

Mitteilungen aus dem
Institut für Maschinenwesen
der
Technischen Universität Clausthal
Nr. 36
(Dezember 2011)

Herausgeber:

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

Redaktion und Layout:

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

Anschrift:

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

Tel: (0 53 23) 72-22 70

Fax: (0 53 23) 72-35 01

E-Mail: info@imw.tu-clausthal.de

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

ISSN 0947-2274

Titelbild:

Klemmrollenfreilauf (s. a. Artikel S. 29 - 34)

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

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	1
---------------	---

Konstruktion und Berechnung von Maschinenelementen

Schäfer, G.:

Zahnwellenberechnung	5
----------------------------	---

Wächter, M.; Stahr, K.:

Untersuchung mehrlagig bewickelter Seiltrommeln mit und/oder Seilen großer Nenndurchmesser	11
---	----

Arslan, G.:

Numerische Bestimmung des Zahnkopffaktors für kreisförmige Fuß- ausrundungen an Zahnstangen	21
--	----

Nagler, N.:

Untersuchung des Einflusses axialer Belastungen auf das Schaltverhalten von Freiläufen	29
---	----

Schmelter, R.:

Über die Lebensdauerberechnung oszillierender Wälzlager.....	35
--	----

Shen, L.:

Comparison of different shaft-hub connection profiles considering fretting fatigue and plain fatigue performances	43
--	----

Leng, M.:

Untersuchungen eines parameterbasierten, einfach verseilten, einlagigen Rundlitzenseilmodells	51
--	----

Thoden, D.:

Genauere Schmierfilmberechnung als Hilfsmittel zur Druckkamm-Auslegung	63
---	----

Kruk, R.:

Gewählte Wälzlagermodelle für Bestimmung von Lagersteifigkeit und Lagerdämpfung	69
--	----

Konstruktionsmethodik und rechnerunterstützte Produktentwicklung

Arslan, G.:

Entwicklung eines Brandschutztores mit expandierenden Eigenschaften77

Siemann, E.:

Unterschiedliche Pulvermischungen für SLS-EDM Elektroden im Bragecrim Projekt.....85

Siemann, E.:

Extrudererweiterung für den 3D Drucker RepRap am IMW89

Bormann, E.; Langenbach, J.:

Normung zu Zeiten des Mit-Mach-Webs93

Schäfer, G.:

Profilwellenkerbwirkung99

Kruk, R.:

Retro Fit - Ein Beispiel für die Modernisierung von Werkzeugmaschinen105

Systementwicklung, Versuchstechnik und Maschinenakustik

Schäfer, G.; Stahr, K.:

Gelenkwellenverschiebekräfte.....111

Thoden, D.; Schmelter, R.:

Abschlußprojekt Maschinenakustik: Laute Maschinen leise machen115

Hochschule und Kontakte

Schäfer, G.; Stahr, K.:

Hannover-Messe 2011119

Schäfer, G.:

Mexiko, Brasilien123

Bormann, E.; Siemann, E.:

Besuchs- und Austauschprogramm im Rahmen des BRAGECRIM-Projekts127

Thoden, D.:

Green Voltage Racing: Mit dem Urknall auf die Rennpiste 133

Thoden, D.:

VDI-Konstruktionswettbewerb: Und sie bewegt dich doch..... 137

Mänz, T.:

Neues Finite-Elemente-Praktikum am Institut für Maschinenwesen 139

Friedland, J.; Malobabic, K.; Meißner, S.; Wilmes, A.:

Die Kunst des Wäschewaschens 143

Ausstattung etc.

Technische Ausrüstung, Kooperationsangebote und Forschungsschwerpunkte des Institutes 149

Veröffentlichungen des Institutes seit dem 1.1.2006 155

Autoren..... 165

Anfahrt..... 167

Vorwort

Liebe Freunde und Geschäftspartner des Instituts für Maschinenwesen,

ein Jahr neigt sich sehr schnell zu Ende. Wie viele denken auch wir zurück an das, was in diesem Jahr 2011 alles geschehen ist.

Mit vereinten Kräften ist es uns gelungen, unseren Peter-Dietz-Hörsaal komplett zu sanieren, nachdem er wegen erheblichen Sicherheitsmängeln vorübergehend geschlossen wurde. Nach einer Übergangslösung wurde er rechtzeitig zum Wintersemester wieder in Betrieb genommen.

Damit sind die Sanierungs- und Instandhaltungsarbeiten im Institut fast abgeschlossen. Was noch bleibt, ist unser Eingangsbereich, den wir Anfang 2012 neu gestalten werden.

Aber nicht nur Bauarbeiten haben das Institut 2011 geprägt, sondern auch unsere Hauptaufgaben, die Forschung und die Lehre.

In der Lehre haben wir weiter an der Umstellung von Diplom- auf Bachelor/Master-Studiengängen gearbeitet. Zurzeit laufen die Diplomstudiengänge aus und die Bachelor Studenten kommen in die höheren Semester. Auch der Masterstudiengang Maschinenbau ist ange laufen, hier haben wir noch keine eigenen Bachelorabsolventen, sondern Quereinsteiger. Sehr erfreulich sind die Studienanfängerzahlen zum WS 11/12, wie an fast allen Universitäten.

So haben wir u. a. 114 junge Männer und Frauen im Bachelor- sowie 29 Neuanfänger im Master Studiengang Maschinenbau und 178 Studenten im Wirtschaftsingenieurwesen, die in diesem Herbst ihr Studium in Clausthal aufgenommen haben, was für die TU Clausthal Rekordzahlen sind.

Das Institut ist zusätzlich an einem neuen Weiterbildungsmaster Systems Engineering mit zwei Blockvorlesungen beteiligt. Dieser Studiengang ist in enger Kooperation mit der Siemens AG entstanden.

Im Rahmen der Erstsemester-Einführungsveranstaltung wurde wieder ein kleiner Wettbewerb unter dem Motto „Wieviel InGENIEur steckt in Dir?“ zusammen mit dem VDI und der Firma Schaeffler aus Herzogenaurach erfolgreich gestaltet. Der Konstruktionswettbewerb im Fach Konstruktionslehre wurde diesmal in Zusammenarbeit mit der Firma Miele durchgeführt. Ein weiteres Highlight stellte die im Sommersemester 2011 zum ersten Mal angebotene Vorlesung Seiltriebe

dar, für die wir als Referenten einen ausgesprochenen Fachmann gewinnen konnten, Herrn Roland Verreet.

Auch in 2011 ist es uns wieder gelungen, weitere Ausschreibungen und Forschungsvorhaben der AiF/FVA und DFG zu gewinnen. So haben wir neue Vorhaben in den Bereichen Druckkamm, Zahnwellen, Freiläufe und Seile.

Auch in der zweiten Phase des von der DFG initiierten Deutsch-Brasilianischen Forschungsprogramms BRAGECRIM sind wir mit im Boot und werden die erfolgreich begonnene Zusammenarbeit mit unseren brasilianischen Kollegen fortsetzen.

Darüber hinaus gab es zahlreiche Zusammenarbeiten mit unseren Industriepartnern im Umfeld der Auslegung und Berechnung von Maschinenelementen sowie aus dem Bereich Normung und Standardisierung.

In Verbindung mit unseren laufenden Forschungsvorgaben wurde der Gelenkwellenprüfstand wesentlich um die Möglichkeit des programmgesteuerten Fahrens von Betriebslastzyklen aus Drehmoment/Drehzahl und Beugewinkel erweitert.

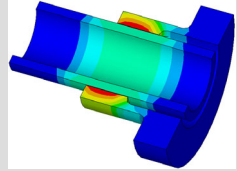
Die personellen Veränderungen im Institut bestehen in diesem Jahr aus zwei neuen wissenschaftlichen Mitarbeitern, Herrn Hess und Herrn Langenbach, sowie dem Ausscheiden von Herrn Hilgermann und Herrn Kruk.

Wir wünschen Ihnen auch im Namen aller Mitarbeiter ein gesegnetes Weihnachtsfest und ein gesundes und erfolgreiches Jahr 2012.

A. Bohrengehl

J. Hess

Konstruktion und Berechnung von
Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und
rechnerunterstützte Produktentwicklung



Systementwicklung, Versuchstechnik und
Maschinenakustik



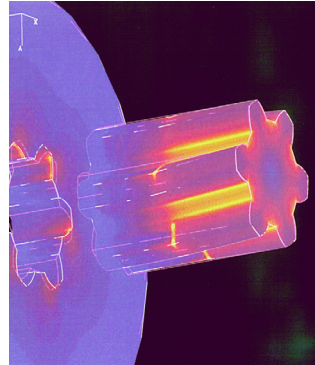
Hochschule und Kontakte



Zahnwellenberechnung

Schäfer, G.

Die Auslegung von Zahnwellen-Verbindungen stellt eine tägliche Aufgabe in vielen Anwendungsfällen dar. Die numerische Simulation ist dabei in vielen Fällen zu aufwändig. Mit einer Berechnungsrichtlinie soll eine genaue und schnelle Dimensionierung erreicht werden.



The dimensioning of splined shaft-hub connections is an everyday task in many cases of application. A sophisticated numerical simulation mostly needs too many resources. With the aid of a calculation guideline, an exact and fast dimensioning is to be achieved.

1 Einleitung

Für die Berechnung von Zahn- und Keilwellen-Verbindungen können aktuell die DIN 743 und die DIN 5466E sowie daran angelehnte Berechnungshinweise in Maschinenelemente-Lehrbüchern herangezogen werden. Die DIN 743 berücksichtigt dabei als Wellenberechnungsnorm primär den Einfluss der Verbindungsgeometrie auf die Welle. Die Auslegung der Verbindung selber als System aus Welle und Nabe ist dagegen Kern der DIN 5466E.

Die Normen enthalten Kennzahlen und Diagramme für die Geometrie nach DIN 5480, die auf Basis numerischer Untersuchungen mit linear-elastischem Werkstoffverhalten ermittelt wurden. Da reale Beanspruchungsfälle aber lokale Plastifizierungen verursachen, treten hier deutliche Differenzen zwischen Berechnung und Realität auf. Die neu durchgeführten Simulationen liefern mit realen (teilplastischen) Werkstoffkennlinien entsprechend geänderte Kennzahlen und Diagramme.

Zusätzlich wurden praxisrelevante Geometrievariationen, wie geänderte Flankenwinkel und Fußausrundungsradien, und Belastungsvarianten, wie Drehmomentdurchleitung und Drehmomentsammlung in einer Nabe, in die neue Auslegungsrichtlinie hereingenommen. Schließlich wurden die numerischen Simulationen auch über die in der DIN 5466 festgelegte Gültigkeitsgrenze von „Nabenaußen-

durchmesser $d_{e2} \geq 1,5 \cdot$ Bezugsdurchmesser (d_B) weit zu dünnwandigen Naben hin ($d_{e2} = 1,1 \cdot d_B$) durchgeführt.

2 Arbeitsprogramm

Das Arbeitsprogramm der numerischen Simulationen wurde dazu auf die Klärung der Einflussgröße folgender Parameter auf die Bauteilbeanspruchung ausgerichtet:

- Teilplastizität
- Nabenwandstärkenverhältnis
- Fußrundungsradius
- Flankenwinkel
- Drehmomentenleitung
- Oberflächenhärte

Die Simulationsrechnungen zur Bestimmung der jeweiligen Einflussgröße wurden über breite Geometrievariationsbereiche ausgeführt. Für die Teilplastizität z.B. wurde von (Bezugsdurchmesser x Modul x Zähnezahl) $10 \times 0,5 \times 18$ bis $380 \times 10 \times 36$ in 36 Geometrievarianten über den gesamten Bereich der in der Auswahlreihe in DIN 5480 angegebenen Verzahnungen variiert. Jede Geometrievariante wurde dazu in sechs Drehmomentlaststufen von 0 Nm bis deutlich in den teilplastischen Bereich herein berechnet.

Die Fußrundungsvarianten wurden vom kleinsten nach DIN 5480 vorgesehenen Fußrundungsradius bis zur vollen Fußausrundung berechnet. Die Fußausrundungen wurden jeweils mit konstantem Radius modelliert, siehe auch DIN/ISO 4156 „fillet root“. Variable Fußradien oder Korbbögen gehören zu den möglichen Optimierungsansätzen, die in einem anderen Projekt verfolgt werden.

3 Teilplastizität

Die größten Spannungen unter Torsionsbelastung ergeben sich in Zahnwellen-Verbindungen (ZVV) allgemein in der Zahnfußausrundung der Welle. Hier treten schon bei geringen Drehmomenten lokal sehr begrenzt teilplastische Beanspruchungen auf, siehe **Bild 1**, die aber das Dauerfestigkeitsverhalten noch nicht beeinflussen. Die teilplastisch beanspruchten Bereiche der Verzahnung, in Bild 1 ca. 10% der ersten Elementreihe in der Fußausrundung, sind jeweils grau markiert (bitte farbige Darstellungen unter <http://www.imw.tu-clausthal.de/forschung/publikationen/institutsmitteilungen/> nutzen). Durch die Stützwirkung benachbarter Bauteilbereiche wird eine

Spannungsumlagerung möglich, die zu einer deutlichen Reduzierung der Maximalbeanspruchung führt. Dieser Vorgang ist in einer verbesserten Berechnungsgrundlage, die eine Auslegung von Zahnwellen-Verbindungen ohne FEM-Simulation ermöglicht, zu berücksichtigen.

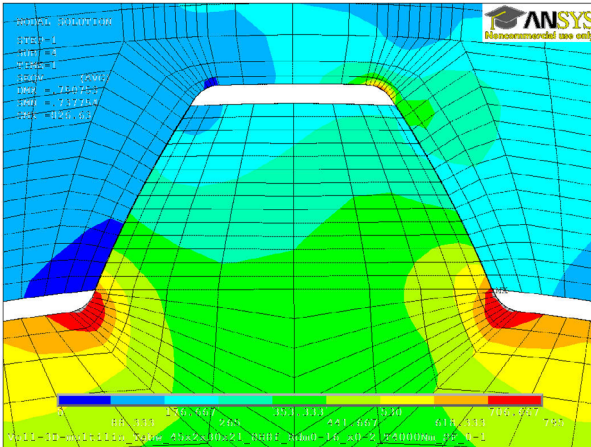


Bild 1: FEM-Simulation an teilungsabweichungsbehafteter ZWV, DIN 5480 – 45x2x21 8H8f, T = 4000 Nm; plastisch beanspruchte Bauteilbereiche sind grau markiert

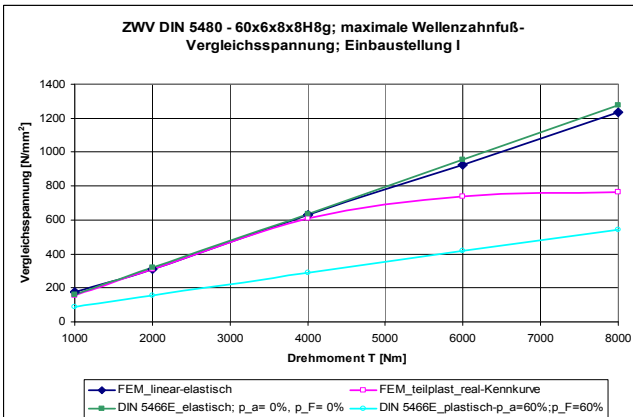


Bild 2: Vergleich der numerischen Simulation (FEM) und der zurückgezogenen Berechnung nach DIN 5466-2 jeweils linear-elastisch und teilplastisch.

Die linear-elastische Auslegung von Zahnwellen-Verbindungen ist unter den heute üblichen hohen Belastungen nicht sinnvoll durchführbar, da dadurch z.B. unrealistisch hohe Zahnfußbeanspruchungen

ermittelt werden, siehe **Bild 2** bei z.B. 7 kNm. Die einfache Annahme eine Plastifizierungsfaktors ergänzend zu den Grundlagen aus DIN 5466-2 liefert auch kein befriedigendes Ergebnis, da dadurch der gesamte Lastbereich beeinflusst wird, siehe unterste Kurve in Bild 2, und so meist kritisch kleine Beanspruchungen ermittelt werden. Eine Lösung stellt die weiter unten dargestellte iterative Vorgehensweise dar.

Für die aktuell durchgeführten numerischen Variationsrechnungen zur Quantifizierung des Einflusses des teilplastischen Materialverhaltens wurden die realen Spannungs-Dehnungskennlinien aus **Bild 3** in Form multilinearere Kennlinien mit drei Approximationsgeraden bis zur Zugfestigkeit in der numerischen Berechnung abgebildet.

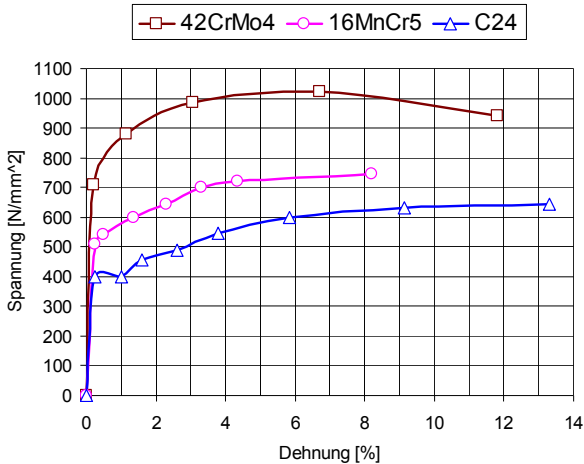


Bild 3: Spannungs-Dehnungskennlinien

Neben dem nichtlinearen Werkstoffverhalten muss die numerische Berechnung auch das nichtlineare Kontaktproblem zwischen Wellen- und Nabenflanken lösen. Dazu wird im IMW ANSYS genutzt. Für die Menge der Berechnungen wurde ein APDL-Skript entwickelt, das die Geometrievarianten und eine saubere Vernetzung, auf Basis der gesammelten Erfahrungen am IMW, erzeugt. Des Weiteren steuert es die Lastschritte und generiert die gesammelten Ausgabedateien. Als Ergebnis davon sind Variantenrechnungen jetzt automatisiert in vertretbaren Zeiträumen bearbeitbar. Die folgenden **Bilder 4** und **5** stellen ein Teilergebn einer solchen Variationsrechnung dar. In Bild 5 ist die Nabe nicht mit dargestellt, um die Lastsituation in der höher beanspruchten Welle besser erkennen zu können. Die Darstellungen setzen sich aus der Vergleichsspannung nach v. Mises links oben, der ersten Hauptspannung rechts oben, der Verformung links unten und der dritten Hauptspannung rechts unten zusammen.

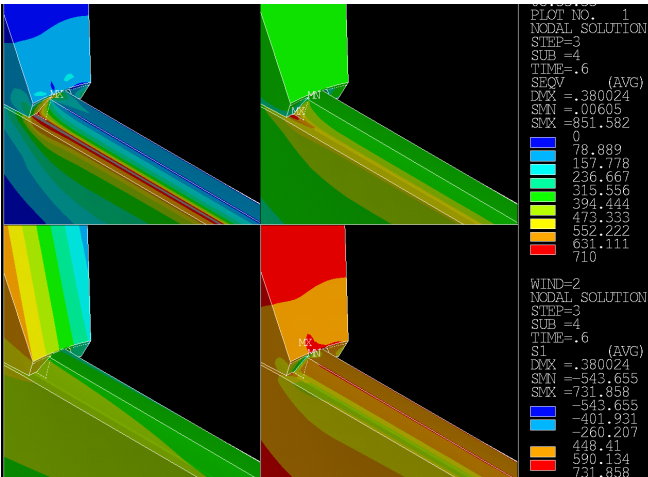


Bild 4: Spannungen und Verformungen, DIN 5480 45x2x21, 3516 Nm; plastisch beanspruchte Bauteilbereiche sind grau markiert

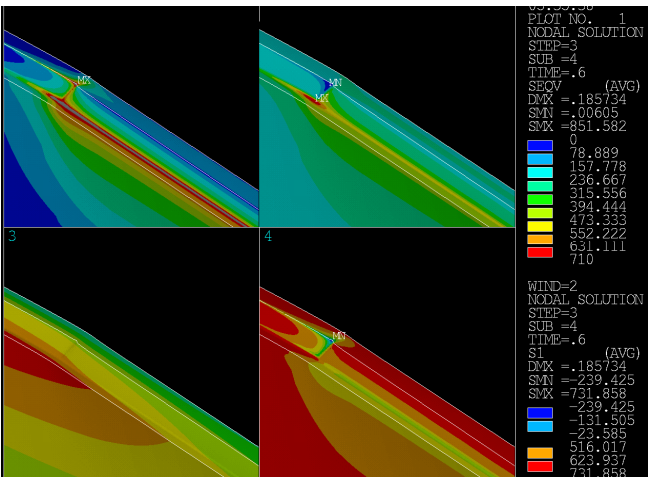


Bild 5: Spannungen und Verformungen, DIN 5480 45x2x21, 3516 Nm, W; plastisch beanspruchte Bauteilbereiche sind grau markiert

Steigert man die Belastung deutlich weiter auf 6 kNm, so stellt sich eine fast vollständige Plastifizierung im Zahnfuß ein, siehe **Bild 6**. Realisiert man einen beanspruchungsabhängigen Plastifizierungsfaktor, so kann durch iterative Berechnung das in Bild 7 dargestellte Ergebnis erreicht werden, das in Bild 8 nochmals vergleichend mit den Ergebnissen der teilplastischen FEM dargestellt ist. Die Arbeiten wurden durch die Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) unterstützt und sollen in eine FVA-Berechnungsrichtlinie einfließen.

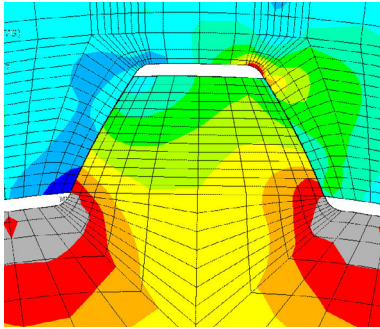


Bild 6: FEM-Simulation an teilungsabweichungsbehafteten ZWV, DIN 5480 – 45x2x21 8H8f, T = 6000 Nm; plastisch beanspruchte Bauteilbereiche sind grau markiert

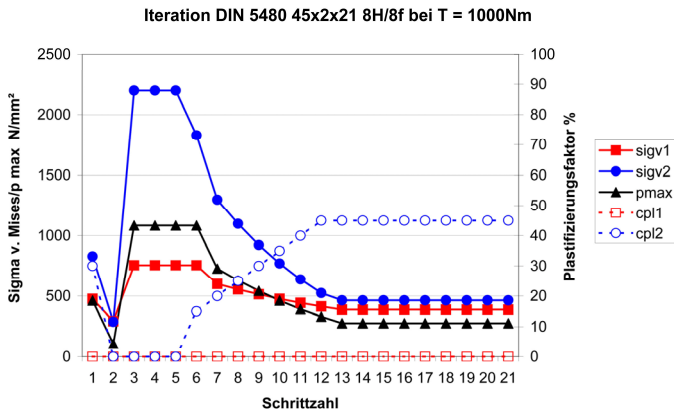


Bild 7: Ablauf des vorgeschlagenen iterativen Berechnungsgang mit ansteigender Plastifizierung (cpl), Index 1=Welle, 2=Nabe

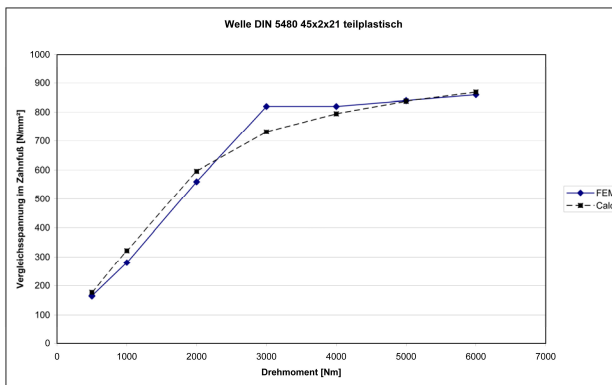
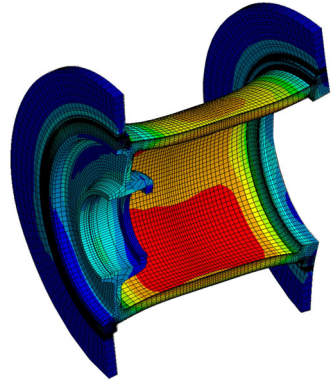


Bild 8: Vergleichsspannung im Wellenzahnfuß nach v. Mises, Welle: $R_e = 800 \text{ MPa}$, $R_m = 1000 \text{ MPa}$, Nabe: $R_e = 650 \text{ MPa}$, $R_m = 1000 \text{ MPa}$; „Calc“ ist das Ergebnis der iterativen Berechnung

Untersuchungen mehrlagig bewickelter Seiltrommeln mit Faserseilen

Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.



Die in der Marine- und Offshore-Industrie stetig steigenden Anforderungen hinsichtlich Förderkapazität und -tiefe bedingen ebenso steigende Erfordernisse an Seile jedweder Machart. Die Forderung nach einem reduzierten Längengewicht, Korrosionsbeständigkeit, Umweltschonung, Sicherheit, Ergonomie sowie Personenschutz befürworten den Einsatz hochmoderner Fasergeflechte. Die aus den andersartigen Seileigenschaften erwachsenden Anforderungen und Einflüsse auf die eingesetzten Hebe- und Förderzeuge bei einer notwendigen mehrlagigen Bewicklung sind jedoch bis dato ungeklärt. Der sichere Einsatz der genannten Seiltypen in Kombination mit bestehenden Seiltrommelsystemen bedingt Kenntnis bezüglich des Einflusses der Seillängs- und Seilquersteifigkeiten auf die Trommelbeanspruchung sowie der sich über der Einsatzzeit verändernden Seileigenschaften.

Continuously rising requirements in marine and offshore technology on lifting capacity, depth and equipment reliability have led in turn to increasing demands on ropes of any kind. The use of modern fiber structures is to be recommended in order to meet more important requirements as regards reduced weight per length, corrosion resistance, environmental protections, ergonomics and personal safety. The requirements arising from these fundamentally different rope characteristics and their impact on lifting equipment when using multi-layer winding are so far unknown. The safe application of above-mentioned types of rope in combination with existing rope-drum-systems demands knowledge of longitudinal and lateral rope-stiffness on the drum load and of the change in rope characteristics during the course of operation.

1 Einleitung

Das Institut für Maschinenwesen beschäftigt sich schon seit vielen Jahren mit der Thematik der Seileigenschaften und den daraus resultierenden Einflüssen auf die Trommelkonstruktion bei einer mehrlagigen Bewicklung mit Drahtseilen. /1/, /2/



TU Clausthal

Stand der Forschung am IMW bei der Auslegung mehrlagig bewickelter Seiltrommeln mit Drahtseilen



Abbildung 1: Geschichte der Seil- und Seiltrommelforschung am IMW der TU Clausthal

In letzter Zeit kommen verstärkt Kunststoffseile bspw. aus aromatischem Polyamid oder Polyethylen in Hybrid- oder reiner Kunststoffbauart auf den Markt als auch zum Einsatz bei mehrlagiger Bewicklung von Seiltrommeln /3/, /4/. Die Einflussnahme auf das Trommelverhalten infolge der andersartigen Seileigenschaften ist aber noch weitestgehend unbekannt. Mit dem Einsatz der Kunststoffseile auf Seiltrieben steht man demzufolge heute vor einem ähnlichen Problem wie Anfang der 90er Jahre auf dem Gebiet der Drahtseile. Damals kam es beispielsweise vermehrt zu Schäden an Seiltrommeln, die nach dem derzeit gegenwärtigen Stand der Technik ausgelegt worden waren. Untersuchungen am Institut für Maschinenwesen zeigten seinerzeit, dass die Ursache hierfür in nicht mehr zeitgemäßen Daten für die Querelastizitätsmoduln der Seile lag.

Während das Kriechverhalten von Kunststoffseilen, ihre Biegeweichselfestigkeit und deren Längselastizität bereits ansatzweise erforscht wurden, liegen über das allgemeine Verhalten von Kunststoffseilen auf Windentrommeln und die Quersteifigkeit dieser Seile bei mehrlagiger Bewicklung keine belastbaren experimentellen Ergebnisse vor. Damit ist ein wichtiger Parameter für eine gezielte Anpassung des Windentrommeldesigns an die Erfordernisse der Kunststoffseile noch unbekannt. Eine gezielte Optimierung der Quersteifigkeit von Kunststoffseilen im Hinblick auf eine möglichst günstige Trommelbeanspruchung ist deshalb bis jetzt nicht durchführbar. Heutige industrielle Anwendungen beschränken sich deshalb – abgesehen von wenigen Anpassungskonstruktionen, z.B. bei Deepwater-Installationen /5/ (Abbildung 2) – auf eine einlagige Bewicklung der Trommel.

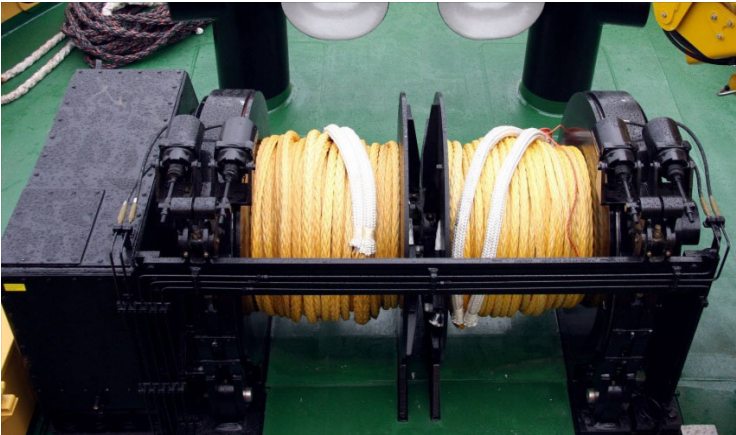


Abbildung 2: Doppelwinde mit 40mm Hochleistungsfaserseil /7/

Letzteres begrenzt die Anwendbarkeit dieser Technologie, da nur geringe Seillängen realisiert werden können. Um das gesamte Potential der Kunststoffseile beispielsweise auch im Kranbau nutzen zu können, ist jedoch eine Mehrlagenbewicklung unumgänglich, machen doch gerade die spezifischen Eigenschaften von Kunstfaser- und Hybridseilen sie unter anderem für den Kranbau durch enorme Vorteile, wie beispielsweise eine höhere Bruchfestigkeit bei deutlich geringerem Gewicht, sehr interessant. Die maximale Tragfähigkeit eines Kranes oder Tiefwassereinsatz wird heutzutage im Wesentlichen durch die eingesetzten Stahlseile begrenzt, da diese bei großen Längen aufgrund ihres Eigengewichtes reißen /6/.

2 Untersuchungen zum Querelastizitätsmodul E_{SQ} an herkömmlichen Faserseilen

Um Rückschlüsse auf die aus der mehrlagigen Bewicklung mit Faserseilen resultierenden Einflüsse auf das Beanspruchungsszenario der Windtrommel zu ziehen, wurden am IMW Untersuchungen zur Querelastizität an gebräuchlichen Kunstfasergeflechten durchgeführt. Hierbei handelte es sich um 12-litzige Rundgeflechte ohne Mantel im Kreuzschlag geflochten in den Durchmesservarianten 6 sowie 12 Millimeter aus den Materialien Dyneema® SK75, Vectran® T150 sowie Technora® T221. Abbildung 3 zeigt die ermittelten Seilquerelastizitätsmoduln in Abhängigkeit des Längskraftverhältnisses k_L sowie ein Querkraftverhältnis k_Q von 0,1 für die beiden Durchmesservarianten.

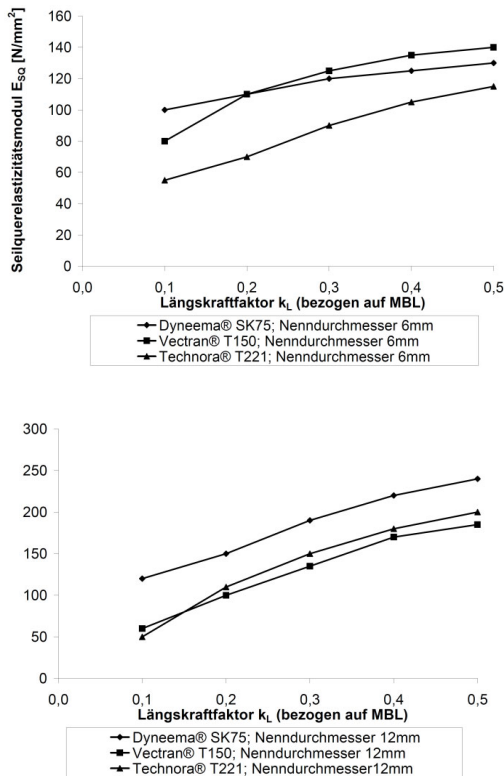


Abbildung 3: Seilquerelastizitätsmodul E_{SQ} für verschiedene Fasermaterialien, 6mm und 12mm Nenndurchmesser in Abhängigkeit von k_L ; $k_Q = 0,1$; 1. Lage

Die Abbildungen zeigen bei beiden Durchmesserderivate der geprüften Faserseilvarianten einen im Vergleich zum Stahlseil wesentlich geringeren Querelastizitätsmodul und damit eine geringere Seilquersteifigkeit. Obgleich das Fasergeflecht aus Dyneema® SK75 eine leicht höhere Quersteifigkeit im direkten Vergleich der Fasergeflechte aufweist, ist eine ähnlich dem Stahlseil adäquate Spulbarkeit des Zugmittels auf einer Windentrommel aufgrund des geringen Quermodul unwahrscheinlich – der Erfahrungswert hinsichtlich der Querelastizität zur einwandfreien Wickelbarkeit eines Seiles bzw. Fasergeflechtes legt hierfür einen Mindestwert von ca. 400 N/mm^2 fest.

3 Exemplarischer Spulversuch zum Wickelverhalten von Faserseilen

In Ergänzung zu den vorhergehenden Steifigkeitsuntersuchungen wurde das Wickelverhalten eines Seiles aus Dyneema SK75 (Kern-Mantelgeflecht, Nenndurchmesser 14 mm, 32-fach geflochtener Mantel) auf dem institutseigenem Windenprüfstand in Form eines Dauerversuches untersucht. Das Fasergeflecht wurde dabei im Zuge eines Spulversuches mit einer Seilzugkraft von 20% der Mindestbruchkraft bei einer Seilgeschwindigkeit von 20 m/min in 5 Lagen auf eine gegossene Trommel gewickelt. Ab der zweiten Seillage konnte hierbei ein unregelmäßiges Spulbild aufgrund einer starken Abplattung des Seiles durch ansteigenden Querdruck beobachtet werden. Ein stabiles Seilpaket stellte sich durch die starke Verformung des Seiles nicht ein. Die Unregelmäßigkeiten kumulierten sich im weiteren Spulungsprozess auf, was bis hin zum Überspringen einzelner Windungen führte. Es bildeten sich unregelmäßige Lücken, was ab der dritten Seillage insbesondere in den Aufstiegsbereichen zu vergrößerten Zwischenräumen führte, in die das Seil abglitt (Abbildung 4). In der Praxis wurden ähnliche Phänomene beobachtet /3/. Das Einschneiden einzelner Wicklungen in darunter liegende Seillagen ist einerseits hinsichtlich des Seilverschleißes (Abrasion sowie Wärmeentwicklung), andererseits hinsichtlich eines plötzlich eintretenden, unkontrollierten Beanspruchungszustandes der eingesetzten Windentrommel als äußerst problematisch anzusehen. Zum einen gilt es demnach, eine Seilkonstruktion bzw. Seilfaser mit hoher lateraler Steifigkeit zu identifizieren sowie andererseits die Trommelung des Zugmittels durch eine geeignete Profilierung von Trommelmantel sowie Bordscheibe zu unterstützen.

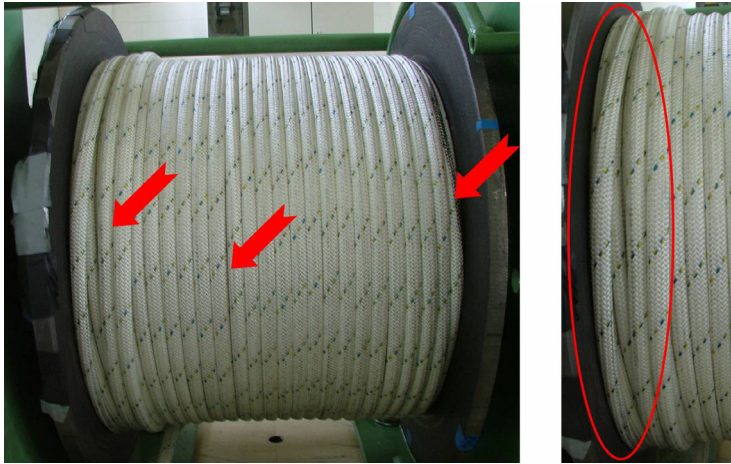
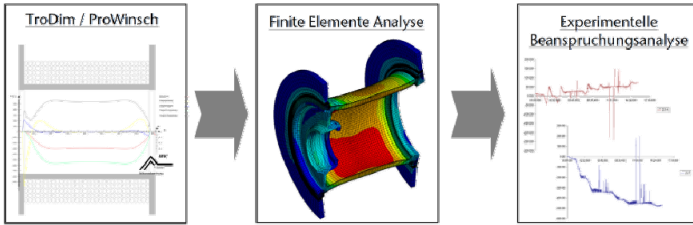


Abbildung 4: Unregelmäßiges Spulbild eines Kern-Mantel-Geflechtes aus DYNEMA SK 75 Ø 14mm

4 Numerische Bestimmung der im Zuge der mehrlagigen Bewicklung mit Faserseilen auftretenden Seiltrommelbeanspruchungen

Wie bereits dargestellt, gestaltet sich das Beanspruchungsszenario einer mehrlagig bewickelten Windentrommel grundsätzlich abhängig vom verwendeten Zugmittel. An dieser Stelle wird auf die charakteristischen Auswirkungen durch eine mehrlagige Bewicklung mit einem Faserseil eingegangen. Der in Abbildung 5 dargestellte Workflow erlaubt mit Kenntnis der Seilquersteifigkeit sowie einer vorhandenen Windentrommelgeometrie die numerische Analyse der Trommelstruktur. Im Folgenden sollen daher exemplarisch die charakteristischen Unterschiede in der Beanspruchungssituation einer mit LEBUS®-Rillungssystem versehenen Windentrommel bei Bewicklung mit einem Stahlseil im Vergleich zur Bewicklung mit einem Kunstfaserseil dargestellt werden. Als Fallstudie dient hierbei die Bewicklung einer gegossenen Trommel mit jeweils sechs Seillagen bei einer Seilzugkraft von 20 kN. Die Zugmittel werden hierbei lediglich durch ihre jeweiligen Längs- sowie Quersteifigkeiten charakterisiert: das Stahlseil weist dabei einen Längselastizitätsmodul E_{SL} von ca. 75000 N/mm² sowie einen Querelastizitätsmodul von E_{SQ} von 1600 N/mm² auf, das Kunststoffseil wird hingegen durch einen Längselastizitätsmodul E_{SL} von ca. 39000 N/mm² sowie einen Querelastizitätsmodul von E_{SQ} von 140 N/mm² beschrieben.



- Erste Aussagen zum Beanspruchungsszenario des Trommelmantels auf analytischer Grundlage (Spannungen, Dehnungen, etc.)
- Basierend auf Längs- sowie Quersteifigkeit des Zugmittels sowie Geometriedaten des Seilträgers
- Bestimmung von Mantel- sowie Bordscheibenlasten als Eingangsparameter für die numerische Analyse
- Detaillierte numerische Bauteilanalyse der komplexen Trommelgeometrie
- Eingabedaten basierend auf numerischer Grundlage (TroDim und ProWunsch)
- Festigkeitsnachweis für die realistische Geometrie der Seiltrommel
- Experimentelle Bestimmung der axialen, tangentialen sowie Biegespannungen im Trommelmantel sowie den Bordscheiben
- Möglichkeit zur Verifizierung und somit Absicherung der Vereinfachungen des analytischen Ersatzmodelles sowie der Ergebnisse der numerischen Analyse

Abbildung 5: Vorgehensweise zur Bestimmung des Beanspruchungsszenarios einer Seiltrommel

Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa

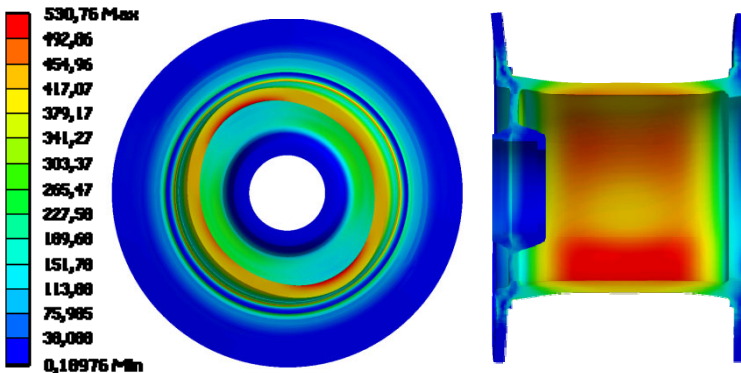


Abbildung 6: Vergleichsspannung nach von Mises in der Trommelstruktur bei Bewicklung mit einem Stahlseil, 6 Lagen, $E_{SL} = 75000 \text{ N/mm}^2$; $E_{SQ} = 1600 \text{ N/mm}^2$, Vergrößerungsfaktor = 44

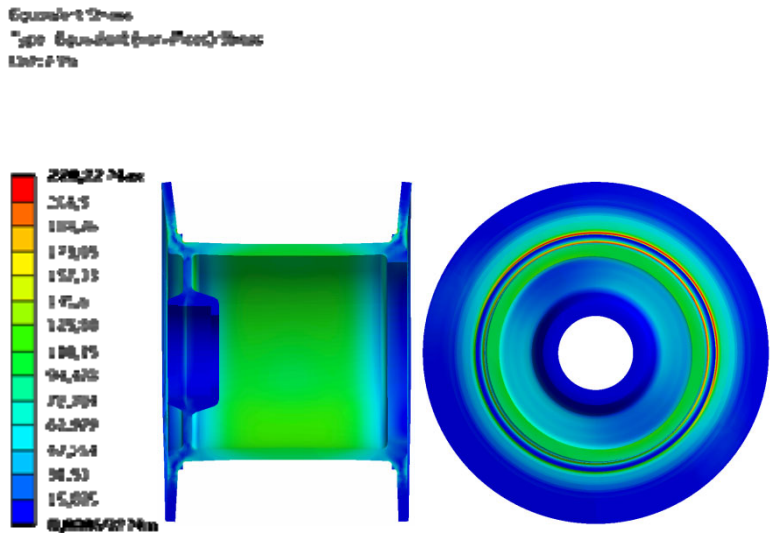


Abbildung 7: Vergleichsspannung nach von Mises in der Trommelstruktur bei Bewicklung mit einem Kunststoffseil, 6 Lagen, $E_{SL} = 39000 \text{ N/mm}^2$; $E_{SQ} = 140 \text{ N/mm}^2$, Vergrößerungsfaktor = 44

Der resultierende Beanspruchungszustand in beiden Fällen, beschrieben durch die Vergleichsspannung nach v. Mises, ist in Abbildung 6 sowie 7 dargestellt. Betrachtet wird hierbei zunächst die Trommel im Querschnitt, geschnitten entlang der Längsachse (links), als auch Trommelmantel sowie Bordscheibe im Profil, geschnitten entlang der Hochachse (rechts).

Die Ergebnisse der numerischen Simulation identifizieren in Folge der Stahlseilbewicklung (vgl. Abbildung 6) ein Vergleichsspannungsmaximum in Höhe von ca. 530 N/mm^2 sowie deutliche, unsymmetrische Verformungen im Trommelmantel. Charakteristische Bereiche des Trommelmantels, bedingt durch einen unsymmetrischen Belastungszustand aufgrund des LEBUS®-Rillungssystems, stellen in diesem Szenario eindeutig die höchstbeanspruchte Stelle des Bauteils dar.

Gänzlich anders gestaltet sich hingegen das Beanspruchungsszenario im Zuge der Bewicklung mit einem Kunstfaserseil (vgl. Abbildung 7): aufgrund der geringen Quersteifigkeit des Fasergeflechtes verringert sich die Belastung des Trommelmantels immens, unsymmetrische Verformungen im Vergleich zu Abbildung 6 sind auf ein Minimum reduziert. Ein Vergleichsspannungsmaximum in Höhe von lediglich ca. 220 N/mm^2 wird nunmehr nicht im Trommelmantel, vielmehr im Übergangsbereich der festlagerseitigen Bordscheibe identifiziert.

Ebenso treten gegenüber der Stahlseilbewicklung höhere Deformationen im Bereich der Bordscheiben auf, denen ebenfalls wirksam begegnet werden muss.

Selbstverständlich sind die beschriebenen Phänomene quantitativ lediglich gültig für die exemplarisch dargestellte Trommelgeometrie, sie zeigen jedoch klare Tendenzen auf, die gegenwärtige Problematiken teilweise entspannen können, andererseits neue Fragen aufwerfen bzw. Gestaltungsmöglichkeiten des Gesamtsystems Seil-Seiltrommel eröffnen.

Eine Änderung charakteristischer Seileigenschaften durch den Einsatz synthetischer Seile wie beispielsweise deren Biegesteifigkeit, Längs- sowie Querelastizität führt demnach zu einer dramatischen Änderung der Belastungen auf das System Seil und Seiltrommel und gleichzeitig zu neuen Schädigungsmechanismen, die eine unterschiedliche Dimensionierung der Seiltriebelemente zur Folge haben müssen.

Durch die im Vergleich zu Stahlseilen geringere Formstabilität der Faserseile unter Last stellen sich andersartige mechanische Belastungen an Trommelmantel sowie Bordscheiben (Flächenpressungen, Biegebeanspruchung, Zug-/ bzw. Druckbeanspruchungen, Spannungsspitzen, Reibung/Abrasion usw.) ein. Die konstruktive Gestaltung der Trommel (Wandstärke der Trommel, Dicke der Bordscheiben, Übergang Bordscheibe zu Trommel etc.) muss demnach hierfür in großen Teilen neu definiert werden.

5 Zusammenfassung

Drahtseile sind aus dem heutigen Alltag nicht mehr wegzudenken. Diesen Erfolg hätte sich der Clausthale Oberbergrat Albert im Jahr 1834 wohl kaum träumen lassen, richtete sich sein berechtigter Stolz doch „nur“ auf die Lösung eines brennenden, schon Existenz bedrohenden Problems im Bergbau. Insbesondere das Fehlen wissenschaftlich abgesicherter Erkenntnisse über die Eigenschaften von Kunststoffseilen (z.B. Längs- und Querelastizitätsmodul), welche für eine beanspruchungsgerechte Trommeldimensionierung und -gestaltung wichtig sind, vor allem aber auch über deren Verhalten beim Einsatz in Seiltrieben (Spulungsverhalten bei Mehrlagenbewicklung, Stabilität des Seilquerschnitts, Seilschwingungen, Ermüdung, Verschleiß etc.) ist ein wesentlicher Hinderungsgrund für die zügige Einführung neuer, marktreifer Produkte, welche die innovativen Potentiale der Kunststoffseile in vollem Umfang nutzen.

Erhöhte Anforderungen, neue Materialien sowie Produktionsverfahren verlangen demnach innovative Lösungen für das "alte" Maschi-

nenelement-Seil und Seil-Trommel für wichtige Transportaufgaben auch in der heutigen Zeit.

Vor diesem Hintergrund konnte in diesem Jahr am Institut ein weiteres Forschungsvorhaben akquiriert werden. Das als Verbundprojekt gestaltete Vorhaben wurde in Zusammenarbeit mit der TU Chemnitz initiiert, das Konsortium besteht neben den beiden Forschungseinrichtungen aus insgesamt vier mittelständischen Unternehmen sowie einem assoziierten Partner. Wesentliche Zielsetzungen bestehen in der Bestimmung des Einflusses der Faserseilbewicklung auf das System Seil-Seiltrommel, der Gewinnung von Erkenntnissen zur Erweiterung der bestehenden Dimensionierungsgrundlage hinsichtlich des Einsatzes von synthetischen Faserseilen sowie der Identifikation einer zielführenden Seil- wie auch Trommelgestaltung für Windensysteme mit synthetischen Faserseilen zugunsten einer beanspruchungsgerechten Seil- wie auch Seiltrommeldimensionierung.

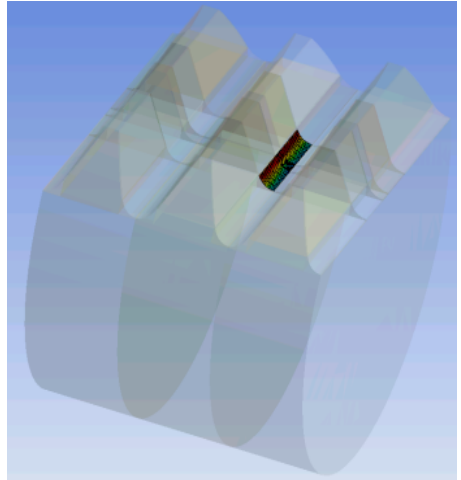
6 Literatur

- /1/ 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.
- /2/ Leng, M.; Stahr, K.; Wächter, M.: Tradition und Zukunft - Aktivitäten in der Seilforschung am Institut für Maschinenwesen, IMW-Institutsmitteilung Nr. 34, 2009
- /3/ Rebel, G., Verreet, R. and Ridge, I.M.L.: Lightweight ropes for lifting applications, Proceedings of the OIPEEC Conference, Athens, 2006.
- /4/ O'Hear, N., Grabandt, O. and Hobbs, R.E.: Synthetic fibre ropes for mine winding, Proceedings of the OIPEEC Conference, Athens, 2006.
- /5/ Smeets, P.J.H.M.: New developments on ropes with Dyneema for running wire applications, 4. FachkolloquiumInnoZug, Chemnitz, 2010.
- /6/ Standing, R.G., Jackson, G.E. and Charles, N. DISH and FRDS: Helping the Industry to Deploy Subsea Hardware in Ultra-Deep Water, Marine Heavy Transport & Lift II, The Royal Institution of Naval Architects, London, 2008.
- /7/ Mercator Media Ltd Damen delivers 'SD Reliable' - An important milestone, Maritime Journal, Hampshire, 2009.

Numerische Bestimmung des Zahnkopffaktors für kreisförmige Fußausrundung an Zahnstangen

Arslan, G.;

DIN 3990 erlaubt u.a. die Berechnung der Zahnfußbiegespannung von Zahnradern. Die Berechnungsvorschrift wurde experimentell an außenverzahnten gerad- und schrägverzahnten Stirnräder verifiziert. Sie wird auch bei der Auslegung von Zahnstangenverzahnungen angewandt. Es ist hier von Interesse, ob die Gültigkeit der DIN 3990 hinsichtlich Zahnfußbiegespannung auch für Zahnstangen gegeben ist. In diesem Artikel wird die Zahnfußbiegespannung, ausgedrückt über den Zahnkopffaktor, numerisch durch Parametervariationen bestimmt.



DIN 3990 allows e.g. the calculation of tooth root stress of gears. The calculation rule was verified experimentally on externally toothed spur and helical gears. She is also applied in the design of rack gears. It is of interest whether the validity of the DIN 3990 is also provided with regard to root stress for racks. In this article, the tooth root stress, expressed over the tip factor, determined numerically by parameter variations.

1 Einleitung

Obwohl die Zahnstange als Maschinenelement in der Technik weit verbreitet ist, gibt es sehr wenige Veröffentlichungen darüber. Die meisten Veröffentlichungen sind über außenverzahnte Stirnräder zu finden. Die DIN 3990 /1/ führt mehrere Methoden auf, um die Zahnfußbiegespannung zu ermitteln. Die Methode A ist die genaueste, aber auch zugleich die aufwändigste. Bei der Methode A kann die Zahnfußbiegespannung, über experimentelle Messungen mittels DMS-Beklebung am Bauteil oder durch numerische FE- Analyse, bestimmt werden. Sie wird selten angewandt. Die am häufigsten verwendeten Methoden sind B und C. Bei der Methode B erfolgt der

Kraftangriff am äußeren Einzeleingriffspunkt, siehe Abbildung 1 links. Um diesen Einzeleingriffspunkt bestimmen zu können, müssen die Geometriedaten der Gegenverzahnung vorliegen. Dagegen kann bei der Methode C die Zahnfußbiegespannung unabhängig von der Gegenverzahnung bestimmt werden. Aus Abbildung 1 rechts kann entnommen werden, dass der Kraftangriff von der Kopfkante ausgeht.

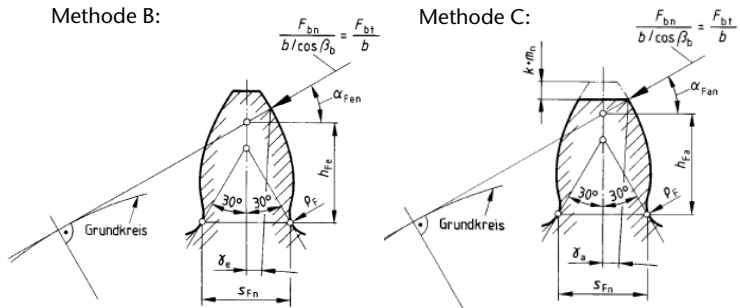


Abbildung 1: Kräfteinleitungsort nach DIN 3990 Methode B und C

Nach DIN 3990 gehen die Zahnfußbrüche von der 30°-Tangente in der Zahnfußaustrundung aus. Die Zahnfußsehnendicke s_{Fn} wird an der 30°-Tangente bestimmt, der Biegehebelarm h_{Fe} (Methode B) bzw. h_{Fa} (Methode C) werden auf die 30°-Tangente bezogen. Diese beiden Größen und der Fußrundungsradius ρ_F werden zur Bestimmung des Formfaktors Y_{Fa} und des Spannungskorrekturfaktors Y_{Sa} benötigt. Obwohl die Methode C höhere Werte für die Zahnfußbiegespannung ausgibt als die Methode B, wird sie hier eingesetzt, da der Einfluss von Geometrien untersucht werden kann, ohne Kenntnisse von der Gegenverzahnung haben zu müssen. Die Bestimmungsgleichung der Zahnfußbiegespannung für geradverzahnte Zahnstangen im Pulsatorbetrieb reduziert sich auf

$$\sigma_{F, Met.C} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{FS, Met.C}, \quad (1)$$

wobei F_t die Zahnnormalkraft, b die Zahnbreite und m_n der Normalmodul ist.

Die Gleichungen für den Spannungskorrekturkorrektor Y_{Sa} und Formfaktor Y_{Fa} sind im Folgenden aufgeführt:

$$Y_{Sa} = \left(1,2 + 0,13 \cdot \frac{s_{Fn}}{h_{Fa}} \right) \cdot \left(\frac{s_{Fn}}{2 \cdot \rho_F} \right)^{(1/(1,21+2,3 \cdot h_{Fa} / s_{Fn}))} \quad (2)$$

$$Y_{Fa} = 6 \cdot \frac{h_{Fa}^* \cdot \cos \alpha_{Fan}}{s_{Fn}^* \cdot \cos \alpha_n} \Rightarrow Y_{Fa} = 6 \cdot \frac{h_{Fa}^*}{s_{Fn}^*} \quad (3)$$

Größen, die mit einem Stern versehen sind, werden auf den Normalmodul bezogen. Der Kraftangriffswinkel α_{Fan} ist bei der Zahnstange der Normaleingriffswinkel α_n . Die Zahnbreite bei der Zahnstange ist im Gegensatz zu Stirnrädern nicht konstant.

Der numerische Kopffaktor $Y_{FS,FEM}$ kann nach Gleichung (4) ermittelt werden

$$Y_{FS,FEM} = \sigma_{F,FEM} \cdot \frac{b \cdot m_n}{F_t}, \quad (4)$$

wobei die Zahnfußspannung $\sigma_{F,FEM}$ aus der FE-Berechnung, die Zahnbreite b an der 30°-Tangente und der Normalmodul m_n aus den Geometriedaten zu entnehmen sind.

2 Parameterbasierte FE-Untersuchungen

Eine Zahnstangenverzahnung mit kreisförmiger Fußausrundung wird durch sieben Parameter – Zahnstangendurchmesser d_{zsf} , Normalmodul m_n , Normaleingriffswinkel α_n , Kopfdickenfaktor s_a^* , Kopflinie r_a , Fusslinie r_f und Fußausrundungsradius ρ_F – beschrieben.

In der Tabelle 1 sind alle 9 Grundgeometrien aufgelistet. Der aufgeführte Fußausrundungsradius ρ_F gilt für die angegebene Fusslinie r_f .

Der Fußausrundungsradius lässt sich nach folgender Gleichung berechnen

$$\rho_F = \left(\frac{s_{lf}}{2} - s_0 \right) \cdot \frac{\cos \alpha_n}{1 - \sin \alpha_n}, \quad (5)$$

wobei $s_{lf}/2$ die Zahnlückenmittenhälfte, s_0 der Versatz der Zahnlückenmitte ist. Überschreitet der Fußausrundungsradius die Fußnutzlinie r_{Nf} , so muss durch Anpassen des Versatzes s_0 der Fußausrun-

dungsradius verkleinert werden. Diesen Sachverhalt verdeutlichen die zwei Bilder in Abbildung 2b und c.

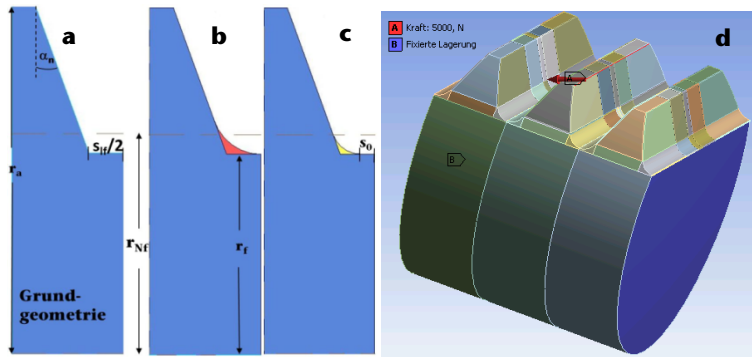


Abbildung 2: Grundgeometrie und Randbedingungen der FE-Analyse

Bezeichnung	d_{ZS} [mm]	m_n [mm]	α_n [°]	s_{a^*} [-]	r_a [mm]	r_f [mm]	$s_{if}/2$ [mm]	ρ_F [mm]
Geo 01	26	1,85	20	0,6	9,2	5,2	0,895	1,278
Geo 02	26	2	20	0,6	9,2	5,2	1,086	1,551
Geo 03	26	2,1	20	0,6	9,2	5,2	1,213	1,732
Geo 04	26	1,85	22,5	0,6	9,2	5,2	0,694	1,039
Geo 05	26	1,85	25	0,6	9,2	5,2	0,486	0,762
Geo 06	26	1,85	20	0,5	9,2	5,2	0,988	1,410
Geo 07	26	1,85	f20	0,4	9,2	5,2	1,080	1,543
Geo 08	31	1,85	20	0,6	11,6	7,6	0,895	1,278
Geo 09	36	1,85	20	0,6	14,5	10,5	0,895	1,278

Tabelle 1: Untersuchungsprogramm für Parameterstudie

Die FE-Analysen und Parameterstudien sind in Ansys Workbench durchgeführt worden. In Abbildung 2d sind die Randbedingungen dargestellt. Die Fixierung wird an den beiden Stirnflächen der dreizähligen Zahnstange vorgenommen. Die Kraft $F=5000\text{N}$ wird als Linienlast auf die Kopfkante senkrecht zur Flanke des mittleren Zahnes aufgebracht. Den FE-Analysen liegt ein linear elastisches Werkstoffmodell zugrunde, mit einem E-Modul von 210.000N/mm^2 .

In den Abbildungen 3 bis 8 ist die numerisch und analytisch berechnete Zahnfußbiegespannung bzw. Kopffaktor für verschiedene Parameter gegenübergestellt. In Abbildung 3 wird bei gleichbleibender Fusslinie der Fußausrundungsradius variiert.

Folgende Ergebnisse können zusammengefasst werden:

Die analytisch berechnete Zahnfußbiegespannung bzw. Kopffaktor weist kleinere Werte auf, als die numerischen. In Abbildung 8 sind alle Grundgeometrien in Abhängigkeit von der Fusslinie aufgetragen. Im Mittel beträgt der relative Fehler 15%. Der Fehler nimmt mit abnehmender Fusslinie bis zu 30% zu.

Vergößern des Normalmoduls, des Normaleingriffswinkels, des Zahnstangendurchmesser und Verkleinern des Kopfdickenfaktors führt zur kleineren Spannungswerten.

Der Kerbeffekt ist in Abbildung 3 sehr deutlich zu sehen. Bei gleicher Fusslinie nimmt die Zahnfußbiegespannung mit kleiner werdendem Fußausrundungsradius stark zu.

Bei Variation der Fusslinie, wie in Abbildungen 4,5 und 7 zu sehen ist, nimmt die Zahnfußspannung mit kleiner werdender Fusslinie nicht so deutlich zu, wie bei Variation des Fußausrundungsradius. In Abbildung 5 ist für die Geometrievarianten 6 und 7 die Zahnfußspannungen bis zu mittleren Fusslinie-Werten abnimmt, bevor sie wieder zunimmt.

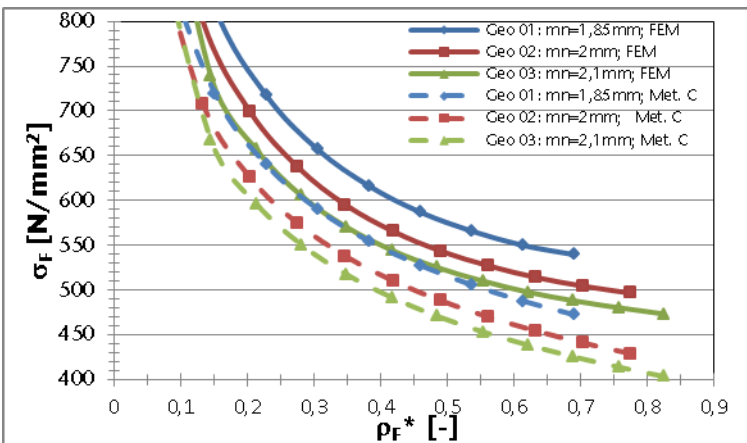


Abbildung 3: Einfluss des Fußausrundungsfaktors ρ^* auf die Zahnfußbiegespannung in Abhängigkeit vom Normmodul m_n

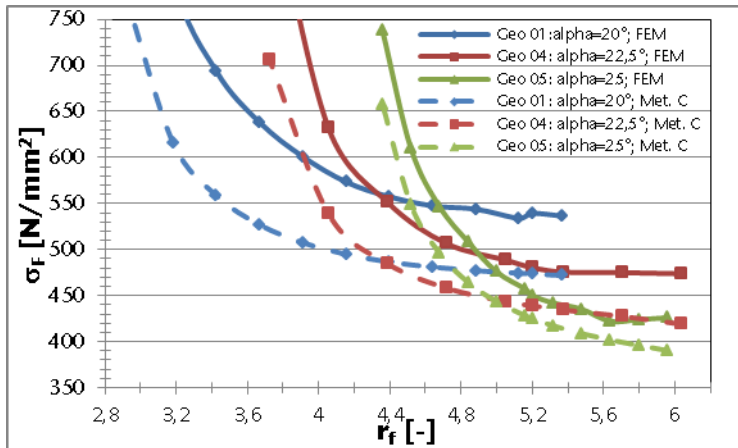


Abbildung 4: Einfluss der Fusslinie r_f auf die Zahnfußbiegespannung in Abhängigkeit vom Normaleingriffswinkel α_n

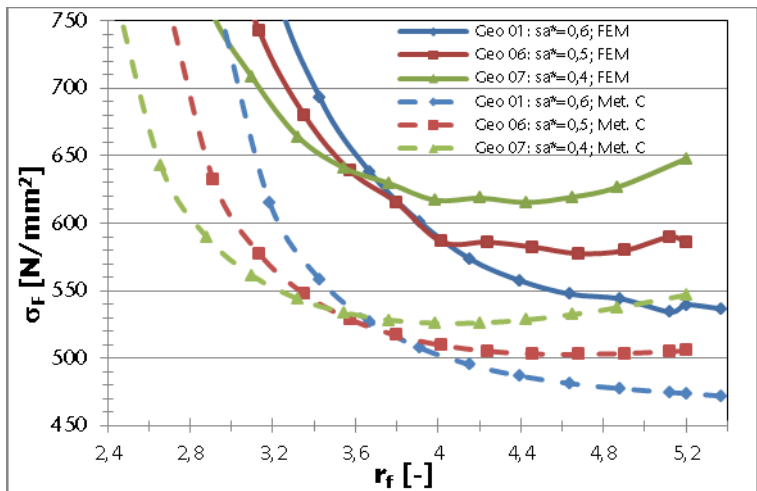


Abbildung 5: Einfluss der Fusslinie r_f auf die Zahnfußbiegespannung in Abhängigkeit vom Zahnkopfdickenfaktor s_a^*

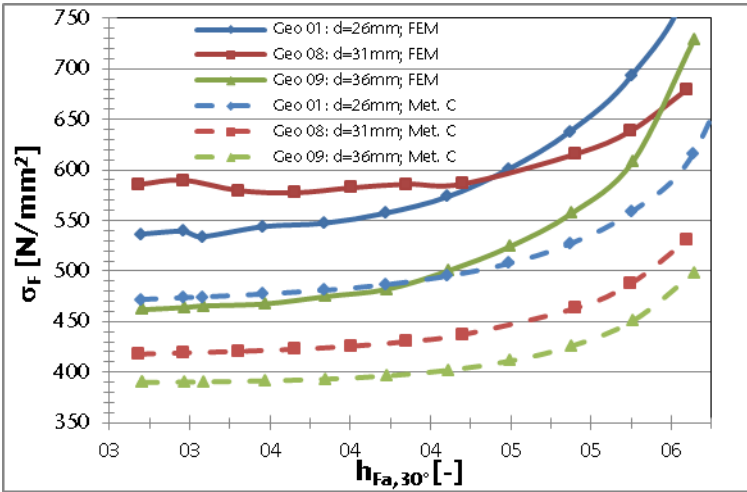


Abbildung 6: Einfluss der Zahnhöhe auf die Zahnfußbiegespannung in Abhängigkeit vom Zahnstangendurchmesser d_{zS}

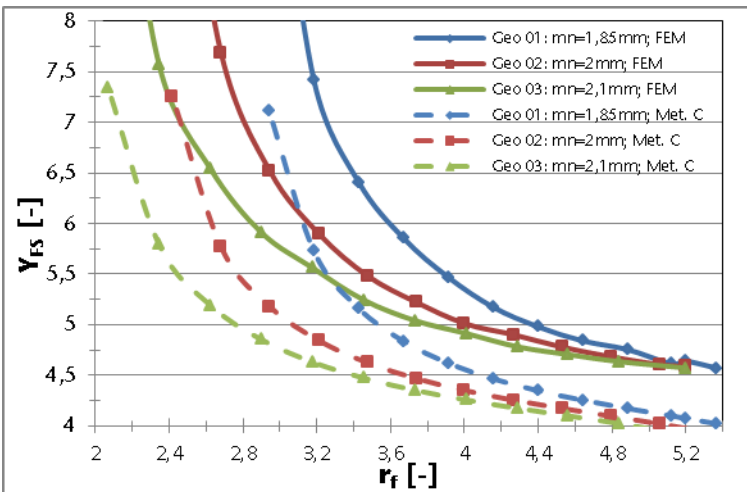


Abbildung 7: Einfluss der Fusslinie r_f auf den Kopffaktor Y_{FS} in Abhängigkeit vom Normalmodul m_n

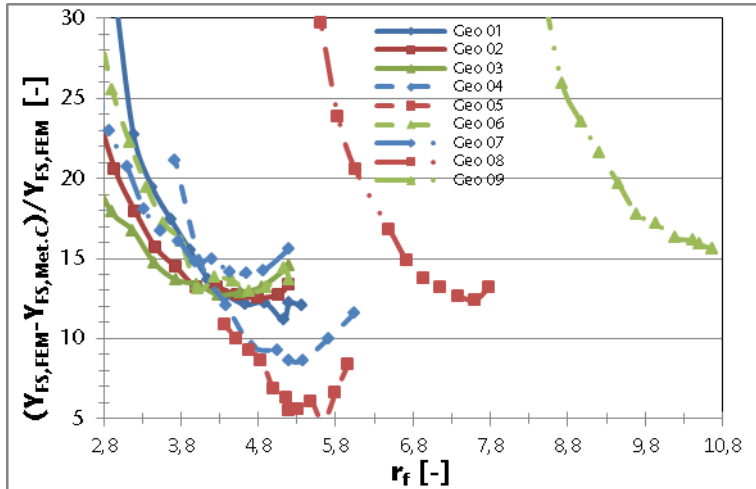


Abbildung 8: Einfluss der Fusslinie r_f auf den relativen Fehler

$$\frac{(Y_{FS,FEM} - Y_{FS,Met.C})}{Y_{FS,FEM}} \text{ für die 9 Grundgeometrien}$$

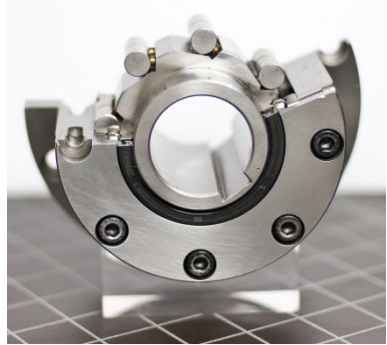
3 Zusammenfassung

In Ansys Workbench wurde eine automatisierte Parameterstudie zur Bestimmung der Zahnfußbiegespannung bzw. des Kopffaktors durchgeführt. Die Ergebnisse sind mit den analytischen Gleichungen nach DIN 3990 verifiziert worden. Die numerischen Ergebnisse liegen im Schnitt um 15% höher. Eine Anpassung des Kopffaktors kann für Zahnstangen vorgenommen werden. So kann im nächsten Schritt der Kopffaktor für alternative Zahnfußausrundungsformen bestimmt werden, welche dann den Anwendern zur Verfügung gestellt werden kann.

4 Literatur

- /1/ Norm DIN 3990 Teil 1-3: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Dez.1987

Untersuchung des Einflusses axialer Belastungen auf das Schaltverhalten von Freiläufen



Nagler, N.

Klemmkörper- und Klemmrollenfreiläufe werden als reibschlüssig wirkende Kupplungen eingesetzt, um die Wirkrichtung eines Torsionsmoments festzulegen. Bedingt durch das reibschlüssige Konstruktionsprinzip können Freiläufe weder radiale noch axiale Führungsaufgaben übernehmen. In der Praxis bekannte Schadensfälle treten immer dann auf, wenn axiale Belastungen nicht ferngehalten werden können. Im Rahmen eines 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.

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 the friction-locked design principle they are unable to execute guiding tasks in neither axial nor radial direction. Therefore damages occur in case axial loads cannot 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.

1 Einleitung

Freiläufe gehören zu den selbstständig schaltenden Kupplungen, wobei das Schalten abhängig von der relativen Drehrichtung der An- und der Abtriebsseite zueinander ist. Prinzipiell sind bei einem Freilauf die zwei Betriebszustände des Mitnahme- und des Leerlaufbetriebs möglich. Bei 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, rutscht der Freilauf durch, ohne ein Torsionsmoment vom Antrieb auf den Abtrieb zu 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 die reibschlüssigen Freiläufe durchgesetzt. Die wichtigsten Bauformen von reibschlüssigen Freiläufen sind der Klemmrollen- sowie der Klemmkörperfreilauf (s. Abbildung 1).

Beim Klemmkörperfreilauf resultieren der Mitnahme- und der Leerlaufbetrieb aus der Geometrie der Klemmelemente. Der Mitnahmebetrieb bzw. das Schalten werden dadurch erreicht, dass sich bei einer Verdrehung des Innenrings nach rechts und gleichzeitigem Fixieren des Außenrings die Klemmkörper aufstellen und reibschlüssig im (Klemm-) Spalt verkeilen. Eine Verdrehung des Innenrings nach links aus dem Zustand des Mitnahmebetriebs heraus führt zum Aufheben des Sperrens der Klemmkörper und somit zum Leerlaufbetrieb. Der Leerlaufbetrieb wird nicht nur beim Stillstand eines der Ringe erzielt, sondern auch, wenn der Antrieb zurückbleibt oder der Abtrieb voraussetzt.

Beim Klemmrollenfreilauf resultiert der Mitnahme- bzw. Leerlaufbetrieb nicht aus der Geometrie der Klemmrollen sondern der der Ringe, insbesondere der des Innensterns. Wird z. B. der Innenstern bei fixiertem Außenring nach rechts gedreht oder der Außenring nach links bei fixiertem Innenstern, verengt sich der den Rollen zur Verfügung stehende Klemmspalt, ein Reibschluss wird erzeugt und somit der Mitnahmebetrieb ermöglicht.

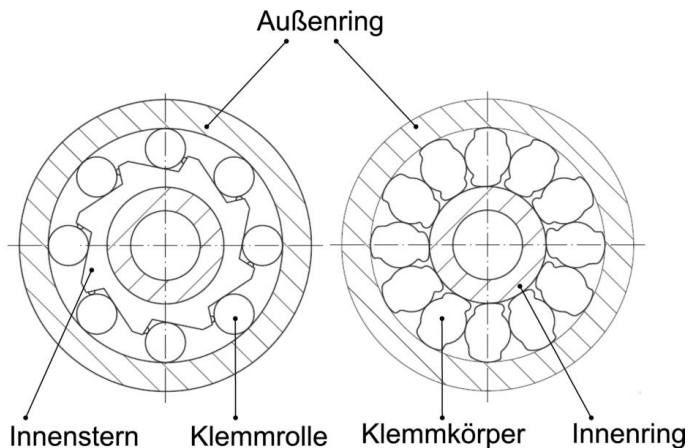


Abbildung 1: Klemmrollen- (links) und Klemmkörperfreilauf (rechts) nach /1/

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. in Strömungsprozessen, wenn axiale Kräfte in ein Torsionsmoment gewandelt werden oder in Antriebssträngen 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. Wenn das Auftreten von Axialkräften und Axialschwingungen in Freiläufen nicht durch geeignete Lagerungen oder andere Maßnahmen vermieden werden kann, so ist dies problematisch, da diese Axialbelastungen bei der Auslegung von Freiläufen nach gültigen Berechnungsvorschriften bislang nicht berücksichtigt werden und dies in Folge der erhöhten Summenbeanspruchung des Reibkontakts zu Funktionsstörungen oder einem Funktionsverlust führt.

Die grundlegende, gültige Auslegungsvorschrift für den Reibschluss ist die Einhaltung des aus den in Abbildung 2 dargestellten Kräfteverhältnissen im Freilauf resultierenden zentralen Funktionskriteriums.

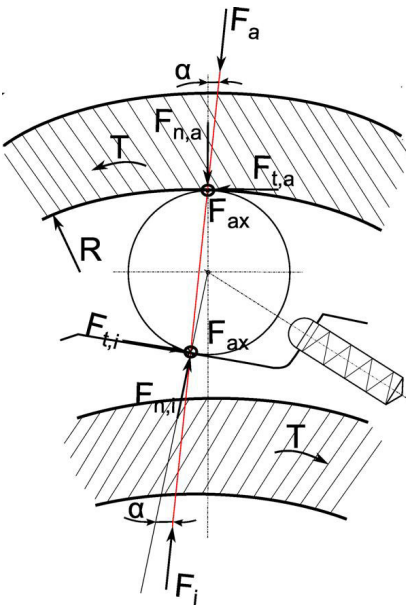


Abbildung 2: Kräfteverhältnisse im Klemmrollenfreilauf

Dieses lautet

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

und besagt, dass für eine einwandfreie Funktionserfüllung des Freilaufs das Verhältnis aus Tangential- F_t und Radialkraft F_n immer kleiner als der Reibwert μ sein muss. Der Einfluss axialer Belastungen findet hierin bislang keinerlei Berücksichtigung.

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

Schließlich soll durch die experimentellen und theoretischen Untersuchungen zudem das Verständnis für die auftretenden Phänomene im „System Freilauf“ sowie dessen Reaktion auf Belastungsänderungen gemehrt werden

3 Lösungsweg

Um die in Kapitel 2 benannten Ziele zu erreichen, werden sowohl theoretische als auch experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Dazu werden jeweils die in Tabelle 1 dargestellten Fälle untersucht.

Tabelle 1: Zu betrachtende Fälle

Statisches Torsionsmoment	Dynamisches Torsionsmoment	
1	/	Statische Axiallast
2	3 & 4	Dynamische Axiallast

3.1 Theoretische Untersuchungen

Im Rahmen der theoretischen Untersuchungen sollen, entsprechend den in Kapitel 2 benannten Zielen und zu untersuchenden Fällen, Berechnungsgrundlagen für die Auslegung zusätzlich axial belasteter Freiläufe entwickelt werden. Dazu werden FEM-Simulationen durchgeführt und ein parametrierbares Mehrkörpersimulationsmodell (MKS-Modell) der zu untersuchenden Freiläufe erstellt. Mit diesem werden Simulationen durchgeführt, deren Ergebnisse den Grundstock für die Ableitung der zu entwickelnden Berechnungsgrundlagen bilden, wobei die Ergebnisse Plausibilitätsprüfungen sowie Vergleichen mit den Ergebnissen experimenteller Untersuchungen unterzogen werden.

3.2 Experimentelle Untersuchungen

Im Rahmen des Projekts werden experimentelle Untersuchungen, entsprechend den vier Fällen aus Tabelle 1, an Schaltprüfständen durchgeführt.

Einen verfügbaren Schaltprüfstand und dessen wichtigsten Komponenten zeigt Abbildung 3.

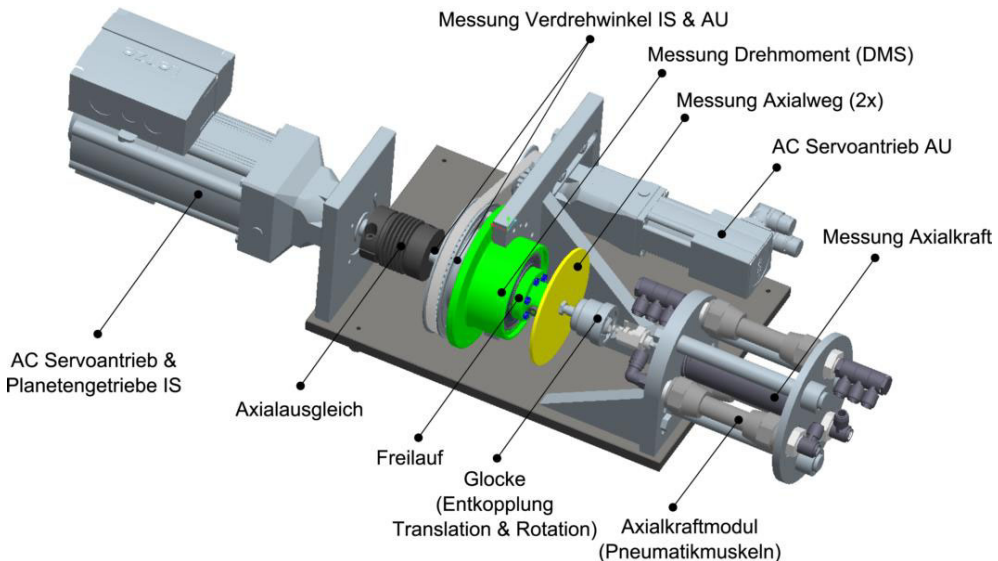


Abbildung 3: Freilaufschaltprüfstand

Bei diesem Prüfstand 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, durch zwei Wegsensoren 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)

4 Zusammenfassung

Die axiale Belastung von Freiläufen ist nicht immer vermeidbar und kann zum verfrühten Verlust der Funktionserfüllung oder Ausfall des Freilaufs führen. In den geltenden und durch die Freilaufanwender genutzten Berechnungsvorschriften konnte diese, zusätzlich zur normalen Tangentialbelastung, auftretende Axialbelastung bislang bei der Auslegung der Freiläufe nicht berücksichtigt werden. Im Rahmen des Projekts soll dieser Mangel durch die Entwicklung adäquater Berechnungsgrundlagen, basierend auf theoretischen und experimentellen Untersuchungen, behoben werden.

5 Literatur

- /1/ Produktkatalog „Freiläufe“ der Ringspann GmbH, Bad Homburg
- /2/ Stölzle, K.; Hart, S.: Freilaufkupplungen – Berechnung und Konstruktion; 1. Auflage; Springer-Verlag; Heidelberg; 1961

Über die Lebensdauerberechnung oszillierender Wälzlager

Schmelter, R.



Die Berechnungsmethoden für die Lebensdauer von Wälzlagern unter kontinuierlicher Rotation spiegeln mittlerweile gut die real zu erwartenden Lebensdauer eines Lagers wieder. Wird das Lager jedoch oszillierend bewegt, liefern die herkömmlichen Berechnungsverfahren unzureichend genaue Ergebnisse. Daher wurden bisher mehrere verschiedene Ansätze zur Berücksichtigung der Oszillation aufgestellt. In diesem Artikel werden dieses an einem Beispiel verglichen.

The calculation of fatigue life for rolling element bearings fits well to real experiences. But if the bearing is under oscillatory condition, the common methods will give underappreciated results. To consider oscillating rotation, some approaches were discovered. These approaches will be compared in this article by example.

1 Wälzlager und Wälzlagerlebensdauer

Typischerweise werden Wälzlager zur Abstützung von z.B. Wellen unter reiner Rotation verwendet. Jedoch existieren daneben noch Anwendungen, in denen ein Wälzlager rein oszillierend oder wechselnd oszillierend und rotierend betrieben wird. Unter solchen Bedingungen führen die herkömmlichen Berechnungsverfahren für die Lagerlebensdauer zu zu geringen Werten. Um die höhere Lagerlebensdauer eines oszillierenden Lagers genauer abschätzen zu können, wurden mehrere Ansätze entwickelt, die in ihrer Anwendung unterschiedlich komplex sind, aber auch stark unterschiedliche Ergebnisse liefern. An einer Beispielrechnung sollen diese Verfahren hier vorgestellt werden.

1.1 Lebensdauerberechnung unter reiner Rotation

Die Berechnung der Lagerlebensdauer unter reiner Rotation ist in DIN ISO 281 /1/ international genormt. Der Berechnungsablauf entspricht den aktuellen Stand der Technik. Die Berechnung der Lebensdauer erfolgt dabei nach Formel 1.1 durch den Vergleich der dynamischen Tragzahl der Wälzkörper C mit den dynamisch, äquivalenten Belastun-

gen P (Formel 1.2) nach ISO 281 unter Berücksichtigung eines, von der Arte des Wälzkörpers abhängigen, Exponenten p .

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad 1.1$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad 1.2$$

Der Lebensdauerexponent p beträgt für Lager mit idealisierter Punktberührung (Kugellager) 3 und für idealisierte Linienberührung 10/3.

Die Lebensdauer L_{10} gibt die Lebensdauer eines Wälzlagers mit 90% Überlebenswahrscheinlichkeit an. Für viele Anwendungen ist diese Zuverlässigkeit jedoch zu gering. Vor allem wenn man bedenkt, dass unter günstigen Betriebsbedingungen (Schmierung, dynamische Belastungen,...) ein Wälzlager eine vielfach höhere Lebensdauer als L_{10} erreichen kann. In DIN ISO 281 besteht daher, die Lebensdauer L_{10} mit Lebensdauerbeiwerten a_{ISO} und a_1 gemäß Formel 1.3 zu korrigieren.

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10} \quad 1.3$$

Der Faktor a_1 verringert die Lebensdauer zu einer höheren Zuverlässigkeit. Faktor a_{ISO} berücksichtigt die Spannungskonzentration in der Kontaktzone, die Schmierbedingungen, Verunreinigungen sowie die durch feste Passung am Innenring verursachte Umfangsspannung. a_{ISO} ist daher eine Funktion der Ermüdungsspannung im Verhältnis zur tatsächlich auftretenden Spannung. Die Ermüdungsspannung der Laufbahn ist hauptsächlich abhängig von der Lastverteilung der Spannung an der Oberfläche und dem höchstbelasteten Wälzkontakt. Diese ist sehr schwer zu ermitteln. In ISO 281 wird daher die Ermüdungsgrenzbelastung C_u eingeführt. Der Lagerlebensdauerbeiwert a_{ISO} wird dann angenähert durch Formel 1.4.

$$a_{ISO} = f \left(\frac{C_u}{P} \right) \quad 1.4$$

In der praktischen Anwendung nach ISO 281 berücksichtigt der Faktor a_{ISO} folgende Einflüsse:

- Schmierung (Art des Schmierstoffes, Viskosität, Lagerdrehzahl, Lagergröße, Additive)
- Umgebung (Verunreinigung, Abdichtung)
- Verunreinigung durch feste Partikel (Härte und Teilchengröße im Verhältnis zur Lagergröße, Schmierverfahren, Filtrierung)

- Der Einbaus (Sauberkeit des Einbaus) /1/

Damit wird a_{ISO} abhängig vom Verunreinigungsbeiwert e_c und dem Viskositätsverhältnis κ (Formel 1.5).

$$a_{ISO} = f\left(\frac{e_c \cdot C_u}{P}, \kappa\right) \quad 1.5$$

1.2 Berücksichtigung rein oszillierender Bewegung

Die Berechnung der Lagerlebensdauer in ISO 281 kann durch Bildung von Lastkollektiven für veränderliche Lagerlasten und Drehzahlen berechnet werden. Bei der Berechnung der Lebensdauer von Wälzlagern gegen Rollverschleiß gehen die Annahmen jedoch immer von vollständigen Umdrehungen eines Lagerringes gegenüber des anderen aus. Für die Anwendung von Wälzlagern unter oszillierenden Betrieb, z.B. in Kreuzgelenkwellen, kann daher ISO 281 nur bedingt angewandt werden. Wird ein Lager rein oszillatorisch belastet, werden nur ein Teil der Wälzkörper sowie Teilbereiche der Lagerringe unter Last überrollt. Durch die dadurch geringere, mittlere Last ergeben sich höhere Lebensdauern für oszillatorisch belastete Lager im Vergleich zu Lagern mit kontinuierlicher Umdrehung gleicher Frequenz und Belastung.

Harris /2/ leitet über die Verhältnisse des Rotationswinkels eines oszillierenden Lagers und eines rotierenden Lagers für die Lebensdauer eines oszillierenden Lagers die Beziehung

$$L = \left(\frac{C}{P_{RE}}\right)^p \quad 1.6$$

her. P_{RE} beschreibt darin eine reduzierte, äquivalente Lagerlast gemäß

$$P_{RE} = \left(\frac{2\phi}{\pi}\right)^{\frac{1}{p}} \cdot P \quad 1.7$$

wobei ϕ den Oszillationswinkel in Radian beschreibt. Houpert /3/ erweiterte diesen Ansatz für Lager unter kombinierter radialer und axialer Last mit Berücksichtigung der Lastzone. Weiterhin wandte Houpert die Palmgren-Miner-Regel auf die Lastzone an. Letztendlich fand Houpert einen oszillatorischen Lebensdauerfaktor A_{osc} (Abbildung 1), mit dem sich die Lagerlebensdauer eines oszillierenden Lagers nach Formel 1.8 berechnen lässt.

Nach Harris liefert die Methode von Houpert besser zutreffende Er-

gebnisse für die Lagerlebensdauer als die von Harris selbst vorgeschlagene. Jedoch ist die Ermittlung des oszillatorischen Lebensdauerfaktors sehr aufwändig. Für eine Ausdehnung der Lastzone $\varepsilon > 1$, definiert nach Formel 1.9, ergeben sich nach beide Methoden gut übereinstimmende Ergebnisse. δ_a und δ_r bezeichnen darin den axialen und radialen Lagerringversatz aufgrund der äußeren Last, α den Kontaktwinkel.

$$L = A_{\text{osc}} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad 1.8$$

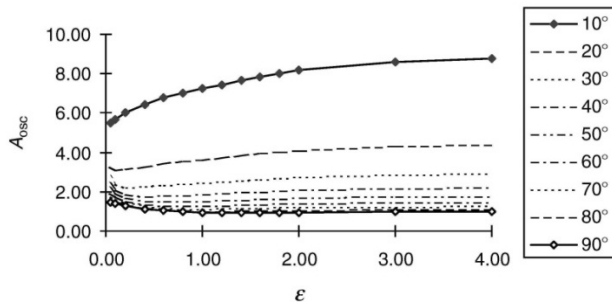


Abbildung 1: oszillatorischer Lebensdauerbeiwert A_{osc} in Abhängigkeit des Oszillationswinkels von 10° bis 90° und der Lastzone ε /3/

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\delta_a \tan \alpha}{\delta_r} \right) \quad 1.9$$

In /4/ unterteilt Harris die in /2/ vorgeschlagene Methode für die oszillierende Lagerlebensdauer noch für verschiedene Oszillationswinkel. Dafür definiert Harris einen kritischen Oszillationswinkel als Amplitude der Rotation zwischen Innen- und Außenring eines Lagers, bei dem die beanspruchte Zone durch einen Wälzkörper den beanspruchten Bereich des nächsten Wälzkörpers berührt aber nicht überlappt (Formel 1.10). z bezeichnet die Anzahl der Wälzkörper.

$$\Phi_{\text{krit}} = \frac{720^\circ}{z(1 \pm \varepsilon)} \quad 1.10$$

Für Amplituden der Oszillation $\phi > \Phi_{\text{krit}}$ gilt demnach für eine korrigierte dynamische Lagerkapazität

$$C_{osc} = C \cdot \left(\frac{180^\circ}{\phi} \right)^p \quad 1.11$$

wobei $p=3$ für Lager mit Punktkontakt und $p=4$ für Lager mit Linienkontakt gesetzt wird. Für Oszillationswinkel $\phi < \phi_{krit}$ gilt für Kugellager

$$C_{osc} = C \cdot \left(\frac{180^\circ}{\phi} \right)^{\frac{3}{10}} \cdot Z^{0,033} \quad 1.12$$

Und für Rollenlager

$$C_{osc} = C \cdot \left(\frac{180^\circ}{\phi} \right)^{\frac{2}{9}} \cdot Z^{0,028} \quad 1.13$$

. Die Lagerlebensdauer berechnet sich dann nach

$$L_{10} = \left(\frac{C_{osc}}{P} \right)^p \quad 1.14$$

mit $p=3$ für Punktkontakt und $p=10/3$ für Linienkontakt.

Die bisher vorgestellten Methoden basieren auf kinematischen Beziehungen und Betrachtung der Lastzone. Eine andere Möglichkeit, oszillierende Bewegung mit den Mitteln von ISO 281 zu berücksichtigen, ist die Bildung eines virtuellen Geschwindigkeitskollektivs. Dazu wird der sinusförmige Verlauf der Geschwindigkeit in Abschnitte gleicher Geschwindigkeit zerlegt, aus der dann das Kollektiv gebildet wird. Dieses Geschwindigkeitskollektiv wird dann auf die Berechnung des Lebensdauerbeiwertes a_{ISO} bei der Berechnung der Schmierverhältnisse angewendet.

1.3 Berechnungsbeispiel

1.3.1 Eingangsdaten

Die Beispielberechnung wird anhand eines Rillenkugellagers vom Typ 16021 durchgeführt. Die grundlegenden Lagergeometriedaten sowie die wirkenden Lasten sind in Tabelle 1 aufgeführt. Das Lager soll mit einem Mineralöl mit einer Viskosität von $256,7 \text{ mm}^2/\text{s}$ geschmiert werden. Die Einbau- und Betriebsbedingungen sind sauber.

1.3.2 Nach ISO 281, erweitert

Die erweiterte Berechnungsmethode nach ISO 281/1/ sieht die Berücksichtigung der Lagerlebensdauer nach Gleichung 1.1 mit einem Le-

Tabelle 1: Lagerbelastung und Lagergeometrie

Lagerbelastung	10000 N
Schwenkwinkel	9 °
Schwenkfrequenz	52,4 1/s
Entsprechende Drehzahl	500 1/min
Lager	16021
Innendurchmesser d	105 mm
Außendurchmesser D	160 mm
Teilkreisdurchmesser D_{pw}	132,5 mm
Breite B	18 mm
Anzahl Wälzkörper	18
Dynamische Tragzahl C	57 kN
Statische Tragzahl C_0	54 kN
Ermüdungsgrenzbelastung C_u	2390 N

bensdauerfaktor a_{ISO} vor (Gleichung 1.3). In diesem Faktor werden systemabhängige Einflüsse wie Art und Sauberkeit der Schmierung sowie die Ermüdungsgrenze des Lagers zusammengefasst.

Für das oben genannte Lager ergibt sich eine nominelle Lagerlebensdauer für eine äquivalente Drehzahl von 500 1/min von 185,2h. Die Berechnung des Lebensdauerfaktors a_{ISO} sind die Ermüdungsgrenzbelastung des Lagers, die Einschätzung der Verunreinigung sowie das Viskositätsverhältnis κ zwischen tatsächlicher kinematischer Viskosität zur Bezugsviskosität des Schmieröles als Daten notwendig. Für a_{ISO} ergibt sich somit unter den gegebenen Lastverhältnissen ein Wert von 29,5. Somit beträgt die erweiterte Lagerlebensdauer nach ISO 281 $L_{ISO\ 281} = 5471h$.

1.3.3 Nach Harris, Methode 1

1.3.3 Nach Harris, Methode 1

Harris versucht in seiner in /2/ vorgeschlagenen Methode, eine rein oszillatorische Lagerbewegung bei der Lebensdauerberechnung durch eine reduzierte Lagerlast zu berücksichtigen. Nach Formel 1.7 ergibt sich diese unter den wirkenden Belastungen zu $P_{RE} = 4642N$. Die nominelle Lagerlebensdauer beträgt damit 1851h. Diese nominelle Lebensdauer kann mit a_{ISO} aus ISO 281 zur Berücksichtigung des realen Systems erweitert werden. Unter den vorliegenden Lastfall ergibt sich a_{ISO} ebenfalls zu 29,5. Somit ergibt sich die Lagerlebensdauer nach Harris Methode 1 zu $L_{Harris,1}$ zu 546170h.

1.3.4 Nach Harris, Methode 2

Eine zweite, von Harris in /4/ vorgeschlagene Methode für die Lebensdauerberechnung oszillierender Lager geht von einer Korrektur der dynamischen Tragzahl in Abhängigkeit des Schwenkwinkels aus. Dabei muss unterschieden werden, ob der Schwenkwinkel einen kritischen Wert unterschreitet oder überschreitet. Für das vorliegende Lager ergibt sich ein kritischer Schwenkwinkel von 26,7°. Damit liegt der Betriebsschwenkwinkel unter dem kritischen Schwenkwinkel. Das bedeutet, dass jeder Wälzkörper einen Lagerbereich überrollt, der von

keinem anderen Wälzkörper berührt wird. Die korrigierte Lagerkapazität ergibt sich nach Gleichung 1.12 zu $C_{OSC} = 154kN$. Damit ergibt sich eine nominelle Lebensdauer des Lagers zu 3652h. Die korrigierte Lagerlebensdauer nach ISO 281 beträgt dann $L_{Harris,2} = 107750h$ mit $a_{ISO} = 29,5$.

1.3.5 Nach Houpert

Houpert korrigiert die Lagerlebensdauer oszillierender Wälzlager durch einen Faktor A_{OSC} , der unter Berücksichtigung der Lagerbelastung und der Theorie von Palgren und Miner gefunden wurde. Für das gegebene Lager unter rein radialer Belastung ergibt sich der Lastzonenparameter ϵ zu 0,5. Aus **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** lässt sich nun der Faktor A_{OSC} zu 6,2 bestimmen. Die nominelle Lagerlebensdauer beträgt somit 1148h. Modifiziert mit a_{ISO} ergibt sich eine Lagerlebensdauer des oszillierenden Wälzlagers zu $L_{Houpert} = 33873h$. Diese Lebensdauer gilt genau genommen nur für den Innenring. Da dieser jedoch am häufigsten durch Verschleiß ausfällt, kann dieser als schwächstes Glied im Lager aufgefasst werden, womit die Lebensdauer $L_{Houpert}$ für das komplette Lager ausschlaggebend ist.

1.3.6 Nach ISO 281, erweitert und modifiziert

Nach einer Idee ebenfalls von Houpert kann man das oszillieren eines Lagers durch Bildung eines virtuellen Lastkollektives über der Rotationsgeschwindigkeit des Lagers bei der Ermittlung von a_{ISO} berücksichtigen. Dazu wird der sinusförmige Verlauf der Oszillation in eine begrenzte Anzahl Bereiche unterteilt, über der die Rotationsgeschwindigkeit gemittelt wird. Unterteilt man bei rein sinusförmiger Oszillation einen Zyklus in 10 Bereiche mit einer mittleren Drehzahl von $0,1 * n_{max}$ bis $1 * n_{max}$ ergibt sich die Verteilung der Drehzahlen nach Tabelle 2.

Die maximale Vergleichsdrehzahl n_{max} berechnet sich zu 78,5 1/min. Der Lebensdauerbeiwert a_{ISO} ergibt sich dann als mit der Häufigkeit gewichtetes, quadratisches Mittel der 10 Einzelwerte für die 10 Drehzahlen zu 34,2. Damit berechnet sich die Lagerlebensdauer des oszillierenden Lagers zu $L_{ISO 281, mod} = 6330h$.

Tabelle 2: Verteilung der Drehzahl

$0,1 * n_{max}$	6,67%
$0,2 * n_{max}$	6,35%
$0,3 * n_{max}$	6,98%
$0,4 * n_{max}$	6,35%
$0,5 * n_{max}$	7,62%
$0,6 * n_{max}$	7,62%
$0,7 * n_{max}$	7,62%
$0,8 * n_{max}$	10,16%
$0,9 * n_{max}$	11,75%
$1 * n_{max}$	28,79%

1.3.7 Zusammenfassung Berechnungsergebnisse

Für die verschiedenen Ansätze zur Berechnung der Lagerlebensdauer oszillierender Lager ergeben sich die Ergebnisse für den vorliegenden Lastfall nach Tabelle 3.

Tabelle 3: Berechnungsergebnisse der verschiedenen Verfahren

Berechnungsverfahren	ISO 281	Harris 1	Harris 2	Houpert	ISO 281, modifiziert
a_{ISO}	29,5	29,5	29,5	29,5	34,2
Lagerlast	10000N	4642N	10000N	10000N	10000N
kritischer Schwenkwinkel	-	-	26,7°	-	-
korrigierte Lagerkapazität	-	-	154kN	-	-
A_{osc}	-	-	-	6,2	-
Lebensdauer	5471h	54617h	107750h	33873h	6330h

2 Zusammenfassung

Vorgestellt wurden verschiedene Verfahren zur Berücksichtigung oszillierender Lagerbewegung bei der Lebensdauerberechnung. Die Ergebnisse weisen große Unterschiede bei der berechneten Lebensdauer auf. Aber alle Lebensdauern liegen über den nach ISO 281 berechneten Wert. Als konservativste Auslegung kann demnach die Modifikation von ISO 281 durch ein virtuelles Lastkollektiv angesehen werden. Durch die starke Abweichung zu hohen Lebensdauern ist vorerst eine Berechnung nach /4/ abzusehen. Eine Überprüfung der Ergebnisse durch Experimente konnte bisher nicht durchgeführt werden. Daher ist eine konkrete Empfehlung zu einer der verbleibenden Berechnungsverfahren nicht möglich. Die Auswahl muss anhand der persönlichen Erfahrung und gegebener Randbedingungen erfolgen.

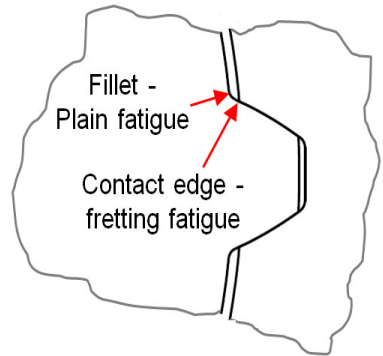
3 Literatur

- /1/ Norm DIN ISO 281; Oktober 2010, Wälzlager – dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer.
- /2/ Harris, T.A.; Kotzalas, M.N.: Rolling Bearing Analysis, Essential Concepts of Bearing Technology, Taylor & Francis Group, Boca Raton 2007.
- /3/ Houpert, L.: Bearing Life Calculation in Oscillatory Applications, Tribology Transactions 1999.
- /4/ Harris, T.A.; Rumbarger, J.H.; Butterfield, C.P.: Wind Turbine Design Guideline DG03 : Yaw and Pitch Rolling Bearing Life, NREL/TP-500-42362 2009.

Comparison of different shaft-hub connection profiles considering fretting fatigue and plain fatigue performances

Shen, L. J.

The spline teeth is exposed to dangers of plain fatigue crack due to fillet bending and fretting induced crack near contact edge at the same time under 'no macro relative movement (between connection shaft and hub tooth)' running state. This paper compared the plain fatigue and fretting fatigue performances of different shaft-hub connection profiles.



1 Introduction

Under 'no macro relative movement (between connection shaft and hub tooth)' running state, the spline shaft-hub connection (SHC) teeth is exposed to dangers of plain fatigue crack due to fillet bending and fretting induced crack at the same time. Compared to the material engineering measurements such as surface treatment, coating, use of better materials etc., the structure optimization can improve the fatigue strength of spline teeth more economically, and is a more competent task for a mechanical engineer. This paper will discuss the competition of plain fatigue and fretting fatigue near teeth root at first and then the palliative measurements to both of them.

2 Plain/fretting fatigue 'Competition' in spline SHC teeth

Fig. 1 shows the distribution of fretting damage parameter (FDP, $FDP = \tau_{fric} \cdot s / 1/$) and fretting fatigue damage parameter (FFDP, $FFDP = \sigma_{tan} \cdot \tau_{fric} \cdot s / 1/$) along teeth flank of involute spline shaft-hub connection under dynamic torque. The distribution of FDP along teeth flank is similar to the distribution of contact pressure, serious friction at both of the contact edges may lead to serious fretting wear but not bound lead to fatigue crack. The algebraic maximal value of

FFDP occurs near the start of contact, and after that, the value of FFDP changed from positive to negative. Though the author of FFDP model did not discuss the sign of FFDP value, the crack occurred at the point with maximal positive value of FFDP /1/. Many of the fretting fatigue studies are implemented in a 'fretting pad + uniaxial tensioned specimen' experiment configuration /2,3/, the normal stress in tangential direction of contact surface is always tension stress, so there's no need to discuss the sign of FFDP value in this kind of experiment configuration. But, in spline SHC, the tensile stress along the contact surface is generated by the contact load on the teeth flank. This implies that the tensile stress along the tangential direction of contact surface is one of the prerequisite of fretting fatigue crack in FFDP model. So, according to the distribution of FFDP along teeth flank, the only potential location of fretting fatigue crack is at the teeth flank contact edge near teeth fillet.

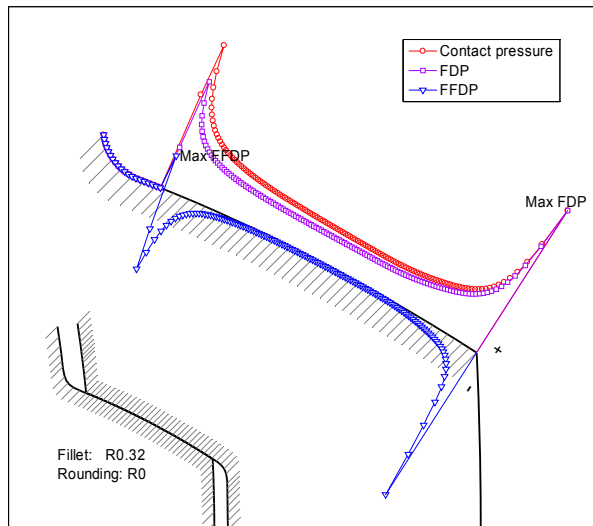


Fig.1: Distribution of FDP and FFDP (normalized by dividing respective maximal values) along involute spline teeth flank

At the same time, the critical plane multi-axial SWT /4,5/ and FS /6/ plain fatigue prediction parameters are also implemented to the dynamically loaded spline teeth flank, the distribution of SWT and FS parameter along the shaft teeth flank are showed in Fig.2. The first peak values of SWT parameter and FS parameter occurred at the fillet of teeth, the second peak value occurred near the start of contact. Rather than the fretting fatigue crack location predicted by the FFDP

model, the most possible location of plain fatigue crack predicted by SWT or FS parameter is at the fillet of involute spline teeth.

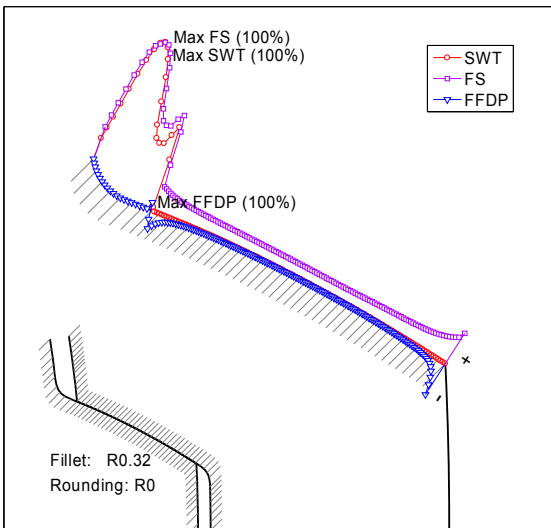


Fig.2: Distribution of SWT and FS (normalized along teeth flank, Fillet: R0.32; Rounding: R0)

As discussed above, the FFDP predicted that the only potential location of fretting fatigue crack is at the teeth flank contact edge near teeth fillet, the SWT and FS parameters predicted that the most possible location of plain fatigue crack is at the fillet of involute spline teeth. Here comes the question that which one, plain fatigue crack at the fillet of spline teeth or the fretting fatigue crack near the start of contact will lead to the fracture of the spline teeth, we define it as a plain/fretting fatigue competition mechanism. Obviously, our concern is to minimize the danger of fretting fatigue near contact edge and plain fatigue at teeth fillet at the same time. The first intuition of structure optimization is to round the sharp contact edge for the purpose of alleviating stress singularity and abrupt stiffness change near contact edge or increase the radius of teeth fillet. Increase the radius of fillet greatly decreased the value of SWT and FS parameter but further increased the danger of fretting fatigue, because the teeth root becomes stiffer and gives rise to the micro slip at contact edge, as shown in Fig.3

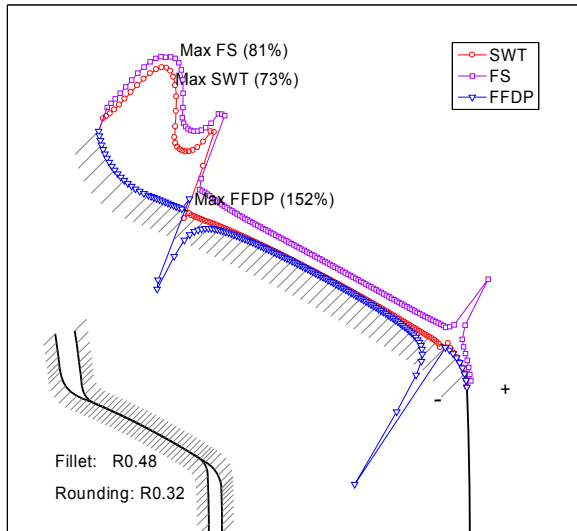


Fig.3: Distribution of SWT, FS and FFDP parameter (normalized) along teeth flank, Fillet: R0.48; Rounding: R0.32,

3 Comparison of involute spline and IMW complex cycloid profile

The complex cycloid profiles introduced by Ziaei, M. provided an alternative to the standard spline shaft-hub connections to transmit torque [7, 8]. The geometrically continuous contour of complex cycloid profile gets rid of the stress singularity and abrupt change of stiffness problem that greatly concerned in spline shaft-hub connections, and furthermore, it is hopefully to decouple the function centering from the function of torque transmission by profile optimization. Here, the plain and fretting fatigue prediction parameters will be also implemented in a group of complex cycloid profile in order to compare the plain/fretting fatigue performances with involute spline SHC under dynamic torque. Referred to the common equation introduced by Ziaei, M. [8], a new group of complex cycloid profile is introduced here, named as IMW profile. Keeping the teeth number, the major radius, minor radius and the middle radius be the same with involute spline SHC, Fig.4 shows the shape of four IMW profiles with different pressure angles. According to the parameter equation of IMW complex cycloid profile, every involute spline SHC in DIN5480 can find several corresponding IMW profiles with different pressure angle following the above method.

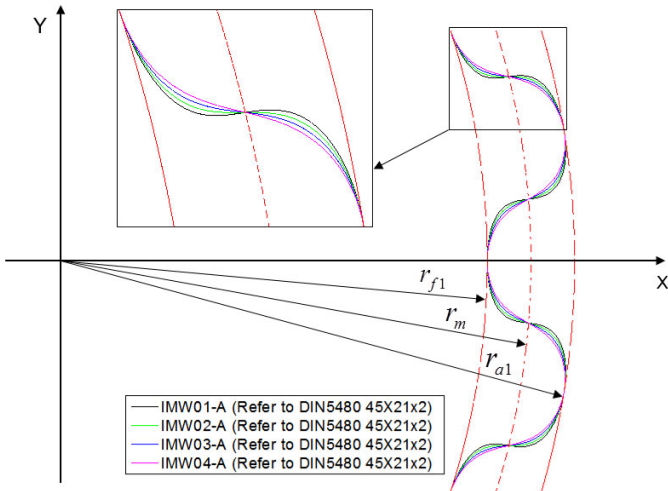


Fig.4: IMW01-IMW04 profiles referred to DIN5480 45x2x21

$$(r_{f1}=20.2, r_{a1}=22.3, r_m = (r_{a1} + r_{f1})/2 = 21.25)$$

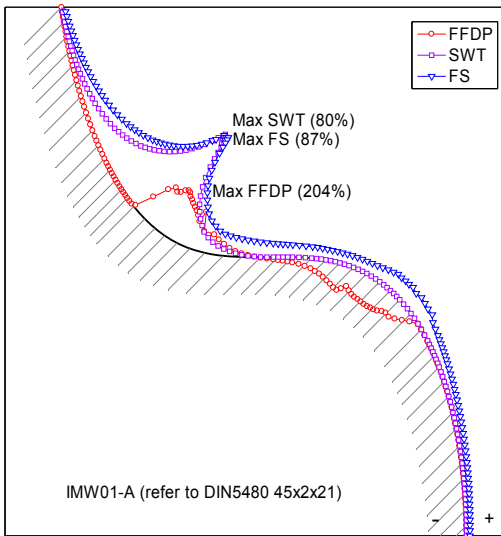


Fig.5: Distribution of SWT, FS and FFDP parameter along teeth flank of IMW01-A

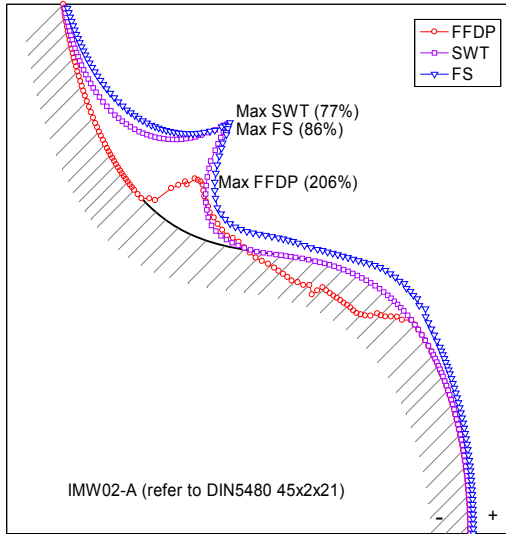


Fig.6: Distribution of SWT, FS and FFDP parameter along teeth flank of IMW02-A

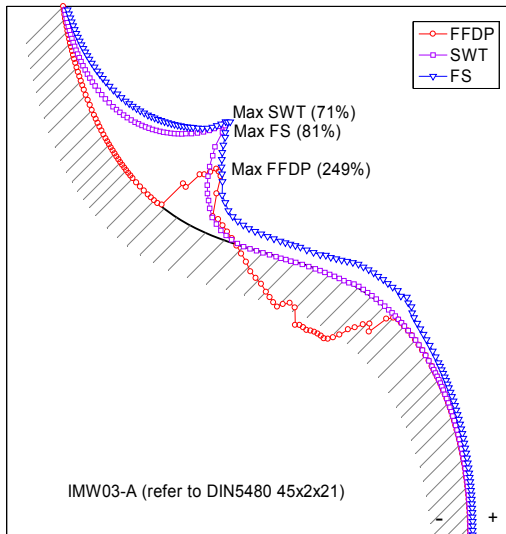


Fig. 7: Distribution of SWT, FS and FFDP parameter along teeth flank of IMW03-A

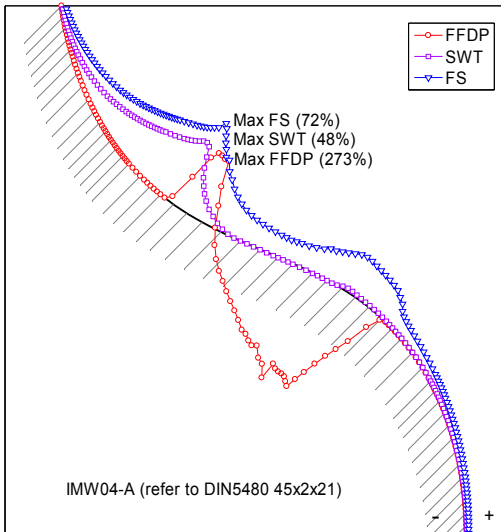


Fig.8: Distribution of SWT, FS and FFDP parameter along teeth flank of IMW04-A

Under the same dynamic load as that of involute spline SHC, Fig. 5- Fig.8 showed the distributions of SWT, FS and FFDP along teeth flank of these four IMW complex cycloid profiles. The profiles are rotated 180/21 degree around the axis in clockwise in FE analysis, so that the middle line of teeth meets the X axis of the coordinate system for the unity with involute spline teeth. One of the most great difference showed in these figures is that the maximal value of FFDP and plain fatigue prediction parameters SWT and FS both occurred at the teeth root (fillet), and the values of FFDP are much greater than that in involute spline teeth, this means that this type of complex cycloid profile is more sensitive to fretting fatigue compared with involute spline profile. At the same time, the danger of plain fatigue at teeth root is decreased, the value of SWT parameters decreased always much more than that of shear mode FS parameters. In the IMW04-A (refer to DIN5480 45x2x21) profile, the reduction of SWT value reached 52% and the reduction of FS value is 28%, that means the plain fatigue crack will change from tensile mode dominated to shear mode dominated with the increase of pressure angle. At the same time, the danger of fretting fatigue is increased with the increase of pressure angle.

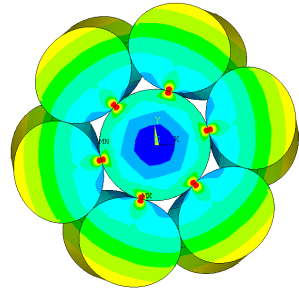
4 Conclusion

The involute spline teeth are exposed to danger of plain fatigue at fillet and fretting fatigue at the contact edge, increase the radius of teeth fillet will decrease the danger of plain fatigue but increase the danger of fretting fatigue at the same time. IMW complex cycloid profile teeth are more sensitive to fretting fatigue compared with involute spline profile and the danger of plain fatigue at teeth root is greatly decreased. There's a 'competition' of plain fatigue and fretting fatigue in spline teeth, which can be weighted by profile optimization.

5 References

- /1/ He, M.J.; Ruiz, C.: Fatigue Life of Dovetail Joints: Verification of a Simple Biaxial Model. *Experimental Mechanics*, 1989(6). p. 126–131.
- /2/ Hills, D. A.; Novell, D.: *Mechanics of fretting fatigue*. Netherlands: Kluwer Academic Publishers, 1994.
- /3/ Araújo, J.A.; Nowell, D.; Vivacqua, R.C.: The use of multiaxial fatigue models to predict fretting fatigue life of components subjected to different contact stress fields. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2004, 27(3): p. 967–978.
- /4/ Smith, K.N.; Watson, P. and Topper, TH.: A stress-strain function for the fatigue of metals. *J. Mater. JMLSA* 5, 1970: 767-778.
- /5/ Socie, D.: Multiaxial Fatigue Damage Models. *Journal of Engineering Materials and Technology-Transactions of ASME*, 1987, 109(4): 293-299.
- /6/ FATEMI, A.; KURATH, P.: MULTIAXIAL FATIGUE LIFE PREDICTIONS UNDER THE INFLUENCE OF MEAN-STRESSES. *JOURNAL OF ENGINEERING MATERIALS AND TECHNOLOGY-TRANSACTIONS OF THE ASME*, 1988, 110(4): 380-388.
- /7/ Ziaei, M.: Analytische Untersuchungen unrunder Profillfamilien und numerische Optimierung genormter Profile für Welle-Nabe-Verbindungen. Professorial dissertation, Technical University Chemnitz, 2002. (in German)
- /8/ Ziaei, M.: Anpassungsfähige kontinuierliche Innen-und Außenkonturen form-und Reibschlüssige Verbindungen auf Basis der komplexen Zykloiden. 4. VDI- Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2007, VDI-Berichte 2004: 277-294.

Untersuchungen eines parameterbasierten, einfach verseilten, einlagigen Rundlitzenseilmodells



Leng, M.

Die Geometrie eines Seils wird durch viele Parameter, z.B. Schlaglänge, Schlagwinkel, Schlagrichtung, Durchmesser des Drahtes und Anzahl der Außendrähte beschrieben. Eine beliebige Veränderung dieser Parameter kann die Geometrie und damit die Spannungsverläufe im Seil beeinflussen. Im Rahmen der Seilforschung sind die vorliegenden Spannungsverläufe im Seil von Interesse. Mit Hilfe von APDL (ANSYS Parametric Design Language) können die Einflüsse der Parameter des Seils auf die Spannungsverläufe in ANSYS untersucht werden.

The rope geometry is characterized by many parameters, for example the length of lay, lay angle, lay direction, diameter of the wire and the number of the outer wires. Any change of the parameters can affect the geometry and the stress distribution in a rope. In the research of ropes the stress distribution has a huge importance. With the help of APDL (ANSYS Parametric Design Language) the influences of rope's parameters on Stress behavior can be analyzed in ANSYS.

1 Einflussgrößen auf die Geometrie des Seils

Drahtseile bestehen aus mehreren Litzen, die wiederum aus einzelnen Drähten bestehen. In Bild 1 ist eine Einfachlitze dargestellt, welches aus einem Kerndraht und sechs Außendrähten besteht. Die Relationen zwischen dem Teilkreisradius der Litzenlage, dem Schlagwinkel und der Schlaglänge der Litze folgen aus dem Satz des Pythagoras. Die Summe der Radien von Kern- und Außendraht ist äquivalent zum Teilkreisradius der ersten Lage. Jeder einzelne Parameter kann die Geometrie des Seils beeinflussen. Um die Einflüsse der Veränderung der Parameter auf die Spannungsverläufe im Seil zu ana-

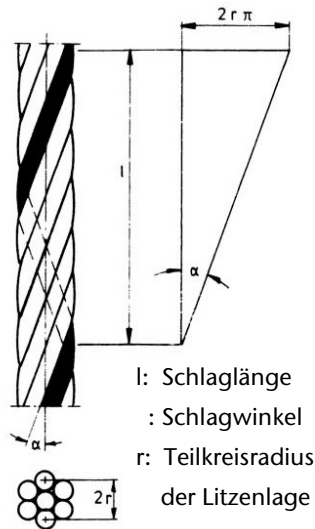


Bild 1: Einlagiges Litzenmodell /1/

lysieren, wurde am Anfang ein parametrisches Einfachlitzenmodell in ANSYS durch APDL erstellt, damit die konstruktiven Änderungen des Litzenmodells schnell und einfach durchgeführt werden können.

Die Querschnitte aller Außendrähte bleiben in einem Schnitt senkrecht zur eigenen Wendel kreisförmig, während die vertikal zur Mittelachse der Litzen liegenden Querschnitte der Außendrähte ellipsenförmig sind. Die Ovalität hängt von dem Schlagwinkel der Litze ab.

In Bild 2 sind die senkrecht zur Mittelachse stehenden Querschnitte der Litze dargestellt, die mit verschiedenen Schlagwinkeln (5° und 30°) modelliert wurden. Mit zunehmendem Schlagwinkel steigert sich die Ovalität des Querschnitts der Außendrähte. Bei konstantem Radius der Außendrähte und einer Steigerung des Schlagwinkels ist der Platz für eine gleichbleibende Anzahl der Außendrähte zu gering. Wie in Bild 2 rechts zu erkennen, durchdringen sich die Außendrähte bei der Modellierung in ANSYS aufgrund der Elliptizität.

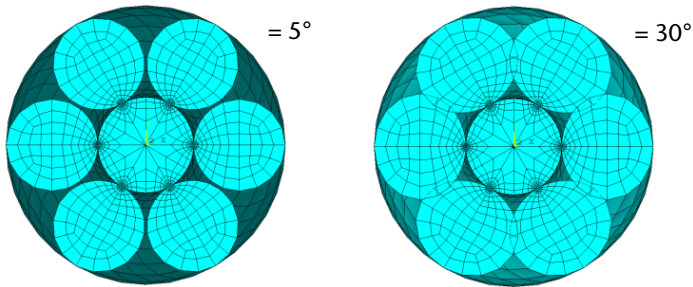


Bild 2: Vergleich zur Elliptizität des Querschnitts der Außendrähte

Die Schlaglänge der Litze wird sich bei einer Vergrößerung des Schlagwinkels entsprechend verkürzen (siehe Bild 3). Die drei Parameter, Schlaglänge, Schlagwinkel und Teilkreisradius der Litzenlage, beeinflussen sich gegenseitig. Bei einer Variation eines beliebigen Parameters werden die anderen sich ebenfalls verändern.

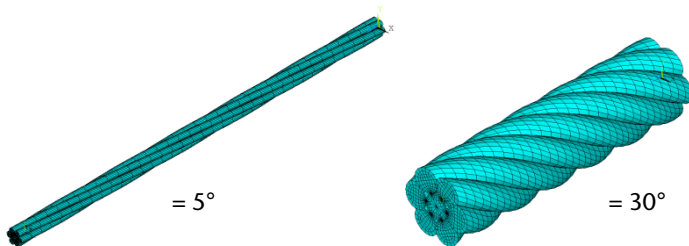


Bild 3: Vergleich zur Schlaglänge mit verschiedenen Schlagwinkeln

2 Einfluss des Schlagwinkels auf die Spannungsverläufe

2.1 Materialverhalten und Randbedingungen

Die Litzenmodelle werden mit einer ganzen Schlaglänge modelliert und für verschiedene Schlagwinkel analysiert. Die Schlagwinkel wurden von 5° bis 30° mit einem Intervall von 5° variiert. Um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten, wird die Zugbelastung als axiale Verschiebung und die Torsion als Verdrehung auf die Litze aufgebracht. Die Litzenmodelle werden unter identischen Dehnungen und gleichen Rotationsgraden verglichen. Das Materialverhalten des Litzenmodells ist in Tabelle 1 zusammengefasst.

E-Modul [N/mm ²]	200000
Querkontraktionszahl	0,3
Streckgrenze [N/mm ²]	1200
Zugfestigkeit [N/mm ²]	1715
Bruchdehnung [%]	15%

Tabelle 1: Materialverhalten

Der Durchmesser der Außendrähte aller Litzenmodelle wurde mit 1,08 mm vorgegeben. Der Kerndurchmesser beträgt 1,35 mm. Die Zugbelastung und die Torsionsbelastung wurden jeweils durch eine Verschiebung die einer 0,25% Dehnung von einer Schlaglänge entspricht und eine Verdrehung von 0,09 Radianten definiert. Jedes Litzenmodell wurde unter drei verschiedenen Belastungen untersucht: Zug-, Torsions-, sowie kombinierte Zug- und Torsionsbelastung.

2.2 Auswertung der numerischen Simulationen

Bild 4 und Bild 5 stellen die Vergleichsspannungsverläufe nach von Mises jeweils von Kern- und Außendraht mit dem Schlagwinkel von 30° unter Zugbelastung dar. Die maximalen Vergleichsspannungen entlang der Kontaktstellen zwischen den Kern- und Außendrähten verlaufen kontinuierlich. Bei ausreichender Entfernung von der Einspannung verläuft die Spannung gleichmäßig. Daher werden die Spannungen im Querschnitt immer in der Mitte des Litzenmodells ausgewertet. In Bild 6 sind die Vergleichsspannungen im Querschnitt der Drähte mit dem Schlagwinkel 30° dargestellt. Zwischen den Außendrähten entstanden keine Kontakte. Wie erwähnt, liegen die maximalen Vergleichsspannungen an den Kontaktstellen zwischen Kern- und Außendrähten.

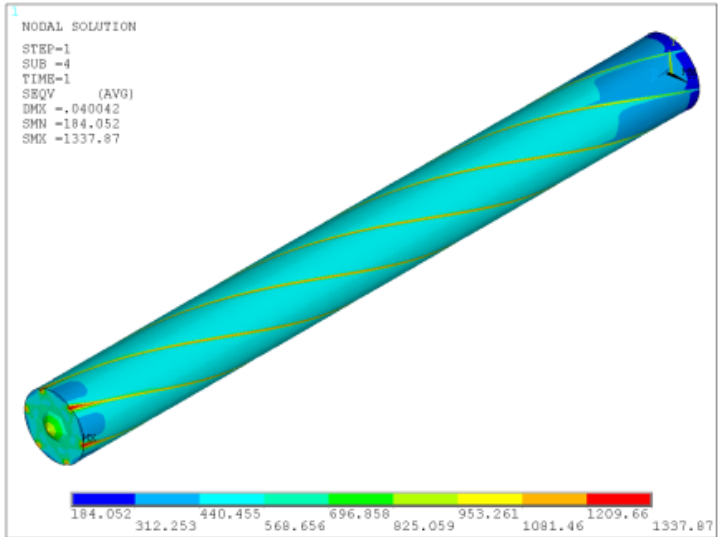


Bild 4: Vergleichsspannung des Kerndrahtes unter Zugbelastung

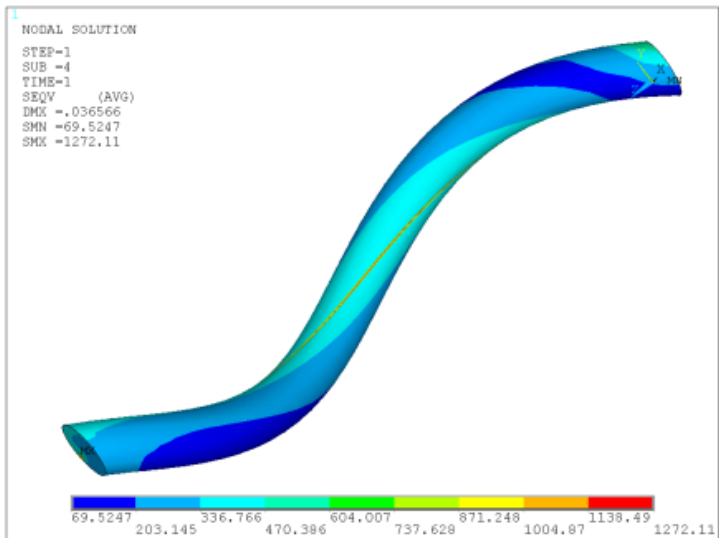


Bild 5: Vergleichsspannung des Außendrahtes unter Zugbelastung

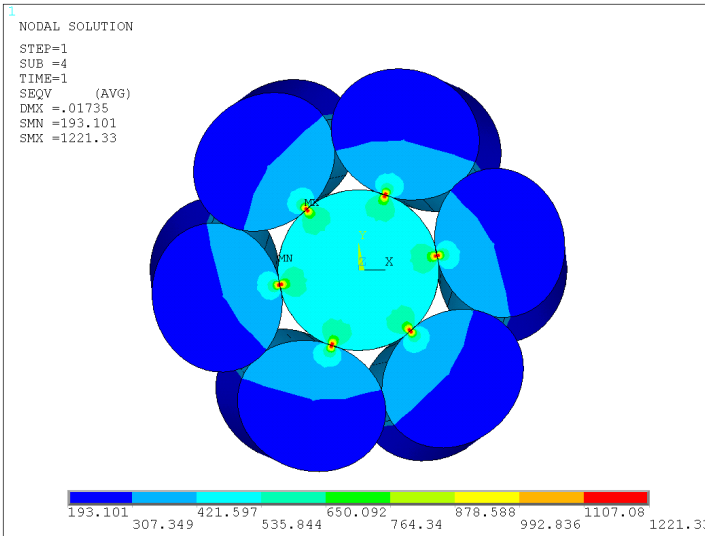


Bild 6: Vergleichsspannung im Querschnitt der Litze unter Zugbelastung

In Bild 7 sind die maximalen Vergleichsspannungen mit zunehmendem Schlagwinkel jeweils für die drei Belastungen dargestellt. Bleibt der Teilkreisradius der ersten Lage konstant, steigt die maximale Vergleichsspannung des Litzenmodells unter identischer Dehnung und gleicher Verdrehung mit zunehmendem Schlagwinkel deutlich an. Die Steigerung zwischen 10° und 15° ist unter Zugbelastung relativ stark. Bei Torsionsbelastung ist der Einfluss des Schlagwinkels bei kleinerem Winkel auf die Spannung gering. Bei Schlagwinkeln größer als 15° ist in den Litzenmodellen eine relativ starke Beeinflussung unter Torsionsbelastung festzustellen. Im Gegensatz zur reinen Torsionsbelastung sind die maximalen Vergleichsspannungen unter Zug- und Torsionsbelastungen deutlich größer. Jedoch gibt es keinen großen Unterschied zwischen der Zug- und kombinierten Zug- und Torsionsbelastung. Es zeigt sich, dass die Beanspruchung des Litzenmodells im Wesentlichen durch die Zugbelastung geprägt wurde.

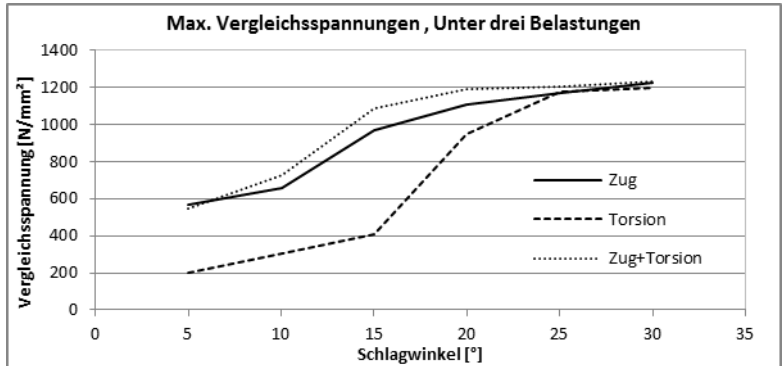


Bild 7: Einfluss des Schlagwinkels auf die max. Vergleichsspannungen

Bild 8 und Bild 9 zeigen die Vergleichsspannungen im Querschnitt der Litzen mit einem Schlagwinkel 30° jeweils unter Torsions- sowie kombinierter Zug- und Torsionsbelastung. Die maximalen Vergleichsspannungen in den Kontaktstellen zwischen Kern- und Außendrähten zeigen nur geringe Veränderungen in Abhängigkeit von der Belastung, während diese im Querschnitt bei den drei Belastungen unterschiedlich sind. Der Außenmantel des Außendrahtes ist unter der Torsionsbelastung sichtbar höher beansprucht.

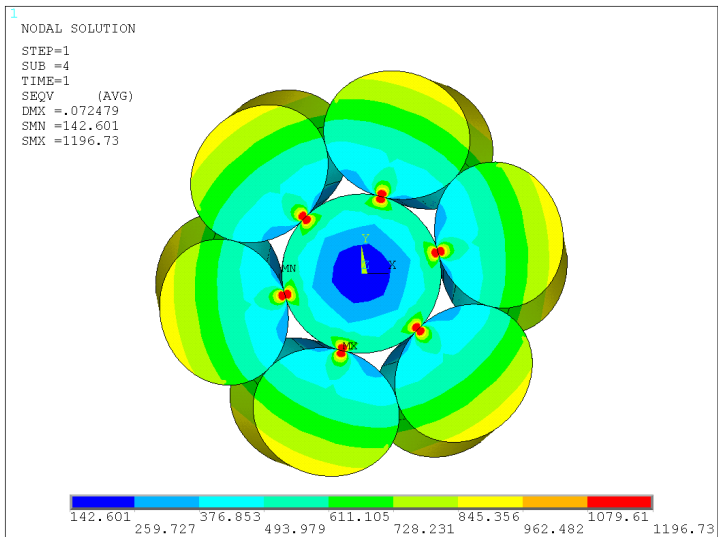


Bild 8: Vergleichsspannung im Querschnitt der Litze unter Torsionsbelastung

In Bild 9 werden zwei Pfade d0 und d1 dargestellt, die durch die Kontaktstelle von Kern- und Außendraht verlaufen. Im Folgenden werden die Einflüsse der unterschiedlichen Schlagwinkel, sowie der verschiedenen Belastungen auf die Vergleichsspannung im Querschnitt verglichen.

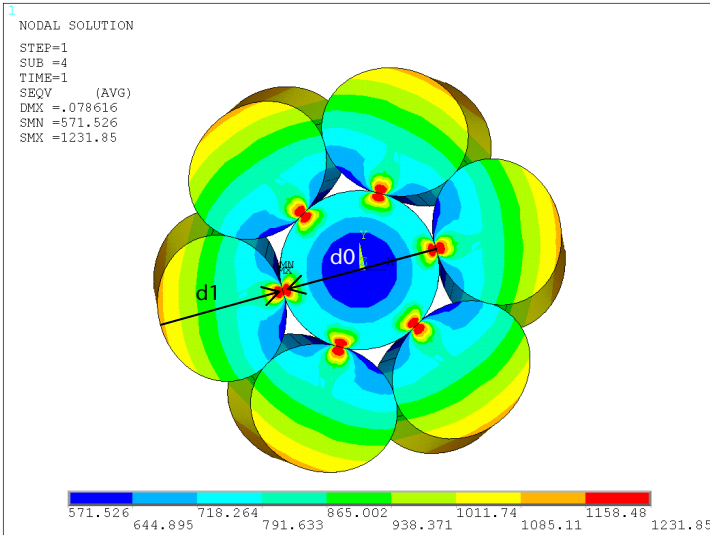
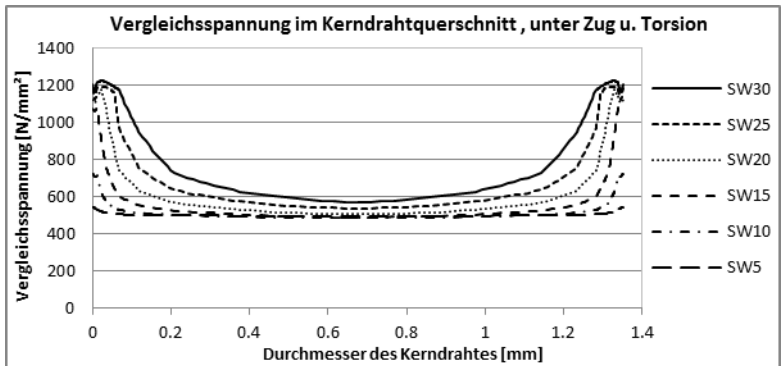
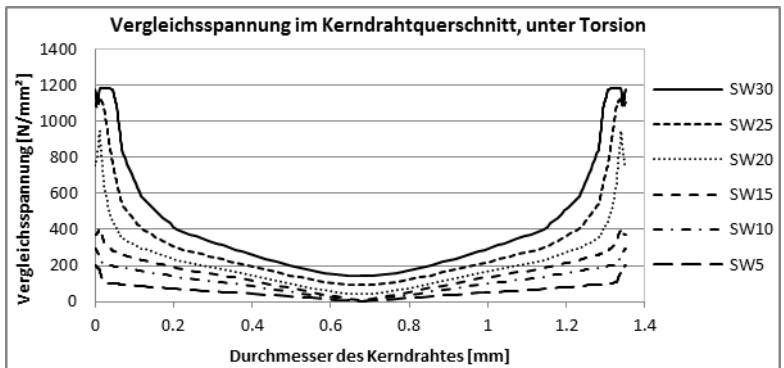
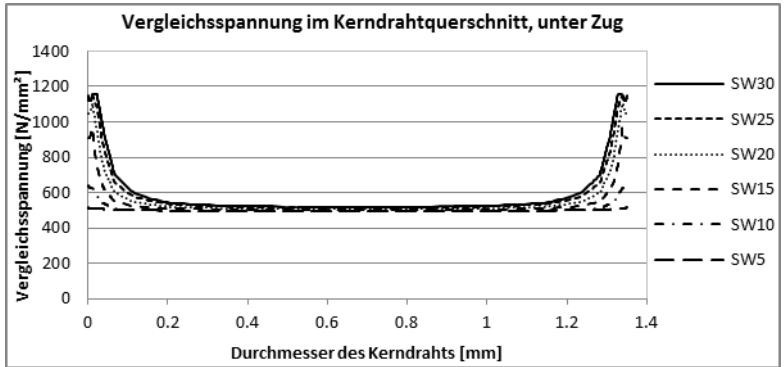


Bild 9: Vergleichsspannung im Querschnitt der Litze unter kombinierter Belastung

In Bild 10 bis Bild 12 sind die Vergleichsspannungsverläufe im Querschnitt des Kerndrahtes über d0 jeweils für die drei Belastungen dargestellt. Die maximalen Vergleichsspannungen befinden sich an den Kontaktstellen zwischen dem Kern- und den Außendrahten, während die Spannung in der Mitte des Kerndrahtes minimal ist. Wie erwähnt, steigen die maximalen Vergleichsspannungen mit zunehmendem Schlagwinkel an. Unter Zugbelastung ist die Differenz der Spannungen von der Drahtmitte zum Drahtmantel gering (Bild 10). Die Gradienten der Spannung im Querschnitt sind jedoch unter der Torsion deutlich größer, besonders wenn der Schlagwinkel größer als 20° ist (Bild 11). Unter der kombinierten Zug- und Torsionsbelastung sind die Spannungsverläufe analog zu den Verläufen unter reiner Zugbelastung und abweichend zum Verlauf bei Torsion (Bild 12). Im Gegensatz zur Torsionsbelastung führt die Zugbelastung im Kerndraht des Litzenmodells zu einer großen Beanspruchung.



Die Vergleichsspannungsverläufe im Querschnitt des Außendrahtes über d_1 sind unter drei Belastungen jeweils in Bild 13 bis Bild 15 dargestellt. Die maximalen Vergleichsspannungen befinden sich im Querschnitt des Außendrahtes bei allen drei Belastungen wie zu erwarten an den Kontaktstellen zwischen den Drähten. Unter der Zugbelastung sind die Spannungen am Außenmantel des Außendrahtes immer am niedrigsten (Bild 13). Die Gradienten der Spannungen nehmen mit steigendem Schlagwinkel merklich zu. Es ist jedoch auffällig, dass sich die Spannung am Außenmantel des Außendrahtes mit zunehmendem Schlagwinkel verkleinert und die Spannung in den Drähten entlang des Pfades d_1 allmählich ansteigt. Es zeigt sich, dass die Spannungen bei einem Abstand von ca. 0,95 mm von der Oberfläche unabhängig vom Schlagwinkel sind (Bild 13, Pfeil). An dieser Stelle weisen die Spannungen aller Litzenmodelle einen identischen Wert auf. Nachfolgend sind die Vergleichsspannungen mit verschiedenen Schlagwinkeln deutlich unterschiedlich im Verlauf. Je größer der Schlagwinkel ist, desto größer ist der Spannungsanstieg.

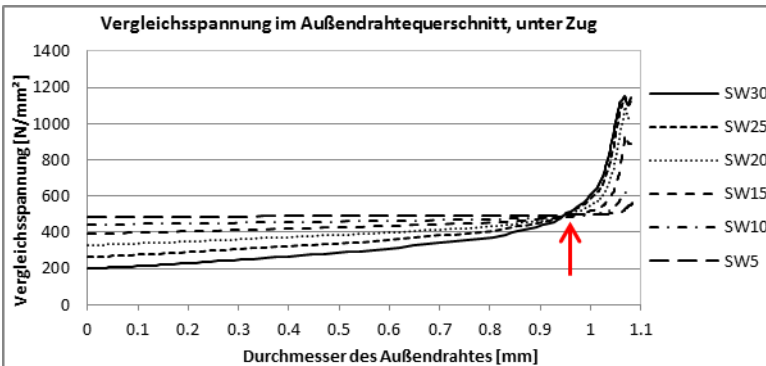


Bild 13: Vergleichsspannung im Außendrahtquerschnitt unter der Zugbelastung

Im Vergleich zur Zugbelastung ist der Einfluss der Torsion auf den Spannungsverlauf am Außenmantel des Außendrahtes erheblich größer. Wie in Bild 14 dargestellt, entsprechen die Spannungen am Außenmantel unter Torsion annähernd den Spannungen an der Kontaktstelle. Unter der kombinierten Belastung haben die maximalen Spannungen im Vergleich zu reiner Zugbelastung leicht zugenommen, während die Spannungsverläufe analog zu denen unter reiner Torsion sind (Bild 15).

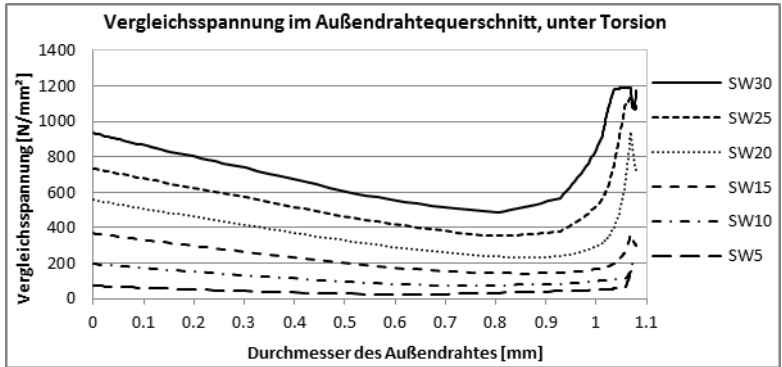


Bild 14: Vergleichsspannung im Außendrahtquerschnitt unter der Torsion

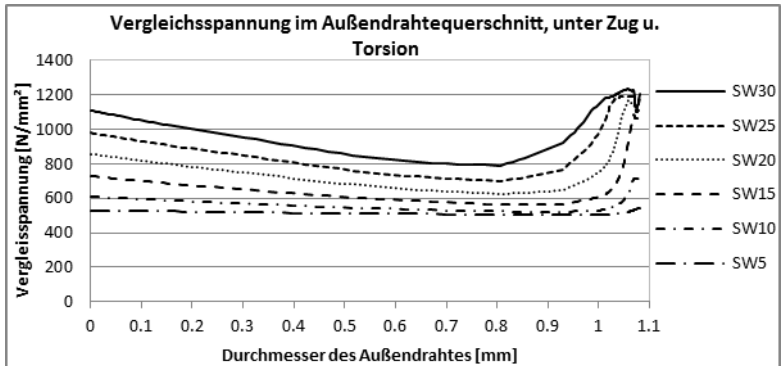


Bild 15: Vergleichsspannung im Außendrahtquerschnitt unter kombinierter Belastung

Um die Spannungen gleicher Querschnitte unter den drei Belastungen zu vergleichen, werden die Vergleichsspannungen im Querschnitt des Litzenmodells mit dem 15° Schlagwinkel auf den beiden Pfaden d_0 und d_1 unter den drei Belastungen jeweils in Bild 16 und Bild 17 gezeigt. Obwohl die Spannungen an den Kontaktstellen unter kombinierter Zug- und Torsionsbelastung am größten sind, liegen die Spannungen in der Mitte des Kerndrahtes unter der Zugbelastung leicht über den Spannungen unter kombinierter Belastung. Die Torsion hat den Gradienten der Spannung leicht vergrößert.

Für die Außendrähte scheint die Vergleichsspannung unter der kombinierten Belastung eine numerische Kombination der Spannung unter reiner Zugbelastung und unter reiner Torsion zu sein (Bild 17).

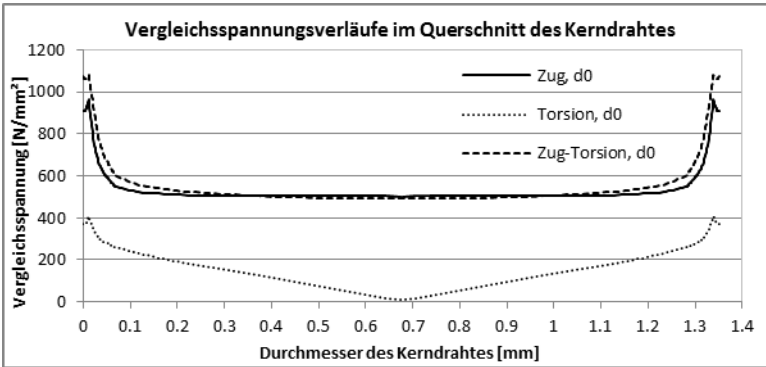


Bild 16: Vergleichsspannungsverläufe im Querschnitt des Kerndrahtes

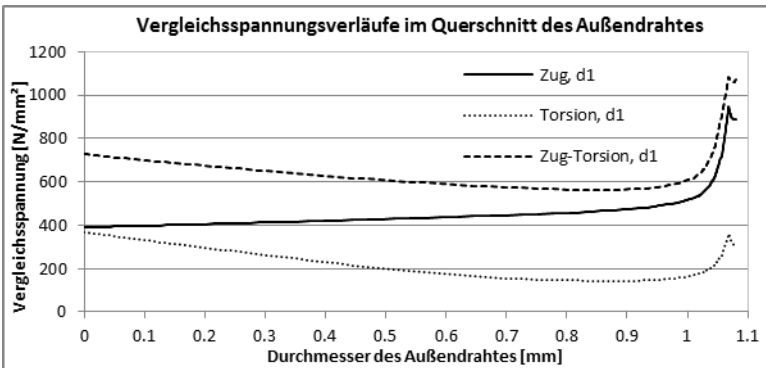


Bild 17: Vergleichsspannungsverläufe im Querschnitt des Außendrahtes

3 Zusammenfassung

Mit Hilfe des FEM-Programms ANSYS wurden die parameterbasierten einlagigen Litzenmodelle mit verschiedenem Schlagwinkel unter den drei unterschiedlichen Belastungen untersucht.

Die maximalen Vergleichsspannungen verlaufen entlang der Kontaktstellen zwischen den Kern- und Außendrähten kontinuierlich und steigen unter identischer Dehnung sowie gleicher Verdrehung mit zunehmendem Schlagwinkel deutlich an. Die Beanspruchung des Litzenmodells wurde im Wesentlichen durch die Zugbelastung geprägt. Unter der Zugbelastung ist die Differenz der Spannungen von der Kerndrahtmitte zum Kerndrahtmantel relativ klein. Die Gradienten der

Spannung im Kerndrahtquerschnitt sind jedoch unter Torsion deutlich vergrößert. Der Außenmantel des Außendrahtes ist unter der Torsionsbelastung sichtbar höher beansprucht.

Im Betrieb der Litze unter Torsionsbelastung herrscht zwischen den Außendrähten gelegentlich auch ein Kontaktdruck, der weiterhin ausgebildet und untersucht wird.

4 Literatur

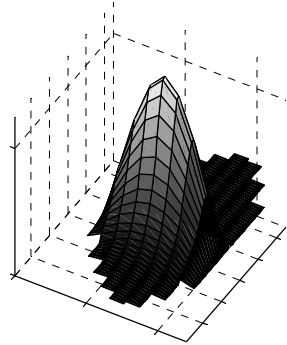
/1/ Feyrer, Klaus; Drahtseil, Springer-Verlag, 1994

/2/ IFT, Berechnung eines einfachen Seils mit FEM, Uni Stuttgart, 2003

Genauere Schmierfilmberechnung als Hilfsmittel zur Druckkamm-Auslegung

Thoden, D.

Zur Schmierfilmberechnung von Druckkammern ist am IMW ein Berechnungsprogramm erstellt worden, mit dem sich nach der Finite-Differenzen-Methode Druckverteilungen im Schmierpalt berechnen lassen. Mit dem Programm kann aus wenigen Geometrie-, Material- und Schmierstoffdaten die hydrodynamische Tragfähigkeit ermittelt werden. Daneben ist auch die sich ergebende Schmierpaltgeometrie eine Ergebnisgröße.



To calculate the lubrication film of thrust cones a calculation program was made at the IMW, which uses the finite difference method to calculate the pressure distribution in the lubrication gap. Using only a few geometry, material and lubricant data the hydrodynamic load capacity is calculated. Furthermore the resulting geometry of the lubrication gap is provided as a result.

1 Einleitung

In /1/ wurde ein Berechnungsprogramm für die elasto-hydrodynamische Schmierung von Druckkammern nach den Näherungsformeln von Dowson und Higginson /2/ vorgestellt. Für eine genauere Betrachtung der Verhältnisse im Schmierpalt ist es nötig, die Reynolds-Differentialgleichung für den Druckkamm-Kontakt zu lösen. Ein solches Verfahren wird in /3/ vorgestellt und wurde nun am IMW in ein Berechnungsprogramm umgesetzt.

2 Eingangsdaten

Für die hydrodynamische Auslegung wird eine Reihe von Eingangsdaten benötigt. Neben Geometrie und Geschwindigkeit spielen Daten der verwendeten Werkstoffe sowie insbesondere des Schmierstoffes eine große Rolle.

2.1 Geometrie, Werkstoff- und Betriebsdaten

Aus der Getriebekonstruktion sind dieses vornehmlich der Achsabstand a und das Übersetzungsverhältnis i . Entscheidend für die Druckkammgeometrie ist üblicherweise der Fußkreisradius r_{F2} des Rades, an dem die Anlauffläche angebracht ist. Ist sie Bestandteil des Großrades, ergibt sich für den inneren Druckkammradius ein Mindestmaß von $r_{DKi} = a - r_{F2}$. Konstruktive Elemente wie Übergangsradien um einen sauberen Einlauf der beiden Gleitflächen zu erreichen, können diesen Innenradius entsprechend vergrößern.

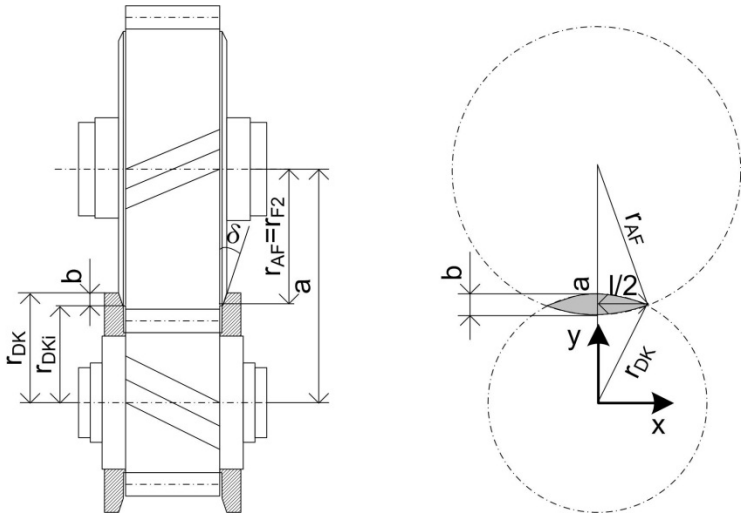


Bild 1 Geometrische Verhältnisse am Druckkamm

Der Außendurchmesser des Druckkamms wird durch die Berührbreite b der Druckkammfläche bestimmt. Die Breite des Druckkamms kann über die Hertz'sche Pressung p_H berechnet werden, in die die zweite konstruktive Größe, nämlich der Kegelschneidwinkel δ einfließt. Mit diesen Größen lässt sich der Ersatzradius r_{red} berechnen:

$$r_{keg1} = \frac{r_{DK}}{\sin \delta} = \frac{r_{DKi} + \frac{b}{2}}{\sin \delta}; r_{keg2} = \frac{r_{AF}}{\sin \delta} = \frac{r_{F2} + \frac{b}{2}}{\sin \delta} \quad 2.1$$

$$r_{red} = \frac{r_{keg1} \cdot r_{keg2}}{r_{keg1} + r_{keg2}} \quad 2.2$$

Für die Berechnung der Pressung sind fernerhin noch die Axialkraft F_{Ax} sowie Elastizitätsmodul E und Querkontraktionszahl ν der verwendeten Werkstoffe nötig. In den meisten Fällen können für beide Reib-

partner dieselben Daten angenommen werden. die Flächenpressung ergibt sich dann zu:

$$p_H = \sqrt{\frac{F_{Ax} \cdot E}{2 \cdot \pi \cdot r_{red} \cdot b \cdot (1 - \nu^2)}} \quad 2.3$$

Zur Bestimmung, ob der Druckkamm vollständig hydrodynamisch trägt, die minimale ermittelte Schmierfilmdicke mit der Summe der Oberflächenrauigkeiten inklusive eines zehnpromtigen Sicherheitsaufschlags verglichen.

Zur Berechnung verschiedener Betriebszustände müssen fernerhin die Drehzahlen der Zahnräder bekannt sein.

2.2 Schmierstoff

Der eingesetzte Schmierstoff wird hauptsächlich durch seine Dichte ρ und seine dynamische Viskosität η charakterisiert. Für die Berechnung ist entscheidend, dass beide Größen nicht als konstant sondern durch den Druck veränderlich angenommen werden. Eine Übersicht über verschiedene Berechnungsansätze für die Berücksichtigung dieser Einflüsse ist in /4/ dargestellt.

Da sich die Pressung und damit der Druck in Grenzen halten, wird für die Viskositätsänderung der Exponentialansatz nach Barus gewählt:

$$\eta(p) = \eta_0 \cdot e^{\alpha_\eta p} \quad 2.4$$

Der Druck-Viskositäts-Koeffizient α_η muss dabei für das verwendete Öl geliefert werden.

Für die Berücksichtigung der Dichte-Druckabhängigkeit wird ein Ansatz nach Dowson und Higginson verwendet. Die Abhängigkeit wird für Mineralöl über zwei Konstanten ($\lambda = 0,6 \text{ GPa}^{-1}$ und $\gamma = 1,7 \text{ GPa}^{-1}$) ausgedrückt. Die druckabhängige Dichte ermittelt sich damit zu:

$$\rho(p) = \rho_0 \cdot \left(1 + \frac{\lambda \cdot p}{1 + \gamma \cdot p} \right) \quad 2.5$$

Für beide Fälle wird davon ausgegangen, dass die Änderungen durch den Druck gegenüber temperaturbedingten Änderungen groß sind.

3 Der Berechnungsgang

Zur Lösung der Differentialgleichungen wird ein Finite-Differenzen-Ansatz gewählt. Hierzu wird zuerst der Berechnungsbereich in Form der Berührlinse ermittelt. Die Berührlinse ergibt sich aus der Überlap-

pfung von Druckkamm und Anlauffläche. Damit ergibt sich für die Berührlinse verteilt sich auf die Berührbreite sowie eine Länge, die dem doppelten der Höhe des Dreiecks, das aus Achsabstand a , Druckkammäußenradius r_{DK} und Anlaufflächenaußenabstand r_{AF} gebildet wird (Bild 1).

3.1 Bestimmung der Geometrie und Geschwindigkeiten

Mittels einfacher Formeln für den Kegelradius lässt sich nun die Geometrie für die beiden Begrenzungsflächen ermitteln. Das Koordinatensystem, dessen Ursprung im Mittelpunkt des Ritzels liegt, wird dabei um den Winkel δ gekippt. Zusätzlich ist es möglich, einen Winkelfehler von $\Delta\delta$ zu berücksichtigen.

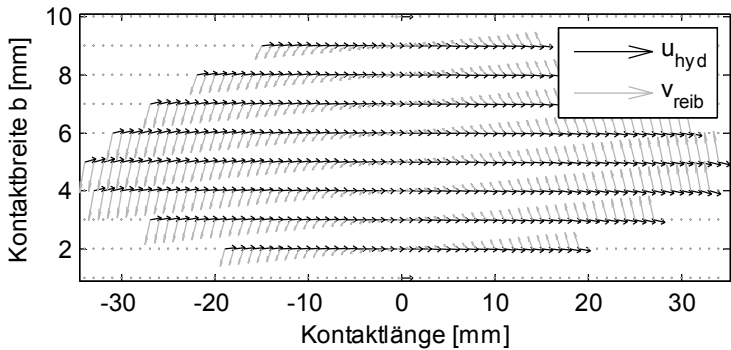


Bild 2 Geschwindigkeitsverhältnisse innerhalb der Berührlinse

Im Druckkammkontakt sind zwei Geschwindigkeiten entscheidend. Zum einen die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit u_{hyd} , die tangential gerichtet ist und für den Tragfilmaufbau sorgt, sowie die Reibgeschwindigkeit v_{reib} , die als Geschwindigkeitsdifferenz für die Reibverluste im Kontakt sorgt. Beide Geschwindigkeiten sind in Bild 2 dargestellt.

3.2 Druckberechnung

Mit diesen Eingangsdaten kann die Reynoldsgleichung gelöst werden. Als fehlende Größe wird die Schmierfilmdicke mit h bezeichnet:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12 \left(\frac{\partial}{\partial x} \rho h u + \frac{\partial}{\partial y} \rho h v \right) \quad 3.1$$

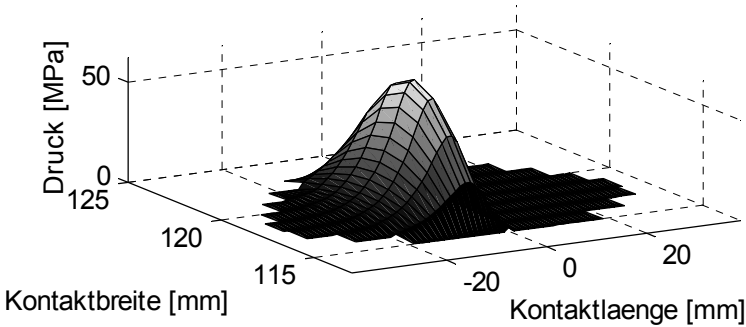


Bild 3 Druckverteilung im Schmierpalt

Für die Lösung wird in einer äußeren Iteration ein Gleichgewicht zwischen der Axialkraft F_{Ax} und der minimalen Schmierfilmhöhe h gesucht. Die gegenwärtig abgestützte Axialkraft wird dabei als Flächenintegral des momentan berechneten Drucks errechnet. In einer inneren Iterationsschleife werden die zuvor beschriebenen Abhängigkeiten der Viskosität und der Dichte vom Druck berücksichtigt.

Darüber hinaus wird die Oberflächenverformung über die gesamte Berührfläche über folgende Beziehung abgeschätzt und bei der Lösung der obigen Gleichung berücksichtigt.

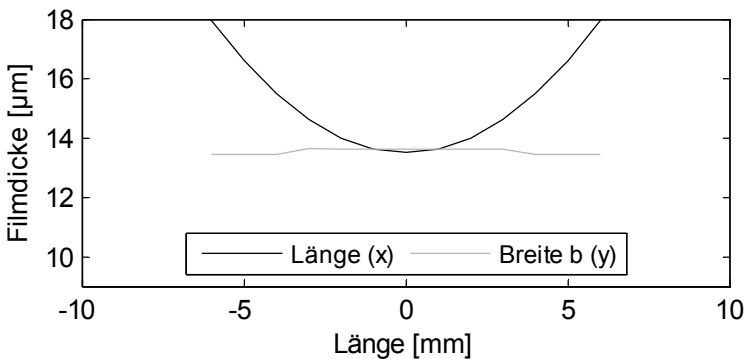


Bild 4 Geometrie des Schmierpalts in Längs- und Querrichtung.

4 Ausgewertete Größen

In Bild 3 ist die Druckverteilung einer Beispielrechnung dargestellt. Mittels der gleichzeitig berechneten Schmierpaltgeometrie (Bild 4) kann flächengenau über den Newton'schen Ansatz die Scherspannung im Schmierstoff und damit die Verlustleistung bestimmt werden.

5 Zusammenfassung

Mit dem vorgestellten Berechnungsprogramm steht nun ein Werkzeug für die genauere Bestimmung der Gegebenheiten im Druckkammenschmierfilm zur Verfügung. Somit besteht die Möglichkeit, sowohl die auf dem institutseigenen Prüfstand gefahrenen Versuche nachzustellen als die Betriebssicherheit von Druckkämmen in unterschiedlichen Betriebszuständen abzuschätzen.

Entwicklungspotential bietet das Programm hinsichtlich der Berücksichtigung der Ölerwärmung sowie einer Revision der Umgebungsabhängigen Änderung der Schmierstoffeigenschaften.

Viel Potential ergibt sich aus der Trennung von Geometrieberechnung und Schmierfilmberechnung. So wird es möglich sein, komplexe Druckkammgeometrien zuverlässig zu berechnen und makroskopische Verformungen zu berücksichtigen.

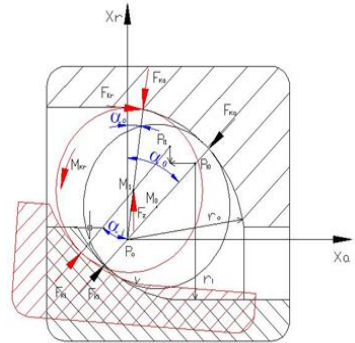
6 Literatur

- /1/ Thoden, D.: Elasto-hydrodynamische Schmierung von Druckkämmen. In: Dietz, Peter (Hrsg.): Institutsmitteilung 2006 (Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen). Clausthal-Zellerfeld, 2006, S. 23–26
- /2/ Dowson, D. ; Higginson, G.: Elasto-hydrodynamic Lubrication. SI ed. Oxford : Pergamon Press, 1977
- /3/ Barragan Ling, F. de ; Evans, H. ; Snidle, R.: Thrust cone lubrication Part 1: elastohydrodynamic analysis of conical rims. In: ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 1994-1996 (vols 208-210) 210 (1996), Nr. 210, S. 85–96.
- /4/ Bartel, D.: Simulation von Tribosystemen : Grundlagen und Anwendungen. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage, Wiesbaden, 2010

Gewählte Wälzlagermodelle für Bestimmung von Lagersteifigkeit und Lagerdämpfung

Kruk, R.

Bei der Simulation und Berechnung des akustischen Verhaltens von neu konstruierten Anlagen, wo wälzgelagerte rotierende Wellen vorkommen sind die mathematische Modelle von Wälzlager notwendig. In diesem Artikel werden gewählte mathematische Modelle von Wälzlager für die Berechnung von Steifigkeiten und Dämpfungen präsentiert.



Occur in the simulation and calculation of the acoustic behavior of newly constructed plants, where the rolling bearing rotating shafts mathematical models of rolling bearings are necessary. In this article, selected mathematical models for the calculation of bearing stiffness and damping are presented.

1 Einleitung

Das dynamische Verhalten von physikalischen Systemen kann durch die Gleichung (1.1) beschrieben werden. Dieses Gleichungssystem bildet ein mathematisches Modell, das aus mehreren Parameter besteht.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad 1.1$$

Der erste Parameter $[M]$ ist eine Massenmatrix, wo die Massen oder Trägheitsmomente des modellierten Systems enthalten sind. Die Parameter $[C]$ und $[K]$ stehen für Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrix. Die Dämpfung wird als Umwandlung einer mechanischen Schwingung in andere Energieform. Die K-Matrix steht für Steifigkeit, die als Widerstand gegen Verformung durch eine Kraft oder Moment ausgedrückt werden kann. Die beiden Matrizen bestehen aus den Koeffizienten in betrachteten Bewegungsrichtungen (Freiheitsgraden). Der dynamische Kraftvektor ist hier mit $\{f\}$ bezeichnet. Der Vektor $\{x\}$ steht für Verschiebung. Neben dem Verschiebungsvektor sind Vektoren mit erster Ableitung – Schwinggeschwindigkeit $\{\dot{x}\}$ und zweiter Ableitung – Beschleunigung $\{\ddot{x}\}$. Bei der Definition von diesen Para-

metern werden bestimmte Annahmen definiert und mathematische Modelle zusammengestellt. Dies kann wie bei Wälzlagermodellen sehr komplex sein. In der Literatur findet man viele Berechnungsmodelle von Wälzlager, die für Ermittlung von Steifigkeiten und Dämpfung geeignet sind. Das genauere Modell des physikalischen Systems ermöglicht Erzielung von Ergebnisse, die die Realität sehr nah liegen. Die komplexen Systeme wie Wälzlager können abhängig von der Form, dem Einsatzbereich oder der Betriebsart unterschiedlich detailliert modelliert werden. Hier werden insgesamt drei Modelle präsentiert.

2 Wälzlagermodelle

Model nach Singh/Lim

Als erstes Modell wird hier Modell von Singh/Lim kurz präsentiert. Die ausführlichen Informationen können aus /3/ entnommen werden. Singh rechnet die Steifigkeiten aus den auf dem Wälzlager wirkenden Kräften sowie Momenten aus. Das Modell benötigt die radiale Verschiebung des Lagers für die Hertzschen Kontakt Bestimmung. Die Formel für die Bestimmung von Steifigkeitsmatrix eines Wälzlagers.

$$[K]_{bm} = \begin{bmatrix} k_{bxx} & k_{bxy} & k_{bxz} & k_{bx\theta_x} & k_{bx\theta_y} & 0 \\ & k_{byy} & k_{byz} & k_{by\theta_x} & k_{by\theta_y} & 0 \\ & & k_{bzz} & k_{bz\theta_x} & k_{bz\theta_y} & 0 \\ & & & k_{b\theta_x\theta_x} & k_{b\theta_x\theta_y} & 0 \\ & & & & k_{b\theta_y\theta_y} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad 2.1$$

Singh definierte die Koeffizienten wie folgt:

k_{bxx} , k_{byy} , k_{bzz} – Steifigkeiten in Achsrichtungen

k_{bzx} , k_{bxy} , k_{byz} – Biegesteifigkeiten in Achsrichtungen

$k_{b\theta_x\theta_x}$, $k_{b\theta_y\theta_y}$, $k_{b\theta_z\theta_z}$ – Torsionssteifigkeit, Verkippung um Achse

$k_{b\theta_x\theta_x}$, $k_{b\theta_y\theta_y}$, $k_{b\theta_z\theta_z}$ – Biegesteifigkeit mit Verkippung um Achse

$$[C] = \sigma [K]_{bm} \quad 2.2$$

Die Dämpfungsmatrix stellt hier Dissipationsmechanismus im Wälzlager und ist proportional zur Steifigkeitsmatrix. Der Proportionalitätsfaktor wird durch den Autor Rayleigh- Dämpfungskonstante σ genannt.

Model nach Richter

Als nächstes wird hier das Modell von Richter /2/ präsentiert. In diesem Modell werden die auf Lager wirkende Kräfte und Momente berücksichtigt. Das Wälzelement mit Masse und darauf wirkenden Fliehkräften und Kreiselmomente abgebildet. Neben Hertzchen Kontaktkräften wird hier Verschiebung in Folge des Schmierfilmes (EHD – Elastohydrodynamik) simuliert, die auf Verformung der Kontaktflächen beeinflusst. Für die Bestimmung der EHD wird ein Plattenmodell angewendet, die den Verlauf des Schmierfilmes als konstant über definiert Fläche abbildet. Hier wird die Dämpfung in der Einlaufzone des EHD Kontaktes vernachlässigt. Die Einspannbedingungen werden für die Schmierfilmmodellierung nicht angewendet. Für die Berechnung der Gesamtlagersteifigkeit k_m und Gesamtlagerdämpfung d_m werden Schmiersteifigkeit k_{pl} und Schmierdämpfung d_{pl} für die Innen- und Außenringkontakt wie in der Gleichung 2.3 und 2.4 zusammengestellt. Wobei F_{Stat} die statische radiale Last und Δy Verschiebung des Lagers in Folge der statischen Last sind.

$$k_m = \frac{1}{\frac{1}{k_{pl,i}} + \frac{1}{k_{pl,o}}} + \frac{F_{Stat}}{\Delta y} \quad 2.3$$

$$d_m = \frac{1}{\frac{1}{d_{pl,i}} + \frac{1}{d_{pl,o}}} \quad 2.4$$

Die Formel 2.5 und 2.6 stellen die beiden Schmierfilmparameter vor.

$$k_{pl} = E_{öl} \frac{l}{h} \left(2b - \sqrt{\frac{2}{\gamma_3}} \gamma_4 \right) \quad 2.5$$

$$d_{pl} = E_{öl} \frac{l}{h} \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{2}{\gamma_3}} \gamma_5 \quad 2.6$$

$$\gamma_3 = 12 \frac{\eta \omega}{h^2 E_{öl}} \quad 2.7$$

$$\gamma_4 = \frac{\tanh \gamma_6 \cos^{-2} \gamma_6 + \tan \gamma_6 \cosh^{-2} \gamma_6}{1 + \tanh^2 \gamma_6 \tan^2 \gamma_6} \quad 2.8$$

$$\gamma_5 = \frac{\tanh \gamma_6 \cos^{-2} \gamma_6 - \tan \gamma_6 \cosh^{-2} \gamma_6}{1 + \tanh^2 \gamma_6 \tan^2 \gamma_6} \quad 2.9$$

$$\gamma_6 = \frac{2b}{2} \sqrt{\frac{\gamma_3}{2}} \quad 2.10$$

$E_{öl}$ steht für Kompressionsmodul des Öls. Die l und b wurden aus dem Plattenmodell der EHD abgelesen und h steht für iterativ berechnete Schmierfilmdicke. Die Schmierfilmdicke ist Last und Drehzahlabhängig und wird in diesem Modell für jedes belastetes Wälzelement ermittelt. Der Parameter γ_3 ist eine Abkürzung, die in Nenner eine Multiplikation von dynamische Viskosität und Kreisfrequenz sowie in Zähler eine Multiplikation von Schmierfilmdicke zum Quadrat mit dem Kompressionsmodul enthält, vgl. Formel 2.7. Die Abkürzungen γ_4 sowie γ_5 fassen die trigonometrische Zusammenhänge aus der angewendete hier Plattenmodell. Detaillierte Erläuterungen für das Modell und iterative Berechnung von Parametern sind in /2/ zu finden.

Model nach Dietl

Das Wälzlagermodell vom Dietl /1/ geht neben den Herz'schen Zusammenhängen auch die elastohydrodynamische Problematik im Wälzkontakt. Es werden hier neben Wälzelementverformungen und Druckverteilung dazu Zonen des Schmierfilms betrachtet, vgl. Abbildung 1. Die Steifigkeit und Dämpfung werden nach iterative Lösung von zusammengestellten Gleichungen in Abhängigkeit von Parametern wie: Geometrie, Werkstoff, Kontaktart, Last, Frequenz, Drehzahl, Betriebstemperatur und Schmierbedingungen erfasst.

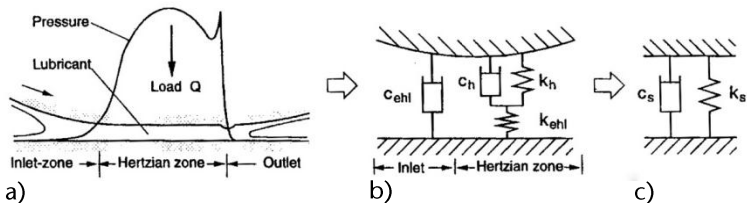


Abbildung 1: Wälzkontaktmodell nach Dietl /1/, a) Inlet – Einlaufzone, Herzian zone – Hochdruckzone, Outlet – Auslaufzone, b) dynamisches Modell des Wälzlagerkontakts, c) Ersatzparameter des Kontaktes

Das Modell bildet Einlauf- und Hochdruckzone im Wälzlagerkontakt ab. Die Auslaufzone wird vernachlässigt. Diese Parameter werden wie auf der Abbildung 1 zusammengeschaltet und daraus Ersatzsteifigkeit und Ersatzdämpfung für geschmierten Wälzlagerkontakt ermittelt.

Die Abbildung 2 stellt die Ersatzparameter für Innen- und Außenring vor. Diese Ersatzsteifigkeiten sowie Ersatzdämpfungen bilden weitere Ersatzparameter für jeden Wälzlagerkontakt im modellierten Wälzlager.

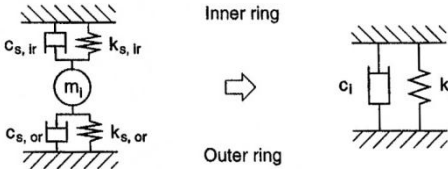


Abbildung 2: Äquivalente Parameter für Wälzkontaktmodell zwischen Innen- und Außenring für i -ten Wälzelement nach Dietl /1/, wobei $i=1, 2, \dots, n$, n – Anzahl der Wälzelementen

$$k_h = \frac{\partial Q}{\partial \delta} = n C_\delta^n Q^{\frac{1}{n} - \frac{n-1}{n}} \tag{2.11}$$

$$c_h = \psi \frac{k_h}{2\pi f} = \frac{E_D}{2\pi E_S} \frac{k_h}{2\pi f} \tag{2.12}$$

$$k_{ehl} = \frac{\partial Q}{\partial h_{cp}} = -\frac{1}{m} C_{ehl}^{-m} Q^{m+1} \tag{2.13}$$

$$c_{ehl} = \frac{2}{\pi} \sqrt{m_{masse}^2 (2\pi f)^2} \delta_{\log dek} = 4 \cdot m_{masse} \cdot f \cdot \delta_{\log dek} \tag{2.14}$$

$$k_s \approx k_h \quad \text{und} \quad c_s \approx c_h + c_{ehl} \tag{2.15}$$

$$k_i \cong \frac{1}{4} (k_{s,ir} + k_{s,or}) \quad \text{und} \quad c_i \cong \frac{1}{4} (c_{s,ir} + c_{s,or}) \tag{2.16}$$

Die Formel 2.11 stellt die Steifigkeit im Hertzschen Kontakt und kann als partielle Ableitung der Kraft im Hertzschen Kontakt von der Hertzschen Verformung beschrieben werden. Der Parameter n ist hier als Exponent zu verstehen und ist von Art des Kontaktes (Punkt- oder Linienkontakt) abhängig. Die Konstante C_δ steht für Hertzschen Federkonstant. In der Formel 2.12 steht ψ für Verlustfaktor, der durch Verhältnis von Energiedissipation pro einen Lastwechsel zur Verschiebungsenergie definiert wird. Für die Berechnung der äquivalenten Materialdämpfungs-konstante werden hier zusätzlich die Federkonstant aus der Formel 2.11 und harmonische Schwingungsfrequenz f

benötigt. Die Schmierfilmsteifigkeit (vgl. Formel 2.13) ist als partielle Ableitung von der Last und Schmierfilmdicke im zentralen Punkt des Filmdickes (vgl. /1/), wobei C_{ehl} geschwindigkeits-, schmierbedingungs- und kontaktabhängige Faktor und m Exponent in der Größenordnung von 0.1 in Abhängigkeit von Kontaktlast sind. Die Bestimmung der äquivalenten Schmierfilmdämpfung c_{ehl} (Formel 2.14) wurde anhand logartmischen Dekrements $\delta_{\log dek}$ also aus Steifigkeit und Wälzelementmasse m_{masse} durchgeführt. Im Modell nach Dietl werden die Steifigkeit k_s und Dämpfung c_s durch Kelvin-Voigt Elemente zusammengeführt und man erhält die Formel 2.15 für einzelnen EHD Kontakt. Die dargestellten Parameter in Abbildung 2 für Innen- (ir) und Außenring (or) in stationären Zustand können wieder mit dem Kelvin-Voigt-Modell reduziert werden. Als Ergebnis bekommt man Wälzelementkoeffizienten k_i und c_i .

3 Zusammenfassung

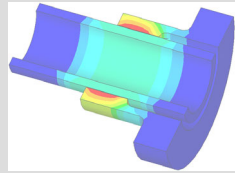
In der Literatur findet man mathematische Modelle für die Berechnung von Lagersteifigkeit und Lagerdämpfung. Die Modelle sind sehr komplex und die Lösung wird nach mehreren iterativen Schleifen erzielt. Für die Berechnung werden exakte Daten über Schmierstoff (Viskosität), Werkstoff, Geometrie und Art des modellierten Wälzlagers. Für die Bestimmung von Äquivalentlagersteifigkeit und Äquivalentlagerdämpfung eignet sich das Kelvin-Voigt-Modell, indem die Steifigkeit und die Dämpfung parallel geschaltet sind.

Für die genauere Berechnung wird die Literatur empfohlen, wo die Modelle detailliert erläutert wurden.

4 Literatur

- /1/ Dietl, P.: Damping and stiffness characteristics of rolling element bearings. Theory and experiment. Wien, Techn. Univ., Diss., 1997.
- /2/ Richter, H. P.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Körperschalleitung von Wälzlagern in Maschinen. Techn. Hochschule, Darmstadt.
- /3/ Singh, R.; Lim, T. C.: Vibration transmission through rolling element bearings in geared rotor systems. Ohio, Univ; United States, Washington, DC.
- /4/ Opehy, Lothar (1986): Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften vorgespannter Schrägkugellager. Als Ms. gedr. Düsseldorf: VDI-Verlag (Produktionstechnik / WZL, 138).

Konstruktion und Berechnung von
Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und
rechnerunterstützte Produktentwicklung



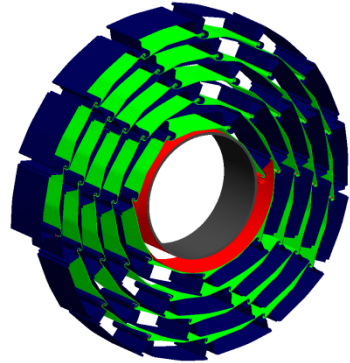
Systementwicklung, Versuchstechnik und
Maschinenakustik



Hochschule und Kontakte



Entwicklung eines Brandschutztores mit expandierenden Eigenschaften



Arslan, G.;

Brandschutz Tore werden nach Feuerwiderstandsklassen unterteilt. Die aktuell auf dem Markt befindlichen Rolltore der EI30-Klasse besitzen einen Rolltorpanzer, Rolltore der EI90- bzw. EI120- Klasse dagegen zwei. Die Torlamellen in aktuellen Feuer-schutz-Rolltoren sind entweder mit Wasser gefüllt oder sind mit Isolationsmaterialien versehen. Die aktuelle Innovation sieht vor, dass nur im Brandfall das Volumen eines mit Blähgraphit versetzten Schaums sich auf das Vierfache des Ausgangsvolumens ausdehnt. Der Vorteil dieser Idee ist, dass die Brandschutz-tore im Normalbetrieb kompakter werden sollen, als die auf dem Markt vorhandenen Systeme. Im diesem Projekt steht die konstruktive Umsetzung sowie die wirtschaftliche Fertigung dieser kompakten Lamelle im Vordergrund.

Rolling gates are classified according to fire resistance class. The currently available on the market rolling gates of the EI30-class have one rolling shutter, rolling gates of EI90-EI120-class or two, however. Panels in the current rolling gates are filled with either water or are provided with insulating materials. The latest innovation provides that under fire conditions, the volume of a mixture containing graphite foam expands to four times the initial volume. This project is the design implementation, determination of the foam composition and the economic production of this compact blade in the foreground.

1 Aufgabenstellung

In Kooperation mit der in Goslar ansässigen Firma Stöbich Brandschutz GmbH soll ein innovatives Brandschutztor entwickelt werden. Brandschutz-tore werden in Feuerwiderstandsklassen, EI30, EI60, EI90, EI120 und EI180, eingeteilt. Sie gibt die Dauer in Minuten an, bei der das Rolltor einem Feuer widerstehen kann. Die Torlamellen in aktuellen Brandschutz-toren sind entweder mit Wasser oder mit Schaum gefüllt. Die aktuelle Innovation sieht vor, dass unter Feuereinwirkung

der Schaum sich auf das Vierfache des Ausgangsvolumens ausdehnt. Die Konstruktion der Lamelle muss diese Expansion des Schaums sicherstellen. Diese Aufgabenstellung übernimmt das Institut für Maschinenwesen. Der weitere Aufbau des Brandschutztors muss für die Expansion der Lamellen angepasst werden, welcher nicht Gegenstand in diesem Artikel ist. Diesen Teil der Entwicklung übernimmt Stöbich. Zur Herstellung der Lamellen soll ein kostengünstiges Fertigungsverfahren angewandt werden. Geplant ist hier das Walzprofilieren. Beim Walzprofilieren wird das Blech kontinuierlich über mehrere Werkzeugrollensätze bewegt. Dabei wird an jeder Station der Querschnitt eines ebenen Blechbandes lokal umgeformt, bis an der letzten Station das gewünschte Blechprofil vorliegt. Weiterhin muss die Verbindung der Lamellen zueinander über eine Gelenkfunktion in die Lamelle integriert werden. Eine Vorgabe bei der Produktentwicklung ist, den Aufwickeldurchmesser des Brandschutzrolltores bei gleicher Feuerwiderstandsklasse um 30 Prozent kleiner zu gestalten als bei den Konkurrenzmodellen.

2 Konstruktionssystematische Lösungssuche

Zur Lösungsfindung der Lamellengeometrie sind zwei Methoden der Konstruktionssystematik nach VDI 2221 angewandt worden. Im Kreis von wissenschaftlichen Mitarbeitern des Instituts für Maschinenwesen ist eine Brainstorming-Sitzung durchgeführt. Um von Vorfixierungen gelöst Ideen zu generieren, wurde die Aufgabenstellung allgemein formuliert mit dem Titel "Entwicklung einer Feuerschutzeinrichtung für eine definierte Zeit und zur Trennung von Räumen". Dabei muss die geplante Feuerschutzeinrichtung folgende Funktionen erfüllen, die sich aus der Anforderungsliste ergeben:

- Erfüllung der geforderten Feuerwiderstandsklasse
- Kompakte Aufbewahrung
- Berücksichtigung einer Soll-Verformungszone
- Erreichen der Dauerfunktionsfähigkeit (10.000 Zyklen an Öffnungs- und Schließvorgängen)
- Vermeidung von Quetschgefahren
- Minimierung der Fertigungskosten

Zur qualitativen Beurteilung der Prinziplösungen sind Bewertungskriterien erstellt. Dabei werden die Hauptfunktionen zum Teil weiter aufgegliedert, und diese mit Punkten versehen. Die Vergabe der Punkte erfolgt nach eigenen Kriterien und die einzelnen Lösungen werden entsprechend bewertet. In Tabelle 1 sind die drei besten Lö-

sungen aufgeführt. Die Stahllamellen, die mit kurzen Seilstücken miteinander verbunden sind, ist für die beste Lösung erachtet worden. An zweiter Stelle folgt die Lösung nach dem Prinzip des Sektionaltors, und an dritter Stelle die Lösung mit asymmetrischer Anordnung der Gelenklage. Nach eingehender Diskussion mit Stöbich wurde die Prinziplösung mit asymmetrischer Anordnung für die Auskonstruktion ausgewählt.

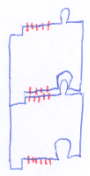
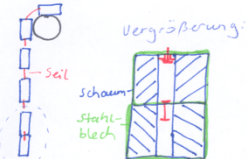
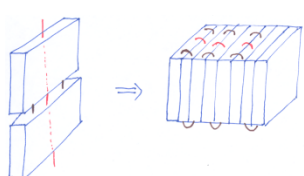
Prinziplösungen	Vor-u. Nachteile
<p>Asymmetrische Anordnung des Gelenks mit Stufe</p> 	<ul style="list-style-type: none"> + Aufwickelradius kleiner als bei Prinziplösung mit symmetrischer Gelenkanordnung + Behinderung des Wärmedurchgangs an der Stufe - Ausnutzungsgrad nicht gut
<p>Zwei Stahllamellen mit Seil verbunden</p> 	<ul style="list-style-type: none"> + einfache Stahlprofilgeometrie + sehr guter Ausnutzungsgrad - Quetschgefahr
<p>Sektionaltor mit horizontaler oder vertikaler Aufbewahrung</p> 	<ul style="list-style-type: none"> + Kompakte Aufbewahrung + Reduzierung der - Konstruktiver Aufwand ist größer

Tabelle 1: Ausgewählt Prinziplösungen

3 Bewegungsanalyse

In Abbildung 1 ist der Querschnitt eines Rollkastens zu sehen. Auf der Welle sind die Lamellen spiralförmig in mehreren Lagen aufgewickelt. Die Bewegungsanalyse wird eingesetzt, um die Aufwicklung der La-

mellen in Abhängigkeit vom Wickeldurchmesser und realer Lamellengeometrie auf der Welle abzubilden.

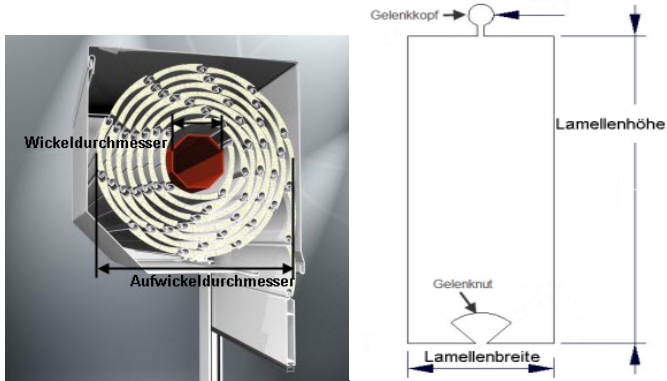


Abbildung 1: Rolltorkasten

Abbildung 2: Theoretische Lamelle

Die Bewegungsanalyse erfolgt in Pro/E mit dem Applikationsmodul Mechanismus. Ausgehend von einer theoretischen Lamelle, wie in Abbildung 2 dargestellt, sind zwei Gelenkformen A und B entwickelt worden. In Abbildung 3 ist zu erkennen, dass die Gelenkform keinen wesentlichen Einfluss auf den Aufwickeldurchmesser hat.

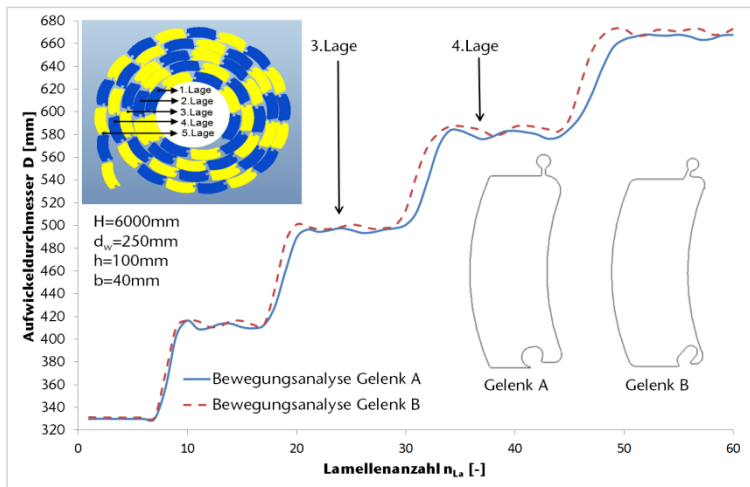


Abbildung 3: Einfluss der Gelenkform auf den Aufwickeldurchmesser

Die Durchführung einer Bewegungsanalyse in Pro/E zur Bestimmung des Aufwickeldurchmessers von Toren nimmt mehrere Stunden in

Anspruch, da erstens eine hohe Anzahl an Lamellen benötigt wird und zweitens für jede Lamelle die Kontaktstelle mit allen anderen Kontaktpartnern definiert werden muss. Diese Kontaktstellen der Lamelle muss für jede Lage immer wieder neu definiert werden. Die Bewegungsanalyse eignet sich hervorragend zum Entwerfen der Gelenkform und zum Untersuchen der Übergänge der Lamelle von benachbarten Lagen, da für solche Analysen im Allgemeinen ein Dutzend Lamellen ausreichen. Daher ist eine analytische Formel hergeleitet worden, mit der über die Eigangsgrößen (Wickeldurchmesser d_w , Lamellenbreite b und Torhöhe H) der Aufwickeldurchmesser D berechnet werden kann /1/:

$$D(d_w, b, H) = \left(\frac{3}{2} + \sqrt{\left(\frac{d_w}{b} - \frac{1}{2}\right)^2 + \frac{4 \cdot H}{\pi \cdot b}} \right) \cdot b$$

In Abbildung 4 sind für verschiedene Lamellenabmessungen und Gelenkformen A und B in Abhängigkeit vom Wickeldurchmesser der Aufwickeldurchmesser dargestellt. Der Vergleich zeigt eine gute Übereinstimmung.

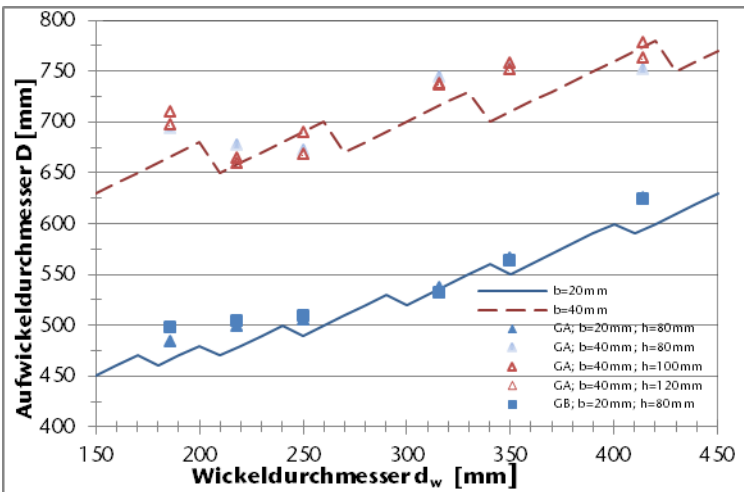


Abbildung 4: Einfluss der Gelenkformen auf den Aufwickeldurchmesser bei einer Torhöhe von 6m

4 FE-Analyse

Es sollen kritische Gelenkstellungen aus der Bewegungsanalyse numerisch auf ihre Festigkeit untersucht werden. In Abbildung 5 sind die beiden Gelenkstellungen für die Lamelle mit asymmetrischer Gelenkanordnung dargestellt /2/. Der kritische Zustand liegt dann vor, wenn an der ersten Lamelle das ganze Gewicht der restlichen Lamellen wirkt.

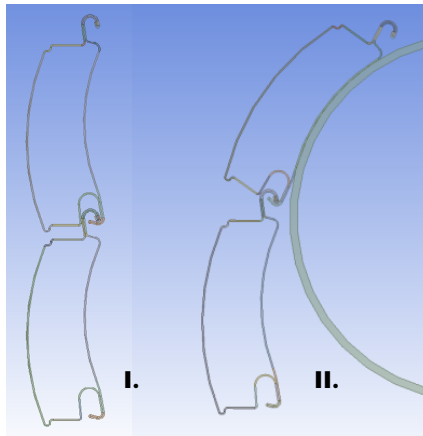


Abbildung 5: Kritische Gelenkstellungen

Für den Feinblechwerkstoff DC01 ergeben sich Spannungen, die deutlich unterhalb der Streckgrenze liegen, siehe Abbildung 6.

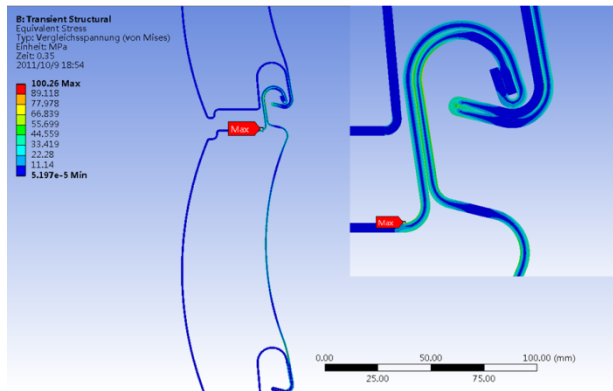


Abbildung 6: Vergleichsspannung für die erste Gelenkstellung

5 Fertigungsverfahren

Die Lamellenherstellung ist mit dem Walz- bzw. Rollprofilieren geplant. Das Walzprofilieren erfordert umformtechnische Kenntnisse, die bei der Konstruktion der Lamelle berücksichtigt werden muss. Es werden kommerzielle Programme angeboten, die den Fertigungsvorgang am Rechner komplett simulieren können. In diesem Projekt wird das Programm Profil von Fa. Ubeco eingesetzt. Das CAD-Modell des Blechbauteils wird zuerst in ein 2D-Modell konvertiert, bevor es in Profil aufgerufen wird. Profil arbeitet mit der äußeren Mantellinie des Bauteils. Der Anwender des Programms legt die einzelnen Stationen fest, nach denen das Bauteil stufenweise hergestellt wird. Die graphische Abbildung aller Stationen wird als Profilblume bezeichnet. Zur Qualitätssicherung wird im ersten Schritt automatisch die Bandkantendehnung ermittelt. Sie gibt ersten Hinweis, wie fertigungsnah die Konstruktion ist. In Abbildung 7 ist für das Innenteil der zweiteilig ausgeführten Lamelle die Profilblume und die Bandkantendehnung bzw. –spannung dargestellt. Das Programm unterstützt den Konstrukteur beim Entwerfen der Rollensätze für die einzelnen Stationen. Profil bietet eine Schnittstelle zum FEM-System Abaqus/Explicit, um dort den ganzen Walzprofilierprozess zu simulieren. Die Rollensätze für das Innenteil der zweiteilig ausgeführten Lamelle kann aus Abbildung 8 entnommen werden /3/.

Bandkantenmessungen:		Wertskala:		Fläche = 200 N/mm ²	
Lehren / Lei		%	SH	%	He
3	1	30	86	1	86
0	2	10	59	2	59
2	3	20	31	3	31
7	4	30	11	4	11
8	5	40	0	5	0
9	6	50	0	6	0
10	7	60	0	7	0
9	8	70	0	8	0
9	9	80	0	9	0
0	10	90	0	10	0



Abbildung 7: Profilblume und Bandkantenspannungen der Lamelle

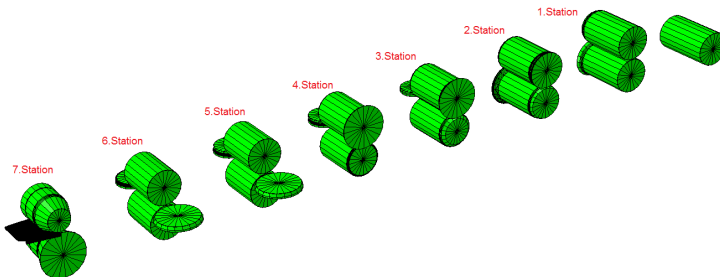


Abbildung 8: Rollensätze für das Bauteil von Abbildung 7

6 Brandversuche

Es sind Brandversuche mit einfachen Versuchsproben durchgeführt. In Abbildung 9 ist die Versuchsprobe dargestellt, die Ihr Ausgangsvolumen auf das Dreifache vergrößert hat. Es ist zu erwähnen, dass senkrecht zur Flammenrichtung, die Versuchsprobe konstruktiv geschwächt worden ist, um den Expansionsdrang zu ermöglichen.



Abbildung 9: Expandierte Versuchsprobe

7 Zusammenfassung

Im Rahmen eines Forschungsprojektes ist für ein Brandschutzrolltor die Torlamelle zu entwickeln. Auf Basis der Anforderungsliste ist eine konstruktionssystematische Lösungssuche erfolgt. Aus der Bewegungsanalyse haben sich die Grundabmessungen der Lamelle ergeben. Nach der Festigkeitsbetrachtung der Lamelle und dem Walzprofilieren ist in mehreren Schleifen die Konstruktion mehrmals angepasst worden. Aus Brandversuchen an Lamellenproben ist die konstruktive Schwächung für die Expansion bestimmt worden.

8 Literatur

- /1/ Bai, Pingping: Bestimmung des Aufwickeldurchmessers von Rolltoren durch Bewegungsanalyse in Pro/E, Diplomarbeit TU Clausthal, 2011
- /2/ Mu, Shuai: Einsatz der Bewegungsanalyse und FEM beim Produktentwurf einer Brandschutzlamelle, Diplomarbeit TU Clausthal, 2011
- /3/ Güllü, Ilker: Simulation des Walzprofilierens am Beispiel einer Torlamelle mit Profil, Studienarbeit TU Clausthal, 2011

Unterschiedliche Pulvermischungen für SLS-EDM Elektroden im BRAGECRIM Projekt

Müller, N.; Siemann, E.

Am Institut für Maschinenwesen der TUC wird seit 2010 eng mit der brasilianischen Universität PUCPR in Curitiba im Bereich SLS/EDM zusammengearbeitet. Hierbei konnten Ergebnisse sowohl bei Ein- als auch Mehrkomponenten Pulvermischungen erfasst werden.



Since 2010 the Institute of Mechanical Engineering of the TUC cooperates with the Brazilian university PUCPR in Curitiba. The topic is to optimize SLS-EDM electrodes. Results were recorded with single and multi-component powder mixtures.

1 Einleitung

Ziel des BRAGECRIM Projektes „Production of EDM Electrodes by Layer Manufacturing Technique (LMT)“ ist, die Erodierereigenschaften von SLS Elektroden zu verbessern. Hierbei steht der Einsatz im Fertigungsbereich Senkerodieren im Vordergrund. Momentan zeigen SLS Elektroden einen erhöhten, ungleichmäßigen Abbrand und sind somit nicht für eine wirtschaftliche und qualitativ hochwertige Fertigung geeignet. Dies soll durch die Wahl des Werkstoffs, seiner pulvermetallurgischen Zusammensetzung, der Sinterparameter und –strategien, einer anschließenden Beschichtung oder Infiltration erreicht werden.

2 Zusammenarbeit

Die Durchführung der Versuche ist in zwei Abschnitte unterteilt. Zuerst werden die lasergesinterten Elektroden am IMW mit einer EOSint m250 ext. generiert, anschließend werden EDM Tests am LAUS /1/ mit einer Charmilles ROBOFORM 30 CNC absolviert. Eine vorläufige Charakterisierung der SLS Proben wird u.a. durch eine metallographische Untersuchung am ZfW hinsichtlich der Porosität vorgenommen.

3 Pulvermischungen für das selektive Lasersintern

Im ersten Arbeitspaket wurden konventionelle SLS Werkstoffe und Kupferpulvermischungen hinsichtlich Ihrer Eignung untersucht (siehe Abbildung 1).

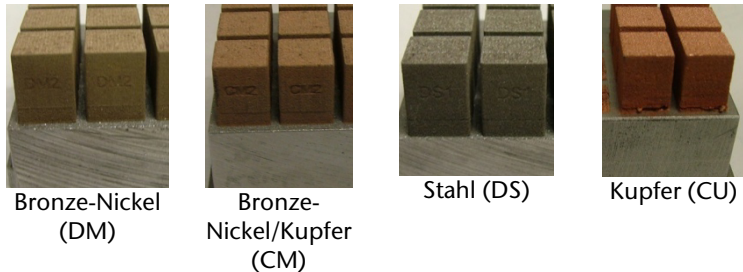


Abbildung 1: SLS-Elektroden der ersten Phase

Die EDM Ergebnisse im LAUS zeigten im Vergleich zu Standard Kupferelektroden eine eher schlechte EDM Leistung. Untersucht wurden die Materialien betreffend Ihrer Performance beim Erodiervorgang des Schlichtens (4A), das Semi-Finishen (12A) und dem Finishen (32A).

Es zeigte sich, dass hierbei die Pulvermischungen aus Bronze und Nickel eine höhere Materialabtragsrate „ V_w “ aufwiesen als SLS-Elektroden aus Stahlpulvermischungen oder reinem Kupfer. Stahlproben zeigten lediglich bei 4A höhere Abtragsraten.

Auf Grund dieser Ergebnisse wurden in der zweiten Phase Mehrkomponentenpulver erstellt die aus einer Kupfer-Nickel Grundmartix und einer metallischen oder keramischen Zusatzkomponente zusammengestellt sind. Hierbei wurden die Materialien Molybdän (Mo), Titandiborid (TiB_2) und Zirkondiborid (ZrB_2) auf Grund ihres hohen Schmelzpunktes, ihrer guten elektrischen und thermischen Leitfähigkeit und ihrer hohen Härte ausgewählt.



Mo-CuNi Pulvermischung

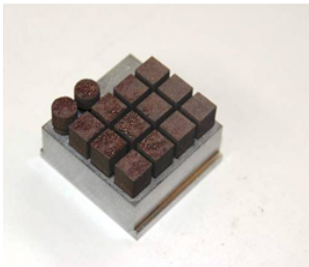
TiB₂ PulvermischungZrB₂ Pulvermischung

Abbildung 2: SLS-Elektroden der zweiten Phase

Im SLS Versuch konnten aus unterschiedlichen Mischungsverhältnissen Probenkörper erstellt werden (siehe Abbildung 2). Hierbei wurden in Abhängigkeit der Partikelgröße der Zusatzkomponente Schichtstärken von 20 μ m bis 50 μ m aufgebaut. Die Proben wiesen eine gute Anbindung der einzelnen Schichten und eine Restporosität zwischen 25% und 35% auf (vgl. Abbildung 3).

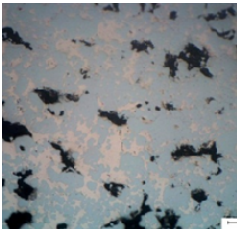
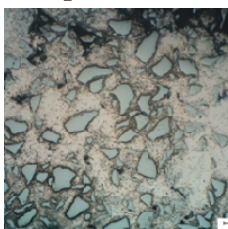
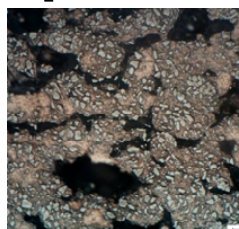
Mo - CuNi**TiB₂ - CuNi****ZrB₂ - CuNi**

Abbildung 3: Schlibfbilder der SLS-Elektroden der zweiten Phase

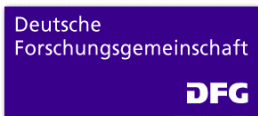
4 Zusammenfassung

Im Rahmen des BRAGECRIM Projektes konnten Elektroden mit Standard Bronze-, Stahl-, Kupfer, Molybdän, Titandiborid und Zirkondiborid erstellt und im EDM Test erprobt werden. Standard Materialien zeigten bei bisherigen Tests einen hohen Verschleiß und eine geringe Abtragsrate. Erste EDM-Tests der Pulvermischungen aus der zweiten Phase zeigten eine zehnfache Verbesserung der EDM Leistung gegenüber des DM Werkstoffs der Elektroden.

5 Literatur

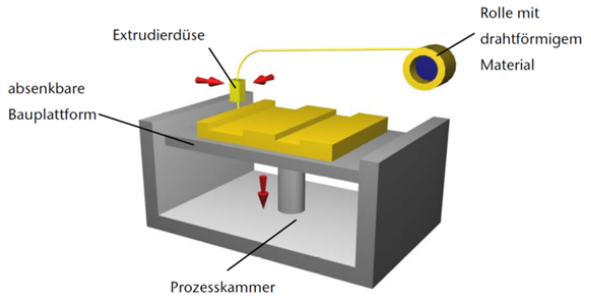
/1/ <http://www2.pucpr.br/educacao/laus/index.htm>

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



Extrudererweiterung für den 3D-Drucker „RepRap“ am IMW

Roetger, M.; Siemann, E.



Das RepRap Projekt am IMW wird durch eine Extrudereinheit zur Verarbeitung von Kunststoffgranulat erweitert. Dies ermöglicht ein breiteres Spektrum von Baumaterialien im Drucker. Durchgeführt wird dies im Rahmen der Bachelorarbeit des Studenten Mathias Roetger

The RepRap project at the IMW will be extend by an extruder unit for plastic granules. This allows a wider range of building materials in the printer. This is carried out as part of the Bachelorarbeit of Mathias Roetger.

1 Einleitung

Anfang 2010 wurde der open-source 3D-Drucker RepRap von drei Studierenden im Institut installiert. Seitdem wird das Projekt durch mehrere Studenten weitergeführt. Einerseits wird die Prozesskette durch eine Einbindung des 3D-Scanners DAVID und andererseits die Druckerkonstruktion selbst durch eine Extrudereinheit ergänzt.

1.1 RepRap 3D-Drucker

Der RepRap ist ein 3D-Drucker, der im Stande ist, Kunststoffobjekte zu drucken. Ein Großteil, der für den Drucker benötigten Bauteile, besteht aus demselben Kunststoff. Somit kann er als selbstreproduzierende Maschine betrachtet werden. Der RepRap setzt als Fertigungsverfahren das „Fused Deposition Modeling“ oder kurz FDM ein. Hierbei wird das Bauteil Schicht für Schicht auf eine Plattform aufgetragen bis am Ende ein fertiges Bauteil entsteht (siehe Abbildung 1). Vorteile dieser Technologie ist u.a., dass Konstruktionen beurteilt und bewertet werden können, bevor sie in die Fertigung gehen. Weiter können dadurch Prototypen kostengünstig hergestellt werden.

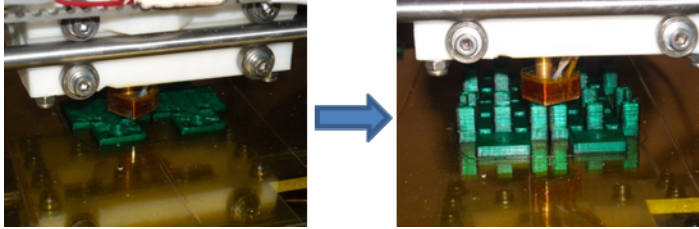


Abbildung 1: Funktionsweise eines 3D-Druckers

1.2 Ergänzung durch die Bachelorarbeit von M. Roetger

Im Rahmen dieses Kapitels gibt der Student einen kurzen Bericht seiner aktuellen Arbeit wieder:

Zum Sommersemester 2009 habe ich mein Bachelor Studium des Wirtschaftsingenieurwesens an der TU Clausthal aufgenommen und bin mittlerweile im sechsten Semester. Anfang 2010 bin ich während einer Rundführung im IMW (Institut für Maschinenwesen) auf den kommerziellen 3D-Drucker „BST768“ von Dimension aufmerksam geworden. Dies veranlasste mich zu recherchieren, ob es möglich sei, selber einen 3D-Drucker zu bauen. So stieß ich auf das RepRap-Projekt. Mitte 2011 hatte ich mit Hilfe des kommerziellen 3D-Druckers des IMWs meinen eigenen RepRap vollständig erbaut (siehe Abbildung 2). Die Grundkonstruktion kann unter <http://reprap.org/wiki/Mendel> eingesehen werden. Die Elektronik wurde mittels des „Fotopositiv Verfahren“ hergestellt, in dem die Platine erst belichtet, entwickelt und dann geätzt wird.

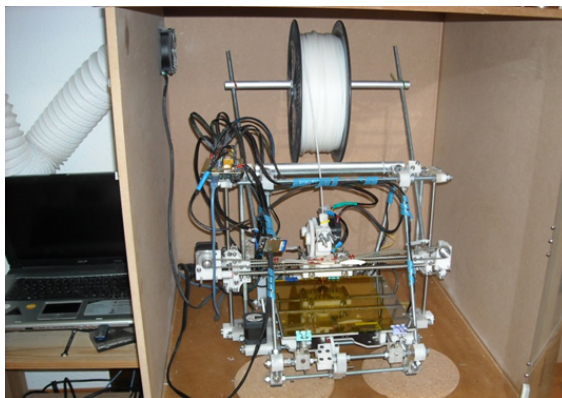


Abbildung 2: Selbstgebauter Drucker

Das RepRap-Projekt wird zum größten Teil von einer freiwilligen Gemeinschaft ständig weiterentwickelt. Die deutsche Gemeinschaft ist zahlreich vertreten und lässt sich unter <http://forums.reprap.org> finden. In dem Projekt ist die GNU (General Public License) enthalten. Diese Lizenz ermöglicht es, dass bereits vorhandene Bauelemente weiterentwickelt werden können, ohne dabei gegen Urheberrechte zu verstoßen. So kann mein Drucker heute z. B. mit Hilfe eines Android-Handys gesteuert werden oder mittels einer SD-Karte drucken, so dass kein PC zum Drucken notwendig ist.

Der größte Kostenfaktor für den Betrieb des Druckers ist der benötigte 3mm Kunststoff-Schweißdraht, der ca. 30 Euro pro Kilogramm kostet. Dies veranlasste mich dazu - als Thema für meine Bachelorarbeit - einen Extruder für den Hausgebrauch zu entwickeln. Die bisherigen Druckkosten können so um ein Vielfaches gesenkt werden, da das Granulat schon oft für unter einen Euro pro Kilogramm zu erwerben ist.

Extruder sind Fördergeräte, die nach dem Funktionsprinzip des Schneckenförderers Kunststoffgranulat unter hohem Druck und hoher Temperatur gleichmäßig aus einer formgebenden Öffnung herauspressen (siehe Abbildung 3).

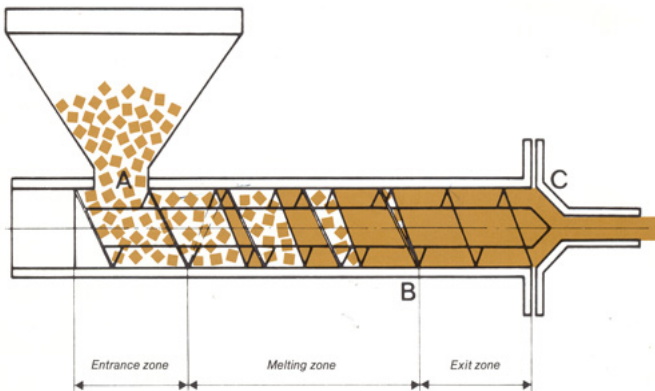


Abbildung 3: Funktionsweise eines Extruders /1/

Der Extruder soll genau wie der RepRap nach Vervollständigung meiner Bachelorarbeit unter der GNU Lizenz veröffentlicht werden, damit andere Personen das Gerät ständig weiter verbessern können. Der erste Prototyp (siehe Abbildung 4) liefert schon gute Resultate, jedoch muss die Steuerung des Durchmessers eines Kunststoffstranges noch niedriger sein, damit ich den selbstproduzierten Strang im RepRap

verwenden kann. Das Projekt soll planmäßig am Ende des Wintersemesters fertig sein.

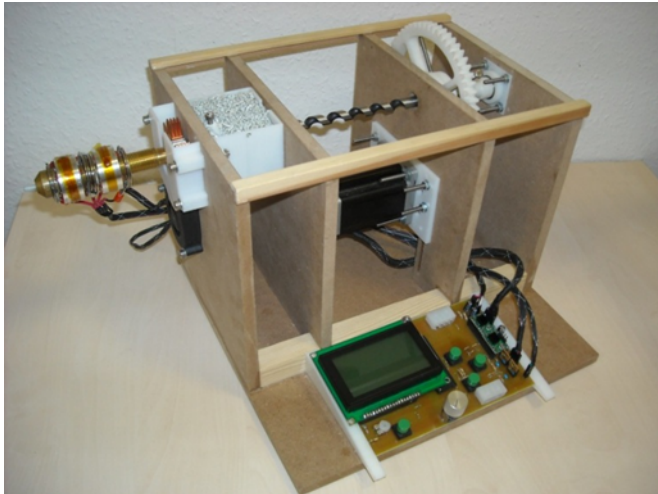


Abbildung 4: Erstellte Extrudereinheit

2 Zusammenfassung

Durch den Gebrauch des kommerziellen 3D-Druckers ist es möglich, einen RepRap herzustellen, der sich zum Teil selbst reproduzieren kann. Die hohen Kunststoffkosten sollen durch einen selbstgebauten Extruder stark sinken.

3 Literatur

/1/ http://www.vantek.ch/images/Schema_up_cut_small.jpg

Normung zu Zeiten des Mit-Mach-Webs

Bormann, E.; Langenbach, J.; Müller, N.

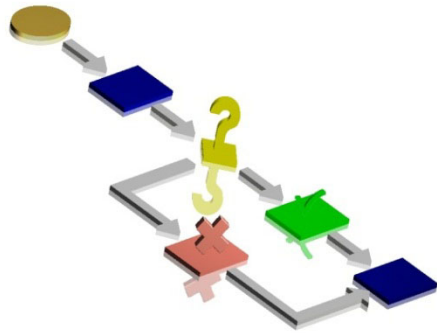
Im Rahmen des Projektes „Informationssystem zur Online-Normung“ wird am IMW untersucht, wie Online-Normungsprozesse optimiert werden können. Dies ist ein Projekt im Rahmen der vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technik (BMWi) unterstützten Initiative „Innovation mit Normen und Standards (INS)“, des Deutschen Instituts für Normung e.V. (DIN).

The project “Information model for on-line standardization” investigates how online standardisation processes may be improved. It is a project within the initiative “Innovation through Norms and Standards” which is supported by the Federal Ministry for Economics and Technology (BMWi). This initiative is managed by the German Institute for Standardization.

1 Einleitung

Das Internet hat sich zu einer zentralen Plattform zum Austausch von Informationen entwickelt. Anwender sind es gewohnt, Informationen mit Suchmaschinen innerhalb von Sekunden zu finden und Querverweisen durch Hyperlinks sofort nachgehen zu können. Beim DIN wurde diese Entwicklung aufgegriffen und es werden Normentexte inzwischen auch im Internet angeboten. Das Angebot beschränkt sich jedoch häufig auf den elektronischen Vertrieb von Normschriften als PDF. Die umfangreichen Abhängigkeiten von Normen untereinander, wie z. B. normative Verweisungen, können damit jedoch nicht ohne weiteres abgebildet werden. Es gibt zwar verschiedene Angebote die solche Abhängigkeiten mit behandeln, bei diesen sind die Daten nicht frei abrufbar sondern werden kostenpflichtig versandt, z.B. beim DITR Datenservice.

Ein weiterer Aspekt ist der Zeitbedarf des Normentstehungsprozesses an sich. Da immer kürzere Entwicklungszyklen die Verfügbarkeit aktueller Informationen voraussetzen, bedeutet dies einen erheblichen zeitlichen Druck für diesen Prozess. Die mittlerweile gewohnte schnelle und jederzeitige Verfügbarkeit von Informationen sorgt nicht zu-



letzt für ganz neue Anforderungen an den Normentstehungsprozess und die darin erzeugten Daten.

Ziel dieses Projektes ist es daher diese Anforderungen sowie den aktuellen Stand des Normungsprozesses zu identifizieren und Vorschläge zu erarbeiten, wie der Normungsprozess von den neuen Möglichkeiten des Internets profitieren und gleichzeitig die im Rahmen dieser Entwicklung geänderten Anforderungen besser erfüllen kann.

2 Analyse des IST-Zustands mit Hilfe von Umfragen

Um einen Überblick über den IST-Zustand bei den Normungsprozessen zu bekommen und die Wünsche und Vorschläge der beteiligten Experten festzustellen wurden mehrere Umfragen durchgeführt.

Eine Umfrage richtete sich an die Geschäftsführer der 75 Normenausschüsse des DIN. Hier wurde das Arbeiten in den Normenausschüssen hinterfragt, um beispielsweise zu ermitteln wie für Normen recherchiert wird und wie die Daten gehalten werden. Zudem wurde ermittelt wie viele Normenentwürfe die jeweiligen Ausschüsse erstellen und wie mit Einsprüchen verfahren wird, auch wurde die durchschnittliche Zeitdauer vom Entwurf bis zur Veröffentlichung der Norm abgefragt. Weitere Punkte waren die Nutzung von Onlineangeboten des DIN wie Webkonferenzen und dem Norm-Entwurfs-Portal in den Normenausschüssen. Von insgesamt 60 Ausschüssen sind hier Antworten eingegangen.

Drei weitere Umfragen richteten sich an die Experten, die in den Normenausschüssen die Normen erstellen. Hierzu wurden über das Portal LiveLink des DIN drei Umfragen mit jeweils 6 Fragen gestartet. Zwei Umfragen richteten sich an alle Normenausschüsse, bei ihnen ging es um Bekanntheit und Nutzung des Norm-Entwurfs-Portals /1/ und Bekanntheit und Nutzung von RSS-Feeds /2/ und Webkonferenzen. Diese beiden Umfragen wurden jeweils von gut 1000 Experten beantwortet.

Die dritte Umfrage behandelte Sachmerkmale und den DINsml Merkmalsserver des DIN /3/, hierzu wurden nur knapp 10 Normenausschüsse befragt, bei denen Sachmerkmale am ehestens eine Anwendung finden. Zu dieser Umfrage kamen rund 120 Antworten.

Als Beispiele für die Auswertung der Umfragen wird in Abbildung 1 gezeigt wie viel Prozent der Befragten das Norm-Entwurfs-Portal kennen und wie viel Prozent derjenigen, die es kennen und auch schon genutzt haben, schon einmal eine Stellungnahme dort formuliert haben. In Abbildung 2 ist zu sehen wie viel Prozent der befragten Experten die Möglichkeit der Webkonferenzen des DIN kennen und wie viel Prozent die RSS-Feeds kennen und nutzen.

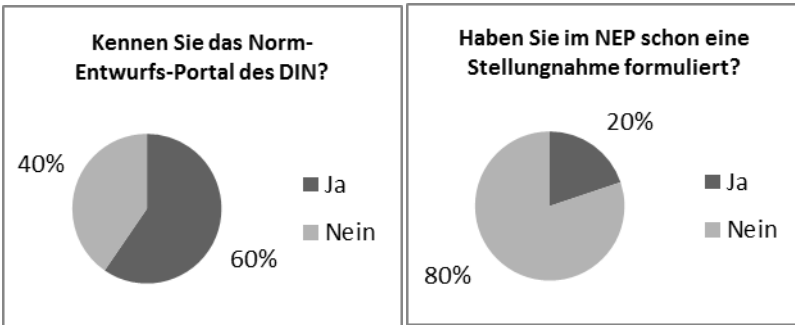


Abbildung 1: Auswertung der Umfrage Norm-Entwurfs-Portal

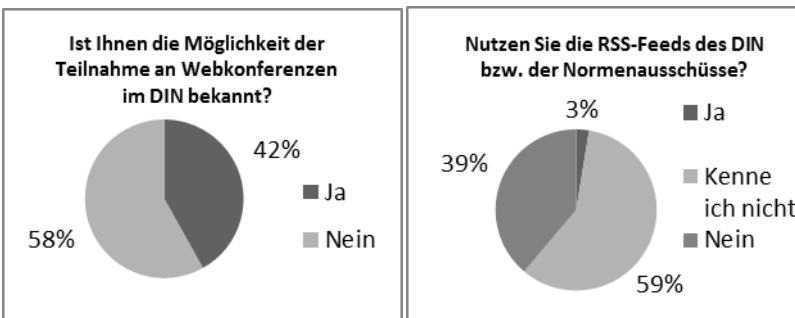


Abbildung 2: Auswertung der Umfrage RSS Feeds und Webkonferenzen

3 Vorschläge zur Anpassung des Normungsprozesses

Aus dem ermittelten Stand des Normungsprozesses sowie den Bedürfnissen der interessierten Kreise, wurden schließlich Vorschläge zur Anpassung des Normentstehungsprozesses erarbeitet. Diese haben besonders das Ziel, den eingangs erwähnten veränderten Rahmenbedingungen durch das Internet Rechnung zu tragen, aber auch dieses effizient als Beitrag zur Lösung einzusetzen. Als Arbeitsgrundlage diente meist der in der Analysephase entwickelte Normungsprozess, der in dieser Phase verschiedene Erweiterungen und Veränderungen erfahren hat.

Als erstes wurde die gestiegene Erwartung an die Informationsverfügbarkeit und an die Art der Bereitstellung aufgegriffen. Um zunächst das Bedürfnis der größeren Transparenz des Normungsprozesses zu stillen, wurde der übergeordnete Normungsprozess um weitere Informationspunkte ergänzt. Diese sind die in Abbildung 3

mit „Information der Öffentlichkeit“ bezeichneten Elemente mit einem gestrichelten Rahmen. Die beiden Informationspunkte zu Beginn des Normungsablaufes dienen hauptsächlich dazu, die Öffentlichkeit schneller darüber zu informieren, dass eine Überarbeitung einer Norm abgelehnt wurde oder aber eine Änderung ansteht. Diese Information ist für den Anwender wichtig, damit er sich rechtzeitig auf Änderungen einstellen kann und vor allen Dingen auch seine Position während des Normungsprozesses vertreten kann und nicht mit vollendeten Tatsachen konfrontiert wird. Der untere neue Informationspunkt dient schließlich der Konsistenz der veröffentlichten Informationen. Ohne ihn würden Normungsvorhaben an den oben genannten Punkten angekündigt und ohne Hinweis eingestellt. In Bezug auf die Form erscheint die Bereitstellung der Daten in zwei Arten günstig. Für die einfache und direkte Nutzung durch Menschen ist zum Beispiel ein RSS-Feed eine gute Wahl. Gleichzeitig sollte allerdings auch eine definierte Schnittstelle für Programme angeboten werden, wie es zum Beispiel das XML basierte SOAP Protokoll erlaubt. Hiermit könnten Normenverwaltungssysteme der Anwender die gewünschten Informationen abfragen und automatisch verarbeiten.

Die ebenfalls in Abbildung 3 zu sehenden geänderten Elemente (Elemente mit gepunktetem Rahmen), beziehen sich auf die Abbildung der Normungsabhängigkeiten. Denn eine grundlegende Voraussetzung der kosteneffizienten Abbildung ist, dass die Abhängigkeiten bekannt und in durch Rechner verarbeitbarer Form vorliegen. Bisher wird dieser Schritt durch den Beuth-Verlag durchgeführt und findet somit in einer Phase statt, in der die Norm nicht mehr geändert werden kann. Der neue Prozess verschiebt die Erfassung der Abhängigkeiten daher in die eigentliche Normungsphase. Die daraus ermittelte Datenbasis steht somit bereits während der Normungsarbeit zur Verfügung, wodurch die Konsistenzprüfung dieser Abhängigkeiten stark vereinfacht und vor allen Dingen zuverlässiger wird.

Damit der Normennutzer ebenfalls von dieser Verschiebung profitiert und das gewohnte Nutzen von Verknüpfungen möglich wird, ist noch eine Strategie zu finden, wie diese Links systemunabhängig umgesetzt werden können. Insbesondere vor dem Hintergrund, dass die verknüpfte Norm lokal nicht vorhanden sein muss und ebenso unbekannt ist, wie der Ort an dem sich diese beim Nutzer befinden könnte. Daher ist ein Vorschlag, einen speziellen Uniform Resource Locator (URL) für diesen Zweck zu erarbeiten, der die Trennung zwischen Bereitstellung und Verarbeitung der Information ermöglicht.

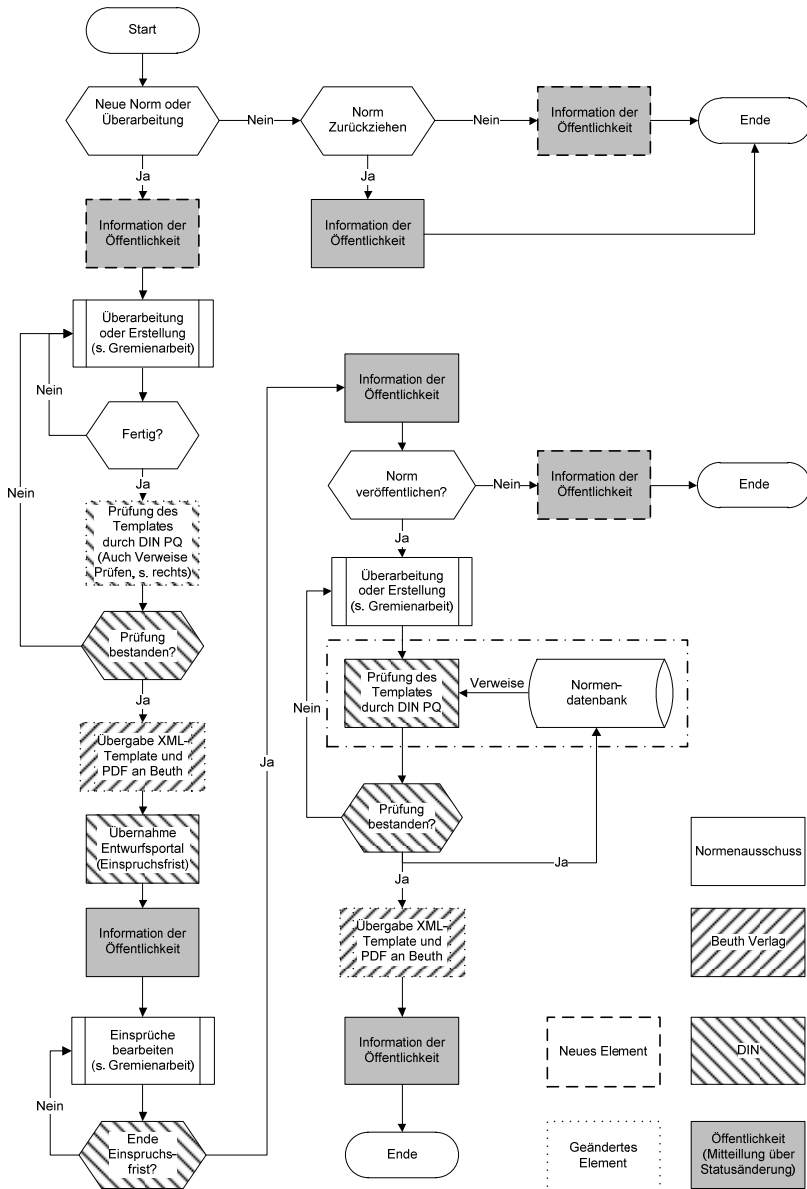


Abbildung 3: Der angepasste übergeordnete Prozess der Normung.

Grundsätzlich bestehen diese nach /4/ aus einer Schema-Bezeichnung und einem schema-spezifischen Teil. So ist <http://www.tu-clausthal.de> die Schema-Bezeichnung und www.tu-clausthal.de der schema-spezifische Teil. Für Normen könnte hingegen eine URL in der Form `standard://NORMTYP/NUMMER:AUSGABE` sinnvoll sein. So ließe sich die Norm DIN 8606 in der Ausgabe von Juni 1976 mit der URL `standard://din/8606:1976-06` eindeutig identifizieren. Der eigentliche Vorteil dieser Herangehensweise besteht schließlich in der erreichten Flexibilität auf der Anwenderseite. Dieser kann zum Beispiel eine Normverwaltungssoftware als Anwendung für diese URL's registrieren. Anschließend wird diese automatisch zur Behandlung solcher URL's aufgerufen und kann schließlich prüfen ob die Norm vorhanden ist und sie anzeigen. Sollte hingegen keine Normverwaltung eingesetzt werden, bietet es sich an, ein Programm zu registrieren, welches zum Beispiel die Informationsseite der Norm des Beuth Verlages öffnet. Dieses Programm wiederum kann sehr einfach aufgebaut sein und wäre somit sehr kostengünstig zu realisieren.

4 Zusammenfassung

Im Projekt ist der jetzige Stand des Normungsprozesses sowie die aktuellen Anforderungen an den Normenentstehungsprozess identifiziert worden. Dies geschah durch Recherchen und Umfragen unter den Experten der Normenausschüsse.

Aus den Erkenntnissen wurden Vorschläge erarbeitet, wie der Normungsprozess von den neuen Möglichkeiten des Internets profitieren und gleichzeitig die im Rahmen dieser Entwicklung geänderten Anforderungen besser erfüllen kann.

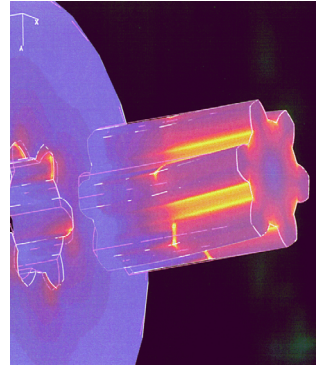
5 Literatur

- /1/ Webseite Norm-Entwurfs-Portal: <http://www.entwuerfe.din.de>
- /2/ Bormann, E; Müller, N: Normungsinformationstechnologien für KMU und Handwerk; IMW Institutsmitteilung Nr. 35 (2010), S. 143-150
- /3/ Webseite DINsml Merkmalsserver: <http://www.dinsml.net>
- /4/ Webseite Uniform Resource Locator: <http://de.wikipedia.org/wiki/URL>

Zahnwellenberechnung

Schäfer, G.

Die Auslegung von Zahnwellen-Verbindungen stellt eine tägliche Aufgabe in vielen Anwendungsfällen dar. Die numerische Simulation ist dabei in vielen Fällen zu aufwändig. Mit einer Berechnungsrichtlinie soll eine genaue und schnelle Dimensionierung erreicht werden.



The dimensioning of splined shaft-hub connections is an everyday task in many cases of application. A sophisticated numerical simulation mostly needs too many resources. With the aid of a calculation guideline, an exact and fast dimensioning is to be achieved.

1 Einleitung

Für die Berechnung von Zahn- und Keilwellen-Verbindungen können aktuell die DIN 743 und die DIN 5466E sowie daran angelehnte Berechnungshinweise in Maschinenelemente-Lehrbüchern herangezogen werden. Die DIN 743 berücksichtigt dabei als Wellenberechnungsnorm primär den Einfluss der Verbindungsgeometrie auf die Welle. Die Auslegung der Verbindung selber als System aus Welle und Nabe ist dagegen Kern der DIN 5466E.

Die Normen enthalten Kennzahlen und Diagramme für die Geometrie nach DIN 5480, die auf Basis numerischer Untersuchungen mit linear-elastischem Werkstoffverhalten ermittelt wurden. Da reale Beanspruchungsfälle aber lokale Plastifizierungen verursachen, treten hier deutliche Differenzen zwischen Berechnung und Realität auf. Die neu durchgeführten Simulationen liefern mit realen (teilplastischen) Werkstoffkennlinien entsprechend geänderte Kennzahlen und Diagramme.

Zusätzlich wurden praxisrelevante Geometrievariationen, wie geänderte Flankenwinkel und Fußausrundungsradien, und Belastungsvarianten, wie Drehmomentdurchleitung und Drehmomentsammlung in einer Nabe, in die neue Auslegungsrichtlinie hereingenommen. Schließlich wurden die numerischen Simulationen auch über die in der DIN 5466 festgelegte Gültigkeitsgrenze von „Nabenaußen-

durchmesser $d_{e2} \geq 1,5 \cdot \text{Bezugsdurchmesser } (d_B)$ weit zu dünnwandigen Naben hin ($d_{e2} = 1,1 \cdot d_B$) durchgeführt.

2 Arbeitsprogramm

Das Arbeitsprogramm der numerischen Simulationen wurde dazu auf die Klärung der Einflussgröße folgender Parameter auf die Bauteilbeanspruchung ausgerichtet:

- Teilplastizität
- Nabenwandstärkenverhältnis
- Fußrundungsradius
- Flankenwinkel
- Drehmomentenleitung
- Oberflächenhärte

Die Simulationsrechnungen zur Bestimmung der jeweiligen Einflussgröße wurden über breite Geometrievariationsbereiche ausgeführt. Für die Teilplastizität z.B. wurde von (Bezugsdurchmesser x Modul x Zähnezahl) $10 \times 0,5 \times 18$ bis $380 \times 10 \times 36$ in 36 Geometrievarianten über den gesamten Bereich der in der Auswahlreihe in DIN 5480 angegebenen Verzahnungen variiert. Jede Geometrievariante wurde dazu in sechs Drehmomentlaststufen von 0 Nm bis deutlich in den teilplastischen Bereich herein berechnet.

Die Fußrundungsvarianten wurden vom kleinsten nach DIN 5480 vorgesehenen Fußrundungsradius bis zur vollen Fußausrundung berechnet. Die Fußausrundungen wurden jeweils mit konstantem Radius modelliert, siehe auch DIN/ISO 4156 „fillet root“. Variable Fußradien oder Korbbögen gehören zu den möglichen Optimierungsansätzen, die in einem anderen Projekt verfolgt werden.

3 Teilplastizität

Die größten Spannungen unter Torsionsbelastung ergeben sich in Zahnwellen-Verbindungen (ZVV) allgemein in der Zahnfußausrundung der Welle. Hier treten schon bei geringen Drehmomenten lokal sehr begrenzt teilplastische Beanspruchungen auf, siehe **Bild 1**, die aber das Dauerfestigkeitsverhalten noch nicht beeinflussen. Die teilplastisch beanspruchten Bereiche der Verzahnung, in Bild 1 ca. 10% der ersten Elementreihe in der Fußausrundung, sind jeweils grau markiert (bitte farbige Darstellungen unter <http://www.imw.tu-clausthal.de/forschung/publikationen/institutsmitteilungen/> nutzen). Durch die Stützwirkung benachbarter Bauteilbereiche wird eine

Spannungsumlagerung möglich, die zu einer deutlichen Reduzierung der Maximalbeanspruchung führt. Dieser Vorgang ist in einer verbesserten Berechnungsgrundlage, die eine Auslegung von Zahnwellen-Verbindungen ohne FEM-Simulation ermöglicht, zu berücksichtigen.

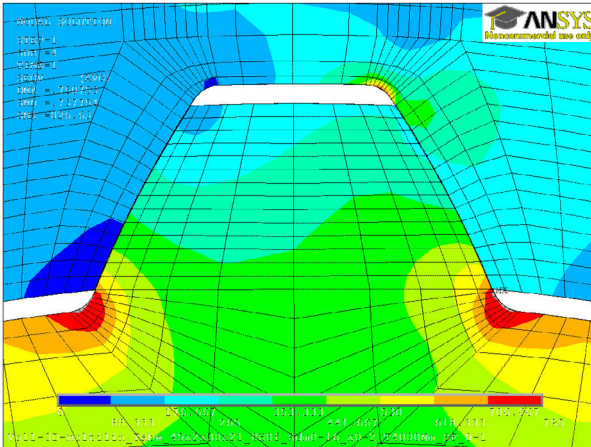


Bild 1: FEM-Simulation an teilungsabweichungsbehafteter ZWV, DIN 5480 – 45x2x21 8H8f, T = 4000 Nm; plastisch beanspruchte Bauteilbereiche sind grau markiert

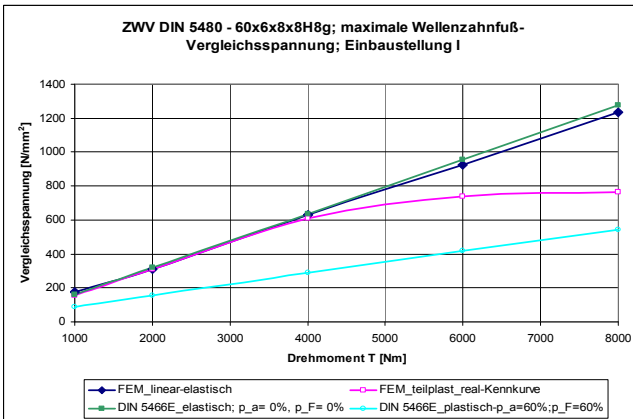


Bild 2: Vergleich der numerischen Simulation (FEM) und der zurückgezogenen Berechnung nach DIN 5466-2 jeweils linear-elastisch und teilplastisch.

Die linear-elastische Auslegung von Zahnwellen-Verbindungen ist unter den heute üblichen hohen Belastungen nicht sinnvoll durchführbar, da dadurch z.B. unrealistisch hohe Zahnfußbeanspruchungen

ermittelt werden, siehe **Bild 2** bei z.B. 7 kNm. Die einfache Annahme eine Plastifizierungsfaktors ergänzend zu den Grundlagen aus DIN 5466-2 liefert auch kein befriedigendes Ergebnis, da dadurch der gesamte Lastbereich beeinflusst wird, siehe unterste Kurve in Bild 2, und so meist kritisch kleine Beanspruchungen ermittelt werden. Eine Lösung stellt die weiter unten dargestellte iterative Vorgehensweise dar.

Für die aktuell durchgeführten numerischen Variationsrechnungen zur Quantifizierung des Einflusses des teilplastischen Materialverhaltens wurden die realen Spannungs-Dehnungskennlinien aus **Bild 3** in Form multilinearere Kennlinien mit drei Approximationsgeraden bis zur Zugfestigkeit in der numerischen Berechnung abgebildet.

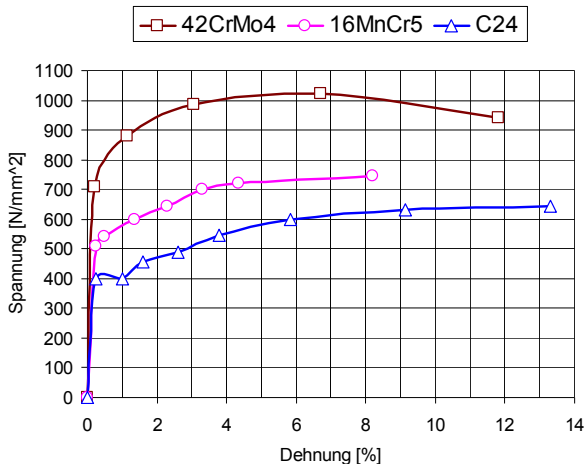


Bild 3: Spannungs-Dehnungskennlinien

Neben dem nichtlinearen Werkstoffverhalten muss die numerische Berechnung auch das nichtlineare Kontaktproblem zwischen Wellen- und Nabenflanken lösen. Dazu wird im IMW ANSYS genutzt. Für die Menge der Berechnungen wurde ein APDL-Skript entwickelt, das die Geometrievarianten und eine saubere Vernetzung, auf Basis der gesammelten Erfahrungen am IMW, erzeugt. Des Weiteren steuert es die Lastschritte und generiert die gesammelten Ausgabedateien. Als Ergebnis davon sind Variantenrechnungen jetzt automatisiert in vertretbaren Zeiträumen bearbeitbar. Die folgenden **Bilder 4** und **5** stellen ein Teilergebn einer solchen Variationsrechnung dar. In Bild 5 ist die Nabe nicht mit dargestellt, um die Lastsituation in der höher beanspruchten Welle besser erkennen zu können. Die Darstellungen setzen sich aus der Vergleichsspannung nach v. Mises links oben, der ersten Hauptspannung rechts oben, der Verformung links unten und der dritten Hauptspannung rechts unten zusammen.

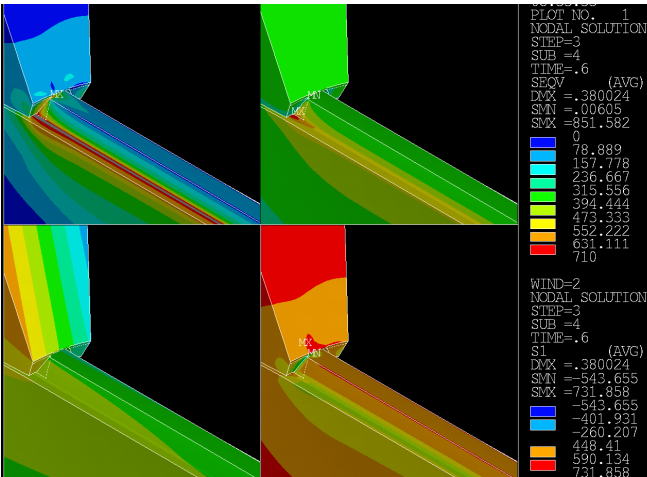


Bild 4: Spannungen und Verformungen, DIN 5480 45x2x21, 3516 Nm; plastisch beanspruchte Bauteilbereiche sind grau markiert

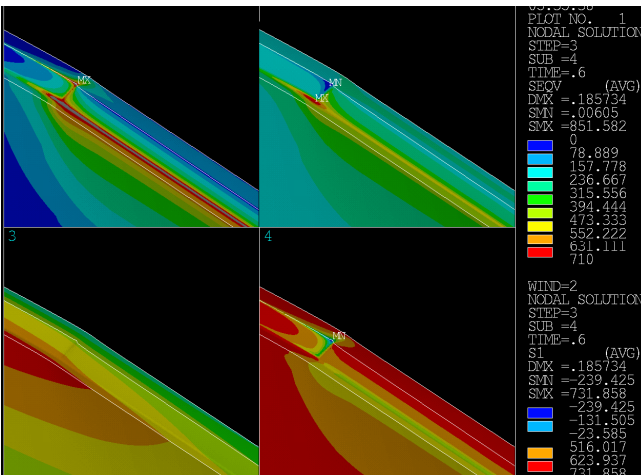


Bild 5: Spannungen und Verformungen, DIN 5480 45x2x21, 3516 Nm, W; plastisch beanspruchte Bauteilbereiche sind grau markiert

Steigert man die Belastung deutlich weiter auf 6 kNm, so stellt sich eine fast vollständige Plastifizierung im Zahnfuß ein, siehe **Bild 6**. Realisiert man einen beanspruchungsabhängigen Plastifizierungsfaktor, so kann durch iterative Berechnung das in Bild 7 dargestellte Ergebnis erreicht werden, das in Bild 8 nochmals vergleichend mit den Ergebnissen der teilplastischen FEM dargestellt ist. Die Arbeiten wurden durch die Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) unterstützt und sollen in eine FVA-Berechnungsrichtlinie einfließen.

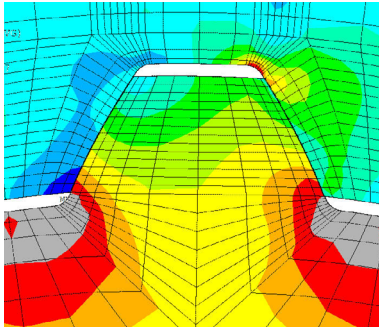


Bild 6: FEM-Simulation an teilungsabweichungsbehafteten ZWV, DIN 5480 – 45x2x21 8H8f, T = 6000 Nm; plastisch beanspruchte Bauteilbereiche sind grau markiert

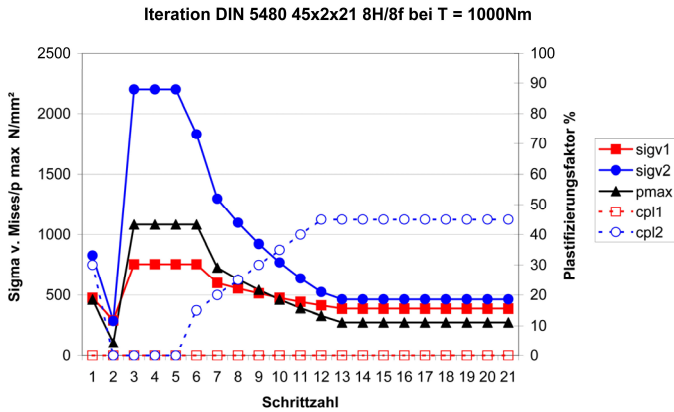


Bild 7: Ablauf des vorgeschlagenen iterativen Berechnungsgang mit ansteigender Plastifizierung (cpl), Index 1=Welle, 2=Nabe

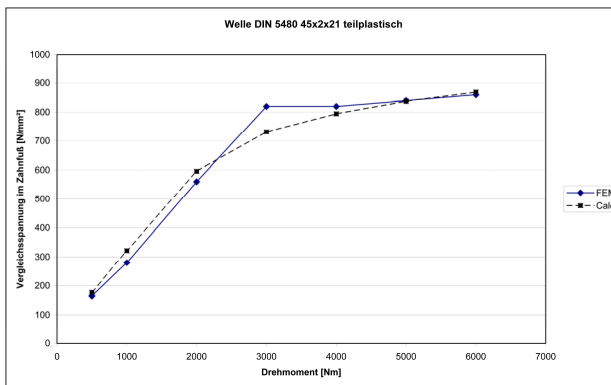
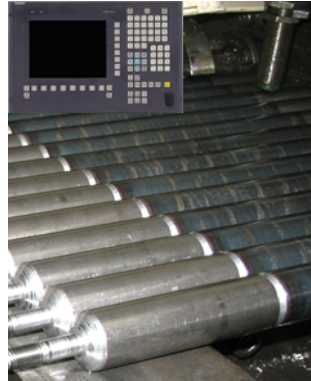


Bild 8: Vergleichsspannung im Wellenzahnfuß nach v. Mises, Welle: $R_e = 800 \text{ MPa}$, $R_m = 1000 \text{ MPa}$, Nabe: $R_e = 650 \text{ MPa}$, $R_m = 1000 \text{ MPa}$; „Calc“ ist das Ergebnis der iterativen Berechnung

Retrofit – ein Beispiel für die Modernisierung von Werkzeugmaschinen

Kruk, R.

Die konventionellen Werkzeugmaschinen sind in vielen Fertigungswerken immer noch zu finden. Sie werden nicht nur renoviert und Instand gehalten, sondern weiterentwickelt – modernisiert. Die Modernisierung oder Ausbau der bestehenden Fertigungsanlagen wird Retrofit genannt. Dies wird durchgeführt um Automatisierungsgrad der Fertigung zu erhöhen. Dies kann den Fertigungsprozess beschleunigen.



The conventional machine tools can still be found in many manufacturing plants. They are not only restored and maintained, but further developed. Modernization or expansion of existing production facilities is called retrofitting. This is done in order to increase the production automation level. This can speed up the manufacturing process and makes it more efficient.

1 Einleitung

Bei der spanenden Fertigung werden konventionelle und CNC Maschinen eingesetzt. Bei den konventionellen Werkzeugmaschinen werden die Werkstücke nach der technischen Zeichnung gefertigt. Bei der CNC Werkzeugmaschinen können die Daten aus numerischen CAD Modellen importiert, nächstens mittels Schnittstellen für die Maschine verständlich gemacht werden. Anhand dieser Informationen kann der Fertigungsprozess gestartet werden. In letzten Jahren ist ein sogenannter Prozess – Retrofit bekannt geworden. Als Retrofit von Werkzeugmaschinen versteht man Umbau oder Ausbau bzw. Modernisierung von den bestehenden Maschinen. Neben zusätzlichen Zubehör, das mit den gebrauchten Maschinen für die geplante Produktion integriert wird, kommen auch solche Feature wie CNC Steuerung der Maschine im Einsatz. Oft werden diese Arbeiten während des geplanten Stillstands für Instandhaltung zusätzlich durchgeführt. Bevor man Retrofit startet, soll eine Kostenanalyse durchgeführt werden. Einige Quellen z.B. /4/ stellen vor, dass ein klarer Vorteil bei den Anschaffungs- und Installationskosten bei der Modernisierung bis zu 70% nicht selten günstiger als Erwerb, Installation und Inbetriebnahme einer neuer Anlage ist.

2 Modernisierungsarbeiten an der Werkzeugmaschine

Das Retrofit ist erst nach einer genaueren Analyse der Maschine unter der Berücksichtigung der zukünftigen Fertigungsaufgaben sinnvoll. In diesem Fall war diese Bedingung erfüllt. Die Modernisierung soll an einer konventionellen Mehrspindel Drehbank durchgeführt werden. Die Automatisierung der Fertigung soll eine Verkürzung bei Werkstückwechseln erreicht werden und die Fertigung effizienter machen. Die Abbildung 1 zeigt Bauraum, der für den automatischen Vorgang mit CNC gesteuerten Zubehör gerüstet wird.

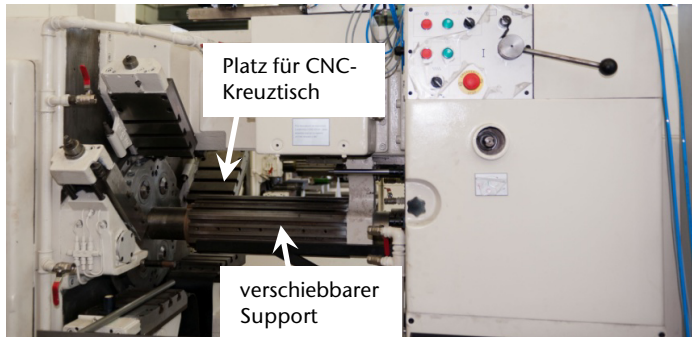


Abbildung 1: Freiraum der Werkzeugmaschine für den Ausbau vor dem Retrofit

Die Arbeit wurde mit der Erstellung einer detaillierten Anforderungsliste angefangen, um den zukünftigen Einsatzbereich der Anlage exakt definieren. Nach diesem Schritt wurden mögliche Lösungen für die gestellten Anforderungen gesucht und mittels CAD abgearbeitet. Es wurden hier Lösungen für automatische Eingabe und Abgabe konzipiert. Die bestehende Konstruktion ermöglichte Bearbeitung in maximal sechs Positionen bei fest montierten Werkzeugen, wie z. B. Absatz abdrehen oder Gewinde schneiden an der Werkstück. Die Werkzeuge waren an dem verschiebbaren Support in der Mitte befestigt. Eine Anforderung war eine Lösung zu finden, wo ein CNC-Kreuztisch eingebaut wird. Dafür war der Platz hinter dem Support vorgesehen, vgl. Abbildung 1.

Für die Lösungen wurden Normteile sowie im Handel erhältliche Teile für Baukastensysteme gesucht, die hier integriert werden konnten. Diese Idee ist besonders wichtig für Instandhaltung der Maschine. Die Teile aus dem entsprechenden Katalog können beim Ausfall nachbestellt und zeitnah ersetzt werden. Da in der Werkhalle die Luftversorgung vorausgesetzt wird, werden einige automatische Vorgänge mit pneumatischen Aktuatoren oder mit Servoantrieben realisiert.

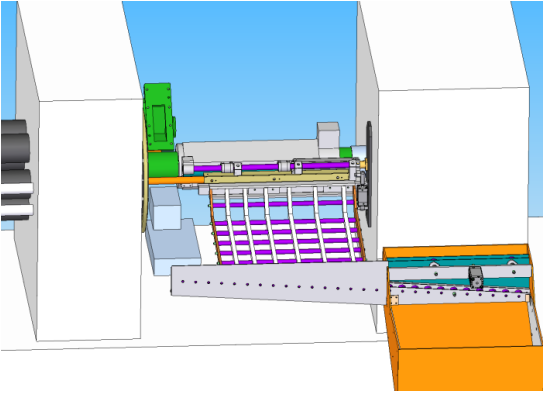


Abbildung 2: CAD Modell des automatischen Abgabesystems

Die Abbildung 2 stellt das Ergebnis für die Konstruktion des automatischen Abgabesystems dar. Dieses System hatte Voraussetzung das fertig bearbeitete Werkstück ohne Schäden und so schnell wie möglich in den Behälter zu transportieren. Die Abbildung 3 zeigt die Konstruktion des Kreuztisches. Für die gestellten Anforderungen konnte man keine fertige Lösung finden und wurde dies entworfen. Bei dem Einbau des Tisches konnte das befestigte Werkzeug durch das CNC System präziser positioniert und für die Dreharbeiten gesteuert werden.

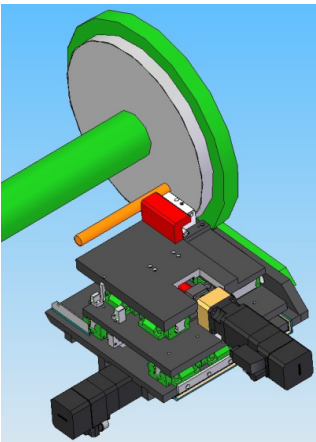


Abbildung 3: CAD (a) und fertige Konstruktion (b) von Kreuztisch

3 Zusammenfassung

Vor der Durchführung des Retrofitprozesses einer konventionellen Werkzeugmaschine braucht man vorher eine Analyse der Anlage und Anforderungsliste für die Modernisierung bzw. den Ausbau. Retrofit ist eine alternative für Neuanschaffung, weil man dadurch Kosten sparen kann. Die Renovierungsarbeiten sollen unterbrechungsfreien Arbeit der bestehenden Maschine gewährleisten. Die wichtigste Aufgabe der CNC Systeme ist wiederholbare Genauigkeit bei der Massenfertigung zu erreichen, die durch eingebaute automatische Lösungen realisiert wird. Die Automatisierung verkürzt die Fertigungszeit und beschleunigt die Umrüstzeiten der Anlage.

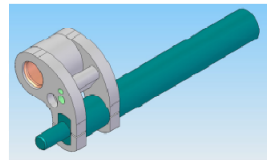
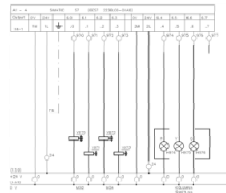
4 Literatur

- /1/ Müller, N.: Rechnerintegrierte Fertigung (CIM), Vorlesungsskript, IMW Clausthal 2009
- /2/ Dietz, P.: Konstruktionslehre III, Vorlesungsskript, IMW Clausthal 2005
- /3/ Lohrengel, A.: Konstruktionslehre I und II, Vorlesungsskript, IMW Clausthal 2009
- /4/ http://www.lc-muc.de/documents/kompetenzbereich_retrofit_23711599.pdf

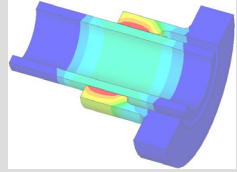
Professionelle Lösungen für die Industrie

- Sondermaschinen- und Prototypenbau
- Instandhaltung, Schutzvorrichtungen, sowie Retrofit von Werkzeugmaschinen
- Überholung von schnelllaufenden Spindeln
- Entwurf, Zusammenbau und Inbetriebnahme von mechanischen, elektrotechnischen und mechatronischen Systemen
- Komplexe Lösungen für Prozessautomatisierung, CNC und SPS Steuerungen
- DMS Applikationen von zertifiziertem und erfahrenerm Personal
- Unser internationales Team besteht aus IMW-Absolventen und erfahrenen Ingenieuren

SERVITECH-ENGINEERING
www.servitech-engineering.de
info@servitech-engineering.de
tel.: 0049 1634227779



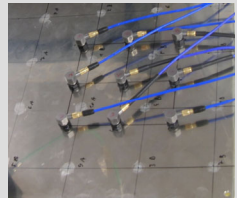
Konstruktion und Berechnung von
Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und
rechnerunterstützte Produktentwicklung



Systementwicklung, Versuchstechnik und
Maschinenakustik



Hochschule und Kontakte



Gelenkwellenverschiebekräfte

Schäfer, G.; Stahr, K.

Die Verschiebekräfte im Längenausgleich von Gelenkwellen stellen ein wesentliches Kriterium für die Auslegung der benachbarten Komponenten in einem Antriebsstrang dar. Abhängig von der gewählten Reibpaarung und dem Schmierzustand kann es zu Schwankungen mit dem Faktor 3 kommen. In einem Projekt wurden mit zwei Industriepartnern die Reibungsverhältnisse vom IMW experimentell bis -40°C untersucht.



The displacement forces in the cardan joint of a drive shaft are very important for the dimensioning of connected parts in a drive line. The friction coefficient depends on the material combination and lubrication and can vary within a wide range. In collaboration with two industrial partners, IMW accomplished experimental investigations concerning conditions of friction down to -40°C .

1 Allgemeine Grundlagenergebnisse

Gelenkwellen sind als mechanische Antriebskomponenten ideal geeignet hohe Leistungen speziell zwischen radial und axial versetzten Wellen zu übertragen. So findet man sie beispielsweise in großer Stückzahl in Straßen- und Schienenfahrzeugen, Krananlagen, Walzwerken, Mühlen, Land- und Baumaschinen, sowie dem allgemeinen Maschinenbau. Die Gelenkwelle stellt ein klassisches Zulieferteil dar, das sowohl von KMU in die Großserie geliefert als auch von KMU im Sondermaschinen- und Anlagenbau angewendet wird. Die Gelenkwelle besteht aus zwei winkelbeweglichen Kupplungen (allgemein Kreuzgelenken) und einem axial ausgleichenden Schiebestück, das in der Vielzahl der Anwendungsfälle als Zahnwelle ausgeführt ist. Um die steigenden Leistungsanforderungen bei beschränktem Bauraum erfüllen zu können, wird zunehmend auf höhere Drehmomentdichten und Drehzahlen ausgewichen. Beide Lösungspfade stellen in der Praxis erhebliche Anforderungen an die einzelnen Funktionsabschnitte einer Gelenkwelle.

Erhöhte Drehmomentdichten behindern durch die damit verbundenen erhöhten Flächenpressungen reibwertabhängig die axiale Verschieblichkeit, woraus signifikante Anschlusskräfte und –momente re-

sultieren können. Diese Schnittstellen-Lasten führen häufig bei den benachbarten Komponenten des Antriebsstrangs zu vorzeitigen Schäden, da Ihre Größen nur schwer vorher bestimmbar sind.

Ebenso kritisch ist, dass der verzahnte Längenausgleich durch die Relativverschiebungen unter Torsions- und Biegemomentbelastung erheblich verschleißgefährdet ist. Als Folge des Verschleißes kommt es zu Exzentrizitäten zwischen den beiden Gelenkwellenabschnitten, was Unwuchtanregungen im Betrieb zur Folge hat.

Bezogen auf die oben bereits erwähnten reibwertabhängigen Verschiebekräfte, hat sich im Gelenkwellen-Vorhaben S747 der Stiftung Industrieforschung am IMW gezeigt, dass die Werkstoffpaarung auch unter Berücksichtigung eines Schmierfettes ganz erheblichen Einfluss hat, siehe **Bild 1**. Die vier bei 13 kN und -13 kN endenden Linien stellen dabei die Hüllkurven der oszillierenden Verschiebekräfte dar. Der ähnliche in der unteren Bildhälfte bis ca. 0,4 ansteigende Verlauf gibt den aus Drehmoment und Verschiebekraft berechneten Reibbeiwert wieder. In der Mitte finden sich dann noch zwei horizontale Verläufe, die die Antriebskraft für die Verschiebeeinheit darstellen.

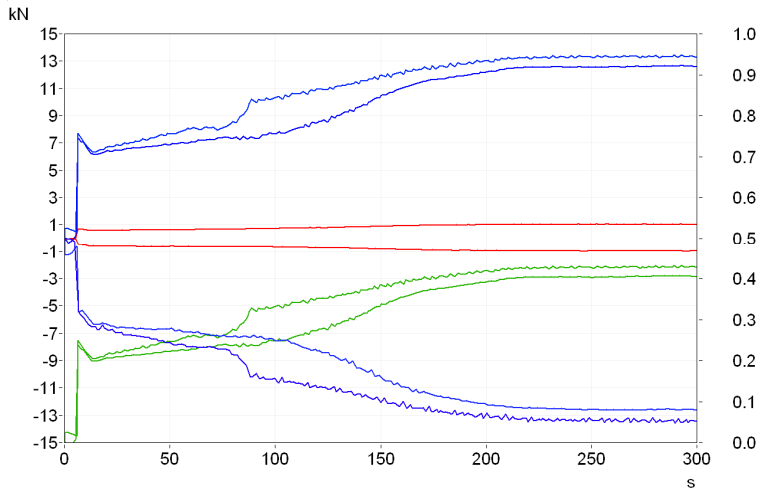


Bild 1: Axialverschiebekräfte und Reibwerte einer Gelenkwelle mit geschmiertem Stahl/Stahl-Längenausgleich über der Versuchsdauer in Sekunden; Hüllkurvenverläufe: F_{ax} (Gelenkwellen), F_{ax} (Antrieb), Reibbeiwert μ , überschlägige Berechnung des Reibwerts: $\mu = F_{ax} \cdot r/T$

Ein weiteres Ergebnis der Untersuchungen am IMW in diesem Vorhaben war, dass die Axialverschiebekräfte, als Folge des Reibwertes im Verzahnungskontakt, bei geometrisch identischen Stahl/Stahl-Paarungen deutlich größer sind als bei einer Stahl/Rilsan-Paarung. Die

Rilsan-Beschichtung als Polyamidwerkstoff verfügt aber nur über einen eingeschränkten Verwendungstemperaturbereich.

Ausgehend von diesen Grundlagenergebnissen, wurde in Zusammenarbeit mit zwei Industrieunternehmen das Verhalten der Verschiebekräfte im verzahnten Längenausgleich für deutlich größere Gelenkwellen mit 180 mm Verzahnungsdurchmesser und 2,5 m Länge experimentell untersucht. Mit den Untersuchungen sollten die Verschiebekräfte einerseits bei unterschiedlichen Drehmomentbelastungen und andererseits bei unterschiedlichen Verschiebegeschwindigkeiten bestimmt werden. Zusätzlich wurden Langzeitmessungen der Verschiebekräfte bei normaler Betriebsbelastung über 650.000 Lastwechsel durchgeführt. Abschließend wurden Versuche zum Tiefemperaturverhalten bei ca. -40°C an einzelnen Beschichtungsproben durchgeführt um das Haftvermögen der Polyamidbeschichtung und deren Kälteelastizität unter Stoßbelastung abzuschätzen.

2 Spezifischer Versuchsaufbau und Messtechnik

Für die Beantwortung dieser Fragestellungen wurde gemeinsam mit den Projektpartnern der in **Bild 2** dargestellte Versuchsaufbau mit der daran angebrachten Messtechnik entworfen.

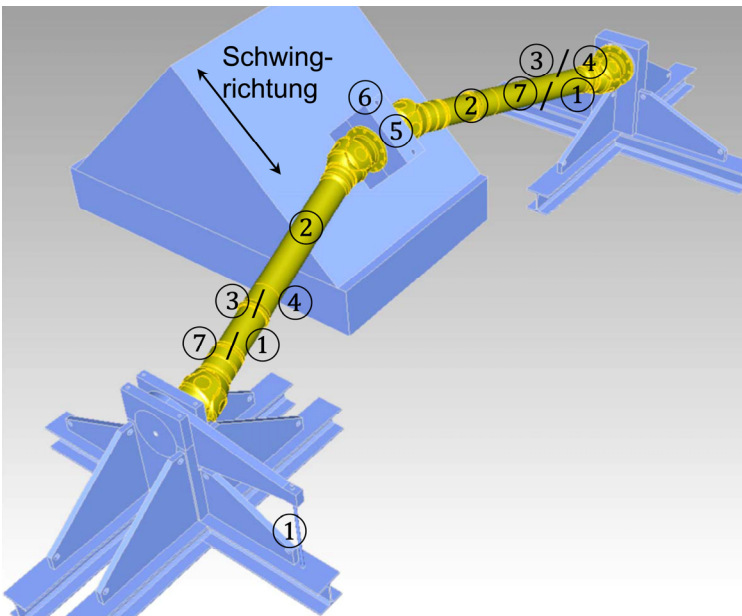


Bild 2: Prinzipieller Versuchsaufbau mit Messstellen

Im Einzelnen sind folgende Messstellen realisiert worden: 1 Torsionsmoment in den Gelenkwellen, 2 Axialverschiebekraft, 3 Axialverschiebeweg, 4 Temperatur der verzahnten Hülse, 5 Temperatur im Mittellager, 6 Beschleunigung des Mittellagers in den Raumachsen, 7 Knickspiel

Die Messstellen wurden vor Ort am Prüfstand (**Bild 3**) und den Versuchsteilen appliziert und kalibriert. Die experimentellen Messungen wurden an sechs Versuchsteilen mit verschiedenen Oberflächenpaarungen im verzahnten Längenausgleich durchgeführt. Diese Bauteiluntersuchungen deckten den Temperaturbereich von 5°C bis an die obere geplante Einsatzgrenze ab.

Aus dem Messergebnissen konnten zulässige Betriebsparameterkombinationen gewonnen und bestätigt werden.



Bild 3: Prüfstand mit Versuchsteilen und Messtechnik

Die Untersuchungen zum Tieftemperaturverhalten der Oberflächenbeschichtungen in Kombination mit dem Schmierstoff unter stoßartigen Belastungen wurde im IMW in einer einfachen kühlbaren Klemmvorrichtung durchgeführt, die zusätzlich die Aufbringung stoßartiger Scherbelastungen erlaubt, so wie sie beim ruckartigen Verschieben im Längenausgleich unter hoher Drehmomentlast auftreten. Als Ergebnis dieser Probekörperuntersuchungen konnten die im Bauteilversuch positiv geprüften Materialkombinationen zusätzlich unter tiefen Temperaturen freigegeben werden.

Neben den klassischen Kreuzgelenken werden im IMW Gelenkwellen mit Gleichlaufgelenken oder Bogenzahnkupplungen in den unterschiedlichsten Größen experimentell und numerisch untersucht.

Laute Maschinen leise machen

Schmelter, R.; Thoden, D.

Seit dem vergangenen Wintersemester wird im Abschlussprojekt zur Lehrveranstaltung Maschinenakustik nicht nur theoretisch sondern auch praktisch die Herstellung lärmarmen Produkte geübt.

The practical application of acoustic optimization can be learned by our students in the final project of our lecture in technical acoustics.



1 Einleitung

Im Wintersemester 2010/2011 wurde die Lehrveranstaltung Maschinenakustik erstmals semesterbegleitend angeboten. Dieses brachte den Vorteil mit sich, dass dem Abschlussprojekt mehr Zeit gewidmet werden konnte. Anstatt nur einer Messung einer Maschine und der theoretischen Erarbeitung von Lärminderungsmaßnahmen konnten das Untersuchungsobjekt dieses Mal modifiziert der Erfolg in einer zweiten Messung ermittelt werden.

2 Das Untersuchungsobjekt

Als Untersuchungsobjekt wurde ein handelsüblicher Handmixer (Abbildung 1) ausgewählt. Das Gerät vereinigt sowohl Luft- als auch Körperschallquellen. Als Luftschallquellen sei das eingebaute Lüfterrad zur Kühlung sowie in begrenztem Maße die Schlagbesen genannt. Darüber hinaus kann das Durchströmen der Kühlluft durch die Ein- und Auslassöffnungen nicht vernachlässigt werden.

Körperschall wird vornehmlich durch das Schneckengetriebe verursacht, mit dem die Kraft von der waagerechten Motorwelle auf die Rührwellen übertragen wird. Da ein Gerät der unteren Preisklasse ausgewählt worden war, führten schlecht ausgewuchtete Motorwellen ebenfalls zu einer signifikanten Körperschallanregung.

3 Vorgehensweise

Jeder Gruppe wurde ein Gerät für die Untersuchung zur Verfügung gestellt, sowie Schaumstoff, Knetmasse und Kunststoff als Arbeitsmaterial. Die Aufgabenstellung bestand darin, das Objekt akustisch zu verbessern. Dazu konnte jede Gruppe an zwei Terminen selbst festgelegte Messungen durchführen. Zwischen den Messungen bestand die Möglichkeit, am Gerät selbst Modifikationen anzuwenden. Es wurde

jeder Gruppe dabei überlassen, ob das Gerät zur Modifikation geöffnet wird.

Mit den Ergebnissen der ersten Messung gerüstet machten sich die einzelnen Teams dann an die Modifikation der Geräte. Die Ansätze gingen von der Verbesserung der Lagerung über das Verschließen von Hohlräumen und Dämpfen der Luftein- und -auslässe bis zur kompletten Kapselung des Gerätes. Der zweite Versuch diente ausschließlich der Validierung der Verbesserungsmaßnahmen.



Abbildung 1: Versuchsobjekt Handmixer

4 Ergebnisse

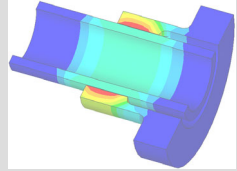
Für das Ergebnis der Lehrveranstaltung war die erreichte Geräuschkürzung nicht entscheidend, wohl aber die Qualität der Ausarbeitung. Trotzdem konnten sich neben sehr guten Noten auch die akustischen Verbesserungen sehen lassen. Beachtlich war außerdem die Kreativität, mit der die Studenten an die Lösungsfindung herangingen.

5 Zusammenfassung

Für die Studenten stellt das Abschlussprojekt eine interessante Möglichkeit dar, die in den vorhergehenden Versuchen gelernten Methoden selbstständig auszuwählen, anzuwenden und Verbesserungsmaßnahmen zu planen. Außerdem erhalten sie direkt Feedback, ob der verfolgte Ansatz sinnvoll war.

Für die Zukunft ist geplant, das Abschlussprojekt in Zusammenarbeit mit einem Industriepartner durchzuführen. Interessenten sind dazu herzlich eingeladen, sich im Institut zu melden.

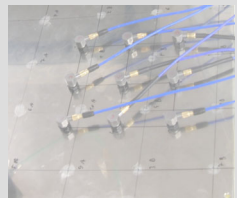
Konstruktion und Berechnung von
Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und
rechnerunterstützte Produktentwicklung



Systementwicklung, Versuchstechnik und
Maschinenakustik



Hochschule und Kontakte



Hannover Messe 2011

Schäfer, G.; Stahr, K.

Mit der besten Bilanz seit zehn Jahren schloss das weltweit wichtigste Technologie-Ereignis, die HANNOVER MESSE 2011, im April diesen Jahres ihre Pforten. Mehr als 6500 Unternehmen aus 65 Ländern hatten sich in Hannover präsentiert, darunter auch zum wiederholten Mal das Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal mit drei Forschungsthemen auf unterschiedlichen Messeständen.



The world's foremost technology event, HANNOVER MESSE 2011, ended in this year's april with the best outcome in 10 years. Over 6,500 businesses from 65 countries came to Hannover to display their solutions. Again also among them the Institute of Mechanical Engineering of the Technical University of Clausthal with three research topics on different exhibition booths.

1 Gemeinschaftsstand des Landes Niedersachsen

Der Gemeinschaftsstand des Landes Niedersachsen stand in diesem Jahr erstmalig unter einem Themenschwerpunkt: unter dem Motto „Individuelle Mobilität – Technologien und Forschung für eine bewegte Zukunft“ wurde anhand von attraktiven Exponaten die Zukunft der Mobilität vorgestellt.

1.1 Lastabhängiges Bremsen im Kniegelenk

Unter diesem Gesichtspunkt wurde am Stand eine innovative Kniegelenkkonstruktion zur Wiedererlangung der persönlichen Mobilität präsentiert.

Bedingt durch Unfälle oder schwere Krankheiten verfügen viele Menschen teilweise nicht mehr über alle Extremitäten. Dieser Verlust stellt im Beinbereich eine direkte Mobilitätsbehinderung dar und an den Armen eine sekundäre, da normale Türen nicht mehr aufgezogen oder ein Trinkbecher nicht mehr zum Mund geführt werden kann. Das Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal hatte sich in Zusammenarbeit mit der Firma Otto Bock HealthCare GmbH daran gemacht,

für hochkomplexe Gelenkkonstruktionen Ersatzlösungen zu entwickeln. Am Beispiel eine Kniegelenkprothese wurden einige Ergebnisse studentischer Ideenfindungen gezeigt und an einem Demonstrator vorgeführt.



Abbildung 2: Individuelle Mobilität am IMW auf der HMI 2011

Wesentlicher Aufgabenpunkt beim Knie ist die Konstruktion einer lastabhängigen Bremse. Vereinfacht ist das Gehen und Laufen des Menschen durch lockeres Vorschwingen des Unterschenkels und anschließendes sicheres Auftreten mit der folgenden Vorwärtsbewegung des Rumpfes beschreibbar. Für den Prothesenträger ist es wichtig, dass das beim Vorschwingen leichtgängige Kniegelenk beim Auf-

treten auf die Prothese einen Widerstand gegen die Beugung bietet, damit nicht ein zu schnelles und zu tiefes Einbeugen stattfindet. Diese Beugung um die Kniedrehachse muss dazu lastabhängig gebremst erfolgen. Im Rahmen der Vorlesung Konstruktionslehre I und dem dazugehörigen Konstruktionswettbewerb haben verschiedene Gruppen von Studierenden dazu innovative Lösungen entwickelt.

1.2 Gelenkwelle – leicht und reibungsarm

Ebenfalls wurden in einem Forschungsschwerpunkt des Institutes neue Konzepte vorgestellt, die zu leichteren und verschleißärmeren Gelenkwellen führen. Konsequenter Leichtbau erlaubt bei diesen mit häufigen Lastwechseln betriebenen Bauteilen eine energiesparende Nutzung. Auf der anderen Seite kann die Verschleißbeständigkeit durch neue Beschichtungswerkstoffe und Schmierstoffe im Längenausgleich erhöht werden. Gelenkwellen stellen ein wesentliches Bauteil für die Leistungsübertragung in Antrieben dar. Sie werden in großen Stückzahlen in Automobilen, egal ob verbrennungsmotorisch oder elektrisch angetrieben, eingesetzt, um die Drehbewegung des karrosseriefesten Antriebsmotors auf die federnd gelagerten Räder zu übertragen. Weitere Anwendungen sind z.B. die Antriebe der Landeklappen in Flugzeugen oder die Antriebe mit besonders hohen Drehmomenten in LKW, Schienenfahrzeugen und Industrieantrieben. Konsequenter Leichtbau erlaubt bei diesen mit hohen Quer- und Torsionsbeschleunigungen betriebenen Bauteilen eine energiesparende Nutzung. Gewichtseinsparungen lassen sich sowohl im Bereich des Längenausgleichs als auch in den Gelenken einer Kreuzgelenkwelle erreichen. Gleichlaufgelenkwellen bieten Optimierungspotenzial in der Welle-Nabe-Verbindung zwischen homokinetischem Gelenk und Wellenteil. Auf der anderen Seite kann die Verschleißbeständigkeit durch neue Beschichtungswerkstoffe und Schmierstoffe im Längenausgleich erhöht werden.

2 Mobiles Prüfgerät zur Bestimmung der Querelastizität von Seilen mit großem Nenndurchmesser

Unter dem Schwerpunktthema der HANNOVER MESSE 2011 "Smart Efficiency" wurde am Stand des Erfinderzentrums Norddeutschland GmbH (EZN) eine Erfindung des IMW präsentiert. Das Mobile Prüfgerät zur Bestimmung der Querelastizität von Seilen ermöglicht eine Eigenschaftsbestimmung bzw. -absicherung an Seilen mit großem Nenndurchmesser direkt im Anwendungsfall und somit eine gezielte Optimierung der Systems Seil- und Seiltrommel in punkto Leichtbau und Energieeffizienz.

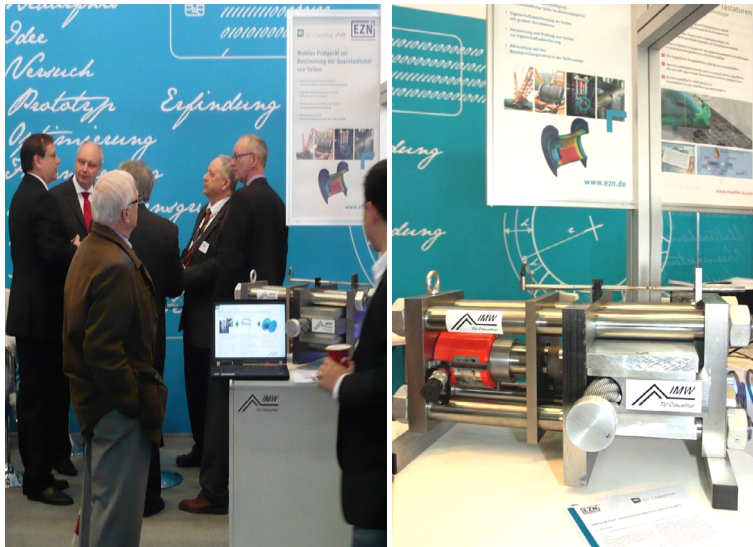


Abbildung 3: Der niedersächsische Minister für Wirtschaft, Arbeit und Verkehr Jörg Bode am Stand des Erfinderzentrums

Um dem vermehrten Einsatz und Untersuchungsbedarf bei Seildurchmessern >32 mm Rechnung zu tragen, wurde am Institut für Maschinenwesen ein mobiles Querprüfgerät zur Bestimmung des charakteristischen Querelastizitätsmoduls unter variabler Längsspannung entwickelt. Diese lastabhängige Kenngröße kann nunmehr im konkreten Anwendungsfall (Krane, Schiffe etc.) geprüft und bestimmt werden. Die zur Querelastizitätsmessung erforderlichen variablen Seilzugkräfte werden hierbei nicht mehr wie bisher „künstlich“ mittels einer Hydraulik am stationären Prüfgerät aufgebracht, vielmehr erfolgt eine Einstellung reeller Einsatzbedingungen vor Ort durch die eigentliche Last selbst und ermöglicht somit die Identifikation einer zielführenden Seil- wie auch Trommelgestaltung für Windensysteme zugunsten einer beanspruchungsgerechten Seil- wie auch Seiltrommeldimensionierung.

3 Zusammenfassung

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

Mexiko, Brasilien

Schäfer, G.

Wissenschaftliche Zusammenarbeit zwischen Hochschulen als Angebot für und getragen durch ihre Studierenden, mit Unterstützung der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) und des Deutschen Akademischen Austauschdienstes (DAAD).

Scientific exchange between universities as offer for and realized by their students, supported by the German Research Foundation (DFG) and German Academic Exchange Service (DAAD).



1 Internationalisierung für Studierende

Aus der Vielzahl der internationalen Kooperationen der TU Clausthal wird in diesem kleinen Report speziell über zwei sehr aktive Kooperationen in Südamerika berichtet, die vom IMW betreut werden. Neben den seit vielen Jahren schon mit kontinuierlichem Studierendenaustausch betriebenen Kooperationen in Polen und Spanien, freuen wir uns auch mit Südamerika einen regen Studierendenaustausch und zugleich mit der PUCPR eine DFG geförderte Forschungsk Kooperationen langfristig zu betreiben. Für die Studierenden aller beteiligten Hochschulen ergeben sich dadurch sehr interessante Studienmöglichkeiten, die sie auf freiwilliger Basis zur eigenen Profilbildung nutzen.

2 Mexiko, Guadalajara und Queretaro

Die Kooperationen mit der Universidad de Guadalajara (UDG) und der Universidad Polytechnica de Queretaro (UPQ) gehen auf Aktivitäten von Prof. Dietz zurück, die zu einem DAAD-Projekt „IMPROVENG“ geführt haben. Innerhalb dieses Projekts werden Entwicklungen neuer ingenieurwissenschaftlicher Studienangebote mit Strukturen der deutschen Ingenieurausbildung, sowie der Studierenden- und Lehrendenaustausch gefördert.

An der UDG wurde so ein neues Studienangebot zum Themenbereich Projektentwicklung-Konstruktion-Fertigung entwickelt mit dem Bil-

dungsministerium und den Industrieverbänden abgestimmt, durch die verschiedenen Hochschulgremien gebracht und in diesem Jahr in das reguläre Studienangebot eingeführt.

Daneben wurden verschiedene Summerschool-Angebote am Standort Guadalajara entwickelt, die Themen wie z.B. Festigkeitsberechnung, Beanspruchungsermittlung und Maschinenakustik behandeln. Großes Interesse besteht auf beiden Seiten an der Entwicklung der Nutzung erneuerbarer Energien, wobei hier Synergien und Entwicklungspotentiale aus den lokal deutlich unterschiedlichen Anforderungen in den Bereichen Erzeugung, Transport/Verteilung und Nutzung erkennbar sind. So sind in Mexiko große Solare Energiemengen nutzbar, siehe auch die Photovoltaikanlage vor dem Institut in **Bild 1**, auf der anderen Seite sind die Netzstrukturen in Mexiko nicht vergleichbar mit dem deutschen Elektrizitätsnetz. Neben der Solarnutzung ist auch die Windenergie ein deutlich ausbaubarer Energieträger.



Bild 1: Das Departamento de Ingeniería de Proyectos der Universidad de Guadalajara

In diesem fachlichen Umfeld gibt es eine Vielzahl interessanter Aufgabenstellungen, die von unseren Studierenden an der UDG und umgekehrt von den mexikanischen Studierenden hier an der TU Clausthal bearbeitet werden.

Neben den Energiethemen wird in Guadalajara das Thema Wertstoffrecycling bearbeitet, was sehr gut zu unseren Kernkompetenzen hier in Clausthal passt. Neben diesen Aktivitäten im Bereich Maschinenbau, Energie- und Verfahrenstechnik, findet der Studierendenaustausch auch im Bereich Informatik statt.

Der zweite Kooperationspartner im Netzwerk „IMPROVENG“ ist die Universidad Polytechnica de Queretaro, **Bild 2**. Dies ist eine relativ junge Hochschule, mit aktuell ca. 3000 Studierenden vergleichbar groß wie die TU Clausthal aber nur 6 Jahre alt. Sie gehört zu einem Cluster von Hochschulen, das durch eine Bundesinitiative in den letzten Jahren entstanden ist. Durch ihre lokale Nähe zur mexikanischen Physikalisch-Technischen-Bundesanstalt auf der anderen Straßenseite, ergeben sich sehr interessante Kooperationsmöglichkeiten und studentische Aufgabenstellungen, **Bild 3**. Im Bereich der Studienstrukturen sind wir gerade an der Ausarbeitung eines neuen Studiengangs an der UPQ zu erneuerbaren Energien.



Bild 2: Der Haupteingang der Universidad Polytechnica de Queretaro



Bild 3: Studierende im Fertigungslabor der UPQ

3 Brazil, Pontifical Catholic University Curitiba PUCPR

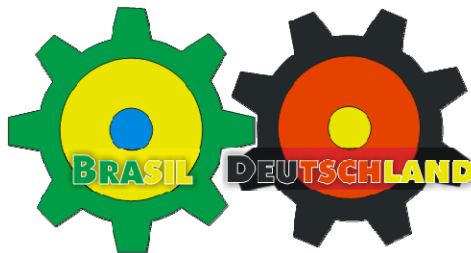
Die PUCPR ist eine große kirchliche Universität im Bundesland Parana mit fünf Standorten. Der Hauptsitz mit ca. zehnmal so vielen Studierenden wie die TU Clausthal ist in Curitiba, **Bild 4**. Die Universität bietet an diesem Standort sowohl ingenieurwissenschaftliche Studiengänge wie Maschinenbau, Elektrotechnik und Bauingenieurwesen, sowie Architektur und Informatik als auch Betriebswirtschaftslehre. An den weiteren Standorten werden die verschiedenen Studienangebote einer Universität in der vollen Bandbreite angeboten. Die PUCPR betreibt dazu auch verschiedene Krankenhäuser in Parana. Neben der universitären Ausbildung ist die PUCPR auch im schulischen Bereich tätig. Ein ganz wesentlicher Anteil der Studierenden an der PUCPR studiert neben der normalen Berufstätigkeit abends. Damit ist die PUCPR sozusagen in zwei „Schichten“ sechs Tage pro Woche tätig. Die Vorlesungen beginnen morgens um 8 und enden für die Teilzeitstudierenden abends gegen 22 Uhr. Dies fordert vom Lehrpersonal eine relativ flexible Zeiteinteilung, bietet unseren Austauschstudierenden dafür aber auch ein großes Angebot an Lehrveranstaltungen, die sich über den Tag kombinieren lassen, ohne dass es zu zeitlichen Überschneidungen kommt.

Neben einem Forschungsprojekt im BRAGECRIM-Netzwerk, gefördert durch die DFG, siehe folgender Artikel, findet ein Studierendenaustausch in beide Richtungen meist im Rahmen von Studien-, Projekt- und Abschlussarbeiten statt, so dass sprachliche Unzulänglichkeiten unproblematisch sind. Für die Studierenden ergibt sich damit die Möglichkeit neben der fachlichen Qualifikation auch sprachliche und kulturelle Erfahrungen zu sammeln, die weitaus wertvoller sein können als eine Lehreinheit zu Softskills an der Heimathochschule.



Bild 4: Campus der PUCPR in Curitiba

Besuchs- und Austauschprogramm im Rahmen des BRAGECRIM-Projektes



Bormann, E.; Siemann, E.

Als Teil der wissenschaftlichen Zusammenarbeit zwischen der Päpstlichen Katholischen Universität von Paraná (PUC-PR) in Curitiba, Brasilien und des IMW gab es mehrere gegenseitige Besuche sowie einen aktiven Studentenaustausch.

Several exchanges of visits and an active student exchange were part of the scientific cooperation between the Pontifical Catholic University of Paraná (PUC-PR) in Curitiba, Brazil and the IMW.

1 Das Projekt BRAGECRIM

Das BRAGECRIM Programm (Brazilian-German Collaborative Research Initiative on Manufacturing Technology) /1/ ist eine wissenschaftliche Zusammenarbeit zwischen Brasilien und Deutschland.

Seit Oktober 2009 läuft die erste Phase im Rahmen eines Abkommens der DFG und CAPES am IMW. Das Forschungsprojekt wird von der Päpstlichen Katholischen Universität von Paraná (PUCPR), im Laboratory for Research on Machining Processes (LAUS) und dem Institut für Maschinenwesen (IMW) der TU Clausthal durchgeführt.

Ziel ist es, die Erodierereigenschaften von lasergesinterten Elektroden zu verbessern und sie für den Einsatz beim Senkerodieren zu optimieren.

Momentan zeigen SLS Elektroden einen erhöhten, ungleichmäßigen Abbrand und sind somit nicht für eine wirtschaftliche und qualitativ hochwertige Fertigung einsatzbereit.

2 Studentisches Austauschprogramm

Innerhalb des Projektes konnten mehrere Studierende an geförderten Austauschprogrammen der Länder teilnehmen. Dabei sind insgesamt drei Studenten der PUCPR aus Brasilien nach Clausthal-Zellerfeld ge-

reist und haben am IMW geforscht. Zwei Studenten der TU Clausthal fahren nach Curitiba in Brasilien an das LAUS.

Im Jahr 2010 kamen die Studenten Tiago Czelusniak (Feb. 2010 bis Feb. 2011), Mateus Noronha (Feb. 2010 bis Feb. 2011) und Camila Higa (Mrz. 2010 bis Mrz. 2011) nach Clausthal-Zellerfeld. Ziel Ihrer Arbeiten war es die grundlegende Materialauswahl der SLS-Elektroden zu erarbeiten.

Das Ergebnis ist eine Festlegung auf eine Kupfer-Nickel Grundmatrix und einer Eigenschaft bestimmenden Zusatzkomponente z.B. Molybdän. Camila Higa hat hierrüber 2011 Ihre Masterarbeit mit dem Titel „Selective Laser Sintering of Copper-Nickel and Molybdenum alloy to be used as EDM electrodes,“ erfolgreich absolviert.



Abbildung 1: v.l. Mateus Noronha, Tiago Czelusniak und Camila Higa

Aus Clausthal konnten die Studenten Konrad Bönisch (Apr. 2010 bis Aug. 2010) und Dipl.-Ing. Martin Gasch (FH) (Okt. 2011 bis Dez. 2011) an das LAUS reisen.

Konrad Bönisch führte die ersten Erodier-Versuche mit SLS-Kupferelektroden im LAUS durch und analysierte deren EDM-Performance.



Abbildung 2: Konrad Bönisch in Curitiba

Im Rahmen des Projektes und seiner Diplomarbeit entwickelte Martin Gasch unter anderem eine erhöhte SLS-Bauplattformheizung. Zurzeit testet er seine generierten Elektroden in Brasilien.

3 Besuche von Dozenten und Mitarbeitern

Es gab mehrere Projekttreffen und Arbeitsbesuche der Dozenten und wissenschaftlichen Mitarbeiter, welche teils in Brasilien und teils in Deutschland stattfanden.



Abbildung 3: v.l. Prof. Dr. Eng. Amorim, Dr.-Ing. Schäfer, Prof. Dr.-Ing. Bassani

Vom 22. bis 23. Oktober 2009 fand in Piracicaba, Brasilien die Eröffnungs-Tagung aller Projektpartner statt. Vertreten wurde das Projekt hierbei von Prof. Dr.Eng. Amorim, Prof. Dr.-Ing. Bassani vom PUC-PR und Dr.-Ing. Schäfer vom IMW (siehe Abbildung 3).

Prof. Dr. Eng. Fred Amorim und Prof. Dr. Eng. Irionson Bassani besuchten die TU Clausthal für jeweils zwei Wochen im Februar 2010. Neben Projektgesprächen am IMW (s. Abbildung 4) besuchten Sie eine Reihe anderer Institute in Clausthal, um das Knowhow der Universität kennenzulernen. Ebenso wurden Projektideen gesammelt die in weiteren Förderungsrunden des BRAGECRIM Programmes zusammen mit diesen Instituten beantragt werden könnten. Zu diesem Zweck besuchten Sie auch andere Universitäten in Deutschland wie Hamburg, Stuttgart und Berlin.

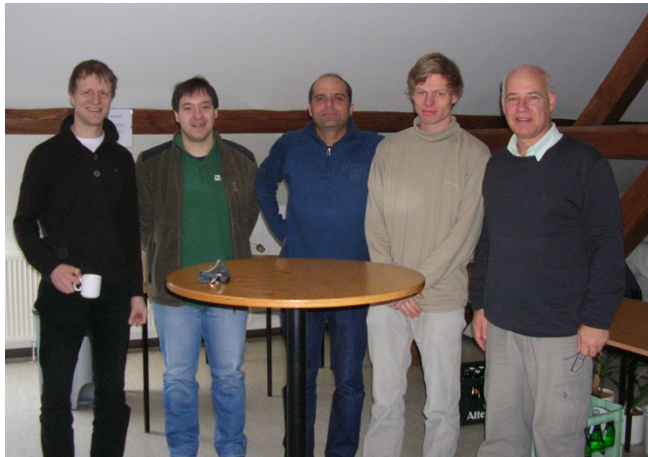


Abbildung 4: v.l. Dr.-Ing. Schäfer, Dipl.-Ing Eric Siemann, Prof. Dr. Eng. Amorim, Konrad Bönisch, Prof. Dr.-Ing. Bassani

Ein zweiter Besuch von Prof. Dr. Eng. Fred Amorim und Prof. Dr. Eng. Irionson Bassani fand zur BRAGECRIM-Tagung in Berlin im Oktober 2010 statt. Auf dieser wurden erste Ergebnisse des Projektes den Forschern der weiteren 15 Projekte der Forschungskoooperation vorgestellt. Ebenso wurden alle weiteren Ergebnisse der anderen Projekte vorgestellt. Vom IMW waren Prof. Dr.-Ing. Armin Lohrengel, Dr.-Ing. Günter Schäfer und Dipl.-Ing. Eric Siemann zur Tagung in Berlin.

Im Sept. 2011 besuchten die IMW Mitarbeiter Dr.-Ing. Günter Schäfer, Dipl.-Ing. Erik Bormann und Dipl.-Ing. Eric Siemann die Labore der PUCPR in Curitiba. Während dieser Zeit wurden die Arbeitsergebnisse diskutiert und das abschließende Vorgehen der ersten Projektphase besprochen. Der Folgeantrag für die zweite Projektphase war vor diesem Besuch vorbereitet worden und wurde während des Besuchs mit Wissenschaftlern des PUC-PR abgesprochen und fertiggestellt.

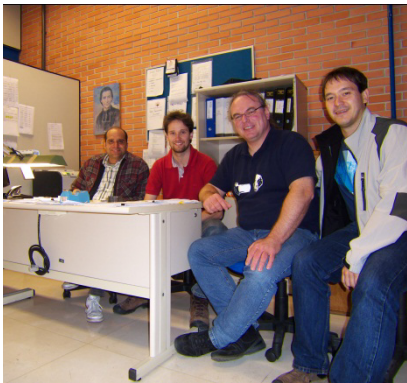


Abbildung 5: v.l. Prof. Dr.Eng. Amorim, Tiago Czelusniak, Erik Bormann und Eric Siemann im LAUS



Abbildung 6: Werkstatt des LAUS mit Erodiermaschinen links

Den vorläufig letzten Besuch stellte das Abschlusstreffen der ersten Projektphase in Florianópolis dar. Hierzu fuhren im November 2011 vom IMW Prof. Dr.-Ing. Armin Lohrengel, Dr.-Ing. Günter Schäfer und Dipl.-Ing. Konrad Stahr nach Brasilien.

Während des Treffens wurden sowohl die Ergebnisse aller BRAGECRIM Projekte vorgestellt, als auch mögliche Folgevorhaben

besprochen. Neben der Weiterführung des Projektes mit lasergesinterten Elektroden gibt es Überlegungen zu Gemeinschaftsprojekten zwischen der TU Clausthal und Brasilien im Bereich Naturfaserverstärkte Kunststoffe und Seile- und Seiltrommeln.



Abbildung 7: BRAGECRIM Projekttreffen in Florianópolis, BR

4 Literatur

/1/ BRAGECRIM; <http://www.bragecrim.rwth-aachen.de/>

Green Voltage Racing: Mit dem Urknall auf die Rennpiste

Grieser, J., Thoden, D.

Clausthaler Studierende traten im Jahr 2011 erstmals in der Formula Student Germany mit einem selbstkonstruierten Elektrorennwagen an. Auch wenn der Bolide beim Rennen nicht gefahren ist, so schlug sich das Team in den statischen Wettbewerben achtbar und konnte viele Erfahrungen für die nächste Saison sammeln.



For the first time students from the TU Clausthal participated in the Formula Student Germany event. Therefore an electrically driven racing car was designed and built up. Even though the car failed in scrutineering, the team could score points in the static events and could gain experience for next year's season.

1 Einleitung

Erstmalig in diesem Jahr in der über 200-jährigen Geschichte der Technische Universität Clausthal ließen es sich 40 motivierte Studierende nicht nehmen über den Tellerrand der Theorie zu schauen und an dem Formula-Student-Wettbewerb in Hockenheim teilzunehmen.

Ziel des Wettbewerbs ist die Entwicklung eines fahrbereiten Formelrennwagens durch Studierende innerhalb eines Jahres, welcher in dynamischen Events seine Fahrdynamik, Sprintfreudigkeit und Ausdauer bei verschiedenen Streckendisziplinen unter Beweis stellt. Zudem sind bei statischen Events die Kosten, das (theoretische) Vertriebskonzept und das Entwicklungsdesign darzustellen.

2 Aller Anfang ist schwer

Ganz im Zeichen des technologischen Fortschritts fiel die Wahl für die Entwicklung eines Rennfahrzeugs mit elektrischem Antrieb gegen den klassischen Verbrennungsmotor. Weder Erfahrung im Rennwagenbau noch finanzielle Mittel standen zu Anfang zur Verfügung. Trotzdem wurde mit vollem Eifer Fachliteratur studiert und ein Fahrzeugkonzept entwickelt und schließlich mit den ersten Konstruktions- und Berechnungsarbeiten begonnen. Der erste Erfolg stellte sich mit der er-

folgreichen Qualifizierung für Hockenheim im Januar 2011 ein, kurz danach wurde Green Voltage Racing e.V. offiziell gegründet.

3 Crashtest

Als erste und einzige Hürde, bei der vor dem Rennen ein reales Bauteil getestet werden muss, war die Überprüfung der Fahrzeugsicherheit beim Frontalaufprall. Hierzu durfte der Rahmen auf sein vorderes Ende reduziert werden, an dem dann eine von der Dicke her vorgegebene „Anti Intrusion Plate“ befestigt wird. Zur Aufnahme der Aufprallenergie entschied sich das Team für eine Alu-Waben-Struktur.

Für den Versuchsaufbau wurde ein Fallturm zwischen dem Keller und dem Erdgeschoss des IMW aufgebaut. Das Fallgewicht mit einer Masse von rund 300 kg wurde mit einem Lasthebemagneten auf 3,5 m Höhe angehoben. Die Crashstruktur wurde mittig unter dem Gewicht platziert. Mit einem am Gewicht angebrachten Beschleunigungsaufnehmer wurde die Verzögerung gemessen. Zur Auswertung des Verformungsfortschritts wurde die institutseigene Hochgeschwindigkeitskamera verwendet. Der Versuchsaufbau ist in Bild 1 dargestellt.

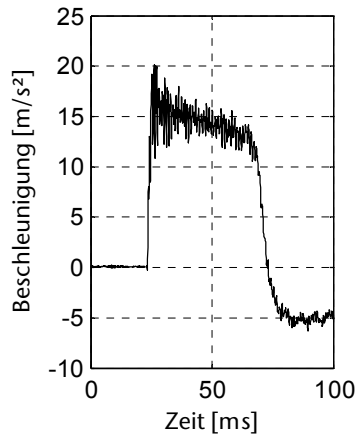
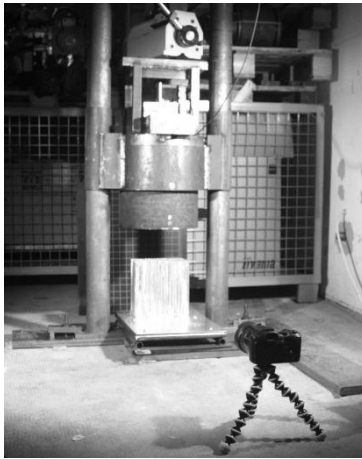


Bild 1 Versuchsaufbau und Messschrieb des Crashversuchs

Ebenfalls in Bild 1 ist ein Messschrieb der Crashversuche dargestellt. Es ist klar erkennbar, dass das Gewicht seine Energie nach einer anfänglichen maximalen Verzögerung von 20 m/s² über einen Zeitraum von ca. 50 ms mit durchschnittlich 15 m/s² abbaut, bis es durch die

Federwirkung der „Anti Intrusion Plate“ und Rahmenkonstruktion wieder in die Luft geschleudert wird. Die weiteren Aufpralle vielen mit deutlich geringeren Verzögerungswerten nicht ins Gewicht.

Die am Institut ermittelten Messwerte wurden durch das offizielle Gutachten der Dekra bestätigt, womit auch diese Hürde genommen war.



Bild 2 Das Green Voltage Racing-Team hinter dem Rennwagen in Hockenheim

4 Mit großen Schritten zum fertigen Auto

Danach fand das Team endlich eine Werkstatt in Goslar, und so konnten Ende April die Fertigungsarbeiten aufgenommen werden. Dank der unermüdlichen Arbeit des Sponsoring-Teams verfügte das Team bald über eine solide Grundausstattung an Werkzeug. Nach zwei Monaten war die Rahmenfertigung abgeschlossen und es konnte mit der Montage sämtlicher Komponenten begonnen werden.

Von diesem Zeitpunkt an wurde bis zum Wettbewerb die Fertigung unermüdlich vorangetrieben und die Arbeitstage wurden länger und länger. Lange Lieferzeiten begünstigten leider keinesfalls ausgeglichene Montagephasen. Immer wieder forderten Fertigungsprobleme die Nerven und Kreativität des Teams; Diskussionen und Versuche führten zu neuen Erkenntnissen und geeigneten Lösungen.

Trotz des enormen Einsatzes des Teams, der umfangreichen Unterstützung durch die Institute der TU Clausthal, insbesondere dem Institut für Maschinenwesen, welches nicht nur das Team beherbergte sondern auch bei der Fertigung mit Rat und Tat zur Seite stand, und der Sponsoren, war aufgrund technischer Probleme am Fahrwerk und der Batterie dem Team leider – zu sehr großem Bedauern – die Teilnahme an den dynamischen Events in Hockenheim nicht möglich

5 Das Hockenheim-Event

Jedoch konnte das Team zumindest bei den statischen Events punkten. Aufgrund der steilen Lernkurve bei der Entwicklung, Konstruktion und Fertigung des Autos hat jedes Teammitglied wertvolle Erfahrung für seine Zukunft gesammelt. Das Team wird diese und die umfangreichen Eindrücke aus Hockenheim nutzen um erfolgreich in die nächste Rennsaison zu starten.

6 Weitere Entwicklungen

Zwischenzeitlich hat ein partiell neues Team bereits die Startlinie für die nächste Rennsaison passiert und mit dem Wissen des engen Zeitplans im Hinterkopf wurde bereits das neue Fahrzeugkonzept entwickelt und die ersten Konstruktionsschritte abgeschlossen. Um bei der Fertigung Zeit und Probleme zu vermeiden werden bereits in der Konstruktionsphase möglichst einfache und funktionale Lösungen angestrebt. Wesentliche Änderungen im Fahrzeugkonzept sind, dass die Batterien statt im Heck in Seitenkästen Platz nehmen, das Fahrzeug kompakter wird durch Reduktion des Radstands und der Spurweite und der Antriebsstrang nur über ein einstufiges Getriebe verfügt.

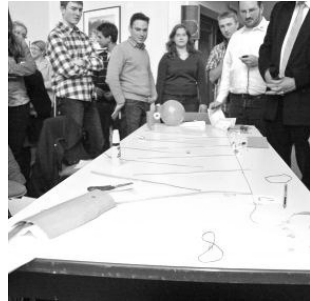
7 Zusammenfassung

Das ganze Racing-Team bedankt sich noch einmal ausdrücklich bei den Mitarbeitern des IMW für die tatkräftige Unterstützung bei der Fertigung des E-Rennwagens. Interessierte und Sponsoren können sich über den aktuellen Fortschritt auf der Internetseite des Teams unter www.greenvoltageracing.de informieren.

Und sie bewegt sich doch

Thoden, D.

Um die zahlreichen Erstsemester spielerisch an kreative Lösungsfindungen heranzuführen, veranstalteten die VDI Studenten und Jungingenieure Clausthal in Zusammenarbeit mit der Schaeffler Gruppe, einen Konstruktionswettbewerb. Die Teilnehmer zeigten eine Vielzahl von Lösungsvarianten, wobei die kreativste auch den Sieg davontragen konnte.



To give the new students a hands-on training to creative problem solving, the VDI Students and Young Engineers Clausthal arranged a short design contest in cooperation with the Schaeffler Gruppe. The participants came up with a multiplicity of solutions whereat the smartest could gain victory.

Zum dritten Mal veranstalteten die VDI Studenten und Jungingenieure unter dem Motto „Wieviel InGENIEur steckt in Dir?“ in der Aula der TU Clausthal am 18.10.2011 einen Konstruktionswettbewerb für Erstsemester. Zum ersten Mal wurde die Veranstaltung in Zusammenarbeit mit einem Industriepartner durchgeführt. In diesem Fall konnte der Antriebstechnik-Spezialist Schaeffler Gruppe (INA, LuK und FAG) für die Aufgabenstellung gewonnen werden. Die Aufgabe, die den etwa 80 Teilnehmern erst während der Veranstaltung genannt wurde, bestand darin, eine Kugelbahn zu bauen, in der sich die Kugel möglichst lange Zeit bewegt. Sonderpunkte wurden es für besonders pfiffige Aktionselemente vergeben, in denen sich die Kugel länger aufhalten konnte.

Mit der Aufgabe und Konstruktionsmaterialien wie Papier und Pappe ausgestattet, machten sich die auf zehn Teams per Los aufgeteilten Teilnehmer daran, ihre Lösungen zu planen und in die Tat umzusetzen. Dabei wurde auch vor dem Einsatz des Mobiliars nicht halt gemacht. Nach einer Stunde konnte die Jury (Nadine Nagler, Prof. Norbert Müller, beide Institut für Maschinenwesen, Volker Ploetz, Schaeffler, und Daniel Thoden, Bezirksgruppe Harz) eine Vielzahl von Lösungsvarianten bewundern, die sogleich dem Praxistest unterzogen wurden.

Und so rollten die Kugeln was das Zeug hielt, manche blieb unterwegs stecken, da das eine oder andere Team sich nur eine kurze

Testphase gegönnt hatte. Aber es ist auch noch kein Meister vom Himmel gefallen.



Bild 1 Bei der Lösungsfindung ist Kreativität und Teamwork gefragt.

Ausschlaggebend für den Sieg war ein aus Luftballon und Kugelschreiberclip bestehender Verzögerungsmechanismus, der die in einer Klebebandrolle liegende Kugel langsam absenkte, um sie dann auf die Kugelbahn freizugeben. Aber auch eine konventionelle Lösung mit präzise aufgebauten Laufbahnen auf einem gekippten Tisch musste sich nur knapp geschlagen geben. Die Teams konnten sich dann nach Rangfolge aus einem großen Fundus an Sachpreisen bedienen.

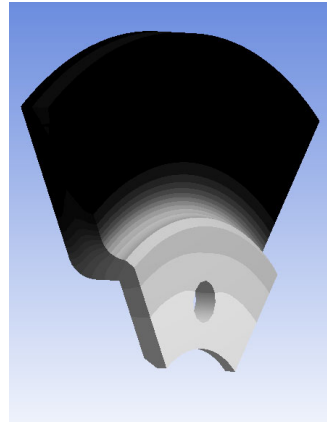
So endete die Veranstaltung mit glücklichen Gewinnern und zufriedenen Teilnehmern, die schon einmal erfahren konnten, was im späteren Berufsleben gefragt ist – nämlich Kreativität, Teamfähigkeit und die Konzentration darauf, in vorgegebener Zeit eine Lösung zu präsentieren.

Fotos: Radoslaw Kruk (Titel), Philipp Christoph Ackermann (Bild 1)

Neues Finite-Elemente-Praktikum am Institut für Maschinenwesen

Mänz, T

Seit dem Wintersemester 2011/2012 wird am Institut für Maschinenwesen das Praktikum „Höhere FEM-Simulation mit ANSYS“ angeboten. Zusammen mit dem vor 4 Jahren überarbeiteten Praktikum „Einführung in die Benutzung der Finite Elemente Methode“ wird eine breites Wissen über die praktische Anwendung der Finite-Elemente-Berechnung vermittelt.



Since the winter semester 2011/2012 the Institute of Mechanical Engineering offers the practical “Higher FEM-Simulation with ANSYS”. In combination with the practical “Introduction to the use of Finite Element Method”, which was reworked in 2007, a broad knowledge for usage of Finite Element Method is imparted.

1 Einleitung

Die Finite-Elemente-Methode (FEM) ist ein seit Jahren weit verbreitetes Werkzeug zur Klärung verschiedener technischer Fragestellungen. Dabei reicht der Anwendungsbereich von mechanischen Untersuchung z. B. zur Vorhersage, ob ein Bauteil den Belastungen stand hält oder versagt, über thermische Berechnungen und Strömungssimulationen bis hin zu elektromagnetische Analysen. Diese Analysen können untereinander gekoppelt werden und fächern sich je nach Anwendungsbereich in sehr spezielle Problemstellungen auf.

Dementsprechend breit gefächert sind die Möglichkeiten der Software, aber auch die Anforderungen an den Nutzer. Die Vermittlung der praktischen und theoretischen Kenntnisse für die Bearbeitung solcher Aufgabenstellungen ist Ziel der beiden am IMW angebotenen Lehrveranstaltungen. Dabei wird der Fokus auf statische strukturelle mechanische Fragestellungen gerichtet, jedoch sind auch thermische und transiente Berechnungen Teil der Praktika.

2 Aufbau der Lehrveranstaltung

Zum Wintersemester 2007/2008 wurde das bisherige FEM-Praktikum komplett überarbeitet, um den Änderungen in der Bedienung der Software gerecht zu werden. Die intuitivere und benutzerfreundlichere Workbench-Oberfläche wurde nach und nach mit einem breiteren Funktionsumfang ausgestattet. Dadurch wurde der Einsatz in Forschung und Lehre ermöglicht. Die vereinfachte Bedienung erlaubt darüber hinaus einen schnellen Einstieg in die Finite-Elemente-Berechnung.

In dem darauf aufbauenden zweiten Teil des Praktikums, „Höhere FEM-Simulation mit ANSYS“, werden zusätzliche theoretische und praktische Kenntnisse vermittelt. Folgende Themen werden bearbeitet:

- Vernetzungsmethoden und Prüfung der Ergebnisse
- Einführung in ANSYS Classic
- Einführung in ANSYS Parametric Design Language (APDL)
- Transiente thermische Analyse
- Axial- und Spiegelsymmetrie
- Optimierung und Parametrisierung
- Submodeling
- Birth / Death
- Kopplung FEM mit MKS

Die einzelnen Beispiele werden zum einen in ANSYS Workbench umgesetzt, zum andern in ANSYS Classic. Der Vorteil ist, dass auch komplexere Berechnungen, die in der Workbench nicht oder nur mit großem händischen Aufwand möglich sind, durchgeführt werden können. Weiterhin werden in ANSYS Workbench viele Schritte automatisch im Hintergrund ausgeführt, um den Anwender zu entlasten und auch weniger erfahrenen Nutzern eine Berechnung zu ermöglichen. Viele Einstellungen und Vorgänge, die für die Interpretation der Ergebnisse unverzichtbar sind, können dadurch jedoch nicht mehr nachvollzogen werden. Da der Solver, also der Bereich in dem die Lösung des Modells durchgeführt wird, bei beiden Oberflächen identisch ist, kann dieses Wissen, das in ANSYS Classic erlernt wurde, direkt auf Berechnungen in der ANSYS Workbench übertragen werden.

Neben der Arbeit mit ANSYS werden auch Schnittstellen, zum Beispiel zu dem Optimierungsprogramm Tosca und der Mehrkörpersimulation aufgezeigt.

Die Bewertung der Studierenden erfolgt mittels einer Projektarbeit. Wesentliche Ziele sind die Modellbildung, also die Abstraktion des zu lösenden Problems, sowie die selbstständige Lösung des Problems unter Anwendung des im Praktikum vermittelten Wissens.

3 Organisation

In den ersten zwei Dritteln des Semesters werden die Studenten von einem wissenschaftlichen Mitarbeiter sowie zwei erfahrenen Hilfswissenschaftlern betreut. In dieser Zeit werden die verschiedenen Übungsaufgaben bearbeitet. Die Betreuer beantworten Fragen und geben Ratschläge und weiterführende Informationen zu den verschiedenen Themen. Das letzte Drittel des Semesters ist für die Projektarbeit eingeplant. Durch die selbständige Bearbeitung können die Gruppen die Arbeitszeiten frei wählen. Dabei ist die Diskussion untereinander wesentlicher Bestandteil der Arbeit. Wie im späteren Berufsleben sind die Vorgehensweise und die Lösung der Aufgabe unbekannt. Diese müssen, basierend auf dem technischen Wissen, erarbeitet werden.

Da die Teilnehmerzahl im vergangenen Sommersemester erfreulich hoch war, wurden Lizenzen speziell für die FEM-Praktika angeschafft. Hierdurch wird sichergestellt, dass alle interessierten Studenten teilnehmen können. Um die Kosten, die durch Studierendenbeiträge und das IMW getragen werden, möglichst gering zu halten, wurde ein Lizenzmodell mit einer eingeschränkten Knoten- und Elementanzahl gewählt. Da die Rechenzeiten der einzelnen Übungen sehr gering sind, fällt dies jedoch nicht ins Gewicht. Insbesondere bei den Projektarbeiten ist diese zusätzliche Herausforderung an die Vernetzungsqualität und die Modellbildung als positiv anzusehen, da die Problematik begrenzter Rechenkapazitäten auch im späteren Berufsleben auftreten wird.

Als Teilnehmer kommen vor allem Studierende der Masterstudiengänge Maschinenbau und Mechatronik in Betracht sowie Studierende im Hauptstudium der auslaufenden Diplomstudiengänge Maschinenbau und Mechatronik. Voraussetzungen sind zum einen Grundkenntnisse in der Finite-Elemente-Berechnung sowie in der Anwendung von ANSYS, die zum Beispiel durch die Teilnahme am Praktikum „Einführung in die Benutzung der Finite Elemente Methode“ erworben werden können sowie grundlegende Programmierkenntnisse. Diese werden für die Programmierung mittels der ANSYS-eigenen Programmiersprache APDL benötigt. Darüber hinaus sind natürlich Kenntnisse in der technischen Mechanik, der Statik und der Festigkeitslehre nötig, um eine Interpretation der Ergebnisse durchführen zu können.

4 Zusammenfassung

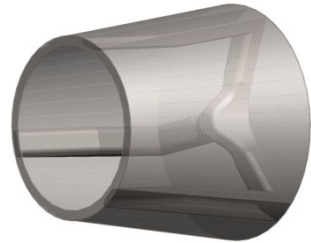
Das seit dem Wintersemester 2011/2012 angebotene FEM-Praktikum „Höhere FEM-Simulation mit ANSYS“ vertieft die praktischen und theoretischen Kenntnisse der Studierenden bezüglich der Finite-Elemente-Berechnung mit ANSYS. Durch verschiedene Übungen sowie eine selbständig durchzuführende Projektarbeit erhalten die Studierenden des Maschinenbaus und der Mechatronik das notwendige Wissen, um technische Aufgabenstellungen abstrahieren, durchführen und interpretieren zu können.

5 Literatur

- /1/ Lohrengel, A.; Müller, N.: FE-Praktikum mit ANSYS: Einführung in die Benutzung der Finiten Elemente Methode, SS2011, IMW Clausthal 2011
- /2/ Lohrengel, A.; Müller, N.: FE-Praktikum mit ANSYS: FE Praktikum mit ANSYS: Höhere FEM-Simulation mit ANSYS, WS2011/2012, IMW Clausthal 2011

Die Kunst des Wäschewaschens

Friedland, J.; Malobabic, K.; Meißner, S.; Wilmes, A.



Auch in diesem Jahr bestand die Prüfungsleistung der Veranstaltung „Konstruktionslehre I“ aus einem Konstruktionswettbewerb in enger Zusammenarbeit mit einem Industriepartner. Die Firma Miele & Cie. KG trat mit der Aufgabe „Säubern von Wäsche im Waschraum durch Wandlung von elektrischer in mechanische Energie“ an die Studenten heran. Das Siegerquartett berichtet von seinen Eindrücken und gesammelten Erfahrungen während der Projektphase.

For the fourth time, the examination of the course "Engineering Design I" was held as a design competition in collaboration with an industrial partner. The Miele company introduced the task "cleaning of laundry in the laundry room by converting electrical energy into mechanical", which had to be elaborated by the participating students. The winning quartet shares his impressions and experiences gained during the project phase.

1 **Erfahrungsbericht**

Bereits zum vierten Mal wurde die Veranstaltung „Konstruktionslehre I“ mit einer praxisnahen Projektarbeit anstatt einer theoretischen Prüfung abgeschlossen. Basierend auf den in der Vorlesung vermittelten Theorien und Methoden galt es das gesammelte Wissen in der Projektarbeit anzuwenden. Ein fester Zeitplan sorgte für Zeitdruck, der einem Industrieprojekt nahe kam.

Neben der Vorstellung der Aufgabenstellung seitens Vertreter der Firma Miele, wurde auch ein kleiner Einblick in das System „Waschmaschine“ und das Reinigungsprinzip gegeben.

Die Aufgabenstellung umfasste einige Rahmenbedingungen, wie das typische Abmaß einer Einbau-Waschmaschine. Die Beladung musste frontal erfolgen. Der Wäscheraum wurde begrenzt auf ein Volumen von 64 L und 8 kg Trockenwäsche. Des Weiteren war davon auszugehen, dass die Masse der Nasswäsche 250 % der Trockenwäsche betrug. Ein elektrischer Netzanschluss, Warm- und/oder Kalt- sowie ein Abwasseranschluss wurden als vorhanden angenommen.

Als Resultat des Reinigungsprozesses sollte die Wäsche in einem entwässerten Zustand vorliegen. Gefordert war zusätzlich, dass das räumliche Umfeld möglichst wenig durch mechanische Schwingungen und Schallwellen beeinträchtigt wird.

Zentrales Element im Waschprozess stellt dabei der sog. Sinner'sche Kreis (vgl. Abbildung 1, /Mie10/) da, der das Zusammenspiel zwischen Chemie, Mechanik, Temperatur und Zeit beschreibt.

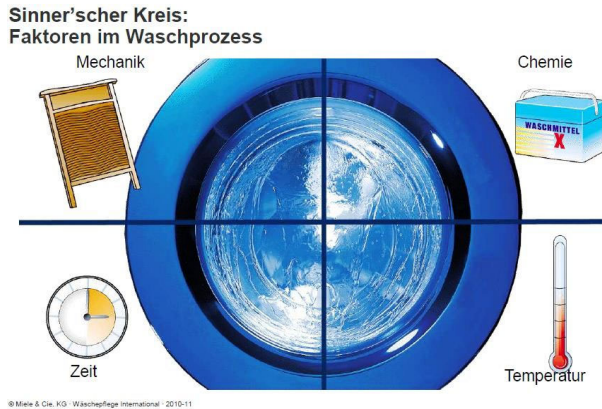


Abbildung 1: Sinner'scher Kreis

Im darauffolgenden Wettbewerb traten neun Gruppen à vier Studenten gegeneinander an, die von jeweils einem wissenschaftlichen Mitarbeiter betreut wurden. In wöchentlichen Sitzungen konnten die neuesten Ideen mit dem Betreuer diskutiert werden. Auch Professor Lohrengel und ein Vertreter der Firma Miele standen regelmäßig für Fragen zur Verfügung.

Zunächst galt es die gegebene Aufgabenstellung zu abstrahieren und eine Funktionsanalyse durchzuführen um anschließend eine Funktionsstruktur aufstellen zu können. Als Hauptfunktion verwendeten wir den Begriff „Schmutz und Wäsche trennen“. Hierbei stellte sich die Vorfixierung als unser größtes Problem heraus, denn jeder kennt eine aktuelle Waschmaschine und hat sofort ein Bild oder das Funktionsprinzip im Kopf. Sich davon zu lösen war zu Beginn die schwerste Aufgabe. Danach folgte die „Brainstorming-Phase“, in der jedes Gruppenmitglied zuerst eigene Vorschläge einbrachte. Diese Vorschläge wurden konfus auf Papier gebracht.

Aus diesen Denkanstößen entwickelten sich durch Diskussionen in der Gruppe konkretere Konzepte. Dieser Prozess wurde durch die Gruppendynamik geprägt. Hierbei war von Vorteil, dass unsere Gruppe nicht ausschließlich aus Studenten der Fachrichtung Maschinenbau bestand, sondern auch der Fachbereich Chemieingenieurwesen vertreten war.

Als weiteren Schritt der Ideenfindung entschieden wir uns für die Methode der „Morphologischen Kästen“, welche durch ein strukturierteres Vorgehen gekennzeichnet ist. Unser Hauptaugenmerk lag dabei auf der Relativ-bewegung der Wäsche untereinander und der sie umgebenden Komponenten.

Aus unserer Sicht stellte die mechanisch zugeführte Energie die einzig sinnvoll veränderbare Komponente im Sinner'schen Kreis dar, die zur Reinigung der Wäsche beiträgt.

Faktoren, die die Mechanik beeinflussen:

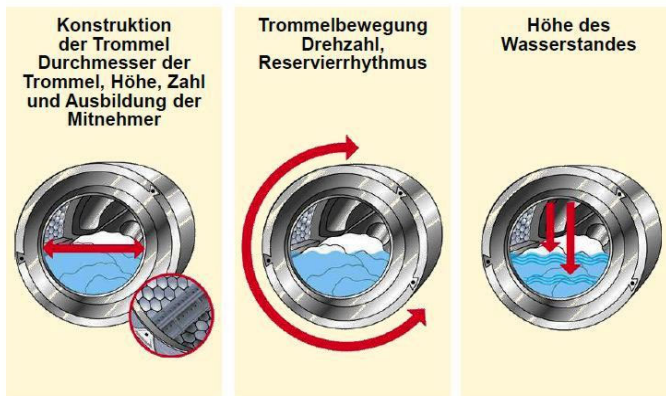


Abbildung 2: Einflussfaktoren /Mie10/

Die Exkursion nach Gütersloh zur Firma Miele gab einen weiten Einblick – von der Firmengeschichte, über die Konstruktion und Entwicklung bis hin zur Produktion. Als Anreiz für die Studenten stellten die Firmenvertreter Preise in Aussicht, welche die beiden Erstplatzierten Gruppen erwarteten. Dieser Anreiz verschärfte die Wettbewerbssituation und sorgte in unserer Gruppe für einen Motivationsschub.

Mit den Preisen im Hinterkopf, begannen wir nun unser weiteres Vorgehen zu optimieren, indem wir die Konzeptvorschläge hinsichtlich einer vorher ausgearbeiteten Typisierung strukturierten.

Durch Kreuzung der bestehenden Lösungen ließen sich neue Lösungskonzepte ableiten. Hierzu sollte jedes Gruppenmitglied in Eigenarbeit zehn Konzepte entwickeln und je eine Skizze anfertigen. In anschließender Gruppendiskussion wurden die Konzepte vorgestellt und kritisch hinterfragt. Währenddessen kristallisierten sich die von uns favorisierten Bewertungskriterien heraus. Anhand dieser Kriterien vergaben wir eine gewisse Punktzahl für jeden Vorschlag. Diese ergab sich aus intensiven Diskussionen in der Gruppe. Zu Vergleichszwecken bewerteten wir ebenfalls den aktuellen Stand der Technik. Alle Konzeptvorschläge, die vielversprechender als jener waren wurden weiterverfolgt und stärker ausgearbeitet. Daraufhin wurden die verbliebenen Vorschläge einer zweiten gewichteten Bewertung unterzogen. Das Resultat des Bewertungsprozesses war unser endgültiger Lösungsvorschlag. Nun überlegten wir uns eine Struktur für den Projektbericht. Hierzu wurden Aufgabenstellungen entworfen, welche anhand einer „to-do-Liste“ abgearbeitet wurden. Aus Zeit-gründen wurden diese Aufgaben mit einzelnen Fristen versehen und gleichermaßen verteilt. Zu diesen Aufgaben zählten unter anderem die Namensfindung, die Erstellung eines CAD-Modells, die Ermittlung der mechanischen Beanspruchungen sowie ein Fertigungs- und Montageplan.

Am letzten Tag vor Abgabetermin wurden schließlich alle Aufgaben zusammengetragen und in einer nicht enden wollenden Nachtschicht der letzte Feinschliff vorgenommen.

Nun verblieb noch eine Woche um die zehnminütige Präsentation unseres Vorschlags auszuarbeiten. Dazu nutzten wir die vorhandene Technologie des IMW, indem wir zu Anschauungszwecken ein Rapid Prototyping Modell erstellen ließen. Wir entschlossen uns für einen Interview-Stil, wie es auf Fachmessen üblich ist. Der Vortrag vor Vertretern von Miele, wissenschaftlichen Mitarbeitern des IMW, sowie den anderen Gruppen war die letzte Phase eines arbeitsintensiven, stressigen, aber höchst interessanten Projekts. Krönender Abschluss war daraufhin die Notenvergabe des Instituts sowie die Preisverteilung der Firma Miele.



Abbildung 3: Preisverleihung /TUC11/

Abschließend können wir sagen, dass wir viele Erfahrungen in jeglicher Hinsicht sammeln konnten. Nicht nur die fachliche, sondern auch die soziale Kompetenz wurde hierbei geschult.

Ein herzlicher Dank gilt der Firma Miele, Herrn Professor Lohrengel und den Mitarbeitern des IMW, insbesondere unserem Betreuer Herrn Dipl.-Ing. Rico Schmelter und Herrn Dipl.-Ing. Eric Siemann für die freundliche Unterstützung.

2 Literatur

/Mie10/ Firmenpräsentation „Miele Wäschepflege“, Miele & Cie. KG, 2010

/TUC11/ Pressemitteilung TU-Clausthal „Konstruktionswettbewerb: Miele honoriert Clausthaler Ideen“, Pressestelle TU-Clausthal, 02.03.2011

Technische Ausrüstung, Kooperationsangebote und Forschungsschwerpunkte des Institutes

Institut

Die Lehre, Ausbildung, Forschung und Entwicklung am Fritz-Süchting-Institut für Maschinenwesen (IMW) deckt folgende Bereiche ab:

Konstruktion und Berechnung von Maschinenelementen und Maschinenteilen, speziell Welle-Nabe-Verbindungen und Seiltrommeln

- Finite-Elemente- und Mehrkörpersimulation
- Experimentelle Beanspruchungsermittlung
- Maschinenakustik und Schwingungsdiagnostik
- Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen
- Rechnereinsatz im Maschinenbau
- Technische Normung
- Rapid Prototyping / Rapid Tooling

Das interdisziplinäre Team am IMW besteht aus 15 wissenschaftlichen Mitarbeitern/-innen. Weitere 9 Mitarbeiter/-innen und 5 Auszubildende arbeiten in der Verwaltung, mechanischen und elektrotechnischen Werkstatt.

Technische Ausrüstung

Für die entsprechenden Forschungsschwerpunkte verfügt das IMW über gut ausgestattete Labore, ein umfangreiches Prüffeld und die notwendige Hard- und Softwareausstattung für Simulation und Berechnung.

Die Untersuchung von Maschinenelementen kann auf sechs Verspannprüfständen bis 1 MW, fünf Torsions-Schwingprüfständen bis 30 kNm, einem kombinierten Umlaufbiege- und Torsionsprüfstand, zwei statischen Torsionsprüfständen bis 200 kNm sowie zweier separaten Umlaufbiegeprüfeinrichtung und zwei Druckkammprüfständen durchgeführt werden. Für das Fügen von Naben auf Hohlwellen mit Innenhochdruck steht eine Maximator-Hochdruckanlage bereit. Zur Prüfung fördertechnischer Elemente und Anschlagmittel ist eine Zugprüfmaschine mit integriertem Querprüfgerät, sowie ein separates mobiles Prüfgerät für Seilquerelastizitätsmessungen und ein Seiltrommelprüfstand vorhanden. 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 Pumpenprüfstand ergänzen die Prüfeinrichtungen des IMW für Untersuchungen an verfahrenstechnischen Maschinen.

Die technische Ausstattung des Labors für Maschinenakustik und Schwingungen ermöglicht Messungen an kombiniert belasteten Bauteilen. Mittels elektrodynamischer Schwingerreger können Bauteile neben ihrer stat./dyn. Betriebslast gezielt frequenzselektiven Belastungen bis zu einer Frequenz von 5 kHz unterworfen werden. 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
- 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:

- Schalleistungsbestimmung nach DIN EN ISO 3744, DIN EN ISO 3745, DIN EN ISO 9614-1 und -2
- Experimentelle Modalanalyse
- Akustische Resonanzanalyse zur Bauteildiagnose
- Maschinendiagnose

zur Verfügung. Darüber hinaus können Schwingungsuntersuchungen unterschiedlichster Art mittels Auswertung im Programmiersystem MATLAB durchgeführt werden.

Das fertigungstechnische Labor besteht aus zwei 4-Achsen-Fräsmaschinen (MAHO MH700S/MH600), einer Drehmaschine (Monforts MNC 5), einer Senkerodiermaschine (CHARMILLES ROBOFORM 505) mit 3D-Bahnsteuerung, und einer ZEISS Koordinatenmessmaschine mit NC-Rundtisch. Als CAD/CAM-System wird

CATIA V5 und Creo Elements/Pro 5 (früher: Pro/Engineer Wildfire mit Pro/Manufacturing) eingesetzt. Als PDM/PLM-System ist TeamCenter von Siemens im Einsatz.

Die Recherausstattung umfasst mehrere Server, welche die insgesamt ca. 130 Rechner des Institutes vernetzen. Diese umfassen u.a. mehrere Compute-Server für die numerischen Simulationen mit bis zu jeweils 64 GB Hauptspeicher und 8 Kernen und einen File-Server mit 25 TB. Als Standardsoftware für numerische Simulationen stehen eine Vielzahl von Programmen zur Verfügung, u. a. ANSYS, ABAQUS und ProMechanica und das Optimierungsprogramm TOSCA, sowie SIMPACK für die Mehrkörpersimulation.

Das Institut für Maschinenwesen verfügt über eine vollständige Rapid Prototyping bzw. Rapid Tooling Verfahrenskette zum Lasersintern von Bauteilen. Hierzu gehören im Einzelnen eine Rapid Tooling Anlage EOSINT M 250 der Firma EOS, zum Generieren von metallischen Prototypen, Funktionsteilen und Werkzeugen (Formen und Elektroden), eine DIMENSION BST 768 für den Bau von thermoplastischen Prototypen, ein kleiner optischer 3D-Scanner, verschiedene Konstruktionsarbeitsplätze, Software zur Rapid Tooling gerechten Aufbereiten der CAD-Daten (Magics RP), Apparaturen und Geräte zum Infiltrieren und Beschichten der Sinterbauteile mit Harzen und niedrig schmelzenden Metallen, eine Sandstrahlkabine für verschiedene Strahlmedien (Stahlkugeln, Keramikpulver, Nussgranulat usw.) sowie Arbeitsplätze zur manuellen Nachbearbeitung der Rapid Tooling Erzeugnisse.

Für die virtuelle 3D-CAD-Konstruktion steht ein Doppelmonitorarbeitsplatz zur Verfügung sowie für die Demonstration 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 lärmarmen Maschinen
- Beratung zu Konstruktions- und Patentfragen
- Beratung und Hilfestellung bei der Beantragung und Durchführung von nationalen und internationalen Forschungsprojekten

Forschungsschwerpunkte

Die Forschungsschwerpunkte gliedern sich in folgende Bereiche:

Konstruktion und Berechnung von Maschinenelementen

Neben allgemeinen Fragen der Grundlagen des Maschinenwesens wie Beanspruchungsermittlung, Reibung, Verschleiß und Tragfähigkeit stehen folgende Maschinenelemente besonders im Vordergrund:

- Zahn- und Keilwellen-Verbindungen,
- Spielbehaftete Längsstift-Verbindungen,
- 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. Ein weiterer Schwerpunkt bildet die Entwicklung von Konstruktionssystematiken und von Beratungssystemen zur Konstruktion lärmarmen Maschinen.

Rapid Prototyping / Rapid Tooling

Die Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten auf dem Gebiet Rapid Prototyping / Rapid Tooling umfassen die gesamte Rapid Tooling Verfahrenskette.

Hierzu zählt im Einzelnen:

- die Rapid Tooling gerechte CAD-Konstruktion,
- die Datenaufbereitung für den Sinterprozess,
- der Rapid Tooling Bauprozess einschließlich der Untersuchung von neuen Sinterparametern und Sinterwerkstoffen und
- die Nachbearbeitung bzw. das Finishen der Sinterbauteile durch Beschichten und Infiltrieren.

Weiterhin werden die Anwendungsgebiete der Rapid Tooling Technologie betrachtet wie z. B. die Herstellung von Elektroden für das funkenerosive Abtragen und das Sintern von Formen für den Gummi- und Kunststoffspritzguss oder Faserverbundkonstruktionen sowie das Generieren von Funktions- und Einsatzteilen mittels neu entwickelter Sinterwerkstoffe und Sinterstrategien.

Veröffentlichungen des Institutes seit dem 01.01.2006

Veröffentlichungen 2011

Ruther, C. A.; Timm, U.; Ewald, H.; Mittelmeier, W.; Bader, R.; Schmelter, R.; Lohregel, 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; 6th 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

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

Daryusi, A.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Schlecht, B.: Ermüdungsfestigkeit von Zahnwellenverbindungen mit freiem und gebundenem Auslauf; 4. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2010, VDI-Berichte 2114, S. 361-366, ISBN 978-3-18-092114-3

Schäfer, G.: Neuerungen in der Berechnung von Passverzahnungen; 4. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2010, VDI-Berichte 2114, S. 197-210, ISBN 978-3-18-092114-3

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Shen, L. J.: Optimization design of shaft-hub connection in ball type plunging constant velocity joints; 4. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2010, VDI-Berichte 2114, S. 355-360, ISBN 978-3-18-092114-3

Hilgermann, J. L.; Lohrengel, A.: Gestaltung und Dimensionierung innenhochdruckgefügter Pressverbindungen mit dominierendem Kraftschluss unter statischer und dynamischer Betriebslast. In: Welle-Nabe-Verbindungen : Gestaltung - Fertigung - Anwendungen mit Fachausstellung ; 4. VDI-Fachtagung Nürtingen bei Stuttgart, 27. und 28. Oktober 2010. Düsseldorf : VDI-Verl., 2010 (VDI-Berichte, 2114). - ISBN 9783180921143, S. 51-62

Lohrengel, A. ; Thoden, D. ; Dietz, P.: Über die Beanspruchung von dünnwandigen Pressverbänden unter exzentrischer Axialkraft. In: Welle-Nabe-Verbindungen : Gestaltung - Fertigung - Anwendungen mit Fachausstellung ; 4. VDI-Fachtagung Nürtingen bei Stuttgart, 27. und 28. Oktober 2010. Düsseldorf : VDI-Verl., 2010 (VDI-Berichte, 2114). - ISBN 9783180921143, S. 81-92

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Nagler, N.: Maschinenbauliche Fragestellungen, Forschungsjahrbuch Erneuerbare Energien 2009, Windenergiespeicherung durch Nachnutzung stillgelegter Bergwerke; Förderkennzahl des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: 0325074,

<http://idserver.fiz-karlsruhe.de/ih3000/ptj2010/>

Arslan, G.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Minimierte Zahnfußbiegespannungen an Zahnstangen durch optimierte Zahnfußausrundung mit Isight; Deutsche SIMULIA-Konferenz 2010, 20. und 21. September 2010, Heidelberg

Lohrengel, A.; Bessling, S.; Stahr, K.; Wesling, V.; Echtermeyer, P.: Systematic Design Approach to the Development of High-Strength, Locally Adapted Structures with the Aid of the Finite Element Design (FED) Method; Creation of High-Strength Structures and Joints; Advanced Materials Research, Volume 137, Page 413-450, Trans Tech Publications Inc., Stafa-Zurich, (2010), ISBN: 978-0-87849-234-3

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Thoden, D.: Acoustic Measurement to Proof High-Strength Structures and Joints; Creation of High-Strength Structures and Joints; Advanced Materials Research, Volume 137, Page 451-456, Trans Tech Publications Inc., Stafa-Zurich, (2010), ISBN: 978-0-87849-234-3

Kruk, R; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Hermerath, P.; Esderts A.; Wilmes, C.; Neubert, V.: Erhöhung der Leistungsfähigkeit von Brüdenventilatoren. Studie von konstruktiven Optimierungsmöglichkeiten der in Industrie eingesetzten Ventilatoren. 6. VDI – Fachtagung Ventilatoren Entwicklung – Planung – Betrieb, VDI – Berichte, Braunschweig, 16. und 17. November 2010, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2010,

Kruk, R; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Schmelter, R.; Thoden, D.: Körperschallübertragung von Gleitlagern – Eine Messstrategie für Ermittlung von frequenzabhängiger Parameter der Gleitlagern. VDI – Fachtagung mit Fachausstellung Maschinenakustik 2010, Wettbewerbsvorteil durch geräuscharme Produkte, VDI – Berichte 2118, Leonberg bei Stuttgart, 26. und 27. Oktober 2010, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2010, ISBN 978-3-18-092118-1, S. 15-21

Kruk, R.; Thoden, D.; Lohreggel, A.; Dietz, P.; Schäfer, G.: Körperschallübertragung 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

Lohreggel, 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.; Lohreggel, 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.; Lohreggel, 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.; Lohreggel, A.; Wächter, M.: Leistungssteigerung von Zahnwellenverbindungen durch Neugestaltung des Zahnprofils; Konstruktion, Januar/Februar 1/2-2009, ISSN 0720-5953

Dietz, P.; Lohreggel, 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

Lohreggel, 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

Lohreggel, A.; Schäfer, G.; Lau, P.: Gelenkwellenforschung; Ingenieurspiegel, 3/2009, ISSN 1868-5919, S. 56-57

Müller, N.; Bessling, S.; Bormann, E.: Einbindung von kleinen und mittleren Unternehmen in Normungsprozesse; DIN-Mitteilungen + Elektronorm, Ausgabe 04-2009, S. 15-20, Beuth Verlag Berlin 2009, ISSN 0722-2912

Müller, N. (Hrsg.): Normung und Hochschule; Tagungsband Nr. 1, 2009, Clausthal-Zellerfeld, ISSN 1868-730X

Hilgermann, J.L.; Lohrengel, A.: Innenhochdruckfügen - Eine Versuchsparameter Auswahl; Kongress für Simulation im Produktentstehungsprozess (SIMPEP), 18.-19. Juni, Veitshöchheim

Müller, N.; Bessling, S.; Bormann, E.: Normung und Hochschule; DIN-Mitteilungen + Elektronorm, Ausgabe 07-2009, S. 125-126, Beuth Verlag Berlin 2009, ISSN 0722-2912

Rolshofen, W.: Application of acoustic holography for human-computer interaction; 16th International Congress on Sound and Vibration, 5th–9th July 2009, Kraków, Poland

Kruk, R.; Dietz, P.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Thoden, D.: Novel test bed for vibration transmission through rolling and slide bearings; 16th International Congress on Sound and Vibration, 5th–9th July 2009, Kraków, Poland

Lohrengel, A.; Bessling, S.; Stahr, K.; Wesling, V.; Echtermeyer, P.: Finite Element Design (FED) - a new approach for material and manufacturing based design rules; 5th Virtual International Conference on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2009), 6th-17th July 2009, Cardiff, GB

Dietz, P.; Hilgermann, J.L.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Internal high pressure assembled press fit shaft-hub connections; 5th Virtual International Conference on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2009), 6th-17th July 2009, Cardiff, GB

Mänz, T.; Lohrengel, A., Schäfer, G.: Optimization of a production machine with the help of numerical simulation tools. 2nd International Researchers Symposium on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2009), July 2009, Ischia

Nagler, N.; Lohrengel, A., Schäfer, G.: Subsurface pumped storage plants – A new approach to store energy. 2nd International Researchers Symposium on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2009), July 2009, Ischia (Veröffentlichung vor. Anfang 2010)

Dietz, P.: 175 Jahre Drahtseil – Das mechanische System Seil-Seiltrommel, Papierflieger Verlag, 1. Auflage 2009, Clausthal-Zellerfeld, ISBN 978-3-86948-004-6

Dietz, P.; Lohrengel, A.; Schwarzer, T.; Wächter, M.: Synthetic and Hybrid Ropes on cranes; Sept. 2009, Crane Hot Line, cranehotline.com

Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Einflüsse der Seileigenschaften von Kunststoffen auf die Trommel; InnoZug 3. Fachkolloquium 23. September 2009, Chemnitz

Thoden, D.; Lohrengel, A.; Dietz, P.: Aktuelle Entwicklungen in der Druckkammauslegung; Dresdner Maschinenelemente Kolloquium DMK 2009, 24. und 25. November 2009, Dresden

Daryusi, A.; Lau, P.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Schlecht, B.: Mehrfachkerbwirkung an Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit freier und gebundener Auslaufgeometrie; Dresdner Maschinenelemente Kolloquium DMK 2009, 24. und 25. November 2009, Dresden

Hartlieb, B.; Kiehl, P.; Müller, N.: Normung und Standardisierung – Grundlagen, Beuth Verlag, 1. Auflage 2009, Berlin, ISBN 978-3-410-17113-3

Veröffentlichungen 2008

Käferstein, B.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Einfluss der Fügestelle auf den Körperschall in Feinblechkonstruktionen; Tagung Fahrzeugunterboden; CTI Augsburg 23./24.01.2008

Müller, N.; Bormann, E.; Kramer, W.; Marktzugang und Marktzulassung mittels Normen und Standards; DIN-Mitteilungen + Elektronorm, Ausgabe 03-2008, S. 15-22, Beuth Verlag Berlin 2008, ISSN 0722-2912

Sambale, B.; Schäfer, G.: Weiterentwicklung dualer Studienangebote im tertiären Bereich; Projektgruppe „Innovationen im Bildungswesen“ der Bund-Länder-Kommission; Arbeitsbericht März 2008

Käferstein, B.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Acoustic behaviour of joints in sheet metal; XV Acoustical and Biomedical Engineering Conference; 14.-18.04-2008 Zakopane; Polish Acoustical Society; www.iab2008.agh.edu.pl

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

Rolshofen, W.; Schäfer, G.: Offshore-Verbund-Kraftwerk; Ideen Park Stuttgart; 17.05.-25.05.2008 Stuttgart

Schäfer, G.: Mechanik, Schäden an Großmaschinen, Tagung „Schadensfalluntersuchung“, Haus der Technik, 28./29.05.2008, Essen

Schäfer, G.: Calculation of Splined Shafts; 11.-13.06.2008 Universiti Teknologi MARA, UITM Malaysia

Müller, N.; Verleihung der FTMV-Gütesiegel; Zukunft Ingenieurwissenschaften - Zukunft Deutschland; S.247-249, Springer-Verlag 2008 ISBN 978-3-540-89608-1

Korte, T.: Längsstiftverbindungen als Alternative zur Passfeder. Konferenzband zur 16. internationalen wissenschaftlich-technischen Konferenz TEMAG 2008 Lebensdauer von Konstruktionselementen und -baugruppen in Bergbaumaschinen. 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

Veröffentlichungen 2006

Rolshofen, W.; Dietz, P.; Schäfer, G.: Neuartige berührbare Schnittstellen durch die Rückprojektion akustischer Wellen, Fortschritte der Akustik: Plenarvorträge und Fachbeiträge der 32. Deutschen Jahrestagung für Akustik DAGA '06, Braunschweig, ISBN: 3-9808659-2-4

Schäfer, G.: Rapid eLearning im Einsatz, Tag des eLearning CeBIT 2006, Besser lernen – mehr wissen – mehr können, 13.03.2006, Hannover

Rolshofen W., Dietz P. und Schäfer G.: Innovative Interface for Human-Computer Interaction, Proceedings of the 9th International Design Conference DESIGN 2006, Dubrovnik, Croatia, 2006, ISBN 953-6313-82-0

Schäfer, G.: Mechanik, Schäden an Großmaschinen, Tagung „Schadensfalluntersuchung“, Haus der Technik, 17./18.05.2006, Essen

Schäfer, G.: eLearning Academic Network – Blended Lectures, iNEER Special Volume “INNOVATIONS 2006: World Innovations in Engineering Education and Research”, 2006, Arlington USA, ISBN 0-9741252-5-3

Trenke, D., Müller, N. und W. Rolshofen: Selective laser sintering of metal and ceramic compound structures, 2nd Virtual International Conference on Intelligent Production Machines and Systems, 03.-14.07.2006, Cardiff, GB

Trenke, D.; Dissertation: Selektives Lasersintern von porösen Entlüftungsstrukturen am Beispiel des Formenbaus, April 2006, Papierflieger Claus-thal-Zellerfeld, ISBN 3-89720-848-2

Hickmann, T., Adamek, T. (Wilhelm Eisenhuth GmbH KG), Müller, N., Trenke, D. (Institut für Maschinenwesen der TU Claus-thal); Der Stahlformenbauer, Ausgabe 05-2006, S. 14-16, Fach-verlag Möller 2006

Dietz, P., Guthmann, A. und T. Korte: Material-driven solution finding – functional materials in the design process, 2nd Virtual International Conference on Intelligent Production Machines and Systems, 03.-14.07.2006, Cardiff, GB

Rolshofen, W. et al.: “TAI-CHI: Tangible acoustic interfaces for computer-human interaction”, Euroscience Open Forum 2006: 15. - 19. Juli; Forum am Deutschen Museum und Deutsches Museum, München

Dietz, P.: Accreditation in Europe – System and Experiences, ICEE 2006 International Conference on Engineering Education, 23.-28.07.2006, San Juan, Puerto Rico, ISBN 1-58874-648-8

Sambale, B.: Fixed outcomes with non-traditional curricula, ICEE 2006 International Conference on Engineering Education, 23.-28.07.2006, San Juan, Puerto Rico, ISBN 1-58874-648-8

Schäfer, G.: Requirements of integrated international engineering studies, ICEE 2006 International Conference on Engineering Education, 23.-28.07.2006, San Juan, Puerto Rico, ISBN 1-58874-648-8

Lütkepohl, A.: Anforderungsgetriebene Konstruktionsmethodik zur werkstoffgerechten Lösungsfindung. Abschluss-symposium zum Paketantrag „Kompatibilisierungsmethoden“, 16.11.2006, Clausthal

D. Müller, P. Dietz, N. Müller: Intelligent Assistance for a Task-oriented Requirements Management, Proceedings 2nd International Joint e-Conferences on Computer, Information, and Systems Sciences, and Engineering (CIS2E 2006), 4. – 14. Dezember 2006

Autoren

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

Bormann, Erik: Jahrgang 1971, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 10.07.2006 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. bormann@imw.tu-clausthal.de

Kruk, Radoslaw: Jahrgang 1979, studierte als Doppeldiplom Maschinenbau, AGH Krakau, TU Clausthal, seit 3.2.2006 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. kruk@imw.tu-clausthal.de

Langenbach, Joachim: Jahrgang 1984; studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Dresden, seit 1.4.2011 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. langenbach@imw.tu-clausthal.de

Leng, Miaomiao: Jahrgang 1980; studierte Materialwissenschaften an der Beijing Union University (Bachelor) und Maschinenbau als Ergänzungstudiengang an der TU Clausthal, seit 1.9.2008 wissenschaftliche Mitarbeiterin am IMW. leng@imw.tu-clausthal.de

Lohrengel, Armin: Jahrgang 1966, studierte Maschinenbau/Konstruktionstechnik an der TU Clausthal und RWTH Aachen, bis 09/1999 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente und –gestaltung, Promotionsthema Lebensdauerorientierte Dimensionierung von Freiläufen, bis 01/2007 Leiter Maschinenentwicklung Paul Hartmann AG Heidenheim, seit 1.2.2007 Universitätsprofessor und Institutsdirektor des IMW. lohrengel@imw.tu-clausthal.de

Mänz, Tobias: Jahrgang 1982, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 6.4.2009 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. maenz@imw.tu-clausthal.de

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

Nangue, Arnaud: Jahrgang 1981, Studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU München, TU Clausthal und an der Universidad de Oviedo, seit 04.01.2010 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. nangue@imw.tu-clausthal.de

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

Shen, Long Jiang: Jahrgang 1979, studierte Maschinenbau an der Jiaotong Universität Ostchinas (Bachelor) und an der Universität Südzentralchinas (Master), seit 1.10.2008 Stipendiat am IMW. shen@imw.tu-clausthal.de

Siemann, Eric: Jahrgang 1978, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.5.2007 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. siemann@imw.tu-clausthal.de

Stahr, Konrad: Jahrgang 1981, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.5.2009 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. stahr@imw.tu-clausthal.de

Thoden, Daniel: Jahrgang 1977, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.7.2006 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. thoden@imw.tu-clausthal.de

Wächter, Martina: Jahrgang 1959, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.4.1985 wissenschaftliche Mitarbeiterin am IMW. waechter@imw.tu-clausthal.de

So finden Sie das IMW



Aus Richtung Hannover / Hamburg:

A7 bis Ausfahrt **Seesen** → An der Ampel rechts; nach ca. 1,5 km links auf die vierspurige **B243**

B243 an der Ausfahrt **Clausthal-Zellerfeld**, **Braunlage** verlassen auf die **B242**

B242 → Richtung Ortsteil Zellerfeld abbiegen

Im **Ortsteil Zellerfeld** rechts auf die **B241** einbiegen → nach lang gezogener Linkskurve in den Kreisverkehr einbiegen → auf rechter Spur dem Verlauf der **B241** folgen und den Kreisverkehr verlassen → nach ca. 100 m rechts die Robert-Koch-Straße einbiegen.

Das IMW befindet sich nach ca. 400 m (zwei Querstraßen) auf der rechten Seite.

Aus Richtung Göttingen/Kassel:

A7 bis Ausfahrt **Northeim-Nord** → **B3** bis **Northeim**; in Northeim Umgehungsstraße zur **B247** → **B247** Richtung **Katlenburg** / **Duderstadt**

In **Katlenburg** auf die **B241** Richtung **Osterode** abbiegen.

Am **Ortseingang Osterode** auf die **B243** Richtung Herzberg. Nach ca. 500 m Ausfahrt **Goslar** / **Clausthal-Zellerfeld** abfahren → **B241** Richtung Clausthal-Zellerfeld

Nach **Ortseingang Clausthal-Zellerfeld** der Hauptstraße folgend rechts abbiegen → an T-Einmündung (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 befindet sich nach ca. 250 m auf der linken Seite.

