75-80.
- /9/ Haçhk, A., Çaydas, U., 2007, "Electrical discharge machining of titanium alloy (Ti-6Al-4V)", *Applied surface science*, Vol. 253 22, p. 9007-9016.
- /10/ Ho, K. H. and Newman, S.T., 2003. "State of the art electrical discharge machining (EDM)". *International Journal of Machine Tools & Manufacture*. Vol. 43, p. 1287-1300.

- /11/ Kibria, G. Sarkar, B.R., Pradhan. B.B., 2010. "Comparative study of different dielectrics for micro-EDM performance during micro hole machining of Ti-6Al-4V alloy". *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. Vol. 48, p.557-570.
- /12/ König, W. and Klocke, F., 1997, "Fertigungsverfahren - 3: Abtragen und Generieren", Berlin, Springer, Vol. 3.
- /13/ Kunieda, M., Lauwers, B., Rajurkar, K.P. Schumacher, B.M., 2005, "Advancing EDM through fundamental insight into the process", *Annals of CIRP Manufacturing Technology*, Vol. 54 2, p.599-622.
- /14/ Mukund, R., Patel, M.A.B., Eubank, P.T. 1989, "Theoretical models of the electrical discharge machining process II: the anode erosion model", *Journal of Applied Physics*, Vol. 66 9, p. 4104-4111.
- /15/ Oosthuizen, G.A., Akdogan, G., Treurnicht, N., 2011. "The performance of PCD tools in high-speed milling of Ti6Al4V". *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. Vol. 42 9-12, p. 929-935.
- /16/ Schumacher, B. M. 1990. "About de role of debris in the gap during electrical discharge machining". *Annals of the CIRP Manufacturing Technology*. Vol. 39 1, p.197-190.
- /17/ Suzuki, H.G., Takakura, E., Eylon, D., 1999. "Hot strength and hot ductility of titanium alloys – a challenge for continuous casting process". *Materials Science and Engineering*. Vol. A263, p. 230-236.
- /18/ Wang., Z.G., Wong, Y.S., Rahman, M. 2005. "High-speed milling of titanium alloys using binderless CBN tools". *International journal of Maching Tools and Manufacture*. Vol. 45, p. 105-114.
- /19/ Zoya, Z.A., Krishnamurthy, R. 2000. "The performance of CBN tools in the machining of titanium alloys". *Journal of Materials Processing Technology*. Vol. 100 1-3, p. 80-86.

## Verleihung der DIN-Ehrennadel an Prof. Nobert Müller



Langenbach, J.

*Für seine über 25-jährigen Aktivitäten im Umfeld der Normung ist Prof. Müller auf der 38. Konferenz Normenpraxis mit der DIN-Ehrennadel ausgezeichnet worden. Insbesondere seine Verdienste in den Themenfeldern Normung in Bezug auf KMU sowie Normung und Lehre sind hervorzuheben. Die Auszeichnung ist als Würdigung der langjährigen Beiträge und Ansporn für die weitere Arbeit zu verstehen.*

*In september 2013, Prof. Müller was awarded with the DIN-Ehrennadel. It is an appreciation for his longstanding and successful activity regarding standardisation. Especially the needs of small and mid-size enterprises related to standardisation are one focus of his work. Also the activities on standardisation and education are widely spread.*

Seine institutionelle Normungsarbeit begann Prof. Müller in den 80er Jahren. Ursprung war seine Tätigkeit bei einem Werkzeugmaschinenhersteller. Mit seiner Zeit als Assistent am Institut für Maschinenwesen, begann schließlich die wissenschaftliche Auseinandersetzung mit dem Themenfeld der Normung und Standardisierung. Diese intensivierte er nach seiner Berufung an das IMW 1997. Dabei waren die Anliegen von kleinst, kleinen und mittleren Unternehmen stets von großem Gewicht. So ist die Studie „Marktzugang und Marktzulassung mittels Normung und Standards“ /1/ ein Werk, welches die Anforderungen der KMU an die Normung untersuchten und Handlungsoptionen für deren Heranführung an die Normung gab. Zu diesen Themen leistet er als Co-Autor mit den Büchern „Normung und Standardisierung – Grundlagen“ /2/ sowie „Normung für Kleinunternehmen aus Industrie und Handwerk“ /3/ weitere Beiträge. Die Leitung der Arbeitsgruppe „Transferkonzept“ der Kommission Mittelstand (KOMMIT) widmet sich ebenfalls der Beziehung von Normung und KMU.

Ein weiterer wichtiger Bestandteil seiner Arbeiten zum Thema Normung umfasst die Integration der Normung in die Lehre. So wurde 2009 an der TU Clausthal die Tagung „Normung und Hochschule“ veranstaltet. Zusätzlich ist Prof. Müller seit langer Zeit aktiv in die Ausbildung von Normungsexperten integriert. So wirkte er bereits bei der Konzeption des Lehrganges DIN-Normungsexperte mit.

Als Würdigung und Dank für diese und weitere langjährige Aktivitäten verlieh der DIN e. V. Prof. Müller am 26. September 2013 auf der 38. Konferenz Normenpraxis die DIN-Ehrennadel /4/.



Abbildung 1: Verleihung der DIN-Ehrennadel im Rahmen der 38. Konferenz Normenpraxis am 26. September 2013 /4/

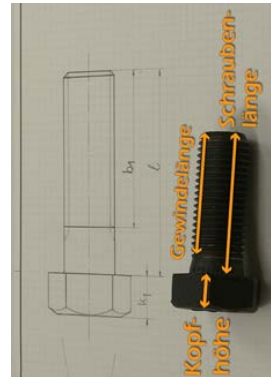
### **Literatur**

- /1/ Bormann, E.; Kramer, W.: Innovation mit Normen und Standards; Institutsmittellungen 2007 (Nr. 32); Clausthal-Zellerfeld, 2013
- /2/ Hartlieb, B.; Kiel, P.; Müller, N.: Normung und Standardisierung – Grundlagen; Beuth Verlag, 1. Auflage; Berlin, 2009
- /3/ Hartlieb, B.; Müller, N.; Schröder, B.: Normung für Kleinunternehmen aus Industrie und Handwerk; Beuth Verlag, 1. Auflage; Berlin, 2013
- /4/ Webseite Verleihung der DIN-Ehrennadel:  
[http://www.din.de/\[...\]](http://www.din.de/[...])

## Technisches Zeichnen – leicht gemacht 😊

Wächter, M.

*Veränderungen in den Lernzielen, Lernmethoden oder Eingangsvoraussetzungen erfordern kontinuierlich Veränderungen im Lehrkonzept von Lehrveranstaltungen, auch oder besonders dann, wenn es sich um Grundlagenveranstaltungen handelt.*



*For modifications of learning targets, methods and qualifications ongoing changes of the especially basic courses and lectures are mandatory.*

### 1 Technisches Zeichnen im Wandel der Zeit

Das Institut für Maschinenwesen (IMW) war früher und ist heute für die Ausbildung aller Ingenieure im Fach Technisches Zeichnen verantwortlich. In der Vergangenheit wurden die Studierenden noch im Umgang mit dem Tuschefüller angewiesen. An Zeichentischen oder Zeichenplatten entstanden technische Zeichnungen im DIN A1 Format. Vielleicht erinnert sich der ein oder andere noch. Ende der 80 iger Jahre führte das IMW in einer Vorreiterrolle eine CAD-Grundausbildung im Rahmen des Technischen Zeichnens ein. 12 CAD-Arbeitsplätze wurden mit dem CAD-System Medusa ausgerüstet. Die Integration der CAD Ausbildung in die Lehrveranstaltung Technisches Zeichnen kann rückblickend als zielführend angesehen werden. Die geänderten Ausbildungsinhalte führten zu einer Neustrukturierung des Ausbildungskonzeptes, anstelle von DIN A1 Zeichentischen prägen heute DIN A3 Zeichenplatten oder CAD Arbeitsplätze den Übungsbetrieb. Eine 3D-CAD-Ausbildung schließt sich an die Grundlagenausbildung mit Bleistift und Papier an und umfasst mittlerweile 50 % des Übungsumfanges. Das Lehrkonzept zu Technischem Zeichnen ist ausschließlich als Übung konzipiert. Zur Vorbereitung auf die Übungen steht den Studierenden ein Skript zur Verfügung, dass im Selbststudium erarbeitet werden muss. In der Vergangenheit wurden verschiedenste Ansätze verfolgt, die die Vermittlung der Lehrinhalte unterstützen sollten, so wurden zusätzlich drei Vorlesungen zu wichtigen Thema angeboten und als Vorlesungsaufzeichnung zur Verfügung gestellt. Über die ILIAS Lernplattform stehen den Studierenden zusätzlich zum TZ Skript Lernmodule zum Selbststudi-

um zur Verfügung. In den Übungsstunden kommen verschiedenste Demonstratoren zum Einsatz. Mit verschiedensten Lehrmaterialien wird versucht, den Studierenden die „Sprache des Ingenieurs“ nahe zu bringen, leider nicht immer mit Erfolg.

## **2 Lehrvideos zum Technischen Zeichnen**

Vor ungefähr einen Jahr entstand die Idee, Lehrvideos zu erstellen, die den Studierenden in kompakter Form die wichtigsten Regeln zu den einzelnen Übungsaufgaben zusammenfassen. Bewusst wurde sich für ein visuelles Medium entschieden. Sehen und hören anstatt lesen. In Zusammenarbeit mit Mario Sander, E-Learning Assistent der Fakultät für Mathematik, Informatik und Maschinenbau, und Anja Kaiser vom Rechenzentrum der TU Clausthal wurde das Projekt in Angriff genommen, unterstützt wurden die Arbeiten von Silke Graf von dem Hochschuldidaktischen Zentrum der Hochschule. Als besonderer Glücksgriff stellte sich Konstantin Rempel heraus, mit sehr viel Engagement und handwerklichem Geschick brachte er sich in das Projekt ein. Aus Studienbeitragsmitteln wurde das Projekt finanziell gefördert. Die im SS 13 eingesetzten Lehrvideos wurden durch die Studierenden durchweg positiv evaluiert, so dass im WS 13/14 weitere Videos entstehen. Zum Ende des WS 13/14 haben die Studierenden Zugriff auf sechs Lehrvideos und die Aufzeichnung der Einführungsveranstaltung (<http://video.tu-clausthal.de/film/400.html>). Das Multimedia Kontor Hamburg, ein Unternehmen der sechs Hamburger Hochschulen, hatte über seine Podcast-Plattform den besten Videopodcast aus Hochschule, Wissenschaft und Forschung gesucht (<http://www.podcampus.de>). Die eingereichten Videos wurden zunächst durch eine Online-Abstimmung bewertet und später wurde der Gewinner durch eine Jury-Entscheidung ermittelt. Das Lehrvideo zur Übung „Anfertigen einer Handskizze“ wurde exemplarisch für die Videoreihe Technisches Zeichnen beim podcampus-Wettbewerb 2013 eingereicht und ging als Sieger aus dem Wettbewerb hervor.

## **3 Zusammenfassung**

Mit den Lehrvideos im Fach Technisches Zeichnen wurden neue Wege mit dem Ziel beschritten, die Sprache des Ingenieurs den Studierenden der verschiedensten Studienrichtungen nahe zu bringen. Mit den Videos wird den vielen internationalen Studierenden der Zugang zu den Lerninhalten erleichtert und allen ein standortunabhängiges und selbständiges Lernen ermöglicht. Die Prämierung der Lehrvideos wurde mit besonderer Freude zur Kenntnis genommen. Mein Dank gilt allen Beteiligten und den Unterstützern beim Online Voting.







## **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, Freiläufe 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 13 wissenschaftlichen Mitarbeitern/-innen. Weitere 9 Mitarbeiter/-innen und 3 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. Für die Untersuchung von Freiläufen stehen zwei dynamische Servoschaltprüfstände mit zusätzlichen Axialbelastungseinheiten und ein statischer Prüfstand zur Ermittlung der Drehfedersteifigkeit zur Verfügung. Zur Prüfung förder technischer Elemente und Anschlagmittel ist eine Zugprüfmaschine mit integriertem Querprüfgerät, sowie ein separates mobiles Prüfgerät für Seilquerverformungsmessungen und ein Seiltrommelprüfstand vorhanden. Für die experimentelle Beanspruchungsermittlung

werden Systeme von HBM, Peekel und IMC (imc CRONOSflex 2000) mit bis zu 40 simultanen Kanälen eingesetzt. Eventuelle berührungslose Übertragungen von Messwerten werden mit vier Telemetrieanlagen (64, 32, 8, 4 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. Für Untersuchungen an den genannten Maschinenteilen unter thermischen Bedingungen wurde ein 100 l-Temperierschrank für den Temperaturbereich von -70°C bis 180°C beschafft. Für Oberflächenanalysen wurde ein 3D-Laserscanning-Mikroskop (KEYENCE VK-X 100K) mit zusätzlichem Koordinatentisch für die Untersuchung größerer Bauteile beschafft.

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. Eingesetzt werden solche Belastungseinrichtungen in unseren beiden Lagerprüfständen die für Lebensdaueruntersuchungen an Lagern und zur Untersuchung des Geräuschübertragungsverhaltens von Wälz- und Gleitlagern genutzt 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 (1kN, 200N, 10N)
- Rotations-Laservibrometer
- Feinwuchtgerät mit Analysefunktionen
- Intensitätsmesssonde
- Freifeld-Messmikrofone
- Ein großes Sortiment an Schwingungsaufnehmern
- Vibrant Me'Scope Modalanalyse Software
- CAE Intensity Inspector zur Schallquellenortung
- 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 vier Fräsmaschinen, vier Drehmaschine, 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. 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, 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 3D-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. Eine Thermografiekamera TESTO 890 mit besonders hoher Auflösung steht für die Überwachung des Bauprozesses in den RP-Anlagen, sowie zur Detektion von Verschleißvorgängen an Maschinenelementen zur Verfügung.

Für die virtuelle 3D-CAD-Konstruktion steht ein Doppelmonitorarbeitsplatz zur Verfügung sowie für die Demonstration ein 55" Monitor und 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- und Schwingbeschleunigungs-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 lärmärmer 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,
- Preßverbindungen mit Rändel,
- 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,
- Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen.

Weitere Forschungsprojekte beschäftigen sich 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.

Weitere Projekte beschäftigen sich mit:

- Normungs- und Standardisierungsprozessen in der Produktentwicklung,
- der Einführung von Normungsinformationstechniken,
- der Unterstützung von Online-Normung,
- der Verbesserung von Benutzerschnittstellen zur Mensch-Maschine Interaktion,
- der Erstellung und Anwendung von Online-Merkmallexika.

### *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.

### *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 01.01.2007**

### **Veröffentlichungen 2013**

Amorim, F.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Czelusniak, T.: A study on the SLS manufacturing and experimenting of TiB<sub>2</sub>-CuNi EDM electrodes; Rapid Prototyping Journal . 2013

Lohrengel, A.; Heß, M.: Verbesserung des Tragfilmaufbaus in Druckkammerlagerungen durch Anpassung der Laufflächengeometrie; In: Gleit- und Wälzlagerungen : Gestaltung, Berechnung, Einsatz mit Fachausstellung ; Schweinfurt, 23. und 24. April 2013. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2013 (VDI-Berichte, 2202). ISBN 978-3-18-092202-7, S. 367-370

Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Beanspruchungsgerechte Gestaltoptimierung von Windentrommeln bei mehrlagiger Bewicklung mit modernen Fasergeflechten; 21. Internationale Kranfachtagung "Krane - Nachhaltigkeit in Entwicklung und Betrieb" (2013) S. 223-234, ISBN: 3-89194-205-2

Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Simulation of fibre ropes and their effects on the strain scenario of multilayer wound rope drums; Simulating rope applications; Proceedings of the OIPEEC Conference 2013, Dr. I.M.L. Ridge, Oxfordshire, UK, ISBN: 978-0-9552500-4-0

Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Potentiale sowie Auswirkungen von Hochfestfaserseilen auf mehrlagig bewickelten Seiltrommeln im Bergbau-, Offshore- als auch Kranbereich; Technical Report Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau der TU Clausthal; November 2013, ISSN 1869-8018

Langenbach, J.; Müller, N.; Lohrengel, A.: Demonstration der flexiblen Prozessführung in modularen, integrierten Entwicklungsumgebungen, in: Brökel, K.; Feldhusen, J. et. al. (Hrsg.): 1. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2013, Shaker Verlag, Aachen, 2013, S. 53 – 62, ISBN 978-3-8440-2182-0

Langenbach, J.; Müller, N.: Softwareprototyp zur Evaluation eines flexiblen Prozessmanagements in modularen, integrierten Entwicklungsumgebungen; Technical Report Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau der TU Clausthal; März 2013, ISSN 1869-8018

Schmelter, R.; Lohrengel, A.: Effects of locale property changing of hardable sheetmetals to transmission of sound; In: AIA-DAGA 2013: Proceedings of the International Conference on Acoustics; 18. – 21. März 2013 in Meran, S. 1545 - 1549; ISBN: 978-3-939296-05-8, Berlin 2013

Schmelter, R.: FVA-505-II, Reibkraft- und Verschleißreduzierung im Gelenkwellen-Längenausgleich, Zwischenbericht, Forschungsreport 2013, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2013

Nagler, N.; Lohrengel, A.: Axiale Belastbarkeit der Freiläufe; Zwischenbericht; Forschungsreport 2013; Band 2; S. 203-214; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2013

Nagler, N.; Lohrengel, A.; Qian, B.; Rienäcker, A.; Ochse, G.: Freilauf kombinierte Lasten; Zwischenbericht; Forschungsreport 2013; CD-ROM; Forschungsergebnisse 2013; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2013

Wild, J.: FVA-467 II, Tragfähigkeit von Profilverbindungen (Zahnwellen-Verbindungen) unter typischen Einsatzbedingungen, Zwischenbericht, Forschungsreport 2013, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2013

Mänz, T.: FVA-658 I, Untersuchungen von Pressverbindungen mit gerändelter Welle, Zwischenbericht, Forschungsreport 2013, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2013

## **Veröffentlichungen 2012**

Heinze, T.; Lohrengel, A.; Stahr, K.: Dimensionierung von Seiltrieben - zum Verformungsverhalten von Faserseilen; Hebezeuge Fördermittel - Fachzeitschrift für Technische Logistik, 7-8/2012; ISSN 0017-9442, August 2012

Thoden, D.; Lohrengel, A.; Stahr, K.: Finite Elemente Design als Konstruktionsmethode für lärmarme Produkte; In: Hanselka, H. (Hrsg.): Fortschritte der Akustik - Tagungsband der 38. Deutschen Jahrestagung für Akustik DAGA 2012 in Darmstadt, S. 167-168; ISBN: 978-3-939296-04-1, Berlin, 2012.

Schäfer, G.: Neuerungen in der Berechnung von Passverzahnungen – Der Festigkeitsnachweis; 5. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2012, VDI-Berichte 2176, S. 197-210, ISBN 978-3-18-092176-1

Schmelter, R.; Lohrengel, A.; Klüß, D.; Ruther, C.: Akustische Charakterisierung von organischem Gewebe. Fortschritte der Akustik: DAGA 2012, 38. Jahrestagung für Akustik, 19.-22. März 2012 in Darmstadt, ISBN: 978-3-939296-04-1

Lohrengel, A.; Schmelter, R.; Schäfer, G.: effects of locale property changing of hardable sheetmetals to transmission of sound, International Conference on Mechanics of Nano, Micro and Macro Composite Structures, Turin 18.-20.06.2012

Hartlieb, B.; Müller, N.; Schröder, B.: Normung für Kleinunternehmen aus Industrie und Handwerk, 1. Auflage Berlin, Beuth, ISBN: 978-3-410228-30-1

Amorim, F.L.; Lohrengel, A.; Neubert, V.; Higa, C.F.; Czelusniak, T.: Selective Laser Sintering of Mo-CuNi Composite to be Used as EDM Electrodes, Rapid Prototyping Journal . 2012

Amorim, F.L.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Czelusniak, T.: A study on the SLS Manufacturing and Experimenting of TiB2-CuNi EDM Electrodes, Rapid Prototyping Journal . 2012

Amorim, F.L.; Lohrengel, A. Müller, N.; Schäfer, Czelusniak, T.: Performance of Sinking EDM Electrodes made by Selective Laser Sintering-Technique, International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2012

Amorim, F.L.; Müller, N.; Schäfer, G. ; Bassani, I.; Higa, C.F.; Noronha, M.A.; Czelusniak, T.: "Producing EDM Electrodes using Selective Laser Sintering: Conventional Materials", Advanced Materials Research. 2012

Müller, N.; Siemann, E.: Generative Fertigung in der Produktentwicklung – Schicht für Schicht zum Bauteil, (2012), Ingenieur Spiegel (ISSN 1868-5919)

Nagler, N.: FVA-653 I, Axiale Belastbarkeit der Freiläufe, Zwischenbericht, Forschungsreport 2012, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2012

Mänz, T.: FVA-658 I, Untersuchungen von Pressverbindungen mit gerändelter Welle, Zwischenbericht, Forschungsreport 2012, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2012

Nangue, A.: FVA-467 II, Tragfähigkeit von Profilverbindungen (Zahnwellenverbindungen) unter typischen Einsatzbedingungen, Zwischenbericht, Forschungsreport 2012, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2012

Schäfer, G.: FVA-591, FVA-Berechnungsrichtlinie für Zahnwellenverbindungen, Zwischenbericht, Forschungsreport 2012, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2012

### **Veröffentlichungen 2011**

Ruther, C. A.; Timm, U.; Ewald, H.; Mittelmeier, W.; Bader, R.; Schmelter, R.; Lohrengel, A.; Kluess, D.: Current possibilities for detection of loosening of total hip replacements and how intelligent implants could improve diagnostic accuracy; Recent Advances in Arthroplasty (2011), ISBN: 978-953-307-990-5

Lohregel, A.; Schäfer, G.; Nagler, N.; Meier, L.: Windenergiespeicherung durch Nachnutzung stillgelegter Bergwerke - Maschinentechnische Aspekte (2011); S. 278 – 334; ISBN: 978-3-942216-54-8

Lohregel, A.; Thoden, D.; Schmelter, R.: Hören, was das Lager sagt - Praktische Lagerdiagnose in der Maschinenakustik-Ausbildung. Fortschritte der Akustik: DAGA 2011, 37. Jahrestagung für Akustik, 21.-24. März 2011 in Düsseldorf, ISBN: 978-3-939296-02-7

Lohregel, A.; Stahr, K.; Wesling, V.; Echtermeyer, P.: Konstruktions-systematik zur Entwicklung hochfester, lokal angepasster Strukturen mit Hilfe des Finite Elemente Design; 8. Industriekolloquium Sonderforschungsbereich 675 „Erzeugung hochfester metallischer Strukturen und Verbindungen durch gezieltes Einstellen lokaler Eigenschaften“ (2011) S. 45–53, ISBN: 3-92360-24-2

Lohregel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Safe use of hoisting drums wound with multiple layers of wire, hybrid, fibre and/or large diameter ropes; Safe use of ropes; Proceedings of the OIPEEC Conference 2011, Dr. I.M.L. Ridge, Oxfordshire, UK, ISBN: 978-0-9552500-3-3

Lohregel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Sicherer Einsatz von Seiltrommeln bei mehrlagiger Bewicklung mit Kunststoffseilen und/oder großer Nenndurchmesser; Technical Report Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau der TU Clausthal; Dezember 2011, ISSN 1869-8018

Lohregel, A.; Thoden, D.; Schäfer, G.: Untersuchungen zum Anfahrverhalten von Druckkämmen; In: Gleit- und Wälzlagerungen : Gestaltung, Berechnung, Einsatz mit Fachausstellung ; Schweinfurt, 24. und 25. Mai 2011. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2011 (VDI-Berichte, 2147). - ISBN 978-3-18-092147-1, S. 419-422

## **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.: Körper-schallübertragung 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.; Bessling, S.; Stahr, K.; Wesling, V.; Echtermeyer, P.: Konstruktionssystematik zur Entwicklung hochfester, lokal angepasster Strukturen mit Hilfe des Finite Elemente Design (FED); 7. Industriekolloquium „Potenziale metallischer Werkstoffe lokal nutzen“ (2009) S. 195 –202, ISBN: 3-92360-24-2

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 Druckkammerauslegung; 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 Studienan-gebote 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 University 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. Bibliotheka TEMAG 2008, ISBN978-83-61442-04-2

Kruk, R., Kramarczuk, W., Wieczorek, A.: Zastosowanie metody sztywnych elementow skonczonej do wyznaczania obciazen dynamicznych przekladnie zebatej. Konferenzband zur 16. internationalen wissenschaftlich-technischen Konferenz TEMAG 2008 Lebensdauer von Konstruktionselementen und -baugruppen in Bergbaumaschinen. Bibliotheka 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



## Erschienene Institutsmitteilungen seit 2007

 TU Clausthal

Institutsmitteilung 2007



 TU Clausthal

Institutsmitteilung 2008



 TU Clausthal

Institutsmitteilung 2009



 TU Clausthal

Institutsmitteilung 2010



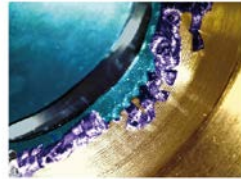
 TU Clausthal

Institutsmitteilung 2011



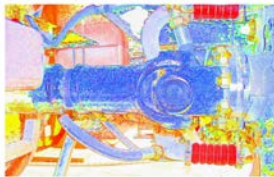
 TU Clausthal

Institutsmitteilung 2012



 TU Clausthal

Institutsmitteilung 2013



## Autoren

*Arslan, Gökhan:* Jahrgang 1975, studierte theoretischen Maschinenbau an der TH Karlsruhe, seit 12.10.2009 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. arslan@imw.tu-clausthal.de

*Gasch, Martin:* Jahrgang 1972, studierte Produktentwicklung und Design an der FH Oldenburg/Ostfriesland/Wilhelmshaven in Emden (Diplom), bis 12/2009 Konstrukteur AEG Hausgeräte/Electrolux GmbH in Rothenburg ob der Tauber, Studium Maschinenbau als Ergänzungsstudiengang an der TU Clausthal (Diplom), seit 20.08.2012 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. gasch@imw.tu-clausthal.de

*Heß, Marcel:* Jahrgang 1984, studierte Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 15.10.2011 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. hess@imw.tu-clausthal.de

*Hofmann, Sebastian:* Jahrgang 1988, studierte Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.06.2013 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. hofmann@imw.tu-clausthal.de

*Langenbach, Joachim:* Jahrgang 1984; studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Dresden, seit 1.4.2011 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. langenbach@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

*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

*Nagler, Nadine:* Jahrgang 1984, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 6.4.2009 wissenschaftliche Mitarbeiterin am IMW. nagler@imw.tu-clausthal.de

*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, Martin:* Jahrgang 1984, studiert Wirtschaftsingenieurwesen an der TU Clausthal, seit 09.09.2013 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. m.schulze@imw.tu-clausthal.de

*Wächter, Martina:* Jahrgang 1959, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.4.1985 wissenschaftliche Mitarbeiterin am IMW. waechter@imw.tu-clausthal.de

*Wild, Jochen:* Jahrgang 1981, studierte Maschinenbau an der DHBW Mannheim sowie an der TU Clausthal, seit 01.10.2012 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. wild@imw.tu-clausthal.de

### **Gastautoren:**

*Amorim, F.:* Pontifical Catholic University of Paraná – PUCPR; Mechanical Engineering Graduate Program – PPGEM; R. Imaculada Conceição, 1155 – Prado Velho – Curitiba – PR – Brasil, 80.215 901; leandro.stedile@faurecia.com; fred.amorim@pucpr.br

*Torres, R.:* Pontifical Catholic University of Paraná – PUCPR; Mechanical Engineering Graduate Program – PPGEM; ricardo.torres@pucpr.br

*Soares, P. C.:* Pontifical Catholic University of Paraná – PUCPR; Mechanical Engineering Graduate Program – PPGEM; pa.soares@pucpr.br

*Laurindo, C.:* Pontifical Catholic University of Paraná – PUCPR; Mechanical Engineering Graduate Program – PPGEM; carlos.laurindo@pucpr.br



## 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 (Gebäudenummer B2) 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 (Tankstelle rechterhand) 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 (Gebäudennummer B2) befindet sich nach ca. 250 m auf der linken Seite.

