

Mitteilungen aus dem
Institut für Maschinenwesen
der
Technischen Universität Clausthal
Nr. 45
(Dezember 2020)

Herausgeber:

Prof. Dr.-Ing. Armin Lohrengel

Redaktion und Layout:

Dr.-Ing. Günter Schäfer, Dennis Kaczmarek M. Sc.

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:

Das Ergometer im Biomechaniklabor des IMWs. Mit diesem werden biomechanische Untersuchungen zur Sitzposition vom Fahrradfahrern durchgeführt.

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

Inhaltsverzeichnis

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

A: Konstruktion und Berechnung von Maschinenelementen

<i>Stromberg, H.; Klügel, N.; Lohrengel, A.:</i> Gewinde unter Querzug	5
<i>Martinewski, V.; Lohrengel, A.:</i> Spannungsverlauf eines Volumenelements im Freilauf-Wälzkontakt ..	19
<i>Stök, M.; Schulz, M.; Lohrengel, A.:</i> Simulation des Seil-Seil-Kontaktes im Kreuzungsbereich der Mehr- lagenwicklungen für kunststoffumantelte Drahtseile	23
<i>Schäfer, G.:</i> Aktuelles aus der Zahnwellen-/Passverzahnungsnormung	31
<i>Mörz, F.; Schäfer, G.:</i> Fertigungseinfluss auf das Füge- und Übertragungsverhalten von Rändelpressverbindungen	35

B: Konstruktionsmethodik und rechnerunterstützte Produktentwicklung

<i>Kaczmarek, D.; Lohrengel, A.:</i> Schnelle Produktevolution mit Hilfe hybrider Simulationstechniken - Produktneuentwicklung	49
<i>Prumboh, M.; Lohrengel, A.:</i> Vergleich von FE-Lösungsmethoden für die Simulation von Schneid- und Reißprozessen	63

C: Systementwicklung, Versuchstechnik und Maschinenakustik

<i>Mörz, F.; Schäfer, G.:</i> Experimentelle Ermittlung der Nabenaufweitung an torsionsbelasteten Rändelpressverbindungen	73
<i>Heinrich, C.; Lohrengel, A.:</i> Erweiterung des Megawatt-Verspannprüfstands um einen Hoch- drehzahlbereich	83
<i>Maume, E.; Lohrengel, A.:</i> Das Biomechanik Labor	85

<i>Rehmet, R.; Lohrengel, A.:</i> Simulation des akustischen Absorptionsverhaltens im Raum anhand von Labormaßstabsergebnissen	89
--	----

D: Hochschule und Kontakte

<i>Losch, M.; Lohrengel, A.:</i> Herausforderungen des digitalen Semesters	97
<i>Rehmet, R.; Kaczmarek, D.; Lohrengel, A.:</i> Neuer Internetauftritt des Instituts für Maschinenwesen	101
<i>Wallat, P.; Lohrengel, A.:</i> Techniker2Bachelor, Anerkennung von Leistungen für die persönliche Weiterbildung	105
<i>Wallat, P.; Lohrengel, A.:</i> Circular sPrint dezentrale Produktentwicklung in Europa für die Kreis- laufwirtschaft mit Hilfe von 3D Druck	109
<i>Rehmet, R.; Lohrengel, A.:</i> openTUCreate –Werkstatt für Studierende, Schüler, Firmen und Raum für Gründungen	113

Ausstattung etc.

Technische Ausrüstung, Kooperationsangebote und Forschungs- schwerpunkte des Institutes	117
Veröffentlichungen des Institutes seit dem 01.01.2012	122
Erschienene Institutsmitteilungen seit 2007	133
Autoren	136
Anfahrt	138

Vorwort

Liebe Freunde des Instituts für Maschinenwesen,

nichts ist zurzeit so, wie es sonst immer war. Am Ende eines Jahres blickt man üblicherweise gerne zurück, aber dieses Jahr ist so ungewöhnlich verlaufen, dass es jede Vorstellungskraft übersteigt. Mit dem überfallartigen Auftreten der Pandemie waren wir alle von heute auf morgen gezwungen, den sonst so wichtigen und gewohnten zwischenmenschlichen Kontakt extrem einzuschränken.

Vorlesungen, Rechenübungen, Konstruktionsübungen, Arbeitskreissitzungen, Projekttreffen, Tagungsteilnahmen, Institutsbesprechungen und nicht zuletzt das ganz gewöhnliche Miteinander am IMW wie der Gang in die Werkstatt oder das morgendliche Treffen im Kaffeeraum, all diese kommunikativ eingeübten Rituale mussten verändert werden und sich den erforderlichen Regeln der Corona Pandemie unterordnen.

Und am Ende konnte man einerseits feststellen, dass die Arbeitsbereitschaft auch unter diesen schwierigen Bedingungen wiederhergestellt werden kann. Andererseits muss man einschränkend feststellen, dass diese Art der Kommunikation nicht die Lösung für die in diesen Zeiten so oft beschworene digitale Zukunft sein kann.

Bei so viel Trübsal stellt die Ihnen analog vorliegende Institutsmitteilung daher vielleicht ein kleines Stück Gewohnheit dar. Auf jeden Fall sagen wir Ihnen damit ein herzliches Dankeschön für die angenehme Zusammenarbeit.

Auch wenn einzelne Teilbereiche unserer Lehrveranstaltungen und Prüfungen schon vor Corona in digitaler Form absolviert wurden, so hat uns die rein digitale Durchführung sämtlicher Lehrveranstaltungen zu Beginn des Sommersemesters vor unglaublich große Herausforderungen gestellt.

Innerhalb von nur wenigen Wochen wurden komplette Lehrveranstaltungen mühselig umgestaltet. Diese wurden dann noch kurzfristig vor Semesterbeginn in aufwändigen Stresstests erprobt und letztlich unter großen Anstrengungen und Nachbesserungen „on the fly“ auch erfolgreich durchgezogen. Mein großer Dank gilt dabei an die vielen kompetenten Kollegen, den „Digital Natives“, die sich sehr selbständig und mit großem Elan an die Umsetzung gemacht haben und es mit viel Herzblut am Ende auch hinbekommen haben.

Um sich nicht gänzlich im digitalen Angebot zu verlieren und um den Studierenden, von denen viele inzwischen wieder nahezu isoliert von Zuhause aus „studieren“, zumindest ansatzweise eine Struktur für einen gewöhnlichen Tagesablauf bieten zu können, haben wir uns dazu entschlossen, Vorlesungen und Übungen nach wie vor „live“ zu den üblichen Zeiten und nicht als reine Aufzeichnung stattfinden zu lassen. Der Bericht von Frau Losch gibt Ihnen dazu einen sehr guten Einblick.

Und selbstverständlich haben wir die anstehenden Forschungsaufgaben bearbeitet. Das Titelbild zeigt z. B. unser neu entstandenes Forschungsergometer. Darüber hinaus haben wir die Prüfkapazitäten bei 15.000 U/min und im 1 Megawatt

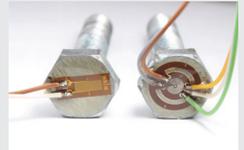
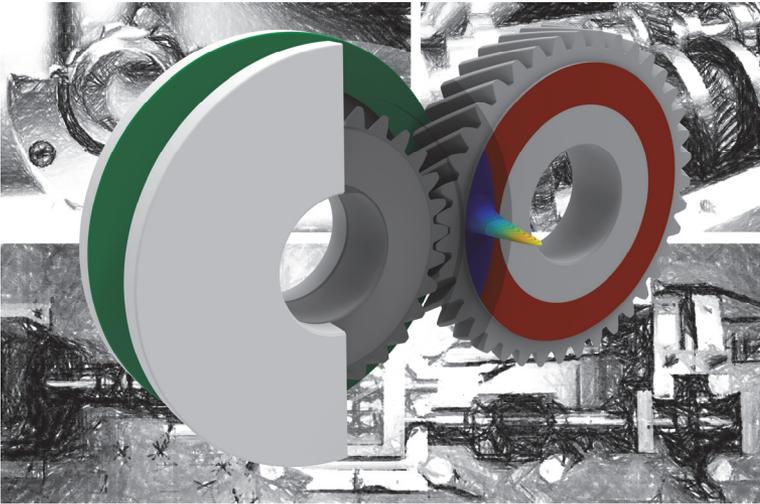
Leistungsbereich erweitert. Außerdem wurde das „Open“ TU Create Labor als Raum für Gründer eingerichtet. Auch im Bereich der EU Forschung, der Kupplungen, der Welle-Nabe-Verbindungen, Druckkamm lagerungen und der Circular-Economy sowie der KI-basierten Konstruktion sind wir sehr gut vorangekommen. Weitere ausführliche Informationen dazu finden Sie in den detaillierten Berichten im Heft.

Die Mannschaft des IMW hat sich im vergangenen Jahr deutlich vergrößert. Neu an Bord gekommen sind Frau Maume, Herr Raddatz, Herr Klügel und Herr Schuhmacher. Herzlich willkommen!

Wir als IMW-Mannschaft wünschen Ihnen nun ein gesegnetes Weihnachtsfest und ein gesundes und hoffentlich wieder ganz gewöhnliches Jahr 2021.

A handwritten signature in black ink, appearing to read "A. Cohnen". The signature is written in a cursive, flowing style.

A



Konstruktion und Berechnung von Maschinenelementen

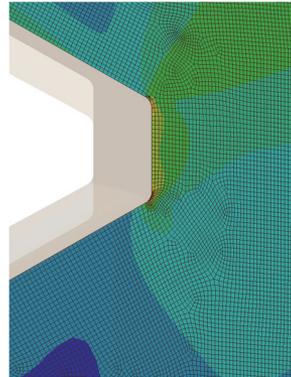


Gewinde unter Querzug

Stromberg, H.; Klügel, N.; Lohrengel, A.

Für Zug-Belastungen quer zu einem Innengewinde kann die Vorspannung der Schraube eine bisher nicht beschriebene schädliche Wirkung haben, die an einem Beispiel untersucht wird.

For tension loads perpendicular to an internal thread, preloading of the bolt can have a harmful effect, which has not been described yet. This effect is examined with an example.



Auslegung von Schraubenverbindungen unter Querzug

Für die Auslegung von Schraubenverbindungen stehen mit der VDI 2230 /1/, /4/ und der DIN EN 1993-1 (Eurocode 3) /2/, /3/ zwei wesentliche Regelwerke zur Verfügung. Die VDI 2230 dient zur Berechnung von Schrauben im Maschinenbau. Daher ist die Richtlinie auf die Berechnung hoch vorgespannter Schrauben beschränkt.

Sie erlaubt die systematische Berechnung von Einschrauben- und Mehrschraubenverbindungen /1/, /4/. Der Eurocode 3 hat seinen Ursprung im Stahlbau. Daher ist die Anwendung auf Schrauben ab der Größe M12 beschränkt /5/, erlaubt aber im Gegensatz zu der VDI 2230 die Berechnung nicht vorgespannter Schraubenverbindungen.

Scherbeanspruchungen werden in beiden Richtlinien unterschiedlich berücksichtigt. Die VDI 2230 /1/ setzt voraus, dass die Klemmkraft zwischen den verspannten Bauteilen groß genug ist, um eine reibschlüssige Übertragung der Kräfte zu gewährleisten. Kann die Anforderung nicht erfüllt werden, weil etwa ein selbsttätiges Lösen der Schraubenverbindung nicht ausgeschlossen werden kann, ist ein Nachweis der Sicherheit gegen Abscheren zu führen. Sofern die Mindestabstände zum Rand und zwischen den Schrauben eingehalten sind, ist die Schraube das kritische Element der Verbindung. Die zulässige Scherkraft bei gegebener Sicherheit S_A errechnet sich mit dem Scherquerschnitt in der Trennfuge A_τ und der Scherfestigkeit der Schraube τ_B nach Gleichung 1.

$$F_{QzulS} = \frac{A_\tau \cdot \tau_B}{S_A} \quad 1$$

Befindet sich das Gewinde in der Scherfuge, entspricht der Scherquerschnitt dem Spannungsquerschnitt A_S . Befindet sich der Schraubenschaft in der Scherfuge, ist der Schaftdurchmesser einzusetzen.

Neben dem Abscheren der Schraube, besteht die Möglichkeit des Versagens der verspannten Teile durch den Lochleibungsdruck. Um eine plastische Verformung zu verhindern, kann mit der Dehngrenze der Platten $R_{P0,2P}$, sofern diese geringer als die der Schrauben ist, die zulässige Querkraft bei der Sicherheit S_L bestimmt werden.

$$F_{Qzul} = \frac{h \cdot d_\tau \cdot R_{P0,2P}}{S_L} \quad 2$$

Sofern es sich um eine hochvorgespannte Verbindung handelt, kann die zulässige Scherkraft unter Bezug auf /2/ um den Faktor 2,5 erhöht werden. Der Durchmesser d_τ bezeichnet den zum Scherquerschnitt gehörigen Durchmesser. Wenn eine einschnittige Verbindung mit nur einer Schraube ausgeführt oder der erforderliche Abstand zum Ende der Verbindung nicht eingehalten ist, wird die zulässige Querkraft halbiert.

Der Eurocode 3 /2/ teilt scherb belastete Schraubenverbindungen in drei Kategorien ein. Kategorie A umfasst nicht vorgespannte Scher-/Lochleibungsverbindungen. Sie werden lediglich gegen Abscheren der Schrauben und Lochleibung ausgelegt. In Kategorie B werden gleitfeste Verbindungen im Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit einsortiert. Sie entsprechen den hochvorgespannten Schrauben der VDI 2230 /1/. Die Schraubenverbindungen der Kategorie B werden ebenfalls gegen ein Gleiten der verspannten Bauteile ausgelegt. Die Bemessungswerte der Schertragfähigkeit und des Lochleibungswiderstands aus Kategorie A sind ebenfalls einzuhalten. Gleitfeste Verbindungen im Grenzzustand der Tragfähigkeit werden in Kategorie C eingeteilt. Im Unterschied zu Kategorie B erfolgt kein Nachweis gegen ein Abscheren der Schrauben. Stattdessen erfolgt ein Nachweis gegen eine plastische Verformung der verspannten Teile mithilfe des Nettoquerschnitts im kritischen Schnitt durch die Schraubenlöcher.

Der Nachweis gegen ein Abscheren der Schrauben erfolgt ähnlich der VDI 2230 /1/. Die zulässige Scherkraft (Bemessungswert) errechnet sich nach Gleichung 3.

$$F_{v,Rd} = \frac{A \cdot \tau_B}{\gamma_{M2}} \quad 3$$

Die Wahl der Querschnittsfläche wird vom Querschnitt in der Scherfuge bestimmt. Für den Sicherheitsfaktor γ_{M2} empfiehlt der nationale Anhang /2/ den Wert 1,25. Auch der Nachweis gegen Lochleibung ist mit der VDI 2230 /1/ vergleichbar.

$$F_{b,Rd} = \frac{k_1 \cdot \alpha_b \cdot R_m \cdot d \cdot t}{\gamma_{M2}} \quad 4$$

Der Abminderungsfaktor α_b wird durch die Abstände der Schrauben untereinander und zum Rand in Krafrichtung bestimmt. Der Faktor k_1 beträgt maximal 2,5. Eine Abminderung erfolgt bei geringen Abständen quer zur Krafrichtung. Sind die Abstände der Schrauben groß genug, unterscheidet sich die Berechnung zur VDI 2230 lediglich in dem Sicherheitsfaktor und darin, dass gegen die Zugfestigkeit R_m statt der Dehngrenze $R_{P0,2}$ ausgelegt wird. Für einen detaillierten Vergleich der beiden

Richtlinien bei der Berechnung querbeanspruchter Schraubenverbindungen wird auf /6/ verwiesen.

Bestimmung der Scherfestigkeit von Schrauben

Die Gefahr der Lochleibung sinkt mit der Stärke der verspannten Bauteile. Daher wird nach VDI 2230 /1/ unter der Bedingung gleicher Sicherheitsfakoren gegen beide Versagensarten die Scherfestigkeit der Verbindung durch die Schraube begrenzt, wenn für die Dehngrenze des schwächsten verspannten Materials gilt.

$$R_{p0,2P} > \frac{d_\tau \cdot \pi}{10 \cdot h} \cdot \tau_B \quad 5$$

Die nach /2/ empfohlene Erhöhung des zulässigen Lochleibungsdruckes wurde hierbei berücksichtigt. Damit ist nach VDI 2230 /1/ bei einem Verhältnis $d_\tau/h = 1$ das Abscheren der Schraube der Festigkeitsklasse 12.9 kritisch, wenn die verspannten Bauteile eine Dehngrenze von mindestens 226 MPa aufweisen. Daher ist für viele scherbelaastete Schraubenverbindungen im allgemeinen Maschinenbau die Scherfestigkeit der Schrauben das bestimmende Auslegungskriterium.

Sowohl im Eurocode 3 /2/, als auch in der VDI 2230 /3/ wird die Scherfestigkeit mithilfe des Scherfestigkeitsverhältnis τ_B/R_m aus der Zugfestigkeit der Schrauben bestimmt. Die verwendeten Verhältnisse der VDI 2230 entstammen u. a. den Untersuchungen von Thomala /7/. Die Verhältnisse wurden durch Zugversuche, sowie zweischnittige Scherversuche an ungekerbten Probestählen ermittelt. Es wurde eine Abnahme des Scherfestigkeitsverhältnisses mit steigender Zugfestigkeit im Bereich von 800 MPa bis 1400 MPa ermittelt.

$$\frac{\tau_B}{R_m} = 0,792 - 1,4 \cdot 10^{-4} R_m \quad 6$$

Eine Überprüfung des Einflusses des Gewindes auf die Scherfestigkeit erfolgt nicht. Im Eurocode 3 /2/ wird dagegen zwischen dem Gewinde oder dem Schaft in der Scherfuge unterschieden. Für den ungekerbten Schaft wird für Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 ein höheres Scherfestigkeitsverhältnis angegeben. Die genutzten Scherfestigkeitsverhältnisse sind durchgängig geringer als nach VDI 2230 /1/.

Statistisch abgesicherte Untersuchungen zum Scherfestigkeitsverhältnis wurden von Dörre u. a. durchgeführt /8/. Die Scherfestigkeitsverhältnisse wurden aus Zug- und Scherversuchen an Schrauben der Größe M8 bis M20 der Festigkeitsklassen 4.6 bis 10.9 ermittelt. Eine statistische Auswertung der 5%-Quantile ergibt für viele der untersuchten Kombinationen niedrigere Scherfestigkeitsverhältnisse als von der VDI 2230 empfohlen /8/. Zudem ist ein Einfluss der Verbindungsgestaltung erkennbar. Befindet sich das Gewinde in der Scherfuge führt dies bei hochfesten Schrauben ebenfalls zu einer Abnahme der Scherfestigkeit.

In Tabelle 1 werden die in /8/ empfohlenen Scherfestigkeitsverhältnisse mit den Angaben der VDI 2230 /1/ und des Eurocodes 3 /2/ verglichen. Die Angaben des

Eurocodes 3 nutzen die Festigkeitsreserven von Schrauben niedriger Festigkeit nicht aus, während die Scherfestigkeitsverhältnisse hochfester Schrauben nach der VDI 2230 überschätzt werden. Da die Zugfestigkeitswerte der Festigkeitsklassen teilweise deutlich überschritten werden, liegen die berechneten Scherfestigkeiten nach VDI 2230 in vielen Fällen trotz überschätzten Scherfestigkeitsverhältnisses auf der sicheren Seite /8/.

Tabelle 1: Scherfestigkeitsverhältnisse τ_B/R_m gängiger Schraubenklassen in der Literatur

Festigkeitsklasse		4.6	5.6	8.8	10.9	12.9
VDI-2230-1 /1/		0,70	0,70	0,65	0,62	0,60
Eurocode 3 /2/	Gewinde	0,60	0,60	0,60	0,50	-
	Schaft	0,60	0,60	0,60	0,60	-
Dörre mehrschnittig /8/	Gewinde	-	0,70	0,55	0,55	-
	Schaft	0,70	0,65	0,65	0,60	-
Dörre einschnittig /8/	Gewinde	-	0,65	0,50	0,50	-
	Schaft	0,65	0,60	0,60	0,55	-

Einfluss der Vorspannkraft

Ist die Vorspannkraft der Verbindung zu gering, treten bei wechselnder Querbelastung Verschiebungen auf, die zum selbsttätigen Lösen der Schraubenverbindung führen. Damit verbunden ist der Verlust der Vorspannung und eine erhöhte Dauerbruchgefahr /9/. Um dies zu verhindern ist eine ausreichend hohe Vorspannung der Schraubenverbindung erforderlich.

Um die größtmögliche Vorspannkraft zu erzielen, ist das Anziehen der Schrauben über die Streckgrenze hinaus möglich. Die Berechnung überelastisch angezogener Schrauben wurde in der letzten Ausgabe der VDI 2230 /1/ mit aufgenommen. Die drehwinkel- und streckgrenzengesteuerte Verfahren dienen zum Anziehen der Schrauben in diesem Bereich. Vorteil dieser Verfahren ist neben der hohen Vorspannkraft eine geringe Streuung der Montagevorspannkraft, da sich das Überschreiten der Streckgrenze gut detektieren lässt, bzw. der Einfluss einer Drehwinkeländerung auf die Vorspannkraft im plastischen Bereich gering ist.

Untersuchungen zum Einfluss einer überelastischen Schraubenvorspannung auf die Dauerfestigkeit wurden von Thomala durchgeführt /10/. Es wurde die Dauerfestigkeit von M10 Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 unter verschiedenen Vorspannungszuständen verglichen. Bei überelastisch vorgespannten Schrauben wurde bei schlussgewalzten Schrauben eine Abnahme der Dauerfestigkeit um 40% gegenüber einer im elastischen Bereich vorgespannten Schraube (70% $R_{p0,2}$)

festgestellt. Auffällig ist eine geringere Abnahme der Dauerfestigkeit bei schlussvergüteten Schrauben sowie eine Steigerung bei einer anschließenden Entlastung auf ein geringeres Vorspannniveau. Die festgestellte Steigerung der Dauerfestigkeit wird lastinduzierten Druckeigenstressungen zugeschrieben, die sich den fertigungsinduzierten Eigenspannungen überlagern. Begründet wird dies durch den Vergleich schlussgerollter und schlussvergüteter Schrauben, die nach einem überelastischen Anziehen ähnliche Dauerfestigkeitswerte erreichen /10/.

Ungeklärt ist, welchen Einfluss die Schraubenvorspannkraft und ein Anziehen im überelastischen Bereich auf die Scherfestigkeit von Gewinden hat. Sowohl die Untersuchungen von Dörre /8/, als auch die in die VDI 2230 aufgenommenen Untersuchungen von Thomala /7/ beinhalten lediglich reine Zug- und Scherversuche zur Ermittlung des Scherfestigkeitsverhältnisses für den Nachweis der Scherfestigkeit der Schrauben. Die VDI 2230 /1/ verweist darauf, dass die Vorspannkraft während des Abscherens der Schrauben abgebaut wird, weshalb diese beim Nachweis der Sicherheit gegen Abscheren unberücksichtigt bleibt. Der Eurocode 3 /2/ berücksichtigt ebenfalls keine Schraubenvorspannung beim Nachweis gegen Abscheren der Schrauben. Einzeluntersuchungen an nicht metrischen Schrauben für den Flugzeugbau zeigen, dass die Vorspannkraft keinen Einfluss auf die Scherfestigkeit von Schraubenverbindungen hat /11/, was für die Annahmen in der VDI 2230 und dem Eurocode 3 spricht.

Dynamische Scherbeanspruchung

Die Bemessung dynamisch beanspruchter Schraubenverbindungen in der VDI 2230 /1/ und dem Eurocode 3 /3/ erfolgt nach dem Nennspannungskonzept, die zugrundeliegende Wöhlerlinie entstammt in beiden Fällen dem Eurocode 3. Die dauerfest ertragbare Amplitude der Schubspannung τ_D beträgt in beiden Fällen 23 MPa, wobei zu beachten ist, dass die Auslegung lediglich für Passschrauben oder Schaftschrauben mit dem Schaft im Bereich der beanspruchten Trennfuge gilt /1/, /3/. Befindet sich das Schraubengewinde in der Scherfuge, lässt sich nach beiden Regelwerken kein Nachweis der Ermüdungsfestigkeit führen.

Im Gegensatz zu einer axialen Beanspruchung wurden zu querbelasteten Schraubenverbindungen nur wenige Untersuchungen der Ermüdungsfestigkeit durchgeführt. Ein wesentlicher Unterschied zu axial beanspruchten Schrauben ist die Lage des höchstbeanspruchten Bereichs der Schraube. Für axial beanspruchte Schraubenverbindungen ist dies aufgrund der hohen Kerbwirkung der erste tragende Gewindegang /9/. Dagegen bewirkt die Querverschiebung der Schraube bei Querkraft ein überlagertes Biegemoment. Dieses ist am Schraubenkopf am größten. Durch die Überlagerung der Biegespannung und der Kerbwirkung variiert der Ort des Anrisses mit der Lasthöhe. Dieses nichtlineare Verhalten stellt ein besonderes Problem bei der Auswertung querbelasteter Schwingversuche dar /12/.

Versagen des Innengewindes unter Querzug

Es sind Schadensfälle aus der industriellen Anwendung bekannt, in denen korrekt dimensionierte Schraubenverbindungen aus dem Innengewinde heraus gerissen sind. Die beschriebenen Schadensfälle haben gemeinsam, dass das Innengewinde in Querrichtung zugbelastet wird. Dieser Spannungszustand tritt z.B. an Deckeln von Druckbehältern auf. Hier wirkt die Tangentialspannung des Behälters quer im Innengewinde (vgl. Abb. 1).

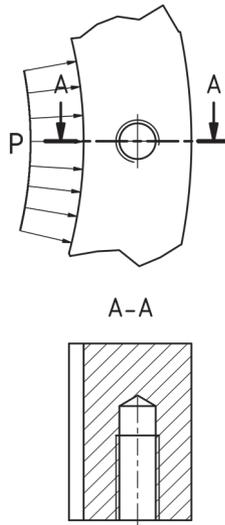


Abbildung 1: Beispiel für Innengewinde unter Querzug

Versagensfälle wie diese können also mit den bisher dargestellten Auslegungskriterien nicht erfasst werden. Im Folgenden wird ein simulativer Ansatz zur Bewertung der Gefährdung einer Verbindung dargestellt. Die bisher getätigten Untersuchungen dienen primär der Schadensanalyse und haben daher nicht den Anspruch einer Auslegungsrichtlinie, sie weisen aber auf mögliche Lücken in den bestehenden Regelwerken hin, da die genannte Problematik dort nicht diskutiert wird.

Als Rissausgangsort kommen die Kerbe im Grund des Innengewindes sowie die Spitze des Sackloches in Frage. Beide Kerben haben keine genormten Radien und können daher beliebig scharf ausgeführt sein. Daher muss bei jeder Betrachtung der Fragestellung die beim angewandten Fertigungsverfahren entstehende Geometrie untersucht werden. In üblichen Fertigungsverfahren entsteht ein um Größenordnungen größerer Radius in der Spitze des Sackloches, weshalb im Folgenden diese Kerbe vernachlässigt wird. Beim Übertragen der Vorgehensweise auf andere Geometrien muss die Kerbe an der Bohrungsspitze aber ggf. auch betrachtet werden.

Ermittlung der Kerbgeometrie

Die Geometrie von metrischen Innengewinden wird von DIN 13-1 /13/ festgelegt. Der kritische Bereich des Innengewindes ist in Abb. 2 durch einen gepunkteten Kreis markiert. Aus der Abbildung, die der Norm entnommen wurde ist ersichtlich, dass die kritische Kerbe gemäß der Norm ein scharfer Innenwinkel ist. Daher muss die real vorliegende Geometrie anhand von Fertigungsproben untersucht werden.

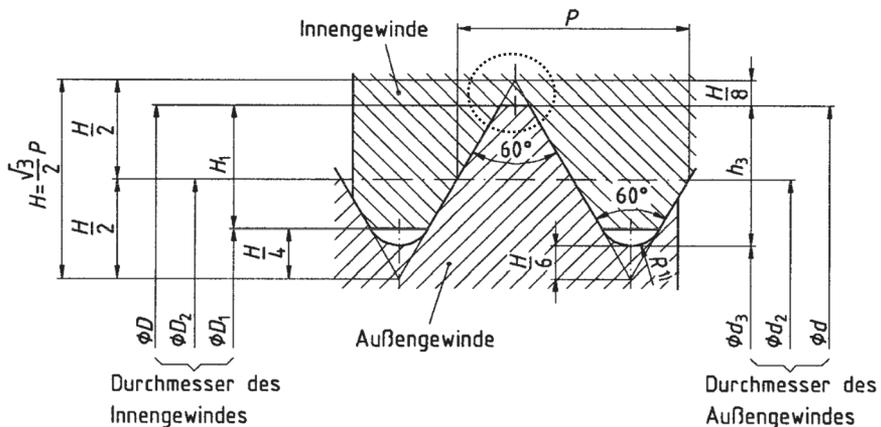


Abbildung 2: Bemaßung von Gewinden nach DIN 13-1 /13/

Zu diesem Zweck werden Proben gefertigter Innengewinde in der Lage von Schnitt A in Abb. 1 aufgetrennt, sodass die Schnittfläche des Innengewindes betrachtet werden kann. Die Proben wurden mit einer Drahterodiermaschine geöffnet, um Kaltverformung der Gewindegeometrie beim Schneiden zu vermeiden.

Durch die Vermessung der geöffneten Probe mit einem Messmikroskop kann die reale Kerbgeometrie bestimmt werden. Von der beschriebenen Probe wurden Messungen an 16 Radien des Innengewindes durchgeführt. Hierbei wurde ein Mittelwert von $27 \mu\text{m}$ für den Kerbradius ermittelt. Auf der Schnittfläche sind Flüssigkeitsrückstände aus dem Trennprozess zu erkennen.

Es ist zu beachten, dass dieser Wert für die Gewindegröße keine Allgemeingültigkeit besitzt, da alle betrachteten Gewindegänge mit demselben Werkzeug in einem Verschleißzustand gefertigt wurden. Bis eine breiter angelegte Untersuchung der Radien vorliegt, muss für jeden zu untersuchenden Fall das Gewinde vermessen werden. Eine groß angelegte Untersuchung anderer Gewindegrößen sollte in diesem Zuge ebenfalls durchgeführt werden.

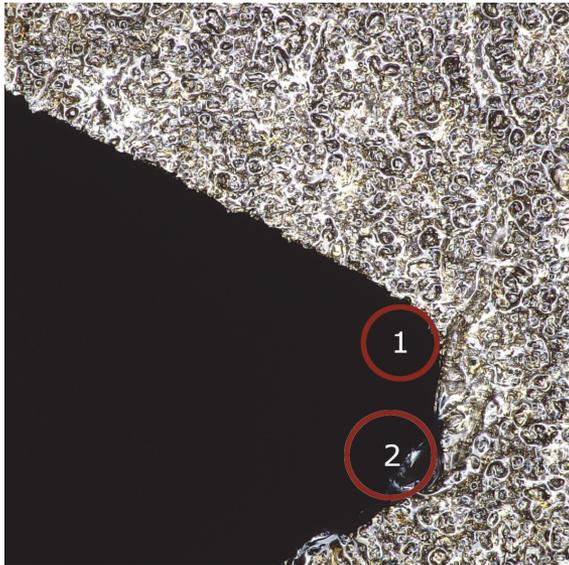


Abbildung 3: Geöffnetes M20 Innengewinde

Simulationsaufbau

Um den Spannungszustand im Innengewinde zu untersuchen wird eine Finite-Elemente-Simulation des Bauteils durchgeführt. Die vermessenen Gewinde sind in einen Ring mit 510 mm Außendurchmesser geschnitten. Damit ist die zu untersuchende Kerbe 5 Größenordnungen kleiner als die Packmaße des Bauteils. Um die Kerbe hinreichend fein zu vernetzen werden schätzungsweise 10 Elemente auf der Kante des Radius benötigt. Auch wenn das Netz hier lokal verfeinert wird, führt dies für ein Modell mit den genannten Gesamtabmaßen zu einer nicht mehr praktisch lösbaren Anzahl von Elementen. Daher wird ein Submodellierung Ansatz gewählt. Hierbei wird zunächst das Gesamtmodell mit einem verhältnismäßig groben Netz gelöst, dann die Kerbe freigeschnitten und feiner vernetzt. An den Modellgrenzen dieses feinerer vernetzten Modells werden dann die im Hauptmodell berechneten Verschiebungen als Randbedingungen angetragen. So kann eine hinreichende Feinheit des Netzes in der untersuchten Kerbe bei einer gleichzeitig behershbaren numerischen Problemgröße gewährleistet werden. Zudem können die Submodellstufen einfacher stukturiert vernetzt werden und liefern so exaktere Lösungen.

Im vorliegenden Fall werden drei Modellierungsstufen genutzt. Zunächst wird ein Sektormodell des betrachteten Ringes grob vernetzt (vgl. Abb. 4). Nachgelagert wird dann ein Modell eines Querschnittes durch das Gewinde untersucht (vgl. Abb. 5). Dann wird in der dritten Stufe der kritische Gewindegang untersucht (vgl. Abb. 6). Dies ist der letzte Gewindegang des Innengewindes.

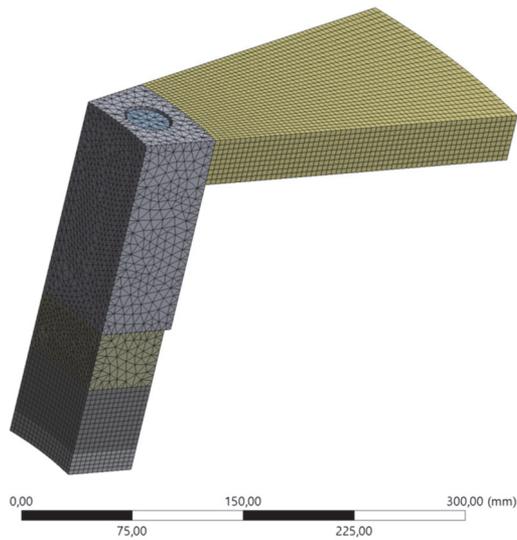


Abbildung 4: Hauptmodell mit 156.000 Knoten

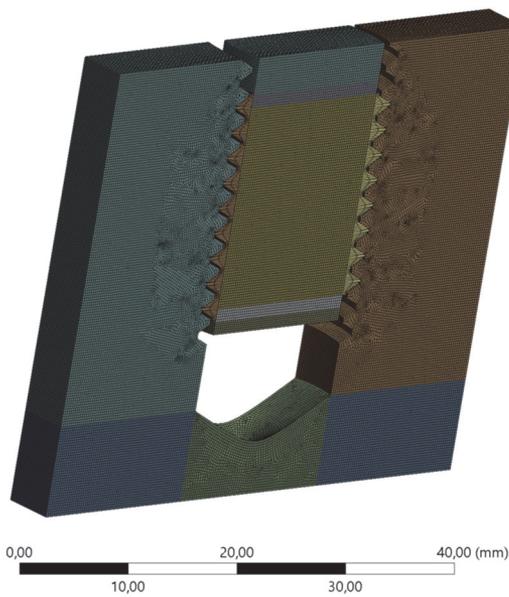


Abbildung 5: 1. Submodellstufe mit 156.000 Knoten

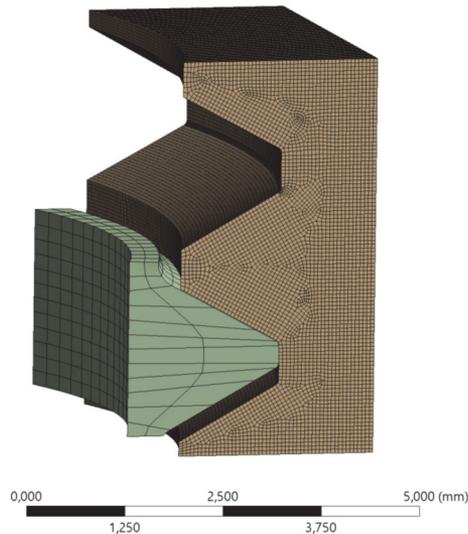


Abbildung 6: 2. Submodellstufe mit 1.720.000 Knoten

Das Außengewinde der Schraube wurde in der Simulation im letzten Gewindegang des Innengewindes abgebrochen, damit der erste tragende Gewindegang des Innengewindes vollständig innerhalb der Bohrung liegt. Wenn diese Vereinfachung nicht getroffen wird, kommt es am Auslauf des Innengewindes zu einer schlecht vernetzbaren Geometrie durch den spitz zulaufenden Keil des Innengewindes. Hier käme es zu einer nicht auswertbaren Singularität am Spannungsmaximum.

Der am 2. Submodell beteiligte Gewindegang des Außengewindes wird nur grob vernetzt, da er lediglich der Lasteinleitung dient. Diese Lasteinleitung wird gewählt, da die genutzte FEM Software Ansys Workbench 2019 R3 eine Submodellgrenze in einem Kontakt nicht zulässt.

In allen Modellen wurde der Ring mit Innengewinden mit einem plastischen Materialmodell realisiert. Die Streckgrenze liegt bei 1963 MPa. Die Steigung der plastischen Tangente wird aus Zugfestigkeit, Brucheinschnürung und Bruchdehnung bestimmt, indem zunächst die wahre Zugfestigkeit durch Kompensation der Brucheinschnürung bestimmt wird (Gleichung 7).

$$R_{mw} = \frac{R_m}{1 - Z} \quad 7$$

$$R_{mw} = \frac{2393 \text{ MPa}}{1 - 0,145} = 2799 \text{ MPa}$$

Die Steigung der plastischen Tangente ergibt sich dann als Differenzenquotient von wahrer Zugfestigkeit, Streckgrenze, Bruchdehnung und Dehnung an der Streckgrenze nach Gleichung 8 zu 12,85 GPa.

$$E_p = \frac{R_{mw} - R_e}{A - \frac{R_e}{E}} \tag{8}$$

$$E_p = \frac{2799 \text{ MPa} - 1963 \text{ MPa}}{0,074 - \frac{1963 \text{ MPa}}{220 \text{ GPa}}} = 12,85 \text{ GPa}$$

Die Spannungsauswertung in Abbildung 7 zeigt, dass die oben abgebildete Druckseite der Gewindeflanke plastifiziert, während die Spannung auf der Zugseite elastisch ertragen werden kann.

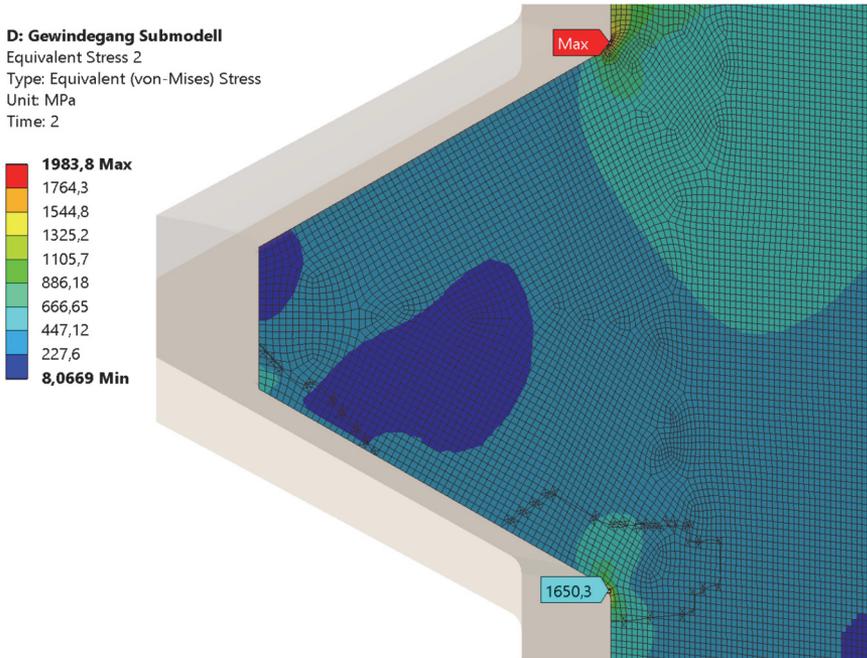


Abbildung 7: Von Mises Vergleichsspannung des 2. Submodells

Vorgehen zur Fehlerbetrachtung

Zur Beurteilung der Berechnungsgenauigkeit kann bei dem gewählten Submodell Ansatz eine einfache Konvergenzstudie keine nutzbare Aussage liefert, da die Fehler aller 3 Modelle und deren Auswirkungen auf das Endergebnis untersucht werden müssen. Hierbei wird in Anlehnung an die Fehlerfolgerechnung nach Gauß vorgegangen. Hierbei wird jeweils am feinsten Netz die Spannung abgelesen, während die beiden gröberen Netze der Fehlerbewertung dienen.

Für alle Modelle sollten drei Netzfeinheiten untersucht werden um die Konvergenzordnung zu bestimmen. Die Knotenzahl n der Feinheiten sollte zwischen den jeweiligen Stufen ein Verhältnis von 2 haben (vgl. Gleichung 9). Mit den bestimmten Konvergenzordnungen kann dann durch die Richardson-Extrapolation der Fehler der Ausgangsgrößen bestimmt werden. Falls die Konvergenzordnung nicht eindeutig bestimmbar ist, kann eine konservative Abschätzung auf Basis der Konsistenzordnung gewählt werden.

$$r \approx \frac{n_2}{n_1} \approx \frac{n_3}{n_2} \approx 2 \quad 9$$

$$p = \frac{\log \frac{\Phi_2 - \Phi_3}{\Phi_1 - \Phi_2}}{\log r}$$

Die Ausgangsgrößen Φ des Hauptmodells und des ersten Submodells sind die Verschiebungen. Die Ausgangsgröße des 2. Submodells ist die Spannung. Neben dem numerischen Approximationsfehler jedes Modells muss zudem die Auswirkung des Fehlers der aus dem vorgelagerten Modell übertragenen Größe auf das Ergebnis des jeweiligen Modells berücksichtigt werden. Zu diesem Zweck wird die Ableitung (a) der Ausgangsgrößen der beiden Submodelle nach ihren Eingangsgrößen berechnet.

Der relative Konvergenzfehler des Hauptmodells ergibt sich damit nach Gleichung 10 und kann mit Gleichung 11 in einen maximalen absoluten Fehler der berechneten Verschiebungen umgerechnet werden. Für die Submodelle wird in den Gleichungen 12 und 13 analog vorgegangen, aber zusätzlich der übertragene Fehler im zweiten Summand berücksichtigt.

$$\epsilon_{I,u} \approx \frac{\frac{|u_{I,1} - u_{I,2}|}{u_{I,1}}}{r_I^{p_{I,u}} - 1} \quad 10$$

$$u_{I,err} = \epsilon_{I,u} * u_{I,1} \quad 11$$

$$u_{II,err} = u_{II,1} * \epsilon_{II,u} + u_{I,err} * a_{II} \quad 12$$

$$\sigma_{III,err} = \sigma_{III,1} * \epsilon_{III\sigma} + u_{II,err} * a_{III}$$

13

Bei der Durchführung dieses Verfahrens zur Fehlerabschätzung an realen Beispielen wird deutlich, dass die Wahl des Netzes der vorgelagerten Modelle entgegen der unter Berechnungsingenieuren verbreiteten Meinung einen erheblichen Einfluss auf die Genauigkeit der gewonnenen Berechnungsergebnisse hat und daher ebenfalls mit großer Sorgfalt durchgeführt werden sollte. Im vorliegenden Fall wird der Gesamtfehler der maximalen Spannung zu ± 164 MPa berechnet.

Bewertung der Berechnungsergebnisse

Die Auswertung der Berechnungsergebnisse zeigt, dass die Von Mises Vergleichsspannung im Gewinde bereits beim Vorspannen der Schrauben in den plastischen Bereich geht und beim Betrieb des Bauteils nicht über diesen Wert hinaus geht (vgl. Abb. 8). Somit stellt sich die Frage des Versagensmechanismus im Bauteil. Hier kommt insbesondere der Effekt der kinematischen Verfestigung in Frage. Dieser beschreibt, dass die plastische Deformation eines Bauteils die Streckgrenze in Richtung der Belastung erhöht, aber in den beiden orthogonalen Richtungen vermindert. Somit kann keine einfache Aussage mehr zur Belastbarkeit des Bauteils quer zur eingebrachten plastischen Deformation getätigt werden.

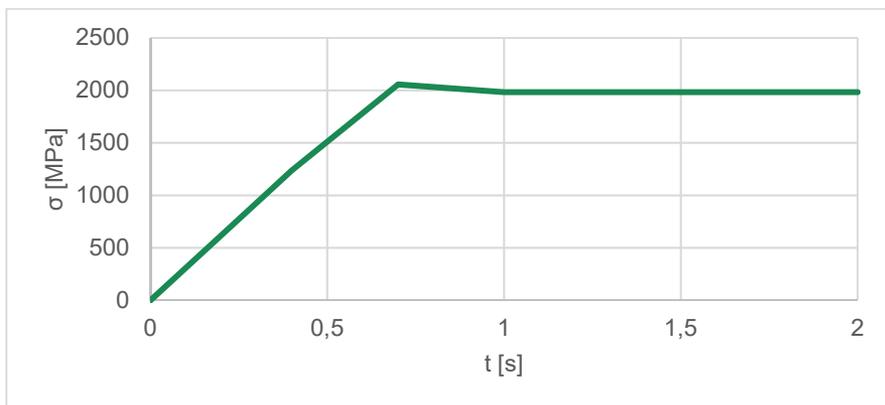


Abbildung 8: Belastungsverlauf über Simulationszeit

Die numerische Untersuchung zeigt in Zusammenhang mit dem Versagen der Bauteile in ihrer Nutzung das ein reales Risiko zur Überschätzung der Festigkeit von verschraubten Bauteilen mit Innengewinden quer zur Belastungsrichtung vorliegt, selbst wenn der Stand der Forschung konsequent angewandt wird. Das in der Literatur empfohlene plastische Vorspannen von Schrauben ist an dieser Stelle möglicherweise schädlich. Da das Rutschen einer Schraubenverbindung sicherer berechnet werden kann als die Folgen plastischen Vorspannens und Querkraft, sollten Vorspannkraft bei entsprechend gefährdeten Bauteilen so gewählt werden,

dass keine plastische Verformung im Innengewinde auftritt. Bestenfalls sollte die Konstruktion so angepasst werden, dass das Innengewinde durch eine Durchgangsbohrung ersetzt wird, deren Verhalten mit dem Stand der Technik sicher berechnet werden kann. Um einen wissenschaftlich fundierten und zuverlässigen Festigkeitsnachweis führen zu können, sollte die reale Geometrie von Innengewinden, sowie deren resultierende Kerbwirkung detaillierter erforscht werden.

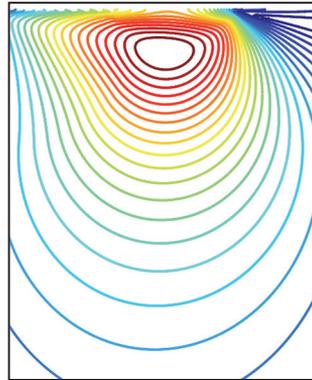
Literatur

- /1/ VDI-Richtlinie: VDI 2230-1: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen – Zylindrische Einschraubenverbindungen. Beuth-Verlag, 11.2015
- /2/ Norm: DIN EN-1993-1-8: Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten, Teil 1-8: Bemessung von Anschlüssen, Beuth-Verlag, 12.2010
- /3/ Norm: DIN EN-1993-1-9: Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten, Teil 1-9: Ermüdung. Beuth-Verlag, 12.2010
- /4/ VDI-Richtlinie: VDI 2230-2: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen – Mehrschraubenverbindungen. Beuth-Verlag, 12.2014
- /5/ Norm: DIN EN 14399-4: Hochfest vorspannbare Garnituren für Schraubverbindungen im Metallbau – Teil 4: System HV – Garnituren aus Sechskantschrauben und -mutter. Beuth-Verlag, 02.2015
- /6/ Hofmann, S.: Berechnung querbelasteter Schraubenverbindungen. Institutsmitteilungen Nr. 41, IMW Clausthal, S.5-20, 2016
- /7/ Thomala, W.: Beitrag zur Berechnung der Haltbarkeit von Schraubenköpfen mit Kraft-Innenangriff. VDI-Z 126.9, S.315-321, 1984
- /8/ Dörre et al.: Bewertung des Scherfestigkeitsverhältnisses für Schrauben festgelegter Festigkeitsklassen. Materialwissenschaft und Werkstofftechnik 50.4 S.382-404, 2019
- /9/ Kloos, K.H; Thomala, W.: Schraubenverbindungen – Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften, Handhabung. Springer-Verlag, Berlin, 2007
- /10/ Thomala, W.: Hinweise zur Anwendung überelastisch vorgespannter Schraubenverbindungen. VDI-Berichte 478, 1983
- /11/ Steeve, B.E.; Wingate, R.J.: Aerospace Threaded Fastener Strength in Combined Shear and Tension Loading. National Aeronautics and Space Administration (NASA Technical Memorandum, 217454), 2012
- /12/ Klöcker, M. et al: Dynamische Beanspruchbarkeit von querbelasteten Schraubenverbindungen. VDI-Berichte 2336, 2018
- /13/ DIN-Norm: DIN 13-1: Metrisches ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung - Teil 1: Nennmaße für Regelgewinde; Gewinde-Nenndurchmesser von 1 mm bis 68 mm. Beuth-Verlag, 11.1999

Spannungsverlauf eines Volumenelements im Freilauf-Wälzkontakt

Martinewski, V., Lohrengel A.

Der Freilauf ist ein Maschinenelement, welches die Funktion der richtungsabhängigen Drehmoment-Transmission erfüllt. Die Übertragung des Drehmoments erfolgt über das Abwälzen des Klemmelements zwischen den An- und Abtriebskomponenten. Für den Fall des Klemmrollenfreilaufs beträgt das überwälzte Volumen während dieses Wälzvorgangs in der Regel nur wenige Millimeter. Das gleiche Volumen wird sowohl in Belastungsrichtung als auch in Entlastungsrichtung beansprucht. In der Berechnung der Lebensdauer von Freiläufen wird angenommen, dass durch diesen Zustand das Volumen doppelt belastet wird. Werden die zeitlich abhängigen Spannungsverläufe einzelner Volumen unterhalb der Oberfläche betrachtet, ist zu erkennen, dass diese Annahme nicht für jedes Volumenelement gilt: einige weisen ein doppeltes Schwingenspiel je Belastung auf, andere wiederum nur ein einfaches Schwingenspiel. Es wird die Möglichkeit geboten die Beanspruchung des Materials unterhalb der Oberfläche für die Optimierung der Berechnungsansätze neu zu quantifizieren.



The freewheel clutch is a machine element that fulfills the function of direction-dependent torque transmission. The special geometry of the freewheel enables an almost friction-free overtaking operation. In the opposite direction of rotation a torque is transmitted through a frictional rolling process. The traveled distance of the roller during the loading and unloading process is generally only a few millimeters. When calculating the service life of freewheels, it is assumed that the volume underneath the rolling contact is rolled-over twice and thus a load cycle has also to be counted twice. Considering the time-dependent stress curves of individual volume elements, it can be seen that this assumption does not apply to every volume element. It is possible to re-quantify the subsurface-stresses for the calculation approaches.

Einleitung

Der Freilauf wird im industriellen Umfeld verwendet, wenn die Aufgabe der richtungsabhängigen Drehmomentübertragung realisiert werden soll. Durch die spezielle Bauweise wird eine nahezu reibungsfreie Überholfunktion und in umgekehrter Drehrichtung das Übertragen eines Drehmoments gewährleistet. Während des Wälzvorgangs in Sperrichtung treten hohe Belastungen auf, die zu hohen Beanspruchungen der beteiligten Freilaufkomponenten (Abbildung 1) führen. Im speziellen Fall der Klemmrollenfreiläufe beträgt die Länge des Wälzweges nur einige wenige Millimeter. Dies hat zur Folge, dass nur ein kleiner Volumenbereich diesen hohen Beanspruchungen standhalten muss. In der Dimensionierung der Freiläufe wird dieser Zustand berücksichtigt, in dem für einen Wälzvorgang die doppelte Anzahl Lastwechsel gezählt wird (/1/). Hintergrund ist die Verdopplung des überrollten Volumens, welche in der Lagertheorie einen zentralen Bestandteil der Lebensdauerbetrachtung darstellt. Im Rahmen eines Forschungsvorhabens zum Thema Freiläufe wurde ein Simulationsmodell entwickelt, welches den Wälzvorgang eines Klemmrollenfreilaufs untersucht. Eine feine Vernetzung und die Möglichkeit, die Knoten für einzelne Zeitabschnitte auszulesen, haben zu der interessanten Erkenntnis geführt, dass einige der belasteten Volumenelemente durchaus die Annahme des doppelten Schwingspiels je Wälzvorgang bestätigen, andere wiederum nur mit einem Schwingspiel pro Belastung zu zählen wären.

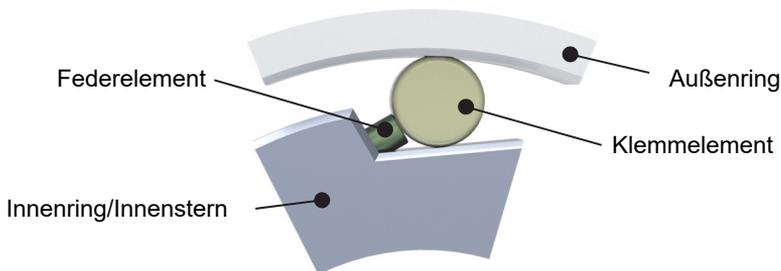


Abbildung 1: Freilaufkomponenten eines Klemmrollenfreilaufs.

Beanspruchungsverteilung des Wälzvorgangs.

Das Simulationsmodell besteht aus den zentralen, oben genannten Elementen des Freilaufs. Während der Innenstern mit einer fixierten Lagerung versehen wird, wird die Rotationsbewegung und damit die Last über den Außenring aufgebracht. Die Klemmrolle ($r_R = 4 \text{ mm}$) wälzt durch die Definition geeigneter Kontaktalgorithmen zwischen diesen beiden Komponenten ab, es resultiert die in Abbildung 2 dargestellte Spannungsverteilung der von-Mises-Vergleichsspannung unterhalb der Oberfläche des Innensterns, welcher aufgrund des kontraformen Kontakts höher beansprucht ist. Die maximal erreichte Hertzische Pressung beträgt 4500 Mpa .

Die Spannungsverteilung zeigt die jeweils für ein Volumenelement auftretenden Maxima während des Wälzvorgangs. Die Abrollbewegung findet von links nach

rechts statt. Dies ist auch an dem Auslauf des Spannungsmaximums hin zu niedrigeren x-Koordinaten zu erkennen, welcher den Beginn der Belastung und den damit verbundenen reduzierten Kontaktspannungen aufzeigt.

Das Maximum der Vergleichsspannung befindet sich in der Position $x = 4,16$ mm und $y = 25,63$ mm. Die Klemmrampenhöhe des hier berechneten Freilaufs in Bezug auf die Drehachse beträgt 25,82 mm, sodass sich das Spannungsmaximum in einer Tiefe von ca. 0,2 mm unterhalb der Oberfläche befindet.

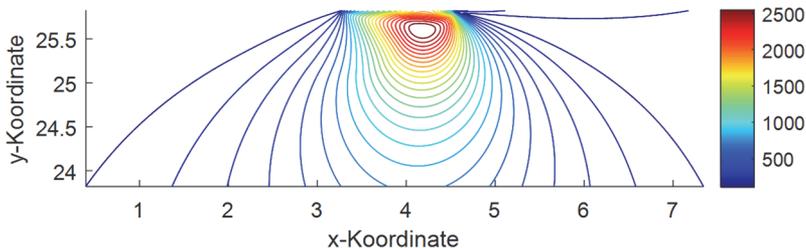


Abbildung 2: Beanspruchungsverteilung der von-Mises-Vergleichsspannung des Kontakts eines Klemmrollenfreilaufs ($r_R = 4$ mm, $p_{\text{Hertz,max}} = 4500$ MPa) je Knoten.

Zeitlicher Spannungsverlauf

Es wurde in einem nachgelagerten Post-Processing die Möglichkeit geschaffen, für jeden berechneten Knoten des Simulationsmodells die sich ergebenden Beanspruchungsgrößen einzeln auszuwerten. Für einen Wälzvorgang lassen sich hiermit nun die zeitlichen Spannungsverläufe eines Knotens bzw. eines diskretisierungsabhängigen Volumenelements darstellen, wie es in Abbildung 3 exemplarisch durchgeführt wurde.

Dargestellt ist der Verlauf des Vergleichsspannungsmaximums nach von Mises für den Wälzvorgang für einen Verdrehwinkel von $\varphi = 3,9^\circ$ zwischen Außen- und Innenring. Die Lastvorgabe erfolgte in 50 Lastschritten. Die vier dargestellten ausgewerteten Knoten befinden sich auf gleicher Höhe unterhalb der Oberfläche, weisen jedoch eine andere x-Koordinate auf, beschreiben demnach einen anderen Knoten des Volumens welches durch den Wälzvorgang beansprucht wird. Die x-Koordinaten sind für die Darstellung so gewählt, dass sowohl der Bereich zu Beginn des Wälzvorgangs als auch die Endlage berücksichtigt werden.

Es zeigt sich, dass die Knoten zu Beginn des Wälzvorgangs die bisherige Annahme stützen, dass der Wälzvorgang zu einer doppelten Belastung des überwälzten Volumens führt. Nähert man sich jedoch dem Spannungsmaximum, so verringert sich dieser Effekt immer weiter. Das Maximum der Beanspruchung unterhalb der Oberfläche baut sich während des Belastungsvorgangs langsam auf bis es sein Maximum erreicht. In der rückwärtigen Bewegung erfolgt eine Entspannung, sodass

kein weiteres Erreichen eines lokalen Maximums zu erwarten ist. Für Volumenelemente, die dieses Verhalten zeigen, ist nur ein Schwingenspiel zu zählen.

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass lediglich die Knoten unterhalb der Oberfläche ausgewertet worden sind. Die Oberflächenbeanspruchung weist natürlich einen entsprechend doppelt zu berücksichtigenden Verlauf durch die Verschiebung der Position der x-Koordinate der maximalen Kontaktpressung auf.

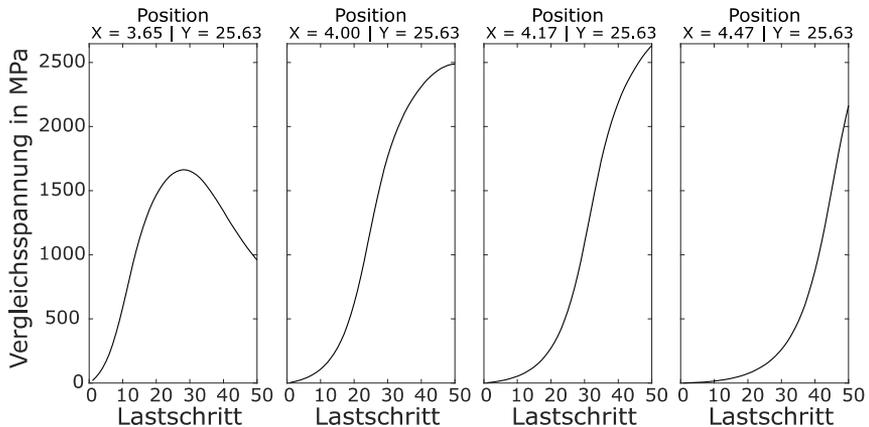


Abbildung 3: Zeitlicher Verlauf der Vergleichsspannung für einen vollen Belastungsschritt für verschiedene Volumenelement (50 Lastschritte für den kompletten Wälzvorgang)

Zusammenfassung

Die vorgestellten Verläufe zeigen, dass die zeitlich abhängigen Spannungsverläufe unterhalb der Oberfläche nicht pauschal mit dem zweifachen der Anzahl der Wälzvorgänge angenommen werden können. Betrachtet man die tatsächlich resultierenden Spannungsverläufe, so ist dieser Zustand in Abhängigkeit der Position des betrachteten Volumenelements zu differenzieren.

Die durch das erweiterte Post-Processing geschaffenen Möglichkeiten der Auswertung der Bauteilbeanspruchung eines Freilauf-Wälzkontakts bieten neue interessante Ansätze zur Bestimmung der Lebensdauer von Freiläufen.

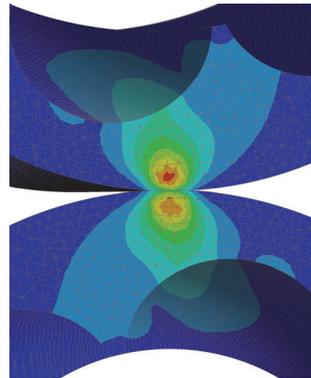
Literatur

- /1/ Welter, R., Peeken, H.: *Lebensdauer von Klemmkörperfreiläufen im Schaltbetrieb* Forschungsvorhaben Nr. 137 I, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Heft 319, Abschlussbericht, IGF-Nr. 6763, Frankfurt am Main 1990

Simulation des Seil-Seil-Kontaktes im Kreuzungsbereich der Mehrlagenwicklung für kunststoffummantelte Drahtseile

Stök, M.; Schulze, M.; Lohrengel, A.

Im Forschungsvorhaben LifetimeCoatedRope sind die Schäden an kunststoffummantelten Drahtseilen in der Mehrlagenwicklung experimentell und numerisch untersucht worden. Insbesondere die Abschnitte des Seils in den Kreuzungsbereichen der Seiltrommel erfahren eine erhebliche Schädigung. Zur Ermittlung der zulässigen Querkraft im Kreuzungsbereich, ist ein Modellversuch durchgeführt und in Simulationen nachgebildet worden. Es wurde überprüft, ob es mit einem linearen Materialmodell möglich ist, das Materialverhalten der Kunststoffummantelung nachzubilden, da ein lineares Materialgesetz die Berechnungszeit erheblich verkürzt und weniger Informationen für das Materialmodell notwendig sind.



In the research project LifetimeCoatedRope, the damage to plastic-coated wire ropes in multilayer spooling has been analysed in experiments and numerical Simulations. In particular the rope in the crossover section of the drum are considerable damaged. To determine the permissible lateral force in the crossover section, a model test has been carried out and simulated. It was checked whether it is possible to simulate the material behaviour of the plastic coating with a linear material model, since a linear material law considerably shortens the calculation time and less information about the material are required.

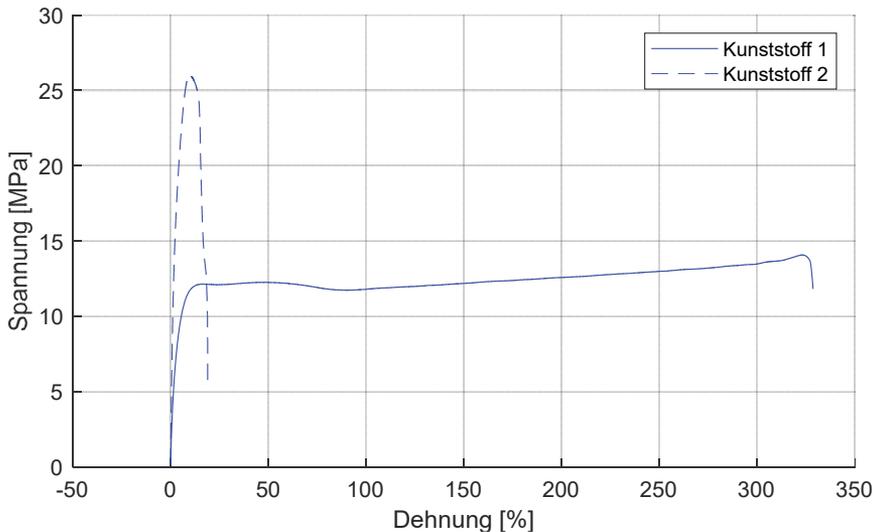
Die Kunststoffe

Zur Ummantelung des konventionellen Drahtseiles wurden zwei verschiedene Polyethylene verwendet. Grundlegend unterscheiden sich die Werkstoffe in ihrer Dichteigenschaft - ein Werkstoff mit hoher und ein Werkstoff mit niedriger Dichte. Optisch waren die Seile auf Grund der Kunststofffarbe zu unterscheiden. Die Benennung „Seilvariante 1“ bezeichnet den durchsichtigen/transparenten Kunststoff, „Seilvariante 2“ den schwarzen Kunststoff.

Die Eigenschaften der Kunststoffe wurden am Institut für Polymerwerkstoffe und Kunststofftechnik (PUK) der TU Clausthal in Zugversuchen nach DIN EN ISO 527- 1 /1/ bestimmt. Weitere für die Simulation relevanten Materialkennwerte wurden in verschiedenen Literaturen recherchiert. Die aus dem uniaxialen Zugversuch ermittelten Werkstoffkennwerte sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Die aufgenommenen Spannungs-Dehnungskurven sind in Abbildung 1 dargestellt.

Tabelle 1: Werkstoffkennwerte der beiden untersuchten Kunststoffe

	Kunststoff 1 PE niedriger Dichte	Kunststoff 2 PE hoher Dichte
Elastizitätsmodul Kunststoff	417 MPa	967 MPa
Zugfestigkeit	13,7 MPa	25,3 MPa
Bruchspannung	12,7 MPa	8,29 MPa
Dehnung bei Zugfestigkeit	300 %	10 %
Nominelle Bruchdehnung	-	18 %
Querdehnungszahl	0,48 /2/,/3/	0,38 /2/,/3/

**Abbildung 1:** Experimentell ermittelte Spannungs-Dehnungskurven der Kunststoffe 1 und 2

Kunststoffe weisen drei Verformungsarten unter Belastung auf. Die elastische Verformung ist reversibel und beruht auf Abstandsänderungen von Atomen und Valenzwinkelverschiebungen. Dieser Anteil ist bei Kunststoffen sehr gering. Die zeitabhängige, reversible viskoelastische Verformung ist durch die Relaxationszeiten der Makromoleküle des Polymers gekennzeichnet. Der Werkstoff reagiert also zeitverzögert auf die äußeren Kräfte bis ein Gleichgewichtszustand erreicht ist. Mit zunehmender Belastung kommt es zu zeitabhängigen, irreversiblen, stark nicht linearen viskosen Verformungen /4/.

Viskoelastisches Materialverhalten hat sowohl die Eigenschaften einer viskosen Flüssigkeit als auch die eines elastischen Festkörpers. Daraus resultiert, dass es keinen direkten Zusammenhang zwischen der Spannung und der Dehnung gibt. Der viskose Anteil kann durch einen Dämpfer und der linear elastische Anteil durch eine Feder beschrieben werden. Das Maxwell-Modell ist die Reihenschaltung von Feder und Dämpfer und beschreibt den Relaxationsvorgang, also eine Abnahme der Spannung bei konstanter Dehnung. Eine bleibende Verformung des Kunststoffes bei Entlastung kann durch den Dämpferanteil in der Reihenschaltung realisiert werden. Die Parallelschaltung von Feder und Dämpfer ist das Kelvin-Voigt-Modell und beschreibt das Kriechverhalten, also die zunehmende Dehnung unter konstanter Last. Für eine hinreichend genaue Beschreibung von viskoelastischem Verhalten reichen die beiden einfachen, vorgestellten Modelle nicht aus. Für eine realistischere Beschreibung sind Kombinationen mehrere Federn und Dämpfer nötig /5/.

Das viele der mechanischen Eigenschaften von Kunststoffen zeit- und temperaturabhängig sind, stellt Konstrukteure vor Herausforderungen. Insbesondere gilt dies für eine Auslegung im nichtlinearen Bereich, in denen Thermoplaste, wie die zur Ummantelung genutzten Kunststoffe, häufig beansprucht werden. Solange die Beanspruchung jedoch noch nahe dem linearen Bereich liegt, ist eine Auslegung mit den Gesetzen der Elastizitätstheorie vertretbar /4/.

Der Festigkeitskennwert ist bei einer ausgeprägten Streckgrenze oder einem sprödem Trennbruch leicht zu bestimmen. Bei allen anderen Kunststoffen wird analog zur Dehngrenze $R_{p0,2}$ für Kunststoffe ebenfalls eine Ersatzstreckgrenze bei einer Dehnung von 0,5 % definiert. Die 0,5 % Dehngrenze als zulässige Spannung liegt für Kunststoffvariante 1 bei 5,5 MPa und bei Kunststoffvariante 2 bei 13,5 MPa. Bei einer statischen Langzeitbelastung ist die Zeitstandfestigkeit σ^* als Festigkeitskennwert zu wählen /4/.

Für mehrachsige Spannungszustände ist mit einem geeigneten Versagenskriterium eine Vergleichsspannung zu berechnen. Die Vergleichsspannung kann dann im Festigkeitsnachweis mit der zulässigen Spannung verglichen werden. /6/ empfiehlt für Kunststoffe das Schubspannungskriterium nach Tresca

$$\sigma_v = 2 \cdot \tau \quad 1$$

und auch nach /4/ werden damit hinreichend genaue Ergebnisse erreicht. Da die Simulation von nichtlinearem Materialverhalten zu sehr langen Rechenzeiten führt und sehr arbeitsspeicherintensiv ist, soll untersucht werden, ob mit einem linearen Materialmodell die Beanspruchung bis zur bleibenden Verformung hinreichend gut beschrieben werden kann.

Der Versuch

Das Ziel des Experiments war die Identifizierung der Querkraft, ab welcher der Mantel geschädigt wird. Der kritische Bereich im Kontakt Seil/Seil liegt im Kreuzungsbereich vor. Während sich die Umwicklung einer oberen Lage im

Parallelbereich der Trommel auf die zwei unteren Umwicklungen abstützt, liegt im Kreuzungsbereich lediglich ein Kontakt vor, wie in Abbildung 2 zu sehen ist. Aus diesem Grund ist hier der Druck zwischen den Umwicklungen höher und damit ist hier eine frühere Schädigung des Mantels zu erwarten. Die Belastungssituation konnte mit einem Querprüfgerät nachgebildet werden. Dazu wurden zwei Seile mit einer definierten Querkraft in einem der Trommel entsprechendem Kreuzungswinkel α zusammengedrückt. Der prinzipielle Versuchsaufbau ist in Abbildung 3 dargestellt.

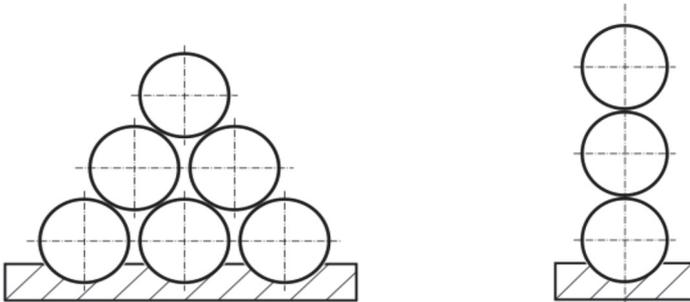


Abbildung 2: Die Kontaktsituationen im Parallelbereich (links) und im Kreuzungsbereich (rechts) der Seiltrommel /7/

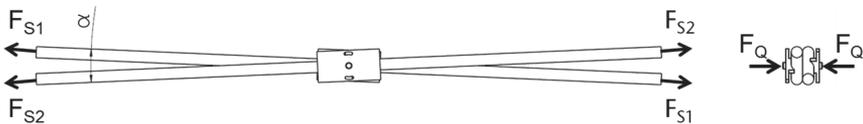


Abbildung 3: Prinzipieller Versuchsaufbau zur experimentellen Simulation der belasteten Seilkreuzung in der Mehrlagenwicklung

Zur möglichst realitätsnahen Nachbildung des Kontaktes konnten die Seile mit einer der Anwendung entsprechenden Seilkraft F_S belastet werden. Anschließend wurde der Kontakt in Querrichtung mit der dem Wickeldurchmesser und Seilzugkraft F_S entsprechenden Querkraft F_Q beaufschlagt. Die Seilkreuzung konnte im Bereich von 3° bis 7° variiert werden.

Da der Einfluss der Seilkraft auf die durch den Mantel ertragbare Querkraft als gering eingeschätzt wird, wurde das Experiment ohne die Aufbringung einer Seilzugkraft durchgeführt.

Als Ergebnis liegen unterschiedlich stark geschädigte Kunststoffmäntel vor (Abbildung 4). Für Seilvariante 1 war eine bleibende Beschädigung ab 12,5 kN Querkraft erkennbar. Bei Seilvariante 2 waren Eindrücke des gegenüberliegenden Seils bereits ab 7,5 kN Querkraft vorhanden. Bei beiden Ummantelungen zeigte sich ab 30 kN Querkraft eine erhebliche Beschädigung des Mantels. Ab 40 kN Querkraft waren einzelne Drähte durch den Mantel zu sehen.

Um den relevanten Kraftbereich zu bestimmen, wurde die Kontaktlänge nach den Versuchen ermittelt. Sobald bleibende Eindrücke nach dem Aufbringen der Querkraft erkennbar waren, konnte die Kontaktlänge gemessen werden. Unabhängig von der dabei aufgebrauchten Kraft ergab sich eine Kontaktlänge von 90 mm. Dies ist durch den maximal möglichen Kontakt im Kreuzungsbereich begründet.

Durch die weiteren Faktoren Querspannungsverhältnis k_Q und Seilkraft F_S wurde die Belastungssituation festgelegt. Allgemein berechnet sich die Querkraft nach

$$F_Q = k_Q \cdot F_S \cdot \frac{l_{max}}{\sqrt{A_{Met}}} \quad 2$$

Mit l_{max} als Kontaktlänge und dem metallischen Querschnitt des Seils A_{Met} .

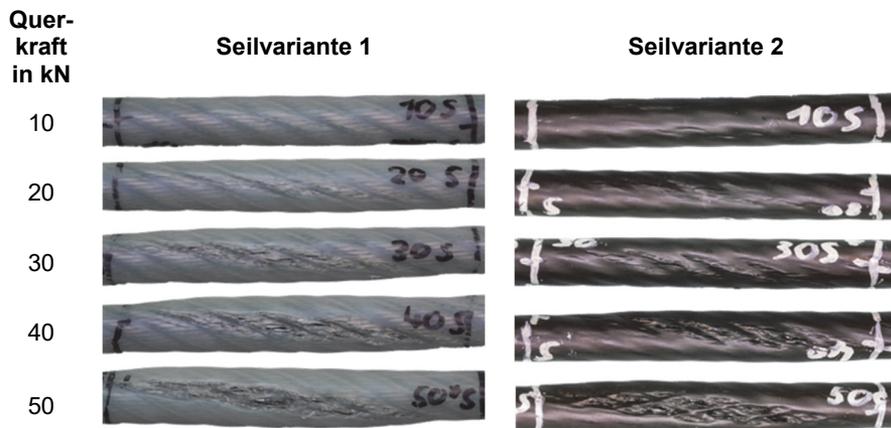


Abbildung 4: Beschädigungen in Folge des durch die Querkraft belasteten Seil/Seil-Kontakts

Für Trommel 1 mit einem D/d -Verhältnis von 24 ergab sich bei einer Seilkraft von 20 % der Mindestbruchkraft eine Querkraft von

$$F_{Q,D/d=24} = 14,3 \text{ kN}. \quad 3$$

Auf der Trommel 2 betrug die Querkraft entsprechend des kleineren Trommeldurchmessers bei einem D/d -Verhältnis von 18 und bei gleicher Seilkraft

$$F_{Q,D/d=18} = 19,1 \text{ kN}. \quad 4$$

Die im Modellversuch ermittelten Schädigungen decken sich mit den in Spulversuchen gemachten Beobachtungen, bei denen der Kunststoffmantel bereits nach der ersten Belastung bleibende Deformationen aufwies.

Die Simulation

Die Geometrie des Seils wurde vereinfacht, indem die Litzen des Seils als Zylinder modelliert wurden. Die Kontaktanzahl der vielen Einzeldrähte in den Litzen konnte so vermindert werden und auch Anzahl der Elemente wurde reduziert. Die Kontakte innerhalb des Seils sowie zwischen Seil und Mantel wurden als „bonded“ eingestellt. Damit ist keine Verschiebung der Kontaktpartner zueinander möglich. Die Belastung stellte sich aufgrund einer definierten Verschiebung des oberen Seils ein. Die resultierende Kraft wurde über „Force Reaction“ ausgewertet. Das Modell ist in Abbildung 5 dargestellt.

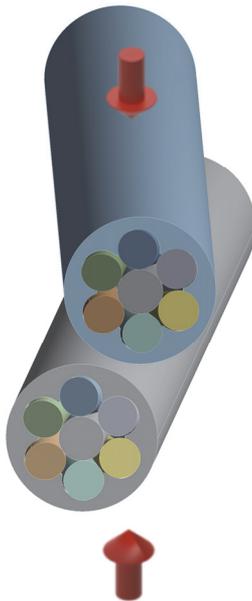


Abbildung 5: Vereinfachtes Modell zur Simulation „Querkraft auf Seilkreuzung“

Ausgewertet wird die Simulation für ein D/d -Verhältnis von 24 und einer Seilzuglast von 20% der Mindestbruchlast (MBL). Für Kunststoffvariante 1 sind bei dieser Last im Experiment bleibende Verformungen beobachtet worden. Bei Kunststoff 2 sind die bleibenden Verformungen bereits bei der Hälfte der Last beobachtet worden. Die simulierten Spannungen sollten bei Kunststoff 1 also um die Zugfestigkeit R_m und bei Kunststoff 2 weit darüber liegen.

In Abbildung 6 sind die Scherspannungsverläufe für die beiden simulierten Kunststoffe dargestellt. Die auftretenden Scherspannungen wurden mit der Schubspannungshypothese nach Tresca in eine Vergleichsspannung umgerechnet und sind auf die jeweilige Zugfestigkeit normiert worden. Alle Spannungen die

darüber liegen sind grau dargestellt. Bei Kunststoff 2 lag die berechnete maximale Schubspannung 187,7 % über der Zugfestigkeit, was zu erwarten war, da die bleibenden Deformationen bereits bei sehr viel geringeren Lasten auftraten. Bei Kunststoff 1 waren die simulierten Spannungen 292,7 % über der Zugfestigkeit, obwohl R_m im Experiment nur knapp überschritten wurde.

Bei einer so großen Abweichung zwischen der berechneten Spannung und der in Versuchen auftretenden Schädigung der Seile, ist ein lineares Materialmodell nicht geeignet, die Beschädigung der Kunststoffummantelung vorherzusagen. In zukünftigen Untersuchungen muss auf viskoelastische Materialmodelle zurückgegriffen werden.

Tabelle 2: Maximale Schubspannungen und Festigkeiten bei linearem Materialmodell in der Simulation

	Kunststoff 1	Kunststoff 2
Max. Schubspannung FEM [MPa]	26,901	36,349
zul. Schubspannungen (Tresca) [MPa]	6,85	12,635
Überschreitung R_m [%]	292,7	187,7

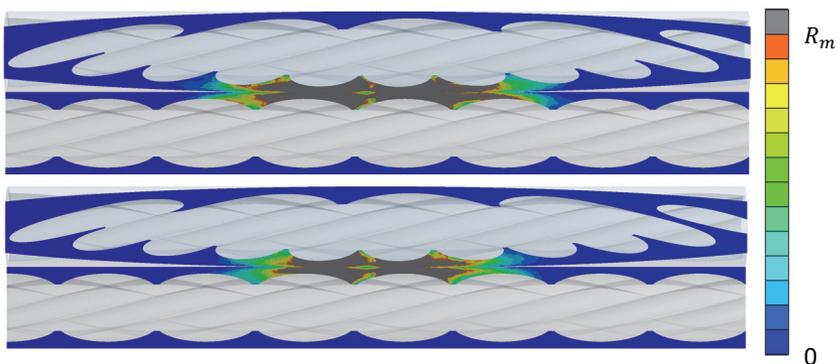


Abbildung 6: Maximale Scherspannung für Kunststoff 1 (oben) und Kunststoff 2 (unten) normiert auf die Zugfestigkeit

Zusammenfassung

Kunststoffe weisen ein viskoelastisches Materialverhalten auf. Solange die Last jedoch nahe des elastischen Bereichs liegt ist nach /4/ eine Auslegung nach der Elastizitätstheorie vertretbar. Simulationen mit einem linearen Materialverhalten sind im Gegensatz zu nichtlinearen Materialmodellen erheblich schneller und schonen Rechenkapazitäten. Deshalb wurde untersucht, ob die Berechnung des Seil-Seil-Kontaktes im Kreuzungsbereich einer Seiltrommel mit einem linearen Materialmodell bis zum Auftreten erster bleibender Verformungen am Kunststoffmantel möglich ist. Zwischen dem experimentellen Versuch und der

Simulation sind die Abweichungen zwischen den Ergebnissen jedoch so groß, dass bei zukünftigen Untersuchungen viskoelastische Materialmodelle verwendet werden.

Literatur

- /1/ DIN EN ISO 527-1: Kunststoffe - Bestimmung der Zugeigenschaften - Teil 1: Allgemeine Grundsätze (ISO 527-1:2019); Deutsche Fassung EN ISO 527-1:2019
- /2/ Ehrenstein, G. W.: Mit Kunststoffen Konstruieren, 2. Auflage, Hanser Verlag, München Wien, 2002
- /3/ Oberbach, K.: Kunststoff-Kennwerte für Konstrukteure, 2. überarbeitete und erweiterte Auflage, Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1980
- /4/ Erhard, G.: Konstruieren mit Kunststoffen. München: Hanser, 2008
- /5/ Gross, D.; Hauger, W.; Wriggers, P.: Technische Mechanik 4: Hydromechanik, Elemente der Höheren Mechanik, Numerische Methoden. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2011
- /6/ Dipl.-Ing. Gebhardt C.: Praxisbuch FEM mit ANSYS Workbench, Carl HanserVerlag, München, 2011
- /7/ Mann, L.; Dreblow, J.: Untersuchung der Auswirkung von Kunststoffummantelungen auf die Querelastizität von Drahtseilen, nicht veröffentlichte Projektarbeit TU Clausthal 2018

Aktuelles aus der Zahnwellen-/ Passverzahnungs-Normung

Schäfer, G.

Das IMW ist neben der Forschung auf dem Gebiet der Zahnwellen-Verbindungen auch in den betreffenden DIN- und ISO-Arbeitsgremien aktiv an der Gestaltung der Normen tätig. Damit wird das gewonnene Wissen für die Nutzer zugänglich.



The IMW is doing research work in the field of splined shaft-hub connections. The transfer of the results into DIN- and ISO-standards is an additional topic, to spread the knowledge to the users.

Einleitung

Zahnwellen oder im aktuellen Normungssprachgebrauch Passverzahnungen, werden als sehr tragfähige und leicht zu montierende Welle-Nabe-Verbindung in fast allen Bereichen der Antriebstechnik eingesetzt. Weit verbreitete und sehr wirtschaftliche Fertigungsverfahren, wie das Abwälzfräsen oder die umformenden Fertigungsverfahren machen den Einsatz in Sonderkonstruktionen ebenso sinnvoll, wie in der Großserie. Die Anwendungen reichen von nahezu stillstehenden Drehstabfederanbindungen über mittlere Drehzahlen in vielen Industrieanwendungen und der Windkraft, bis hin zu sehr hochdrehenden Antrieben in der E-Mobilität oder von Zentrifugen. Für all diese Anwendungen werden Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Ihrem großen Variationsbereich bezüglich Durchmesser, Modul und Zähnezahl eingesetzt. Die Kompatibilität der Fügestelle wird durch die zugehörigen Normen erreicht. In Deutschland ist die DIN 5480 /1/ seit vielen Jahrzehnten bewährt. Neben dieser nationalen Norm bestehen im internationalen Umfeld diverse weitere Normen. Im Automobilbau sind häufig Profilgeometrien auf Basis der amerikanischen ANSI 92 anzutreffen. Die metrische Version ANSI 92.2M wurde vor einigen Jahren zur Aufstellung der ISO 4156 genutzt und mit Tolerierungsansätzen der DIN ergänzt. Im Jahr 2008 erschien die bislang gültige Version /2/. In den letzten zwei Jahren wurde die ISO 4156 mit Ihren drei Teilen überarbeitet und steht jetzt im ersten Quartal 2021 zur Veröffentlichung an. Gleichzeitig werden die Übersetzungen in eine französische und eine deutsche Version erfolgen, so dass erstmalig eine DIN/ISO4156 verfügbar sein wird. Dieser kleine Beitrag soll wesentliche Unterschiede zwischen DIN 5480 und der DIN/ISO 4156 beleuchten und sinnvolle Anwendungen der einzelnen Profile aufzeigen.

Unterschiede der beiden Normen

Beide Normen behandeln Passverzahnungen mit evolventischen Flanken und grundsätzlicher Flankenzentrierung. Eine zusätzliche Durchmesserzentrierung ist jeweils möglich. Der größte nach diesen Normen vorgesehene Modul beträgt $m = 10$ mm. Die Modulstufung ist geringfügig unterschiedlich, und die ISO 4156 startet bereits bei Modul $m = 0,25$ mm. Sowohl die Tolerierungsgrundsätze als auch die Messung und Lehrung wurden im Rahmen der Normüberarbeitungen weitestgehend angepasst, so dass der Nutzer hier einfach zwischen beiden Normen wechseln kann.

Grundsätzliche Unterschiede bestehen in dem Ansatz der DIN 5480 mit Ihrem Bezugsdurchmesser d_B und der damit verbundenen Profilverschiebung. Die DIN 5480 nutzt die Profilverschiebung, um Wellenkopfdurchmesser zu erreichen, die ein Überschieben von Wälzlagern mit gestuften Innendurchmessern erlauben und dabei einen maximalen Profildurchmesser (Tragfähigkeit) der Verzahnung ermöglichen. ISO 4156 sieht keine Profilverschiebung vor.

Ein weiterer wesentlicher Unterschied besteht in den vorgesehenen Flankenwinkeln. Die DIN 5480 /1/ sieht aktuell nur den Flankenwinkel 30° vor. Nachdem in der Version von 1986 die Winkel $37,5^\circ$ und 45° in die DIN 5480 ansatzweise aufgenommen wurden, wurden sie in der aktuell gültigen Version /1/ vom März 2006 wieder herausgenommen und ein Verweis auf die ISO 4156 eingefügt. In ISO 4156 /2/ sind alle drei Flankenwinkel 30° , $37,5^\circ$ und 45° enthalten. Das grundsätzliche Formelwerk zur Geometriebestimmung erlaubt in beiden Normen aber auch die Berechnung mit allen genannten Flankenwinkeln, auch der teilweise verwendete und fertigungstechnisch motivierte Flankenwinkel von 20° bei benachbarter Laufverzahnung, ist mit beiden Normen abbildbar, zur Verwendung siehe auch /3/.

Neben den zusätzlichen Flankenwinkeln, sind in ISO 4156 im Fall der 30° -Verzahnung auch zwei Fußverrundungsvarianten „flacher Fuß“ (flat root) und „verrundeter Fuß“ (fillet root) vorgesehen. Die DIN 5480 kennt diese Unterscheidung nicht, hat aber abhängig vom Fertigungsverfahren unterschiedliche Angaben für den Fußrundungsradius. So wird in DIN 5480 für das Abwälzfräsen ein Fußrundungsradius von $0,16$ m und für umformende Fertigung $0,54$ m genannt. Damit wird im Fall des Abwälzfräsen ein extrem scharfkantiger flacher Fuß und mit der umformenden Fertigung ein vollverrundeter Fuß erreicht. Umfangreiche Untersuchungen der letzten Jahre am IMW haben ergeben, dass für ein verbessertes dynamisches Tragverhalten $0,16$ m unbedingt vermieden werden sollten, die Empfehlung für das Abwälzfräsen lautet $0,48$ m, siehe dazu auch den folgenden Absatz „Ausblick“ und /4/.

Ein weiterer Unterschied zwischen den beiden Normen DIN 5480 und ISO 4156 betrifft die Abmaße und Toleranzen. Bei den verfügbaren Passungsklassen sind keine wesentlichen Unterschiede vorhanden. Beide Normen bevorzugen die Einheitsbohrung H in der Nabenverzahnung und bieten mit den zugehörigen Wellenpassungen von d bis k die Möglichkeit das Verzahnungsspiel bis hin zur Presspassung zu variieren.

Einen wesentlichen Unterschied stellen dagegen die verfügbaren Toleranzklassen und die damit verbundenen Abmaße dar. Die ISO 4156 /2/ kennt, in Anlehnung an die ANSI 92, die vier Toleranzklassen 4, 5, 6 und 7 und gibt für die Berechnung der Teilungsgesamtabweichung F_p , der Profilabweichung F_α und der Flankenlinienabweichung F_β Formeln an. Die DIN 5480 /1/ dagegen, nennt die acht Toleranzklassen von 5 bis 12, verweist für die Abmaßberechnung auf die Laufverzahnungsnorm DIN 3962 /5/ und gibt Abmaßwerte in ihrer Tabelle 7 /1/ an. Vor dem Hintergrund der kurzfristig erscheinenden deutschen Übersetzung der ISO 4156 als DIN/ISO 4156 ist nachfolgend ein Vergleich der Toleranzklassen durchgeführt worden. Abbildung 1 zeigt einen beispielhaften Vergleich für die Verzahnung DIN 5480 45x2x21 mit einer Länge von 50 mm.

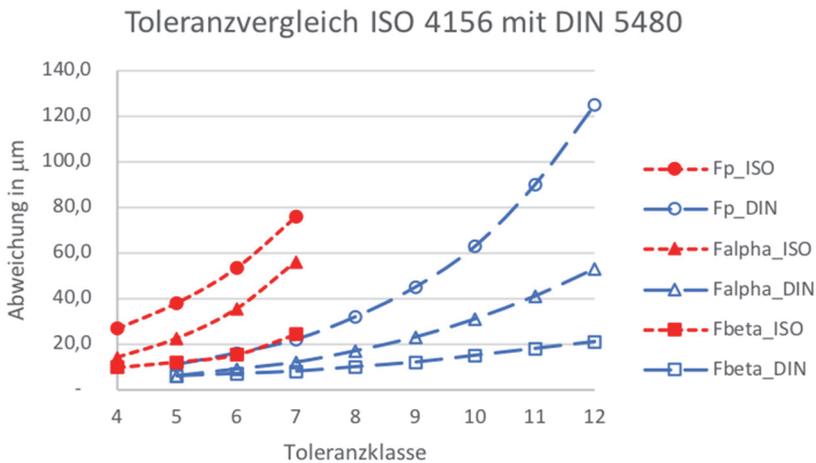


Abbildung 1: Vergleich der Abmaße nach ISO 4156 und DIN 5480 für die Teilungsgesamtabweichung F_p , Profilabweichung F_α und Flankenlinienabweichung F_β

Der direkte Vergleich der Abmaße macht einen deutlichen Unterschied bei gleicher Toleranzklassenzahl sichtbar. Vor dem Hintergrund der kurzfristig parallelen Verfügbarkeit von DIN 5480 und DIN/ISO 4156 muss der Nutzer an dieser Stelle genau darauf achten, dass z.B. die Toleranzklasse 6 je nach verwendeter Norm eine qualitativ hochwertige und teure oder auch eine unterdurchschnittliche Verzahnungsqualität bedeuten kann. Im Rahmen einer etwas größeren Variantenstudie ergab sich ein mittlerer Umrechnungsfaktor zwischen DIN- und DIN/ISO-Toleranz von 1,8, d.h. eine ISO-Klasse 6 entspricht knapp einer DIN-Klasse 11.

Ausblick

Neben der noch anstehenden Übersetzung der ISO 4156, was im DIN-Arbeitsausschuss NA 060-34-31 erledigt wird, wird das IMW sich weiter mit seinen Forschungsarbeiten um die konkrete Angabe sinnvoller Fußrundungsradien kümmern. Ausgehend von den Minimalangaben in Tabelle 1 werden dadurch konkrete Rundungsradien für die optimierte Tragfähigkeit verfügbar.

Tabelle 1: Minimaler Fußrundungsradius von Innen- und Außenverzahnungen (siehe Tabelle 12 in ISO 4156 /2/)

Minimaler Fußrundungsradius in mm für			
$\alpha_D = 30^\circ$ flacher Fuß	$\alpha_D = 30^\circ$ verrundeter Fuß	$\alpha_D = 37,5^\circ$	$\alpha_D = 45^\circ$
0,2 m	0,4 m	0,3 m	0,25 m

Zusammenfassung

Mit der Überarbeitung und Übersetzung der ISO 4156 wird kurzfristig eine sinnvolle Ergänzung zur DIN 5480 für Passverzahnungen erscheinen. Die ISO 4156 erlaubt mit größeren Flankenwinkeln eine günstigere umformtechnische Herstellung bei gleichzeitig verbesserter Zentrierwirkung. Auf der anderen Seite können mit dem kleineren Flankenwinkel von 30° , auf den die DIN 5480 spezialisiert ist, in Verbindung mit der Fußrundungsradiusempfehlung von 0,48 m auch bei dünnwandigen Naben sehr hohe Tragfähigkeiten erreicht werden, siehe /3/ und /4/. Besonders zu beachten ist in der parallelen Nutzung der beiden Normen, dass die Toleranzklassenangabe zu Fehlinterpretationen bezüglich der Verzahnungsqualität verleiten kann.

Literatur

- /1/ DIN 5480-1: Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser, Teil 1: Grundlagen, Hrsg. Deutsches Institut für Normung, Beuth-Verlag, Berlin, März 2006
- /2/ ISO 4156-1, Straight cylindrical involute splines — Metric module, side fit — Part 1: Generalities International Standards Organization (ISO), 2008
- /3/ Schäfer, G.: Zahnwellenverbindung – Auslegung, Potentiale und Festigkeitsnachweis von Passverzahnungen, Institutsmittteilung Nr. 39, Seite 5 – 12, IMW Clausthal 2014, ISSN 0947-2274
- /4/ Schäfer, G.: Zahnwelle 3.0, Institutsmittteilung Nr. 44, Seite 29 – 32, IMW Clausthal 2019, ISSN 0947-2274

Fertigungseinfluss auf das Füge- und Übertragungsverhalten von Rändelpressverbindungen

Mörz, F.; Schäfer, G.

Rändelpressverbindungen sind eine spezielle Bauform der Welle-Nabe-Verbindung, die sich durch die Kombination von reib- und formschlüssigen Wirkmechanismen zur Lastübertragung auszeichnet. Das zentrale Element dieses Verbindungstyps ist die Rändelung. Aufgrund des Fügevorgangs eignen sich dafür vorwiegend Rändelungen mit achsparallelen Riefen auf Basis der DIN 82 /1/. Neben den konventionellen Fertigungsverfahren Rändelformen und Rändelfräsen gibt es eine Reihe weiterer Verfahren zur Herstellung von Rändelungen. In diesem Artikel wird der Einfluss dreier, ausgewählter Rändel-Herstellungsvorgänge auf die zum Fügen der Verbindungen erforderlichen Kräfte sowie die statische und dynamische Drehmomentübertragungsfähigkeit von Rändelpressverbindungen, am Stand aktueller Forschung betrachtet.



Knurled shaft-hub connections are a special design of shaft-hub connections, which is characterized by the combination of frictional and positive-locking mechanisms for load transmission. The key element of this connection type is the knurling. Due to the joining process, knurls with parallel grooves based on DIN 82 /1/ are mainly suitable therefor. Beside the conventional manufacturing processes knurl forming and knurl milling there are several other knurl manufacturing methods. In this article, the influence of three selected knurling manufacturing processes on the forces required for joining the connections and the static and dynamic torque transmission capacity of knurled shaft-hub connections is examined according to the current state of research.

Prinzip der Rändelpressverbindung

Eine Rändelpressverbindung (RPV) besteht grundlegend aus einem harten, gerändelten Verbindungspartner und einem, im Vergleich dazu weichen Gegenstück mit glatter Fügefläche. Dabei kann sowohl die Welle, als auch die Nabe gerändelt und ggf. gehärtet ausgeführt werden. Dieser Artikel basiert auf experimentellen Untersuchungen von RPV mit gerändelten Wellen. Zum Fügen einer solchen Verbindung wird der gerändelte Verbindungspartner axial in das glatte Gegenstück eingepresst, vgl. Abbildung 1. Dabei beeinflussen Geometriefaktoren die Art des Fügevorgangs von schneidend bis umformend mit kombinierten Zwischenstufen, wobei die Fügeart wiederum Einfluss auf das Übertragungsverhalten der Verbindung hat. Zu den Geometriefaktoren gehört der Fasenwinkel φ am Beginn der

Rändelung, das Übermaß U , die Fügelänge l_F und die Nabenwandstärke, hier als Durchmesser Verhältnis Q_A . Wichtige Untersuchungen zum Fügevorgang wurden von LÄTZER in /2/ durchgeführt. Eine Zusammenfassung der wichtigsten Einflussfaktoren auf den Fügevorgang von RPV wurde in /3/ veröffentlicht.

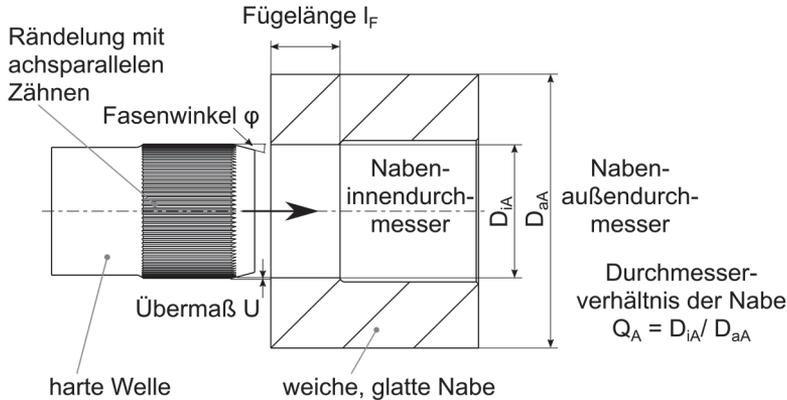


Abbildung 1: Prinzip der Rändelpressverbindung: Eine harte gerändelte Welle, hier mit abgetragenen Zahnköpfen (links) wird in eine weiche, glatte Nabe eingepresst (rechts)

Rändelherstellung

Auf herkömmlichen Drehmaschinen lassen sich mit den konventionellen Verfahren Rändelformen und Rändelfräsen, Rändelungen mit vergleichsweise geringem Aufwand herstellen. Daneben gibt es eine Reihe unkonventioneller Rändel-Herstellungsverfahren. Dazu zählen u.a. das Profilwalzen, das Wälzfräsen und das rekursive Axialumformen, welche spezielle Werkzeuge und Maschinen erfordern.

Im Rahmen eines aktuellen Forschungsvorhabens der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. wurden Rändelpressverbindungen untersucht (FVA 658 II „Einfluss von Fertigungsverfahren auf Pressverbindungen mit gerändelter Welle“ AiF-Nr.: 20172 N/1). Der vorliegende Artikel bezieht sich auf diese Untersuchungen und die dort verwendeten Rändelproben, welche mittels konventionellem Rändelfräsen, Profilwalzen und Wälzfräsen hergestellt wurden /4/.

Die von LÄTZER in /2/ untersuchten RPV wurden zum Teil mittels rekursivem Axialumformen hergestellt. Dieses Verfahren erfordert jedoch neben einer speziellen Umformmaschine eine für die Geometrie angepasste Matrize. LÄTZER empfiehlt das Verfahren für die Serienfertigung von Rändelwellen für RPV.

Untersuchte Rändelgeometrie

Die Geometrie der betrachteten Rändelproben bzw. RPV ist schematisch in Abbildung 2 dargestellt. Sie zeichnet sich dadurch aus, dass die Rändel-Zahnköpfe nach der Rändel-Herstellung und ggf. anschließendem Härten der Proben, abgetragen wurden (siehe hierzu auch /3/ und /5/). Der Abtrag entspricht hier 1/3 der theoretischen Zahnhöhe. Zudem wurde die Rändelung mit einer Ausrundung im Zahnfußbereich zwischen den einzelnen Rändel-Zähnen versehen. Diese Geometrie wurde für eine möglichst gute Vergleichbarkeit über alle untersuchten Rändel-Herstellungsverfahren konstant gehalten.

Die an Wellen-Zahnkopf und Naben-Innendurchmesser angetragenen Abmaße entsprechen den Toleranzfeldern einer H7/h6 Passung, die jeweils symmetrisch um die Nennmaße verteilt sind, vgl. Abbildung 2. Die so hergestellten gerändelten Wellen sind für die drei untersuchten Herstellungsverfahren in Abbildung 3 dargestellt.

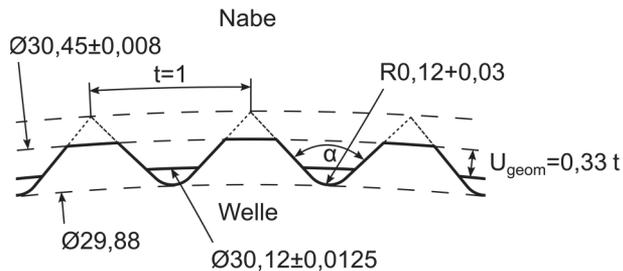


Abbildung 2: Bemastete Geometrie der untersuchten Rändelpressverbindung, schematische Darstellung im gefügten Zustand (Angaben in mm)

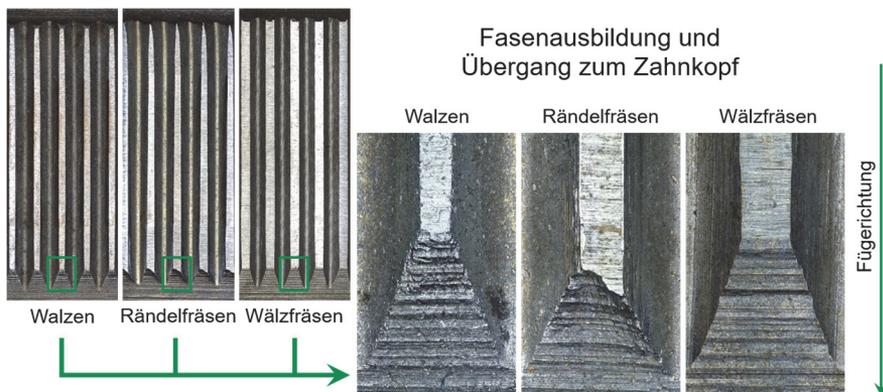


Abbildung 3: Rändelprofil auf Probenwellen mit $l_F = 6 \text{ mm}$: Rändelzähne (links) und Fasenausbildung (rechts) nach Rändel-Herstellungsverfahren

Experimentelle Untersuchungen

Fügeverhalten

Für die Untersuchungen zum Fügeverhalten der RPV wurden die Probenteile in einer speziellen Vorrichtung aufgenommen und während des Fügevorgangs geführt. Damit kann die genaue Positionierung der Funktionselemente von Welle zu Nabe sichergestellt werden. Die Rändelungen werden vor dem eigentlichen Fügen der Verbindung mit Öl benetzt, so kann ein Fressen der Verbindungspartner beim Einpressen verhindert werden. Während des Fügevorgangs werden die erforderliche Einpresskraft und der zugehörige Fügeweg aufgezeichnet, vgl. Abbildung 4.

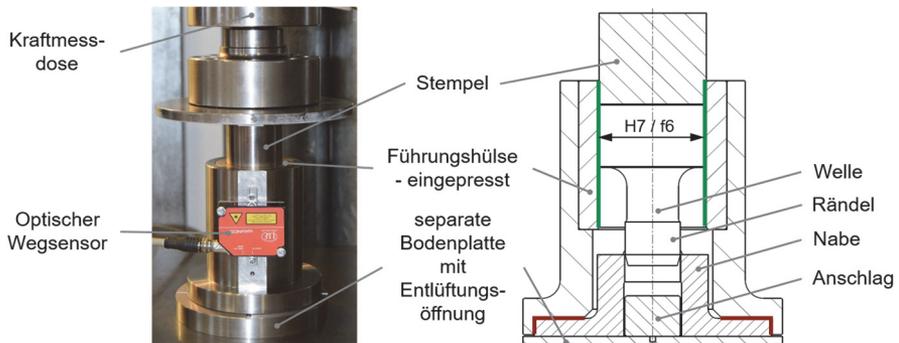


Abbildung 4: Vorrichtung zum Fügen von Rändelpressverbindungen mit Messwertaufzeichnung (links) und als schematische Schnittdarstellung (rechts)

In Abbildung 5 ist ein exemplarischer Fügekraftverlauf mit den charakteristischen Fügekraftphasen des Fügevorgangs dargestellt. In Phase ① findet das initiale Eindringen der Rändelzähne in den Nabenwerkstoff statt. In Phase ② findet ein kontinuierlicher Anstieg der Fügekraft durch das Umformen des Nabenmaterials über die komplette Fügelänge statt. Ist dies abgeschlossen, erfolgt ein leichter Abfall der Fügekraft in Phase ③. Die Nabengeometrie bestimmt hier die Verbindungslänge, da die Rändelung der Wellen länger ausgeführt ist als die geforderte Fügelänge. Deshalb kann die Welle mit Rändelung über die Fügelänge hinaus, bis zum Erreichen der Endlage in die Nabe geschoben werden, Phase ④. Die hier auftretende Kraft entspricht der Reibkraft zum Verschieben der Verbindung und wird neben der maximalen Fügekraft am Übergang von Phase ② zu Phase ③ ausgewertet. Beim Erreichen der Endlage werden die Proben in der Vorrichtung gegen einen Anschlag geschoben, die Fügekraft steigt dadurch sprunghaft an und charakterisiert den Abschluss des Fügevorgangs, Phase ⑤.

Die Ergebnisse der Fügeuntersuchungen sind den Ergebnissen zur statischen Übertragungsfähigkeit in Abbildung 7 gegenübergestellt. Die angegebenen Kräfte

sind Mittelwerte aller im Forschungsprojekt FVA 658 II „Einfluss von Fertigungsverfahren auf Pressverbindungen mit gerändelter Welle“ untersuchten Proben der jeweiligen Parameterkombination.

Über alle Versuchsreihen weisen die Proben mit gewalzter Rändelung die höchsten Füge- und Reibkräfte auf, während die beim Fügen der rändel- und wälzgefrästen Proben aufgebrachtten Kräfte niedriger sind. Die Fügekräfte der Proben mit rändelgefräster Rändelung unterliegen im Vergleich zu den beiden anderen Rändel-Herstellungsverfahren größeren Schwankungen.

Hier tritt der Einfluss der Rändelfertigung deutlich zu Tage: Aufgrund der leicht balligen Form der gewalzten Rändelzähne und der vergleichsweise stumpfen Fase treten beim Fügen dieser Proben die höchsten Kräfte auf, vgl. Abbildung 3. Die rändelgefrästen Proben weisen dagegen eine unsymmetrische Zahnform an der Fase auf. Während eine Zahnflanke der Rändelung in der Fase entsprechend der Vorgabe ausgebildet ist, ist die andere leicht aufgebogen und hat eine Kontur ähnlich einer schneidenden RPV bei einem Fasenwinkel größer 90° . Aufgrund dessen und zusätzlicher Abweichungen der Zahnbreite über der Länge der Rändelung können hier vergleichsweise geringe Fügekräfte bzw. starke Schwankungen der gemessenen Kräfte entstehen.

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass die Abweichungen der rändelgefrästen Rändelungen durch die verwendete Drehmaschine und die Steifigkeit der Einspannung der Proben während der Bearbeitung beeinflusst werden. Bei der Verwendung einer anderen Maschine, Aufnahme oder anderer Werkzeuge und abhängig von deren Verschleißzustand können hier andere Qualitäten der Rändel mit dem Rändelfräsen erzeugt werden.

Die Rändelung der wälzgefrästen Proben ist dagegen sehr gleichmäßig über der Fügelänge und mit einem vergleichsweise scharfen Übergang der Fase zum Zahnkopf ausgebildet. Dies sorgt für die, bei diesen Proben auftretenden, geringen Fügekräfte.

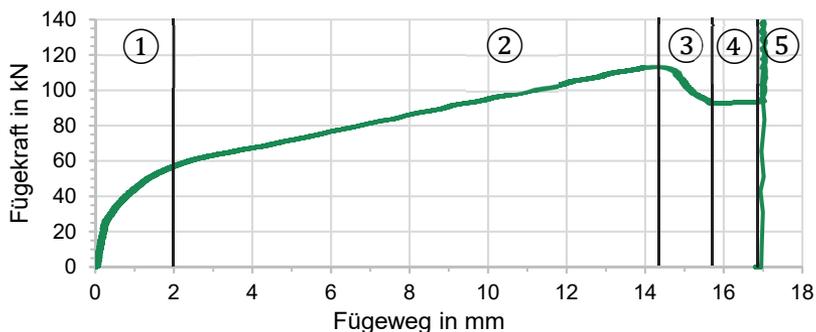


Abbildung 5: Exemplarischer Fügekraftverlauf zum Fügen einer RPV, Parameterkombination: 16MnCr5_{gehärtet} / C45; $I_F = 15 \text{ mm}$; $Q_A = 0,5$

Übertragungsverhalten unter statischer Torsionsbelastung

Die experimentellen Untersuchungen zum Übertragungsverhalten der unterschiedlichen Parameterkombinationen unter statischer Torsionsbelastung erfolgen auf einem speziell dafür angepassten Prüfstand, vgl. Abbildung 6. Für die Untersuchungen werden die Proben in einer geeigneten Probenaufnahme zwischen zwei Membrankupplungen eingespannt, um evtl. Biegemomenteinflüsse auszuschließen. Anschließend werden die Proben mit einem Getriebemotor mit großer Übersetzung bis zum Versagen tordiert. Dabei wird neben dem aufgebrachten Torsionsmoment der Torsionswinkel aufgezeichnet. Siehe hierzu auch /6/.

Für die Untersuchungen wurden jeweils mehrere Proben (in der Regel drei Stück) mit der gleichen Parameterkombination untersucht und ausgewertet. Die Ergebnisse sind zusammen mit den Ergebnissen der Fügekraftuntersuchungen in Abbildung 7 dargestellt. Für die Auswertung der statischen Torsionsversuche wurde neben dem maximal übertragbaren Torsionsmoment bei Versagen der jeweiligen Verbindung, das Torsionsmoment ausgewertet, bei dem eine plastische Deformation der Verbindung eintritt. Hierzu wurde in Anlehnung an die Auswertung von Zugversuchen, bei denen die Streckgrenze $R_{p0,2}$ bei 0,2% plastischer Verformung ausgewertet wird, das Torsionsmoment bei 0,2% plastischer Verdrehung der Proben bestimmt. Dieser Wert wird im Folgenden als elastisches Grenzmoment bezeichnet.

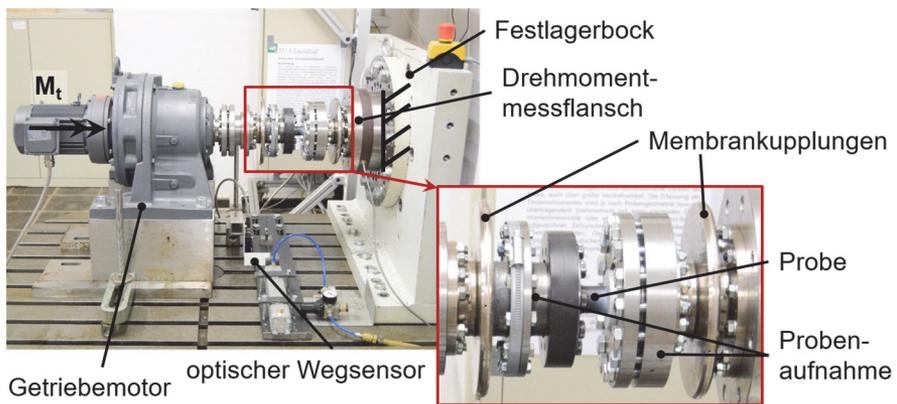


Abbildung 6: Prüfstand für die Untersuchungen unter statischer Torsionsbelastung

Die untersuchten Proben versagen im Versuch fast ausschließlich durch abscheren der, durch das Fügen, in den Naben ausgebildeten Rändelzähnen. Eine Ausnahme stellt die Parameterkombination 16MnCr5_{gehärtet} / C45; $l_F=15$ mm; $Q_A=0,5$ dar (siehe hierzu auch Übertragungsverhalten unter dynamischer Torsionsbelastung). Hier versagen die gehärteten Wellen außerhalb der Rändelpressverbindung.

Werden die unterschiedlichen Versuchsreihen hinsichtlich des Fertigungsverfahrens zur Rändelherstellung beurteilt fällt auf, dass die Unterschiede der übertragbaren

Torsionsmomente zwischen den einzelnen Fertigungsverfahren eher gering sind. Tendenziell sind die unter statischer Belastung übertragbaren Torsionsmomente bei den rändelgefrästen Proben etwas niedriger, als bei den gewalzten und wälzgefrästen Proben. Die gewalzten Proben weisen gegenüber den beiden anderen untersuchten Fertigungsverfahren leicht größere übertragbare Torsionsmomente auf. Insgesamt sind die Unterschiede hinsichtlich des Rändel-Herstellungsvorgangs aber gering.

Soll hingegen eine Verbindung mit möglichst geringer erforderlicher Fügekraft und möglichst hohen übertragbaren statischen Torsionsmomenten eingesetzt werden, dann sollte das Wälzfräsen als Rändel-Herstellungsvorgang angewendet werden.

Weitere Erkenntnisse zur Rändelform liefern die Vergleichsuntersuchungen mit den nach DIN 82 hergestellten spitzen Rändeln ohne abgetragene Zahnköpfe und ohne Zahnfußausrundung. Zum einen stellt die Verwendung von 16MnCr5 als Wellenwerkstoff gegenüber dem, in den Untersuchungen in /7/ verwendeten 18CrNiMo7-6 in Verbindung mit dem Einsatzhärten keinen signifikanten Nachteil dar. Die maximalen übertragbaren Torsionslasten sind mit beiden Werkstoffen etwa gleich groß. Zum anderen zeigt sich, dass das elastische Grenzmoment, der Proben mit spitzer Rändelgeometrie im Vergleich zu den Proben mit abgetragenen Rändel-Zahnköpfen deutlich niedriger liegt.

Übertragungsverhalten unter dynamischer Torsionsbelastung

Für die Untersuchung des Übertragungsverhaltens der RPV unter dynamischer Torsionsbelastung werden zwei baugleiche Prüfstände verwendet. Die Proben werden, wie bei den statischen Torsionsuntersuchungen in einer Probenaufnahme zwischen zwei Membrankupplungen aufgenommen. Die statische Mittellast wird mit Hilfe eines Hebelarms, der den kompletten Wellenstrang tordiert, aufgebracht. Anschließend erfolgt die Aufbringung der Lastamplitude mit Hilfe von, an einem Auslegerarm befestigten und angetriebenen Unwuchtmassen, vgl. Abbildung 8.

Zur Bestimmung der Dauerfestigkeiten der Verbindungen wurden für jede Versuchsreihe zehn Proben (nach erfolgter Bestimmung der Einstiegslast) nach dem Treppenstufenverfahren /8/ geprüft und nach der erweiterten IABG-Methode /9/ ausgewertet. Dabei wurde ein Spannungsverhältnis von $R=0,2$ eingestellt.

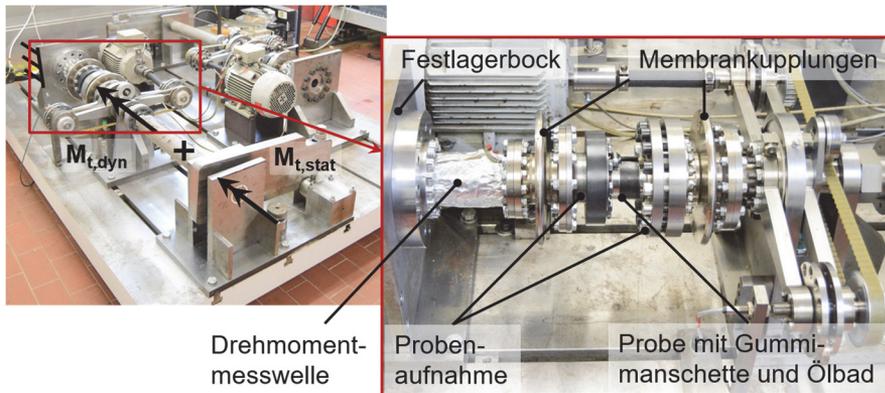


Abbildung 8: Prüfstände für die Dauerfestigkeitsuntersuchungen

In Anlehnung an eine Verwendung der Verbindung innerhalb eines Getriebes und für eine Reduzierung von Schwingungsverschleiß wurden die Proben während der Versuchsdurchführung in einem Ölbad geschmiert, vgl. Abbildung 8. Entsprechend DIN 50100 /10/ wurden für die Proben mit Stahl-Naben 5×10^6 und für die Proben mit Aluminium-Naben 1×10^7 Lastwechsel geprüft.

Wie bereits in den Untersuchungen zur statischen Torsionsmoment-Übertragungsfähigkeit versagen die Verbindungen mit der Parameterkombination $16\text{MnCr}5_{\text{gehärtet}} / \text{C}45$; $l_F=15 \text{ mm}$; $Q_A=0,5$ außerhalb der RPV im freien Wellenbereich. In Abbildung 9 sind für diese Versuchsreihe deshalb jeweils die niedrigsten Lasthorizonte dargestellt, auf denen Wellenbrüche aufgetreten sind. Die unterschiedlichen Lastniveaus beim Versagen dieser Proben, mit den verschiedenen hergestellten Rändelungen, sind dabei vor allem auf das Härten der Proben in unterschiedlichen Chargen und kleine Oberflächenschäden im freien Wellenbereich als Rissursache zurückzuführen. Bemerkenswert ist der Vergleich mit einer ähnlichen Versuchsreihe ($18\text{CrNiMo}7-6_{\text{gehärtet}} / \text{C}45$; $l_F=15 \text{ mm}$; $Q_A=0,5$) aus den Untersuchungen von MÄNZ /7/. Die Rändelgeometrie dieser Proben ist nach DIN 82 ausgeführt. Die Proben versagen aufgrund von Anrissen in der Verzahnung der Wellen auf einem deutlich niedrigeren Lastniveau, als die hier untersuchten Proben mit abgetragenen Rändel-Zahnköpfen und Zahnfußausrundungen. Bei allen anderen untersuchten Parameterkombinationen versagen die Naben. Auch die zum direkten Vergleich der Rändelung mit und ohne abgetragene Rändel-Zahnköpfe untersuchte Parameterkombination $16\text{MnCr}5_{\text{gehärtet}} / \text{EN AW-5083}$; $l_F=15 \text{ mm}$; $Q_A=0,5$ weist mit abgetragenen Rändel-Zahnköpfen eine leicht verbesserte Übertragungsfähigkeit unter dynamischer Torsionsbelastung gegenüber den Proben mit Rändelung nach DIN 82 auf, vgl. Abbildung 9.

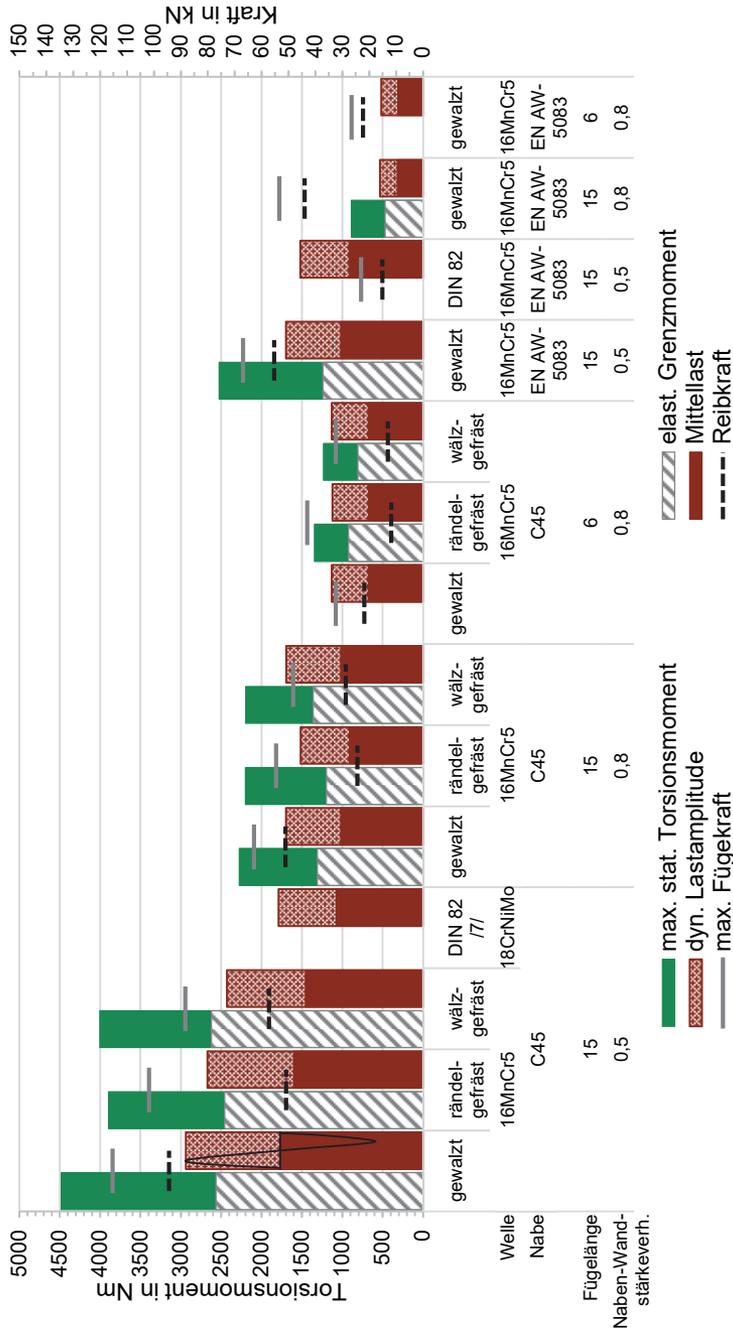


Abbildung 9: Gegenüberstellung der Ergebnisse aus den Untersuchungen unter statischer und dynamischer Torsionsbelastung für unterschiedliche Parameterkombinationen nach Rändel-Herstellungungsverfahren und zugehörige Fügekräfte, die Geometrie der als DIN 82 gekennzeichneten Versuchsreihen wurde zum direkten Vergleich mit den Untersuchungen von MANZ durchgeführt bzw. sind // entnommen und verfügt nicht über abgetragene Rändel-Zahnköpfe und Zahnfußausrundungen

Bei der Betrachtung der einzelnen Versuchsreihen hinsichtlich der unterschiedlichen Rändel-Herstellungsverfahren ergibt sich ein ähnliches Bild, wie bei den Untersuchungen unter statischer Torsionsbelastung: Die Proben mit gewalzten und wälzgefrästen Rändelungen weisen leichte Vorteile gegenüber den Proben mit rändelgefräster Rändelung auf (vgl. Abschnitt Übertragungsverhalten unter statischer Torsionsbelastung). Die Unterschiede sind insgesamt aber gering.

Einen deutlich größeren Einfluss auf die Übertragungsfähigkeit haben die Parameter Nabenwerkstoff und -wandstärkeverhältnis Q_A . Dementsprechend können mit einer dünnwandigen Stahl-Nabe ($Q_A=0,8$) in etwa die gleichen dynamischen Lasten übertragen werden, wie mit einer dickwandigen Aluminium-Nabe ($Q_A=0,5$), bei sonst gleichen Parametern. Im statischen Überlastfall hat dagegen die dickwandige Aluminium-Nabe leichte Vorteile.

Der Einfluss der Fügelänge, besonders bei dünnwandigen Aluminium-Naben ($Q_A=0,5$), ist dagegen eher gering. So ist mit einer Vergrößerung der Fügelänge l_F von 6 mm auf 15 mm nur ein minimaler Zugewinn (ca. 3%) an Übertragbarkeit erreichbar. Werden hingegen dünnwandige Stahl-Naben verwendet können mit einer Vergrößerung der Fügelänge (um Faktor 2,5) die dynamisch übertragbaren Lasten (im Mittel um Faktor 1,5) gesteigert werden.

Beim Vergleich der Ergebnisse aus den statischen und den dynamischen Torsionsuntersuchungen fällt auf, dass die ermittelten dauerfest übertragbaren Lasten aller Parameterkombinationen oberhalb der, in den statischen Untersuchungen bestimmten, elastischen Grenzmomente liegen. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass bereits beim Fügen der Verbindungen lokal eine plastische Verformung des Nabenmaterials stattfindet. Werden die Verbindungen unter Torsion beansprucht, muss zunächst die Werkstofffestigkeit im bereits plastifizierten Nabenbereich überschritten werden, bevor eine Schädigung der Verbindung aufgrund der Belastung im Dauerversuch erfolgen kann. Dieser Effekt ist beim Versagen der Proben im Dauerversuch durch Abscheren der Rändelzähne in der Nabe besonders ausgeprägt, vgl. Abbildung 9.

Alle hier aufgeführten Ergebnisse stellen einen Zwischenstand der Untersuchungen zu /4/ dar, da zum Zeitpunkt der Veröffentlichung noch nicht alle experimentellen Untersuchungen abgeschlossen sind.

Zusammenfassung

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass eine Anpassung der Rändelgeometrie aus der DIN 82 durch ein Abtragen der Rändel-Zahnköpfe und eine zusätzliche Zahnfußausrundung Vorteile bei der Torsionsmoment-Übertragungsfähigkeit sowohl unter statischer, als auch unter dynamischer Belastung bringen kann.

Zum Fügen der so modifizierten Rändelproben sind aufgrund des Abtrags an den Rändel-Zahnköpfen allerdings deutlich größere Fügekräfte erforderlich. Die Betrachtung der drei ausgewählten Rändel-Herstellungsverfahren hat Unterschiede in der Feingeometrie der Rändelungen ergeben. Die rändelgefrästen Proben weisen

leichte Nachteile bei der statischen und dynamischen Torsionsmoment-Übertragungsfähigkeit gegenüber den gewalzten und wälzgefrästen Rändelungen auf, diese sind jedoch insgesamt gering.

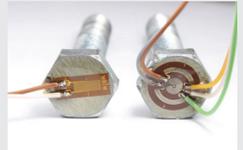
Deshalb lässt sich schlussfolgern, dass die Vorteile der Verfahren Profilverwalzen und Wälzfräsen hinsichtlich der Prozessstabilität und Rändel-Qualität besonders bei Groß- und Serienfertigung zum Tragen kommen werden. Für Kleinserien kann dagegen ebenso das Rändelfräsen erfolgreich angewendet werden.

Literatur

- /1/ Norm DIN 82: Januar 1973, Rändel
- /2/ Lätzer, M.: Füge und Übertragungsverhalten torsionsbelasteter Stahl-Aluminium-Rändelpressverbindungen, Technische Universität Chemnitz, Diss., 2016
- /3/ Mörz, F.; Schäfer, G.: Einflüsse auf den Fügevorgang von Rändelpressverbindungen, Institutsmitteilung Nr. 44, S.19–28, Institut für Maschinenwesen, Technische Universität Clausthal, 2019
- /4/ FVA658II: „Fertigungseinfluss Rändelpressverbindung“ der Forschungsvereinigung Antriebs-technik e.V. AiF-Nr.: 20172 N/1, unveröffentlichter Sachstandsbericht, Oktober 2020
- /5/ Mörz, F.; Lohrengel, A.: Beitrag zur Verbesserung der praktischen Realisierung der geometrischen Gestalt von Pressverbindungen mit gerändelter Welle. In: Tagungsband zum 16. Gemeinsamen Kolloquium Konstruktionstechnik, 2018, Nr. 16, S.260–271
- /6/ Mörz, F.; Schäfer, G.: Neuer Prüfstand für zügige Torsionsbeanspruchung, Institutsmitteilung Nr. 41, S.99–102, Institut für Maschinenwesen, Technische Universität Clausthal, 2016
- /7/ Mänz, T.: Auslegung von Pressverbindungen mit gerändelter Welle, Technische Universität Clausthal, Diss., 2017
- /8/ Hück, M.: Ein verbessertes Verfahren für die Auswertung von Treppenstufenversuchen. In: Zeitschrift für Werkstofftechnik 12 (1983), Nr. 14, S.406–417
- /9/ Müller, C.: Zur statistischen Auswertung experimenteller Wöhlerlinien, Technische Universität Clausthal, Diss., 2015
- /10/ Norm DIN 50100: Dezember 2016, Schwingfestigkeitsversuch – Durchführung und Auswertung von zyklischen Versuchen mit konstanter Lastamplitude für metallische Werkstoffproben und Bauteile



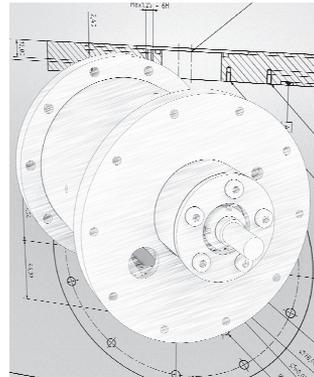
Konstruktionsmethodik und rechnerunterstützte Produktentwicklung



Schnelle Produktevolution mit Hilfe hybrider Simulationstechniken - Produktneuentwicklung

Kaczmarek, D.; Lohrengel, A.

Agile Prozesse in der Produktentwicklung erlauben auf neue Anforderungen die richtigen Antworten parat zu haben. Im Rahmen eines aktuellen Forschungsprojektes wurde eine Vorgehensweise in der Produktentwicklung verfolgt, welche auf die Bedürfnisse des Unternehmens angepasst ist. Dabei liegt der Fokus dieser Prozessentwicklung auf der schnellen praktischen Umsetzung sowie der nachhaltigen Verbesserung der Produktleistung. In diesem Artikel wird dieses Vorgehen näher beschrieben.



Agile processes in product development enables different answers to new requirements. Also in the context of a current research project, an approach to product development was pursued which is adapted to the needs of the company. The focus of this process development is on fast practical implementation and sustainable improvement of product performance. This article describes this approach in more detail.

Einleitung

Für ein Verfahren zur Wassergewinnung aus der Luft wurde ein neuartiger Drehschieberverdichter entwickelt. Dieser Verdichter verzichtet auf die konventionelle Öl-Schmierung und nutzt das Prozessmedium selbst für die Abdichtung und Schmierung. Für die Entwicklung dieses Verdichters wurde von Beginn an auf die parallele Erarbeitung eines eigenständigen Rechenkerns gesetzt, welcher physikalische Zusammenhänge des Verdichtungs Vorgangs, der Dynamik der Mechanik und konstruktive Parameter miteinander verknüpft. Systemrelevante Größen wurden für den konstruktiven Auslegungsprozess der Vordimensionierung genutzt, um neben der standardisierten Ausgabe eines Festigkeitsnachweises nach DIN 743 der jeweils kritischen Stelle, auch eine vollständige CAD-Baugruppe mit entsprechenden Bauteilabmessungen automatisch zu generieren. Dem übergeordnet steht eine Optimierungskaskade, wo der jeweilige Endanwender auf Grundlage einer definierten Zielfunktion, die Baugruppe auslegen kann. Es können verschiedene Systemgrößen einer Gewichtung zugeordnet werden - wie zum Beispiel das Gesamtgewicht oder die Reibleistung - und der Optimierungsvorgang gestartet werden.

Anhand eines Vergleichs zwischen dem Rechenmodell und den Ergebnissen des Versuchslaufs konnten Abweichungen bei wichtigen Systemgrößen festgestellt werden. Damit diese Problematik gelöst werden konnte, wurden Ansätze aus dem Bereich der neuronalen Netze genutzt, um systemrelevante Größen mit Hilfe von messtechnisch erfassten Größen genauer abbilden zu können. Dazu erfolgt eine Orientierung an einem mehrlagigen Perzeptron (MLP) und entsprechend eine Netzarchitektur zur Beschreibung des Verdichtungsdruckes. Die Grundform eines MLP wurde 1958 von F. Rosenblatt in /1/ vorgestellt.

Das hier vorgestellte Verfahren soll zeigen, dass eine Beschreibung von systemrelevanten statischen Größen mit der Hilfe eines MLP möglich ist. Der Vorteil des Verfahrens besteht darin, dass die Prozessgrößen realitätsnah erzeugt werden und somit auf die aktuellen und realen Betriebsverhältnisse übertragbar sind. So sollen dem Anwendungsfall entsprechend optimierte Produkte bei geringer Entwicklungszeit entstehen, das Potenzial ist ebenso aus /2/ ersichtlich. In diesem Artikel wird gezeigt, wie ein dynamisches System mit Hilfe von rückgekoppelten neuronalen Netzen in der Lage ist, dynamische (zeitliche) Systeme zu beschreiben. Neben dem hier vorgestellten Vorgehen sollen ebenso weitere Aspekte aufgedeckt werden, welche im Ausblick geschildert sind.

Die Systemkomplexität unter der Lupe

Für den Optimierungsprozess innerhalb des Rechenkerns wurde das Gradientenabstiegsverfahren genutzt. Numerisch wird hier die Zielfunktion auf Grundlage der Designparameter optimiert, welche nachfolgend als Einflussgrößen definiert sind.

$$\nabla Z(\text{Einflussgrößen}) = \begin{bmatrix} \frac{\Delta \text{Zielfunktion}}{\Delta \text{Einflussgröße}_1} \\ \frac{\Delta \text{Zielfunktion}}{\Delta \text{Einflussgröße}_2} \end{bmatrix} \quad 1$$

Dieser Vorgang benötigt viele Ressourcen, sodass eine Berechnung aller einzelnen Teilschritte im Optimierungsvorgang entsprechend Zeit in Anspruch nimmt. Daher wurde darauf Wert gelegt, den eigentlichen Rechenprozess schnell berechenbar zu gestalten.

Die Systembeschreibungen in dem entwickelten Rechenkern setzen derzeit ausschließlich auf analytisch lösbare Differentialgleichungen oder analytisch beschreibbare physikalische Gesetzmäßigkeiten. Der Vorteil dieses Vorgehens ist in dem zeitlichen Aspekt zu sehen, da hier keine Methoden der finiten Elemente genutzt werden müssen, um eine Lösung partieller Differentialgleichungen wie beispielsweise die Navier-Stokes-Gleichung zu erzeugen. Um den Umfang der Komplexität des Gesamtsystems in den Grundzügen darzustellen, soll an dieser Stelle kurz hierauf eingegangen werden. Neben der allgemeinen Kinematik und weiterer auslegungsrelevanter Berechnungen wie beispielsweise Festigkeitsbetrachtungen, ist der Verdichtungsprozess wohl der komplizierteste Teil des Systems. Es handelt sich dabei um ein Mehrphasengemisch, welches aus Heißdampf, Nassdampf und Wasser besteht. Die prozentuale Zusammensetzung

ist über den Verdichtungsprozess nicht bestimmbar und hängt von verschiedenen Prozessgrößen ab. Die Bewegung des Gases findet auf einer sich verjüngenden Teilkreisbahn statt. Neben diesen Anforderungen wird ebenso Wasser dauerhaft über den Prozess hinzugefügt. Eine realitätsnahe Beschreibung dieses Systemverhaltens ist entsprechend aufwändig zu modellieren.

Damit sich der Rechenaufwand bei der numerischen Beschreibung des Druckes über strömungsmechanische Betrachtungen in vertretbaren Grenzen bewegt, wurde ein Ansatz über neuronale Netze gefunden. Die MLP erlauben eine schnelle Auswertung von Zusammenhängen und geben ebenso ein approximiertes Betriebsverhalten wieder. Voraussetzung bei diesem Vorgehen ist, dass vom ersten Prototyp alle relevanten Prozessgrößen messtechnisch erfasst worden sind. Im Vordergrund dieses Vorgehens steht nicht die Idealabbildung des Druckes, sondern ein realistisches Abbild des Druckes, damit entsprechende eingepflegte Dimensionierungsformeln genauer den Realfall darstellen.

MLP - Extrapolation und praktische Bedeutung

Es existieren verschiedene Artikel insbesondere im Bereich der Finanzwelt, um eine Vorhersage der Indexentwicklung (z.B. DAX) zu bestimmen /3/ /4/. Letztlich entscheidet in diesem Fall mehr der Zufall über den Verlauf eines Indexes. Dennoch gibt es jährliche wiederkehrende Ereignisse, welche es kurzfristig ermöglichen, eine eventuelle Zukunft vorherzusagen. Damit eine Extrapolation über die Systemgrenzen hinweg bei dem Verdichter gelingen kann, muss bei der Modellerstellung im Bezug eines Verdichters folgendes beachtet werden.

In der Strömungsmechanik können Fluidströmungen in zwei Teilbereichen betrachtet werden, einmal im Bereich der laminaren Strömung und zum anderen im Teilbereich der turbulenten Strömung. Beide dieser Bereiche besitzen andere physikalische Formulierungen, wenngleich auch der Bereich der turbulenten Strömungen grundsätzlich schwierig beschreibbar ist. Wird ein technischer Aufbau wie eine Pumpe bezüglich des Volumenstromes messtechnisch über diverse Systemgrößen hinweg betrachtet, so kann auch ein Zusammenhang zwischen systemrelevanten Größen (Pumpengeometrie, Drehzahl, Temperatur, Einlass- / Auslassöffnung etc.) und der Prozessgröße des Volumenstroms mit einem KNN aufgebaut werden. Falls nun in einem bestimmten physikalischen Modell (laminare Strömung) Messwerte erfasst worden sind und eine Aussage bezüglich des Volumenstroms bei einer turbulenten Strömung gefordert ist, so können die Ergebnisse des KNN die Realwerte des Prüfstandes nicht abbilden. Es ist jedoch möglich, sofern das physikalische Grundmodell nicht verändert wird.

Ein wesentlicher Punkt bei der Prozessgrößenschätzung mit Hilfe von KNN ist die Einführung eines Überwachungskriteriums. Dieses kann in diesem Beispiel auf den Abgleich der Reynolds-Zahl zurückzuführen sein. So kann beim Überschreiten der kritischen Reynolds-Zahl direkt intern im Simulationsprogramm darauf hingewiesen werden, dass hier die Modellgültigkeit nicht mehr erfüllt ist und der Rechenvorgang entsprechend angepasst werden muss.

Wichtig bei der Erstellung eines technischen Systemabbildes mit KNN ist es, den Gültigkeitsbereich im Vorfeld festzulegen und entsprechende Prüffelder zu dimensionieren. Dies ist insbesondere sinnvoll, um einerseits die Komplexität des abzubildenden Realmodells im Vorfeld zu reduzieren und andererseits die Nachvollziehbarkeit des erstellten Systems im Rahmen der MLP zu erhöhen. So können Validationschecks durchgeführt werden, da genau in diesem letzten Aspekt die Schwächen der KNN liegen.

Grundsätzlich kann die Aussage getroffen werden, dass KNN in der Lage sind, Prozessgrößen zu approximieren. Dazu folgende Literaturquellen als Hinweis /2/ /5/ /6/.

Vorbereitungsmaßnahmen für das KNN – statische Modellierung

Wie im Einleitungsteil beschrieben, handelt es sich bei dem derzeitigen Prüfaufbau um einen Drehschieberverdichter. Nach der messtechnischen Erfassung der verschiedenen Prozessgrößen müssen diese die folgenden zwei Prozessschritte durchlaufen, damit sie für den Anlernprozess verwendet werden können:

- 1. Filterung der Messdaten
- 2. Selektion der Messdaten

Während ersteres der beiden Vorbereitungsmaßnahmen verständlich ist, ganz speziell für stark verrauschte messtechnisch erfasste Signale, wird nun näher auf den Bereich der *Selektion der Messdaten* eingegangen. Der Versuchsaufbau des Verdichters ist ein träges System. Dies gilt insbesondere für die Temperaturverläufe. Bei dem verwendeten Verfahren handelt es sich um die Auswahl prozessrelevanter Haltegrößen, die den Verdichter in einem nahezu stationären Zustand betrachten. Dabei wird ein gradientenbasierender Ansatz verwendet, welcher die jeweiligen Prozessgrößen betrachtet und bei Unterschreitung eines Grenzwertes des Betrages des Gradienten die Messpunkte für das KNN reserviert. So wird das System weiter vereinfacht und es erschließt sich eine Möglichkeit der Nutzung von statischen Anlernverfahren /2/. Die so gewonnenen Messdaten bilden entsprechend die stationären Betriebspunkte des Drehschieberverdichters ab.

Der Prozessablauf ist in der Abbildung 3 schematisch dargestellt. Hier sind neben den zwei bereits erwähnten Arbeitsschritten noch zwei Weitere abgebildet. Es gliedern sich die *Systemanalyse* und die *Messdatenerzeugung* vor den genannten Prozessen an. Während bei der *Systemanalyse* entschieden wird, ob die Systembeschreibung über KNN sinnvoll und machbar ist (White-Box Sinnhaftigkeit entfällt / systemrelevante Größen nicht messbar), wird bei der *Messdaten* Erzeugung über die praktische Umsetzung der Messdatenerfassung am Prototyp konstituiert.

Das in der Abbildung 1 gezeigte Verfahren wurde für das vorgestellte Vorgehen genutzt. Zur Visualisierung der Messdatenselektion soll hier nochmal kurz auf die erzielten Ergebnisse eingegangen werden.

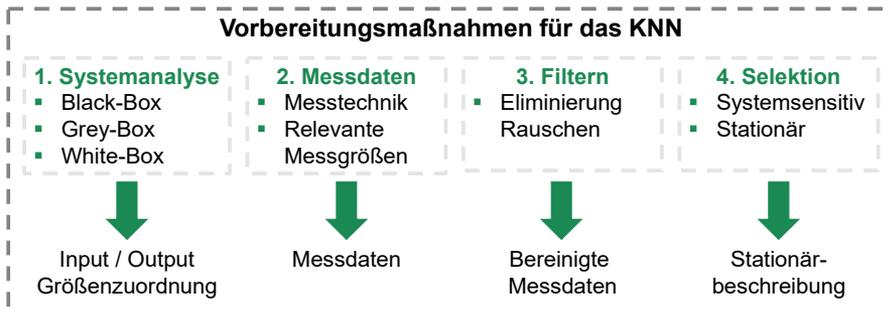


Abbildung 1: Grundsätzliche Vorbereitungsmaßnahmen für die Systembeschreibung mit KNN

In der Abbildung 2 sind die Messdaten des Druckes sowie der Drehzahl über der Zeit zu sehen. Das Drucksignal ist stark verrauscht, während die Drehzahl mit einem nur kleinen Messrauschen versehen ist. Dieses Rauschen kommt weitestgehend von dem Verdichtungsprozess, indem die Messpunkte zwischen Maximaldruck nach dem Öffnen der Kammer erfasst worden sind und dem Zeitpunkt, zu dem der Maximaldruck abgeklungen ist.

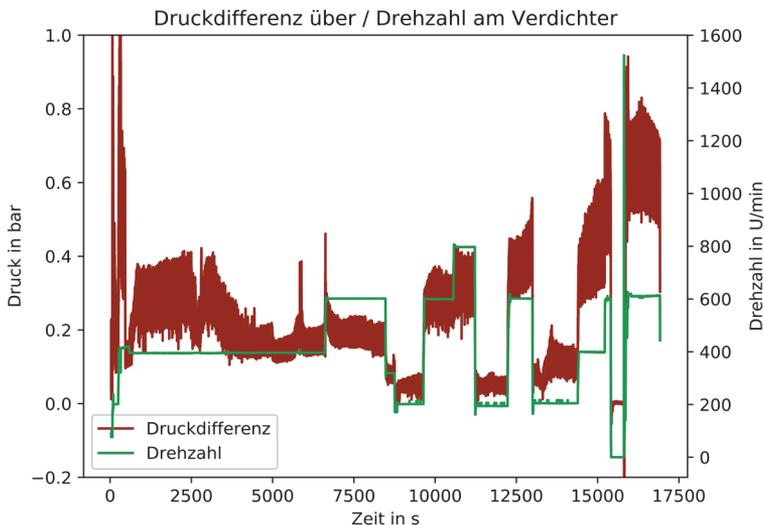


Abbildung 2: Messdaten nach der Erfassung

Nachdem die hier gezeigten Ergebnisse gefiltert worden sind, kann mit dem vorgestellten Verfahren mit Hilfe weiterer Prozessgrößen die *Selektion der*

Messergebnisse durchgeführt werden. Das Ergebnis dieser Selektion kann der nachfolgenden Abbildung 3 entnommen werden.

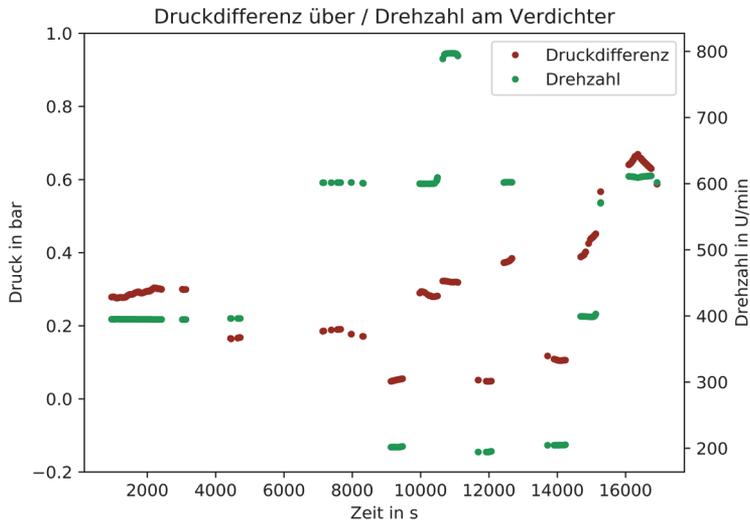


Abbildung 3: Beispiel einer Selektion von Messergebnissen

Verwendung der Messdaten – KNN anlernen

Auch bevor das KNN angelehrt werden kann, sind Prozessschritte zur weiteren Vorbereitung nötig. Diese Maßnahmen sind in der Abbildung 4 zusammengefasst.

Zu Beginn müssen die Quelldaten normiert werden. Der Hintergrund der Normierung ist der Abgleich der unterschiedlichen Einheiten der Quelldaten, wozu die Abbildung 3 herangezogen werden kann. Während der Druck in bar im kleinen einstelligen Bereich zu finden ist, wird die Drehzahl in Umdrehungen pro Minute und im dreistelligen Bereich angegeben. Durch diese Unterschiede in den Quelldaten, müsste das KNN die Skalierung für die Ausgabedaten erlernen. Weiter dominiert bei nicht skalierten Quelldaten bei bestimmten Optimierungsverfahren (z.B. Gradientenabstiegsverfahren, sofern nicht normiert) eine Abstiegsrichtung. Durch diesen Prozessschritt kann die Leistungsfähigkeit des Anlernverfahrens verbessert werden. Dennoch ist es nicht immer notwendig, bei multidimensionalen Regressionen, eine Skalierung durchzuführen.

Der zweite Arbeitspunkt befasst sich mit der Definition der Datensätze. Hier werden die Datensätze in einen Trainingsdatensatz und in einen Testdatensatz eingeteilt. Der Trainingsdatensatz dient zum Anlernen der Einflussparameter in der Topologie des erstellten KNN. Die Testdaten werden zur Überprüfung der Generalisierung des

Modells genutzt. Weitere Informationen zu dem Thema können in /6/ /7/ nachgelesen werden.

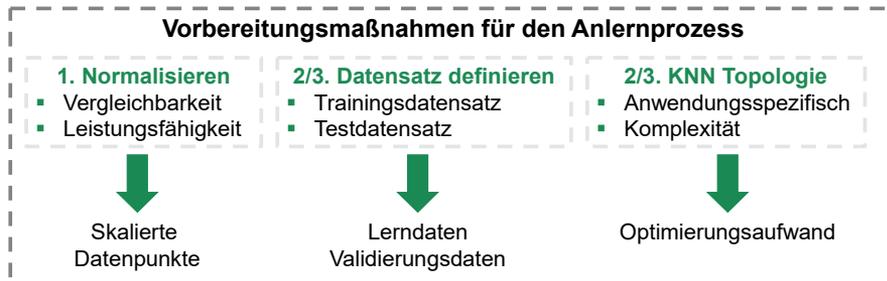


Abbildung 4: Vorbereitungsmaßnahmen für das KNN

Zum Schluss muss noch die Topologie des KNN definiert werden. Auch hierzu bestehen verschiedene Herangehensweisen und bieten bei bestimmten Kenntnissen über die Messdaten sowie des Betriebsverhaltens des physikalischen Systems Spielraum, um auch die Generalisierung des Modells in eine gewünschte Richtung zu treiben. Neben der Erstellung entscheidet dieser Punkt über den numerischen Aufwand des Anlernverfahrens. Je größer und komplexer die Struktur aufgebaut ist, umso höher ist der Rechenaufwand zur Anpassung der Gewichte sowie der Bias-Werte in der Netzstruktur.

Nun folgt die praktische Umsetzung des Gesamtverfahrens. Die mit dem bisher vorgestellten Vorgehen erstellten Messdaten wurden nun verwendet, um das KNN anzulernen. Dazu wurde der Datensatz im ersten Schritt mit einer Min-Max-Methode skaliert und danach zu einem Verhältnis 70% Trainingsdatensatz zu 30% Testdatensatz zufällig aufgeteilt. Zudem wurde eine Netztopologie gewählt, welche der in Abbildung 5 entspricht. Die ersten beiden Layer (*Input_1* und *Input_2*) besitzen nur die Funktion der Weiterleitung und können in keiner Weise die Eingangsdaten manipulieren. Das *Eingabe_Layer_1* und *Eingabe_Layer_2* in der Abbildung 5 besitzen eine lineare Aktivierungsfunktion. Danach folgen auf der linken Seite der Struktur zwei in Reihe geschaltete Schichten, dabei entsprechen die jeweiligen Bezeichnungen der Layer auch der verwendeten Aktivierungsfunktion. Auf der rechten Seite befindet sich nach dem *Eingabe_Layer_2* ein Layer mit der Sigmoid-Funktion als Aktivierungsfunktion. Dann folgt ein Layer, welches die Ausgabeergebnisse aus der davorliegenden Ebene zusammenfasst und ausschließlich zur Weiterleitung des Ergebnisses dient. Zum Schluss befindet sich ein Ausgabe-Layer, welches eine Relu-Aktivierungsfunktion besitzt. Die Neuronenanzahl innerhalb der Layer können immer an der Variable *output* abgelesen werden.

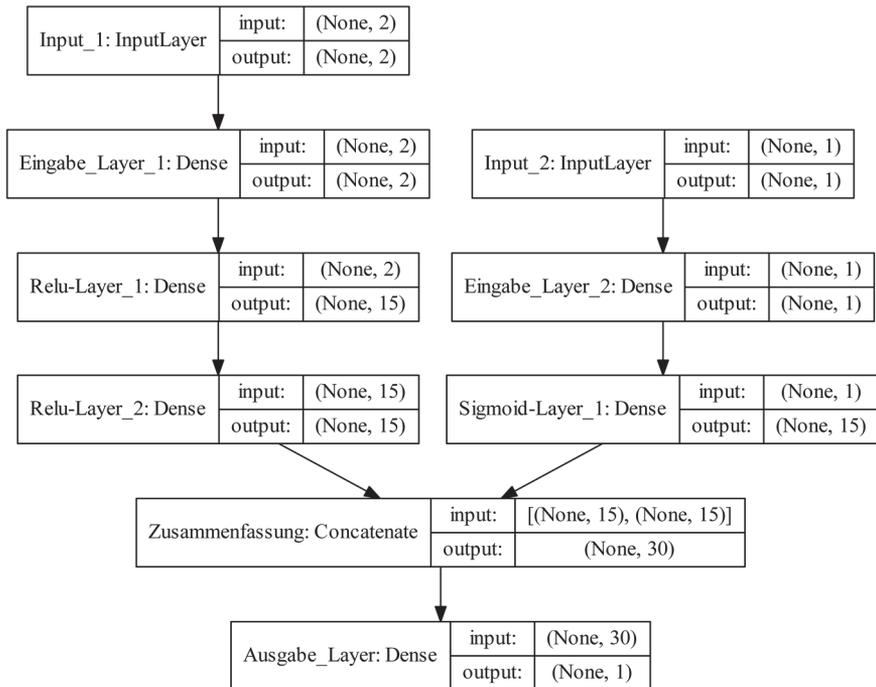


Abbildung 5: Topologie des verwendeten KNN

Das verwendete Optimierungsverfahren war auf Grundlage der *kleinsten Fehlerquadrate* unter Verwendung des *Nadam Algorithmus* angesetzt. Die mit dieser Topologie erreichten Ergebnisse werden im nachfolgenden Abschnitt näher erläutert.

Ergebnisse des KNN

Damit die Ergebnisse anschaulich verglichen werden können, wurden für den ersten Abgleich die selektierten Ergebnisse mit denen des KNN gegenübergestellt. Diese Gegenüberstellung wurde in Abbildung 6 durchgeführt. In dieser Abbildung entspricht der grüne Verlauf *Druck Realität* den messtechnisch erfassten Daten und der rote Verlauf der Vorhersage des KNN. Auf der Ordinate befindet sich die Druckdifferenz über den Verdichter hinweg. Die Abszisse besitzt die Bezeichnung von Messpunkten, hinter jeder dieser Punkte verbirgt sich ein Eingangsvektor aus Eingangsdruck, Eingangstemperatur und Drehzahl.

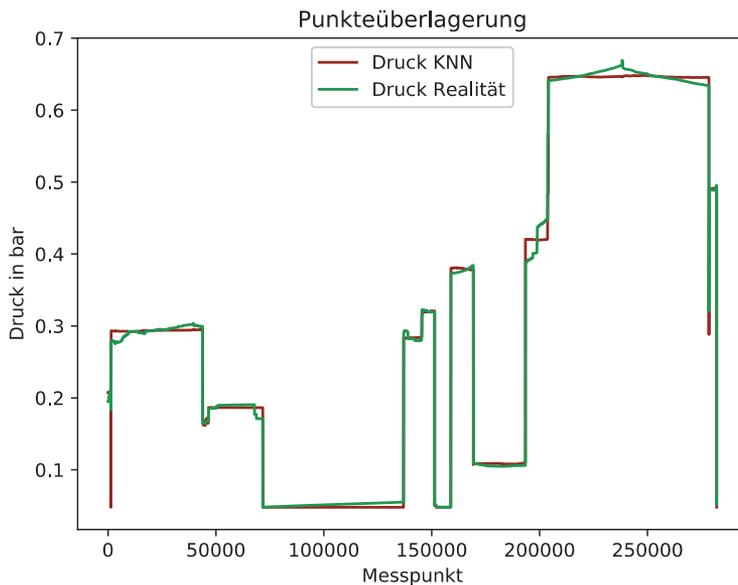


Abbildung 6: Punkteüberlagerung KNN und Realität

Wie aus der Abbildung 6 hervorgeht, kann eine sehr gute Übereinstimmung der gewählten Punkte gesehen werden. Aus quantitativer Sicht konnte mit dem so generalisierten Modell eine mittlere quadratische Fehlerabweichung von knapp $0,000238 \text{ bar}$ erreicht werden.

Zu den hier bestimmten Einflussgrößen des Modells gehören zu den vier gewählten Größen noch weitere Messgrößen, welche allerdings aufgrund sehr willkürlicher Größenänderungen nicht weiter betrachtet worden sind (z.B. Wassereinspritzung als Massefluss – Druckschwankungen im Leitungssystem). Zudem gehören noch geometrische Einflussgrößen in die Modellierung dazu, diese wurden ebenso vernachlässigt, da hier ausschließlich der Fokus der Druckbeschreibung einer konstant gehaltenen Geometrie des Drehschieberverdichters gelegt worden ist. Wenn baugruppenübergreifend Systembeschreibungen stattfinden sollen, können diese in den Modellierungsverlauf mit aufgenommen werden. Dazu allerdings im Ausblick mehr.

Einzeleinflussanalyse – Abhilfe für den Validationscheck

Damit die Vorhersagen des technischen Systemabbildes mithilfe der KNN nachvollziehbar sind, wurden zur Überprüfung der allgemeinen Generalisierung Einzeleinflussanalysen durchgeführt. Diese können so beschrieben werden, dass alle Prozessgrößen bis auf eine Variable über das Modell hinweg betrachtet werden.

Dabei durchläuft die festgelegte Variable den definierten Prozessraum (festgelegter Gültigkeitsraum) und beschreibt die Ausgangsgröße. Der so ermittelte Verlauf wird dem physikalischen Grundverhalten gegenübergestellt. Wenn Abweichungen zwischen der Modellierung sowie dem physikalischen Grundverhalten festzustellen sind, wird davon ausgegangen, dass jenes Modell zwar gut in dem jeweiligen Betrachtungsraum funktioniert, eine Extrapolation der Ausgangsgröße über den Betrachtungsraum hinaus allerdings nicht möglich ist, da das generalisierte physikalische Modell nicht getroffen wird.

In einem Beispiel soll die Eingangstemperatur als Variable festgelegt werden, die Prozessgrößen Drehzahl sowie Anfangsdruck bleiben konstant bei $n = 400 \text{ U/min}$ und $p_1 = 0,2 \text{ bar}$. Die Temperatur wird in einem Bereich von $T_1 = 70 \text{ °C} : 0,1 \text{ °C} : 200 \text{ °C}$ verändert, dieser Bereich bildet einen weitaus größeren technisch relevanten Prozessbereich ab, da die erwarteten Betriebsparameter des Verdichters sich im Bereich von 90 °C bis 120 °C befinden werden. Nachfolgend in Abbildung 7 ist diese Einzeleinflussanalyse durchgeführt.

Der zu Beginn sehr träge Anstieg ist dem geschuldet, dass in der Prozesskolonne ein Verdampfer vorgeschaltet ist. Dieser Verdampfer erzeugt den nötigen Niederdruck Wasserdampf, welcher über den Prozessschritt entsprechend verdichtet werden soll. Leider erzeugt der Verdichter im tiefen Temperaturband nicht genügend Unterdruck, damit das Wasser verdampft. Daher ist dieser anfängliche Anstieg durchaus nachvollziehbar.

Wird der grundsätzliche Verlauf der Funktion betrachtet, wird ein im Vordergrund stehender linearer Anstieg erkannt. Die Systemgrenzen bis 200 °C wurden bewusst so weit gewählt, damit die Extrapolationsthematik hier nochmal kurz angesprochen werden kann. Mit dem angelernten Modell erzeugt das KNN über die angelernten Systemgrenzen hinaus keine willkürlichen Änderungen des generalisierten Modells. Diese Erkenntnis ist als positiv zu betrachten. Es wird nun nochmal auf den linearen Anstieg des generalisierten Modells eingegangen. Dazu wird auf Grundlage des idealen Gasgesetzes und der Druckdifferenz das tendenzielle Realverhalten nachmodelliert. Dazu folgende Überlegung

$$\Delta p = \frac{n \cdot R \cdot T_{\text{end}}}{V_{\text{end}}} - \frac{n \cdot R \cdot T_{\text{start}}}{V_{\text{start}}} = \frac{n \cdot R \cdot T_{\text{start}} \left(\frac{V_{\text{start}}}{V_{\text{end}}} \right)^{k-1}}{V_{\text{end}}} - \frac{n \cdot R \cdot T_{\text{start}}}{V_{\text{start}}} \quad 2$$

Mit Hilfe weiterer Zusammenfassung lässt sich nun folgender Ausdruck formen

$$\Delta p = \left(\frac{n \cdot R \cdot \left(\frac{V_{\text{start}}}{V_{\text{end}}} \right)^{k-1}}{V_{\text{end}}} - \frac{n \cdot R}{V_{\text{start}}} \right) \cdot T_{\text{start}} \quad 3$$

Der hier zusammengefasste Term ist zwar nicht konstant, da hier Gasgemischzusammensetzung, Temperatur, Druck sowie Füllungsgradabhängigkeiten mit enthalten sind, die Grundtendenz einer steigenden Geraden ist allerdings zu erkennen, da der linke Term in den Klammern bei Kompression immer größer ist als

der rechte Ausdruck. Daher ist hier die Steigung durchaus plausibel. Entsprechend wird Potenzial bei einer möglichen Extrapolation über die Systemgrenzen hinaus gesehen. Es soll noch weiter untersucht werden, inwiefern die Extrapolation möglich ist. Dies kann anhand neuen Messdaten am Prüfstand für unbekannte Betriebspunkte erfolgen.

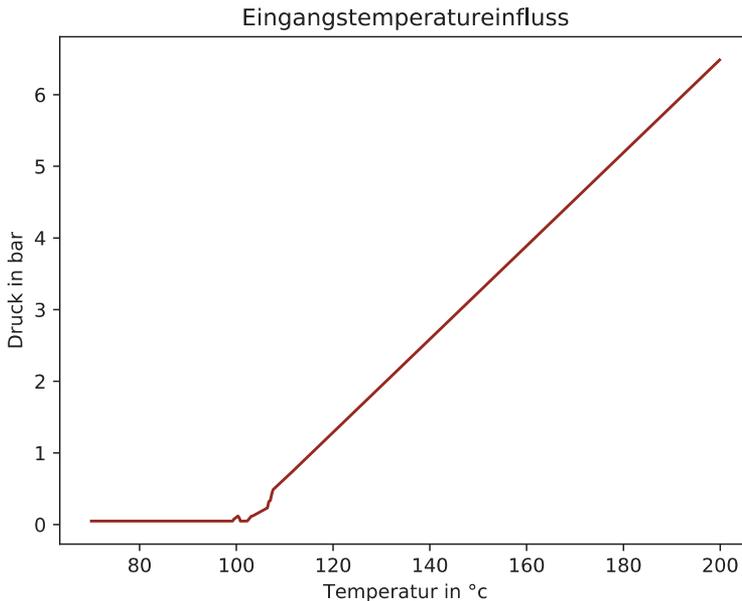


Abbildung 7: Temperatureinfluss bei 400 U/min und 0.1 bar Eingangsdruck

In Abbildung 8 wurde der Drehzahleinfluss dargestellt. Auch dieser ist relativ plausibel zu verstehen. Der versuchstechnische Eindruck, der stetig steigenden Differenzdruckzunahme, welche ab einem gewissen Punkt an Effektivität abnimmt, deckt sich mit der hier abgebildeten Kurve.

Dieser Abgleich wurde ebenso mit dem Eingangsdruck durchgeführt. Das so überprüfte Modell wurde von Python in Matlab übertragen, um so im Simulationsprogramm genutzt zu werden.

Die Versuchsdaten beliefen sich in einem Temperaturband von 80-125°C, Drehzahlen von 200-800 U/min und einem Dampfdruck am Eingang von 0-0.3 bar. Andere Konstellationen konnten aus technischen Gründen nicht angefahren werden. Der Versuchsumfang zur Beschreibung des Druckes belief sich für diese Ergebnisse auf circa 8 Stunden. Bessere Beschreibungen würden sich mit mehr Daten realisieren lassen. Ebenso würde ein Verbesserung des Selektierungsverfahrens helfen, die stationären Punkte besser auszuarbeiten.

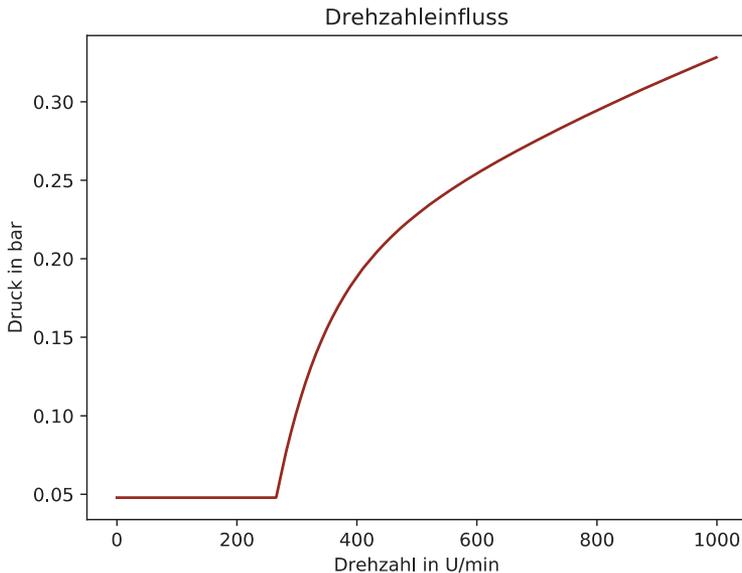


Abbildung 8: Drehzahleinfluss bei 100 °C und 0.1 bar Eingangsdruck

Aktuelle Anwendung der Ergebnisse

Das erstellte KNN wurde zur Druckbeschreibung im aktuell entwickelten Rechenkern beziehungsweise Simulationstool implementiert. Die Druckvorhersage im aktuellen Modell geht von idealen Verhältnissen aus, dabei wird in der Verdichterkammer immer vom idealen Satttdampf mit 100% Füllungsgrad ausgegangen und eine isentrope Verdichtung angesetzt. Die Ergebnisse des bisherigen Modells konnten somit realen Messdaten gegenübergestellt werden. Nachfolgend in der Tabelle 1 befindet sich eine Auswahl an Ergebnissen aus dem vorherigen Stand des Rechenkerns.

Tabelle 1: Ergebnisse des Rechenkerns und realer Messdaten

$\Delta\% \left[\frac{p_{sim}}{p_{real}} \cdot 100 \right]$	$\Delta p_{sim} [bar]$	$\Delta p_{real} [bar]$	$n_{real} \left[\frac{U}{min} \right]$	$T [^{\circ}C]$
289.7	0.869	0.3	400	110
303.9	0.547	0.18	600	97
174.6	0.869	0.35	691	110

Die Ergebnisse zeigen sehr große Abweichungen zwischen dem bisherigen Modell und den realen Messdaten am Prüfstand. Grundsätzlich wurden die Drücke stark überschätzt, was letztlich für den konstruktiven Aspekt nicht gravierend ist, da hier

eine gewisse Sicherheit mit verrechnet wurde. Allerdings wird die Erwartungshaltung mit dem bisherigen Rechenmodell, eine optimierte Geometrie zu erstellen, relativiert. Daher war im Fokus, die Systembeschreibung des Druckes zu verbessern, damit im gesamtheitlichen Optimierungsprozess eine entsprechende Geometrie erwartet werden kann. Durch die Implementierung des KNN wurden die Ergebnisse nun wie folgt verändert.

Tabelle 2: Ergebnisse des KNN und reale Messdaten

$\Delta\%$	$\Delta p_{sim,neu}$ [bar]	Δp_{real} [bar]	n_{real} [$\frac{U}{min}$]	T [°C]
4.3	0.313	0.3	400	110
7.8	0.194	0.18	600	97
8.2	0.379	0.35	691	110

Aus der Tabelle 2 geht deutlich hervor, dass der Genauigkeitszuwachs im dreistelligen Bereich liegt. Entsprechend genauer sind die im Programm hinterlegten Dimensionierungsformeln für die jeweiligen Bauteile des Verdichters.

Mit Hilfe des angewendeten Verfahrens konnten wesentlich bessere Ergebnisse bezüglich des aktuellen Prototypens in einem Designpoint erzeugt werden. Die Prozessgrößengenauigkeit liegt im kleinen zweistelligen Prozentsatzbereich.

Zusammenfassung

Der aktuell verwendete Rechenkern konnte mit Hilfe des MLP wesentlich verbessert werden. So ist es nun möglich, in der Gesamtbetrachtung des Systems, die Prozessgröße mit der höchsten Relevanz besser zu beschreiben. Nachteilig bei diesem Vorgehen ist, dass die Beschreibung des Druckes hier nur für einen Designpoint gültig ist. Daher müssen noch Anstrengungen für ein baureihenübergreifendes Konzept entwickelt werden.

Ausblick

Für die Baureihe ist es nötig, das bisherige Konzept zu erweitern. Dazu wird im nächsten Schritt ein weiterer Verdichter gebaut und es werden entsprechende Versuche gefahren. Mit Hilfe dieser Ergebnisse können so Aussagen über mögliche Geometrien zwischen den Designpunkten erzeugt werden. Problematisch an diesem Vorgang ist der Korrelationseinfluss oder die Synthese bestimmter Verhaltensweisen zu einer Geometriegröße. Daher wurde der Aspekt der Zweipunktinterpolation aufgrund der geringen Anzahl an Prototypen als weniger aufschlussreich bewertet. Anders sieht es aus, wenn diverse Versuche aus Altbeständen oder Kundendaten zu den Produkten vorherrschen, hier können diese Verhaltensweisen wahrscheinlich rekonstruiert werden.

Damit eine Lösung für den kostengünstigen Weg über minimalen Ressourcenaufwand zur Verfügung steht, wird an einem weiteren Konzept gearbeitet, welches mit bisher implementierten Rechenkernen kooperiert. Dabei sollen auf Grundlage des Rechenkerns, prozentuale Veränderungen von den Systemgrößen Einfluss auf den Drucksprung haben. Der Hintergrund des Vorgehens ist folgender, während der Rechenkern geometrische Verhaltensweisen der Prozessgrößen mit betrachtet, kann das KNN dies nicht. Das KNN bietet hier ausschließlich die Betrachtung des Betriebsverhaltens an einem Designpoint. Es wird davon ausgegangen, dass eine Kombination beider Modellierungsansätze zu einer breiteren Beschreibbarkeit führen kann. Es besteht derzeit ein Konzept, allerdings wird hier noch der zweite Prototyp und entsprechende Validationschecks abgewartet.

Eine weitere Idee ist, ein mitlernendes Modell zu entwickeln, welches mit jeder Produktgeneration dazulernt. Insbesondere können neben diesem Wissenszuwachs ebenso Überwachungsalgorithmen für das Produkt entwickelt werden, sodass für den Endkunden nicht nur das Produkt mit Messtechnik, sondern gleich ein nutzungsabhängiger Wartungsvertrag abgeschlossen werden kann. Im Gegenzug erhält der Vermarkter die Messdaten des Produktes, um Individuallösungen anbieten zu können.

Literatur

- /1/ Rosenblatt, F.: The perceptron: A probabilistic model for information storage and organization in the brain, Psychological Review Bd. 65, Nr.6, S.386-408, 1958
- /2/ Narendra, K.S.; Parthasarathy, K.: Identification and control of dynamical systems using neural networks, IEEE Transactions on Neural Networks Bd. 1, Nr.1, S.4-27, 1990
- /3/ Jie W.; Jun W.; Wen F.; Hongli N.: Financial Tim Series Prediction Using Elman Recurrent Random Neural Networks, Computational Intelligence and Neuroscience, S. 1-14, 2016
- /4/ Ajit K., P.K. Dash, Rajashree D., Ranjeeta B.: Forecasting financial time series using a low complexity recurrent neural network and evolutionary learning approach, Computer and Information Sciences Volume 29, Issue 4, S. 536-552, 2017
- /5/ Chetouane, F; Darenfed, S.: Neural Network NARMA Control of a Gyroscopic Inverted Pendulum, Computer Science - Engineering Letters S.6, 2008
- /6/ Specht, Donald F: A General Regression Neural Network, IEEE Transactions on Neural Networks, Bd. 2, Nr. 6, S.9, 1991
- /7/ Kaczmarek, D.; Lohrengel, A.: Systemgrößenmodellierung mit neuronalen Netzen: Ergänzung zur Baugruppenoptimierung; Institutsmittteilung Nr. 44, Technische Universität Clausthal, S. 61-76, 2019

Vergleich von FE-Lösungsmethoden für die Simulation von Schneid- und Reißprozessen

Prumbohm, M.; Lohrengel, A.

Das am IMW entwickelte Verfahren zur maschinellen Zerlegung von Bauteilen mit Blechhülle funktioniert im Wesentlichen durch die beiden Teilprozesse „Schneiden“ und „Reißen“. Um diese mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) zu simulieren, kommen entsprechend der Literatur zwei dynamische Lösungsverfahren in Frage (implizit und explizit). Diese werden für beide Teilfunktionen mit analytisch berechneten Werten sowie mit der statisch-mechanischen Lösungsmethode verglichen. Auf Basis der Ergebnisse wird jeweils eine Methode für die Berechnung des jeweiligen Teilprozesses ausgewählt.



A method developed at the IMW for the mechanical dismantling of components with sheet metal shells is essentially performed by the two sub-processes "cutting" and "tearing". Two dynamic (implicit and explicit) solution methods are available to represent these with finite element methods (FEM). These are compared for both sub-functions with formula values and with the static-mechanical solution method. Based on the results, one method is selected for the calculation of the respective sub-process.

Einleitung

Produkte werden am Ende ihres Lebenszyklus herkömmlich, z.B. mit einem Shredder, zerkleinert oder manuell demontiert. Das übergeordnete Ziel ist eine zugleich effiziente und wirtschaftlich lohnenswerte Rohstoffrückgewinnung. Beide herkömmlichen Verfahrensansätze weisen hinsichtlich der Effizienz und des Umfangs der möglichen Rohstoffrückgewinnung Vor- und Nachteile auf. So ist die manuelle Demontage hinsichtlich der Trennung und Menge an wiedergewonnenen Rohstoffen eher im Vorteil. Zugleich ist die Effizienz sowohl in technischer, als auch wirtschaftlicher Hinsicht beim maschinellen Zerkleinern deutlich höher. Beides ist natürlich stark von den zu zerlegenden Zielprodukten und den darin verbauten Wertstoffen abhängig.

Für Bauteile, die während ihrer Nutzung von einer Blechhülle versehen waren, ist ein am IMW entwickeltes, maschinelles Zerlegungsverfahren Gegenstand der Forschung. Das Verfahren, das auf dem Prinzip von Profilwalzenreißern basiert, zielt in die Lücke zwischen den beiden genannten Herangehensweisen /1/. Dabei rotieren zwei mit Werkzeugen besetzte, parallel positionierte Walzen. In den Spalt

zwischen den Walzen werden die zu zerlegenden Bauteile gegeben, die Werkzeuge schneiden in die Blechhülle ein, greifen in die duktile Blechhülle und zerlegen im Zuge der Rotation das Bauteil. Die Bestandteile der damit aufgelösten Bauteilstruktur lassen sich anschließend einfacher weiterverarbeiten. Ziel ist ein effizientes Verfahren, sowohl aus Sicht der Wertstoffrückgewinnung, als auch aus wirtschaftlicher Betrachtung.

Die Analyse des Prozesses identifiziert die Hauptfunktion „Zerlegen“. Diese lässt sich wiederum in die beiden Teilfunktionen bzw. -prozesse „Schneiden“ und „Reißen“ gliedern /2/. Zur Erfüllung der Hauptfunktion müssen die Werkzeuge jeweils die beiden Teilfunktionen in kurzer zeitlicher Abfolge auf den rotierenden Walzen erfüllen. Zu Beginn muss die Blechhülle mit einer möglichst geringen Schneidkraft F_S durchdrungen werden, um anschließend eine möglichst große Widerstandskraft F_R beim Ausreißen zu erreichen. Dies bildet einen Zielkonflikt bzw. technischen Widerspruch in der Werkzeuggestaltung. Aufgrund der Vielzahl der einflussnehmenden Parameter und möglicher Gestaltungsvarianten, bietet sich die computergestützte Simulation aus Gründen der Zeit- und Kosteneffizienz an. Aufgrund der dynamischen Prozesse mit großen Verformungen, bei zugleich langsamer Prozessgeschwindigkeit, ist die Auswahl eines geeigneten FE-Lösungsansatzes verhältnismäßig komplex. Die verschiedenen FE-Methoden, die zur Abbildung beider Teilfunktionen in Frage kommen, werden im Folgenden betrachtet und die Vor- und Nachteile hinsichtlich der Modellierung verglichen.

Explizite oder implizite Dynamik?

Die Kombination der beiden Teilfunktionen „Schneiden“ und „Reißen“ legen eine Simulationsmethode nahe, die das Werkstoffversagen der beiden Vorgänge jeweils abbilden vermag. Durch die nichtlinearen Verformungen während der beiden Teilprozesse und die unterschiedlichen Geschwindigkeiten, die es im Rahmen einer Parameterstudie zu untersuchen gilt, kommt eine statisch-mechanische Simulation weniger in Frage. Um den Umfang der Nichtlinearität bei einer geringen zeitlichen Abhängigkeit aus Sicht der Simulation zu überprüfen und damit diese Aussage zu stützen, erfolgt sowohl die Berechnung, als auch der Vergleich mit einem statischen Modell. Ein möglicher Nutzen der statischen Betrachtung ist die Möglichkeit der Simulation von Werkstoffversagen mittels Rissvorhersage, wie sie vor allem in statischen Berechnungsverfahren erfolgen kann.

Die angesprochene, im Prozess auftretende starke Verformung des Bleches sowohl beim Schneiden, als auch beim Reißen, legt die Lösung mittels der expliziten Dynamik nahe /3/, /4/ und /5/. Allerdings sind die Ergebnisse einer explizit dynamisch berechneten Simulation vor allem für hohe Geschwindigkeiten bzw. kurze Zeitabschnitte aussagekräftig. Langsame Prozesse bzw. Betrachtungen über einen längeren Zeitraum müssen stark beschleunigt dargestellt werden, falls dennoch die explizite Dynamik zur Anwendung kommen soll. Die maschinelle Zerlegung lässt sich, im Vergleich mit anderen Zerkleinerungsprozessen, als langsam laufender Prozess einordnen. Mit Drehzahlen im Bereich von max. 10 U/min lässt sich für die Teilfunktion „Schneiden“ auf Basis von Messungen eine

Prozesszeit mit etwa 0,1 - 0,6 s annehmen. Die große Spanne resultiert aus einer starken Abhängigkeit der Schneiddauer neben Drehzahl, insbesondere auch von der Nachgiebigkeit der Blechteile. Für den Vergleich wird die kurze Prozesszeit von 0,1 s gewählt. In dieser Zeitspanne erfolgt weniger Blechverformung, die Schneidkraft ist geringer und nach der Erfahrung erster Tests, wird die Berechnung mit expliziter Dynamik stabiler erfolgen. Nach dem erfolgten Einschnitt der möglichst scharfen Werkzeugspitze, soll der übrige Werkzeugschaft für die Funktion „Reißen“ so stumpf wie möglich sein. Eine geringe Drehzahl begünstigt eine große Verformung der Bleche und bewirkt so ein spätes Ausreißen. Aus den Versuchen sind Ausreißdauern von 0,5 - 1 s bekannt. Um konsistent zur Auswahl der Schneidzeit zu bleiben, wird auch für das Reißen die kurze Zeitspanne von 0,5 s angenommen. Angemerkt sei, dass diese Zeitspannen, die von Parametern wie unter anderem der Umdrehungsgeschwindigkeit der Antriebswalzen, der Art des Blechwerkstoffes und der Blechstärke abhängig sind, zu den Untersuchungen weiterführender Studien gehören.

Die Simulation beider Teilfunktionen in einem Berechnungsmodell ist theoretisch möglich. Um die angesprochenen Parameterstudien durchführbar zu gestalten, müssen unverhältnismäßig lange Rechenzeiten vermieden werden. Als Lösungsansatz wird der Zerlegungsprozess analysiert und die beiden Teilprozesse „Schneiden“ und „Reißen“ werden in separaten Modellen berechnet. Die Abbildung der Werkzeugbewegung zwischen diesen beiden Teilfunktionen verlängert die Rechenzeiten in einer durchgehenden Simulation erheblich. Um die Frage nach dem jeweils am besten geeigneten Lösungsverfahren zu klären, werden die beiden Teilfunktionen mit den möglichen Verfahren simuliert und die Lösungen verglichen.

Parameter und Modelle

Aus Gründen der Vergleichbarkeit wird für beide Teilfunktionen je ein Modell erstellt und anschließend mit den drei Verfahren transient-dynamisch, explizit-dynamisch und statisch-mechanisch berechnet, siehe Abbildung 1.

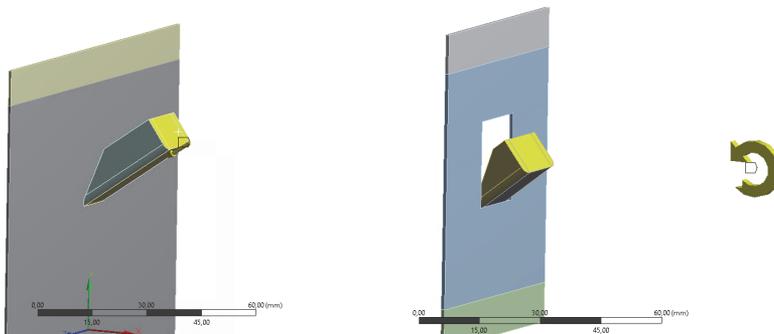


Abbildung 1: Ausgangsmodelle: links: „Schneiden“; Rechts: „Reißen“. Die eingefärbten Bereiche im Blech sind als Einspannung des Bleches definiert

In Abbildung 1 sind die Verschiebungsrichtungen mit Wirkung auf das Werkzeug (gelb gefärbt) erkennbar. Aufgrund der stabileren Modellierung mit linearen Verschiebungen, wurden diese für das Schneiden ausgewählt. Für das Ausreißen (rechte Bildhälfte, Abbildung 1) werden bis auf die explizite Dynamik, die Modelle mit einer Rotation berechnet. Die übrigen Parameter der Vergleichsmodelle sind in der Tabelle 1 aufgelistet. Einzelne Einstellungen variieren aufgrund der unterschiedlichen Lösungsmethoden.

Tabelle 1: Feste Parameter für alle Vergleichsmodelle

Blech		
Blechstärke s	0,8	mm
Blechwerkstoff	Baustahl / NL	
Zugfestigkeit R_m	460	N/mm ²
Streckgrenze R_e	250	N/mm ²
Werkzeug		
Werkstoff	Edelstahl / NL	
Zugfestigkeit R_m	650	N/mm ²
Streckgrenze R_e	210	N/mm ²
Schneidlänge l_s (ohne Seiten)	12	mm
Schneidenradius $r_{\text{Haupts.}}$	0	mm
Radius Seitenkanten r_{Seiten}	2	mm
Geschwindigkeit / Verschiebung		
Verschiebung Werkzeug in Blech	$x = 3 \text{ mm};$ $y = 2 \text{ mm}$	Result.: 3,6 mm
ω_{real}	0,63	1/s
ω_{explizit} (aufgrund der hohen Rechendauer)	$2 \cdot \omega_{\text{real}} = 1,26$	1/s
Anstellwinkel Schneiden α_s	35	°
Anstellwinkel Reißen α_R	45	°

Um die Werkzeuggestaltung zur Erfüllung der beiden Teilfunktionen einschätzen und vergleichen zu können, wird die Kraft auf das Blech, die beim Schneiden oder Reißen nach einem definierten Weg bzw. Drehwinkel durch das Werkzeug aufgebracht wird, betrachtet. Ausgehend von /6/, /7/, /8/ lässt sich die Schneidkraft F_S folgendermaßen überschlägig ermitteln:

$$F_S = l_S \cdot s \cdot 0,8 \cdot R_m \quad 1$$

Der Faktor von 0,8 berücksichtigt dabei den spezifischen Schneidwiderstand. Das Musterwerkzeug ist mit abgerundeten Seitenkanten am Schaft mit einem Radius von $r_{\text{Seiten}} = 2$ mm versehen. Die Schneidlänge verringert sich bei einer Breite des Werkzeugkorpus von 15 mm auf $l_S = 11$ mm. Dies ergibt sich im Modell durch die Geometrie und wird in der Berechnung entsprechend übernommen. Die Ergebnisse der Schneidkraftberechnungen sind in Tabelle 2 angegeben.

Für den Vergleichswert der Reißkraft, also die Kraft, die auf die Einspannung des Bleches im Zuge der Rotation wirkt, wird die Rückzugskraft aus dem Bereich der Stanztechnik berücksichtigt. Diese wird in der Literatur mit einem Bereich von 10 % bis 40 % der Schneidkraft angenommen /6/, /8/. In Anlehnung an erste, nicht-repräsentative Messwerte wird für den Vergleich der FE-Lösungsmethoden zum Einen eine Ausreißkraft F_{R1} von 20 % der Schneidkraft im unteren Bereich der Spanne aus der Literatur angenommen. Zum anderen wird mit 40 % der Schneidkraft für eine Ausreißkraft F_{R2} der höhere Bereich aus der Literatur miteinbezogen. Eine Betrachtung der Werkzeuggestalt geht in diese überschlägige Berechnung nicht ein, auch Anstellwinkel und Anlagenparameter, wie die Drehzahl, werden nicht berücksichtigt. Die Aussagekraft ist daher lediglich für die beabsichtigte qualitative Einordnung der Lösungsmodelle sinnvoll.

Ergebnisse und Vergleich

Die Ergebnisse der Simulationen werden mit den Ergebnissen der herkömmlichen Schneidkraftberechnung aus der Literatur verglichen. Je Teilfunktion wird anhand dieses Vergleichs die am besten geeignete Lösungsmethode ausgewählt und im Rahmen weiterer Arbeiten für die Optimierungsstudien der Werkzeuggestalt verwendet.

Die Abweichungen zwischen den Elementgrößen der einzelnen Modelle liegen überwiegend an der gewollten Nähe der Netzknoten von Blech und Werkzeug, was im Modellaufbau für das Schneiden mit unterschiedlichen Elementgrößen leichter zu erreichen ist. Die Netzgröße für das „Reißen“ bezieht sich in der expliziten Dynamik auf den Kontaktbereich und ist mit Rücksicht auf die Rechenzeit verhältnismäßig groß gewählt.

Tabelle 2: Ergebnisübersicht

Schneiden	Netzelementgr. Blech / Werkz. in mm	Rechenzeit in min.	Kraft in kN	Diff. von $F_{i,Lit.}$
stat.-mech.	1,5 / 1	5	2,915	9,9
transient	1,25 / 1,5	56	2,954	8,7
explizit- dynamisch	2,25 / 1,5	101 ($\omega_{real}: 350$)	0,517 (0,432)	84 (86,6)
Literaturwert $F_{S,Lit.}$	-	-	3,238	-
Reißen				
stat.-mech.	0,5 / 0,5	10	5,561	758
transient	0,5 / 0,5	349	1,222	$F_{R1}: 88,6$ $F_{R2}: 5,6$
explizit- dynamisch	2 / 2	400	1,076	$F_{R1}: 66,1$ $F_{R2}: 16,9$
Literaturwert $F_{R,Lit.}$	-	-	$F_{R1} = 0,712$ $F_{R2} = 1,295$	-

Für die Teilfunktion „Schneiden“ haben sowohl die transiente Dynamik, als auch die statisch-mechanische Lösungsmethode eine zufriedenstellende Übereinstimmung mit dem berechneten Literaturwert $F_{S,Lit.}$. Die explizite Dynamik wird für die beabsichtigte Parameterstudie, aufgrund der starken Abweichung der berechneten Ergebnisse vom Sollwert, für die Teilfunktion „Schneiden“ nicht berücksichtigt. Im Vergleich mit der transienten Dynamik erlaubt die statisch-mechanische Lösungsmethode deutlich kürzere Berechnungszeiten. Damit ist die Möglichkeit von Parameterstudien zur Gestaltoptimierung binnen kurzer Zeit gegeben und wird daher weiterverfolgt. Die Gründe für die außergewöhnlich große Abweichung des Ergebnisses des statisch-mechanischen Lösungsansatzes für das „Reißen“, lässt sich mit stark nicht-linearen Modellbestandteilen, wie der starken Verformung, begründen. Diese Methode ist für die Modellierung der Teilfunktion „Reißen“ entsprechend ungeeignet. In Abhängigkeit von der Größe der berechneten Reißkraft weisen sowohl die explizite, als auch die transiente Dynamik hohe Abweichungen im Ergebnis auf. Auch wenn erste Versuchswerte auf eine geringere Reißkraft hindeuten, so sprechen beide Modellansätze eher für eine Reißkraft, die im Bereich von 40 % der notwendigen Schneidkraft liegt. Hier sind entsprechend belastbare Versuche durchzuführen. Für die Parameterstudien zur Gestaltoptimierung der Werkzeuge wird die transiente Dynamik gewählt. Die Gründe liegen zum einen in der höheren Übereinstimmung mit dem Formelwert, aber auch in den Vorteilen gegenüber der expliziten Dynamik. Diese sind kürzere Berechnungsdauern im Bereich der vorliegenden Geschwindigkeiten, der Berücksichtigung von Verformbarkeit von Blech und Werkzeug, einer Rotationsverschiebung und der Auswertungsmöglichkeit der resultierenden Kräfte am Blech. Der Vorteil der

Methode der expliziten Dynamik, die Darstellung der Elemente-Erosion, sprich des Werkstoffversagens im Modell, wiegt die Vorteile der Berechnung mittels transienter Dynamik nicht auf.

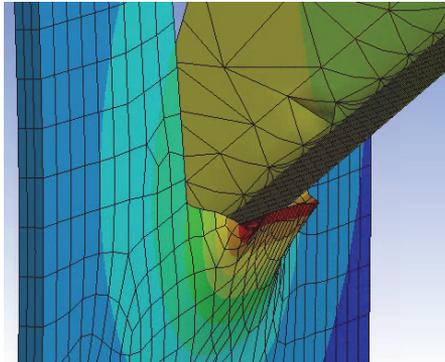


Abbildung 2: „Reißen“: Simulationsergebnis, maximale Verformung, transiente Dynamik

Ausblick

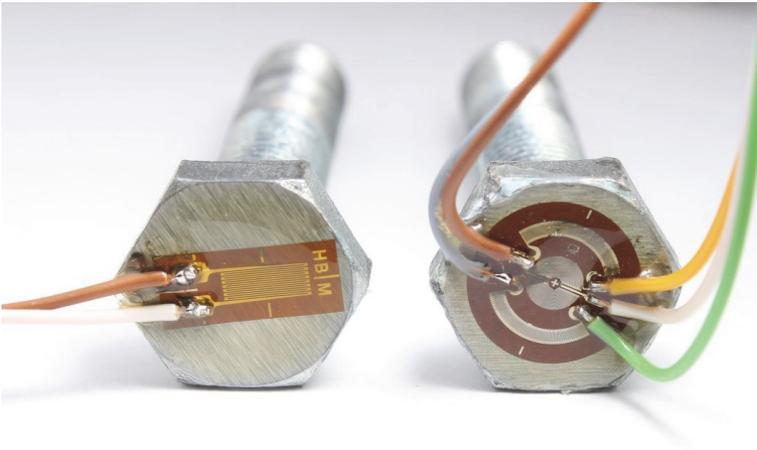
Von dem vorgestellten Vergleich ausgehend, werden Parameterstudien zur Optimierung der Werkzeuggestalt erfolgen, die von praktischen Versuchen zur Absicherung der Simulationsergebnisse begleitet werden. Neben den Werkzeugparametern, wie der Schneidlänge und dem Radius der Seitenkanten, sind unter anderem die Fragen nach unterschiedlichen Werkstoffen und dem Einfluss des Schneidwinkels und der Anlagengröße von Interesse. Darüber hinaus wird die Nutzung des SMART-Rissvorhersage-Tools des verwendeten FE-Programms ANSYS für den statisch-mechanischen Ansatz bei der Modellierung der Teilfunktion „Schneiden“ geprüft.

Zusammenfassung

Um die beiden Teilprozesse „Schneiden“ und „Reißen“ eines Zerlegungsverfahrens für Blechbauteile mittels FEM zu simulieren, werden explizit und transient dynamische, sowie eine statisch-mechanische Lösungsmethode anhand eines Mustermodells mit Literaturwerten verglichen. Im Ergebnis ergibt sich die Möglichkeit, das „Schneiden“ mittels des statisch-mechanischen Lösungsansatzes mit sehr kurzen Rechenzeiten realistisch zu beschreiben. Das „Reißen“ lässt sich im Vergleich am besten mittels einer transienten Dynamik berechnen. Insbesondere die Ergebnisse der Teilfunktion „Reißen“ müssen durch ausstehende Versuche bestätigt werden.

Literatur

- /1/ Prumbohm, M.; Lohrengel, A.: Zerlegen statt Zerkleinern, lohnt sich das?, Institutsmittteilung Nr. 44, IMW Clausthal, 2019
- /2/ Prumbohm, M.; Lohrengel, A.: Zerlegen als Aufgabe eines Pre-Shred-Prozesses. In: 5. Symposium Rohstoffinnovationen und Rohstoffeffizienz, 9. Mai 2019, Fraunhofer ICT, Pfinztal, S. 99-107
- /3/ Gebhardt, C.: Praxisbuch FEM mit ANSYS Workbench. Hanser Verlag, 1. Auflage, 2011, ISBN: 978-3-446-42517-0
- /4/ Prumbohm, M.: Simulation eines Schneidvorgangs mittels expliziter Dynamik, Institutsmittteilung Nr. 42, IMW Clausthal, 2017
- /5/ Prumbohm, M.: Neuartiges Verfahren zur Zerlegung blechumhüllter Elektroteile. Jahrestreffen der ProcessNet-Fachgemeinschaften "Prozess-, Apparate- und Anlagentechnik" sowie „Werkstoffe, Konstruktion, Lebensdauer“ 2017, 20.11.2017, Würzburg
- /6/ Romanowski, W.P.: Handbuch der Stanzereitechnik, VEB Verlag Technik, 5. Aufl. Berlin 1965
- /7/ Feldhusen, J. (Hrsg.); Grote, K.-H. (Hrsg.): Dubbel : Taschenbuch für den Maschinenbau. 23. Aufl., Berlin: Springer-Verlag, 2011
- /8/ Oehler, G.; Kaiser, F.: Schnitt-, Stanz- und Ziehwerkzeuge. 8. Auflage, Berlin, Springer, 2001



Systementwicklung, Versuchstechnik und Maschinenakustik



Experimentelle Ermittlung der Nabenaufweitung an torsionsbelasteten Rändelpressverbindungen

Mörz, F.; Schäfer, G.

Im folgenden Artikel wird eine Möglichkeit zur experimentellen Erfassung der radialen Aufweitung an den Naben torsionsbelasteter Welle-Nabe-Verbindungen am Beispiel von Rändelpressverbindungen vorgestellt.



In the following article, a possibility for the experimental investigation of radial hub expansion of torsional loaded shaft-hub connections is presented, using the example of knurled shaft-hub-connections.

Prinzip der Rändelpressverbindung

Rändelpressverbindungen (RPV) sind eine spezielle Form von Welle-Nabe-Verbindungen. Sie vereinen die Prinzipien von form- und reibschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen. Dazu wird einer der beiden Verbindungspartner mit einer achsparallelen Rändelung, z.B. Form RAA nach DIN 82 /1/ im Bereich der Passfuge versehen. Der andere Verbindungspartner wird mit einer glatten Fügefläche ausgeführt, vgl. Abbildung 1. Zwischen den beiden Fügeflächen ist außerdem ein Übermaß U vorhanden. Je nach Gestaltung des Fasenwinkels φ , entsteht die Verbindung beim axialen Einpressen des gerändelten Verbindungspartners durch Schneiden und/oder Umformen des Materials des nicht gerändelten Verbindungspartners. Dazu ist eine ausreichende Härtedifferenz zwischen dem harten, gerändelten Partner und dem weichen, nicht gerändelten Partner erforderlich, siehe hierzu auch /2/. Das Prinzip der Rändelpressverbindung ist in Abbildung 1 dargestellt.

Für die Einstellung definierter Durchmesser toleranzen am Zahnkopf können die Rändel-Zahnköpfe nach der Fertigung der Rändelung abgetragen werden. Dies lässt außerdem ein besseres Zentrierverhalten dieser Verbindungen im Vergleich zu nicht nachträglich bearbeiteten Rändelungen erwarten, siehe hierzu auch /3/.

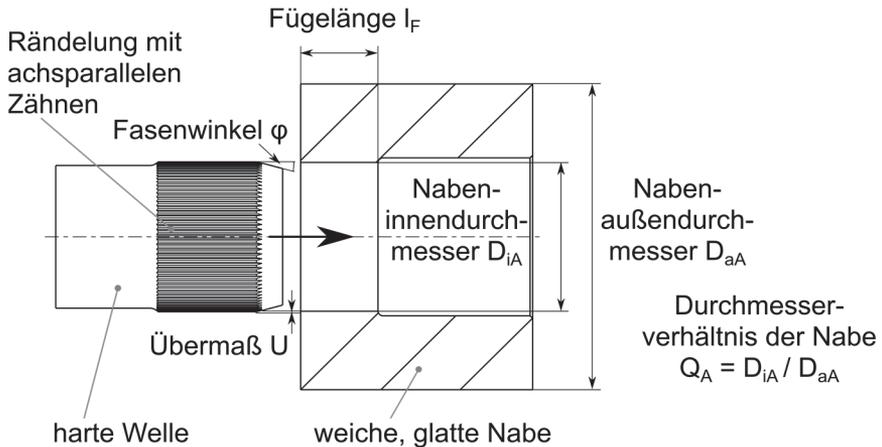


Abbildung 1: Prinzip der Rändelpressverbindung: Einpressen und/oder Einschneiden einer harten gerändelten Welle mit abgetragenen Zahnköpfen (links) in eine weiche, glatte Nabe, hier dickwandig ausgeführt (rechts)

Nabenaufweitung

Aufgrund des Übermaßes zwischen den Verbindungspartner kommt es beim Fügen der Verbindung zu einer radialen Aufweitung der Nabe. Je nachdem welcher Verbindungspartner mit der Rändelung versehen ist und welche Nabenwandstärke vorhanden ist (beschrieben durch das Nabenwandstärkenverhältnis Q_A), kann es hier bereits zu einem vollständigen Plastifizieren des Nabenmaterials kommen. Aufgrund dessen können zusätzliche Maßnahmen zur radialen Abstützung der Nabe während des Fügevorgangs erforderlich sein, siehe hierzu /2/.

Wird die gefügte Verbindung mit einem Torsionsmoment beaufschlagt, kann es zu einer beanspruchungsbedingten Nabenaufweitung kommen. Aufgrund der Geometrie der kombiniert reib-/formschlüssigen Kontaktfläche bzw. den Zahnflanken der Rändelung, ist hier eine Bewegung und damit verbunden eine radiale Aufweitung der Nabe möglich, bevor es zum Versagen der Verbindung durch Abscheren der Zähne in der Nabe kommt (vgl. Abbildung 2). Ergebnisse aus experimentellen Untersuchungen /4/ zeigen, dass nach dem Abscheren der Verzahnung in der Nabe die Stümpfe der abgesicherten Zähne in unterschiedlicher Ausprägung erhalten bleiben (vgl. Abbildung 2 ,rechts).

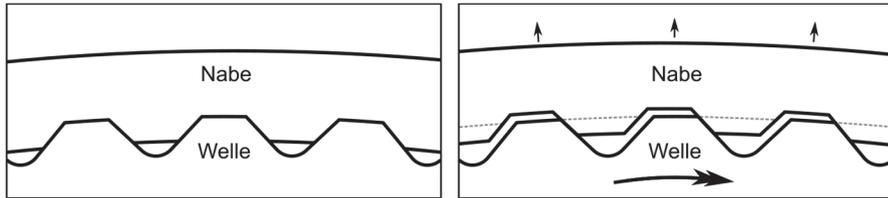


Abbildung 2: Schematische Darstellung einer RPV im gefügten Zustand (links) und radiale Aufweitung der Nabe unter Torsionsbelastung, sowie Abscher-Ebene der Rändelzähne in der Nabe bei Versagen der Verbindung (rechts)

Experimentelle Untersuchungen

Im Rahmen des FVA Forschungsvorhaben 658 II „Fertigungseinfluss Rändelpressverbindungen“ AiF-Nr. 20172 N/1 wurden statische Torsionsuntersuchungen durchgeführt /4/. Einige ausgewählte Proben für die stat. Torsionsversuche wurden zusätzlich mit Dehnmessstreifen zur Messung der radialen Aufweitung während der Torsionsbelastung bestückt.

Rändelgeometrie

In Abbildung 3 ist die Rändelgeometrie der verwendeten RPV-Proben mit Maßangaben dargestellt. Die Rändelung verfügt über eine Teilung $t = 1$ mm, sowie eine Zahnfußausrundung zwischen den einzelnen Rändelzähnen. Die Zahnköpfe wurden nach der Herstellung der Rändelung überschleift. Zwischen Welle und Nabe ist ein radiales Übermaß von $U_{\text{radial}} = 0,165$ mm vorgesehen.

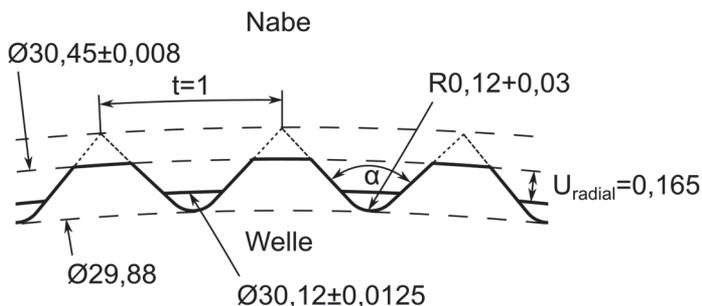


Abbildung 3: Schematische Darstellung der untersuchten Geometrie der Rändelpressverbindung im gefügten Zustand

Untersuchte Parameterkombinationen

Im Rahmen der experimentellen Ermittlung der Nabenaufweitung wurden gerändelte Wellen aus 16MnCr5 und C45E (Rändel nach DIN 82, Form RAA, $t = 1$ mm, mit abgetragenen Zahnköpfen, wälzgefräst, $l_F = 15$ mm, 16MnCr5-Wellen gehärtet auf 700+50HV) mit verschiedenen Nabenmaterialien und -wandstärken zu Rändelpressverbindungen gefügt und untersucht. In Tabelle 1 sind die untersuchten Parameterkombinationen aufgeführt. Je Kombination wurden drei Torsionsversuche durchgeführt, dabei wurden jeweils auf einer repräsentativen Probe Dehnmessstreifen (DMS) appliziert und die Nabenaufweitung gemessen.

Tabelle 1: Parametervariation für die experimentelle Ermittlung der Nabenaufweitung

Wellenwerkstoff	Nabenwerkstoff	Nabenwandstärkeverh. Q_A
16MnCr5	C45	0,5
		0,8
	EN-AW5083	0,5
		0,8
C45E	EN-AW5083	0,5
		0,8

Applikation der Dehnmessstreifen

Für die Untersuchungen werden aufgrund der erforderlichen Platzverhältnis für die Applikation der Dehnmessstreifen Rändelproben mit einer Fügelänge von $l_F = 15$ mm gewählt. Die experimentelle Ermittlung der Naben-Umfangsdehnung erfolgt in zwei Ebenen an den Naben, jeweils 2,5 mm von Verbindungs-Beginn und -Ende entfernt. Daraus kann anschließend die radiale Aufweitung berechnet werden. Die Widerstandsänderung welche an den Dehnmessstreifen aufgrund der Nabendehnung entsteht, wird mit Hilfe einer Wheatstoneschen Brückenschaltung erfasst, hier jeweils als 1/4-Brücke ausgeführt. Diese Verschaltung bietet nicht die Möglichkeit einer Temperaturkompensation während der Messung. Aufgrund der sehr kurzen Versuchsdauer eines Torsionsversuchs (wenige Sekunden) kann im konkreten Fall jedoch darauf verzichtet werden. Während der Versuchsdurchführung ist keine Erwärmung der Bauteile zu erwarten. Vor der Versuchsdurchführung wurde eine ausreichende Zeit zur Angleichung der Bauteiltemperatur an die Raum- bzw. Prüfstandstemperatur, sowie zur Eigenerwärmung der Dehnmessstreifen beachtet.

Weiterhin sollten im Versuch ausreichend große Dehnungen gemessen werden, damit evtl. Störgrößen das Messsignal nicht übermäßig beeinflussen können. Der Richtwert für eine ausreichend große Dehnung liegt nach /5/ bei etwa 1000 $\mu\text{m}/\text{m}$.

Die gemessenen Dehnungen lagen bei den Proben mit dünnwandigen Naben im Bereich bis ca. 3500 $\mu\text{m}/\text{m}$, bei den dickwandigen Naben bis ca. 600 $\mu\text{m}/\text{m}$. Damit konnte sichergestellt werden, dass bei einem Großteil der Versuche ausreichend große Dehnungen gemessen werden konnten.

Für die Versuche wurden Dehnmessstreifen mit einem Nennwiderstand von 120 Ω und einer Gitterabmessung von 10 mm x 3 mm verwendet.

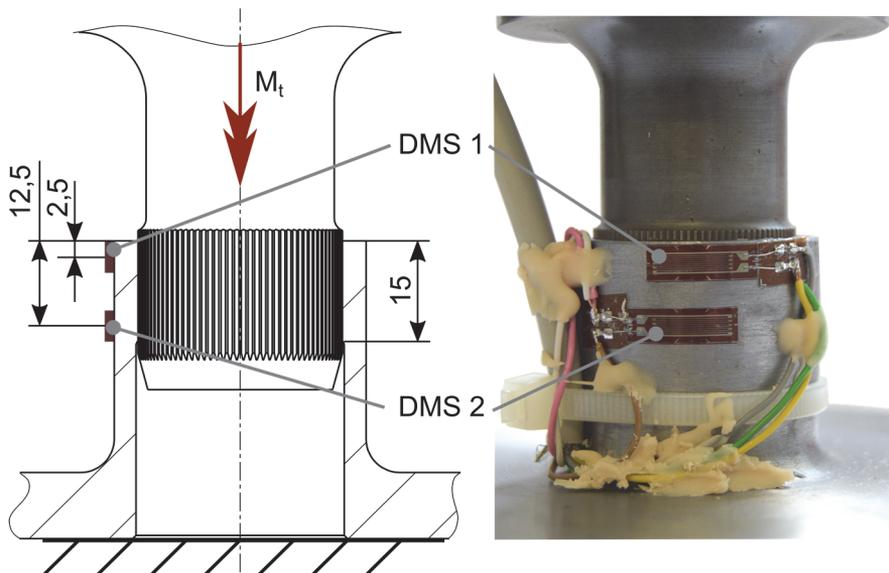


Abbildung 4: Dehnmessstreifen- bzw. Schnittebenen für die Ermittlung der Nabenaufweitung an einer dünnwandigen Nabe ($Q_A = 0,8$) schematisch (links) und auf der Probe appliziert (rechts)

Torsionsbelastung

Die Torsionsbelastung der Welle-Nabe-Verbindung erfolgt im statischen Torsionsversuch. Dazu werden die Bauteile in eine dafür angepasste Aufnahme in einem statischen Torsionsprüfstand adaptiert, vgl. Abbildung 5. Die Probenaufnahme ist im Wellenstrang zwischen zwei Membrankupplungen platziert, um evtl. Einflüsse aufgrund von Querkräften auszuschließen. Die Erfassung des Drehmomentes erfolgt mit Hilfe eines Drehmomentmessflansches, der im Wellenstrang zwischen Festlagerbock und Membrankupplung angeordnet ist. Der Verdrehweg wird mit Hilfe eines über einen Pneumatik-Zylinder vorgespannten Drahtseils und eines optischen Wegsensors erfasst, siehe hierzu auch /6/.

Die Proben werden mit einem Getriebemotor bis zum Versagen belastet. Während der Torsion wird die Nabendehnung mit Hilfe der Dehnmessstreifen aufgezeichnet.

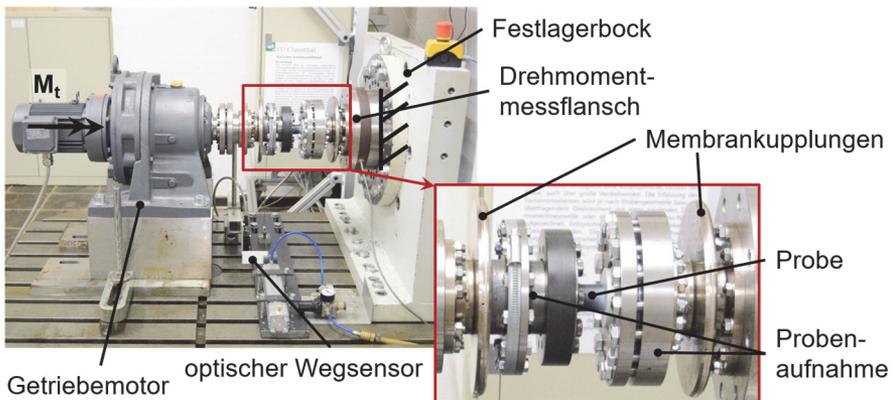


Abbildung 5: Prüfstand für die statischen Torsionsuntersuchungen mit eingebauter Probe

Versuchsergebnisse

In den nachfolgenden Abbildungen 6 bis 8 sind die Ergebnisse der statischen Torsionsversuche dargestellt. Neben dem Drehmomentverlauf ist die radiale Nabenauflaufweite in beiden Schnittebenen über dem Verdrehwinkel für die jeweilige Parameterkombination aufgetragen.

Zunächst werden die Drehmomentverläufe ausgewertet: Mit Ausnahme der Kombination 16MnCr5–C45, $Q_A = 0,5$ rutschen die RPV bei Erreichen des maximalen, übertragbaren Drehmoments durch. Die in die Naben eingeformte Verzahnung wird abgesichert. Bei der Kombination 16MnCr5–C45, $Q_A = 0,5$ versagt die Probe außerhalb der Verbindungen im freien Wellenbereich aufgrund einer Überschreitung der Wellenfestigkeit (vgl. Abbildung 6, links).

Bei den Proben mit dickwandigen Aluminium-Naben ($Q_A = 0,5$) versagt jeweils die RPV. Auffällig ist bei der C45E–EN-AW5083 Probe der im Vergleich zur Materialkombination 16MnCr5–EN-AW5083 sehr große Verdrehwinkel bis zum Versagen der Verbindung (vgl. Abbildung 7 und Abbildung 8). Die Ursache dafür ist der verwendete Wellenwerkstoff C45E. Während der Torsion der Probe kommt es zu einer plastischen Verformung der C45E Welle vor der RPV, sowohl im freien Wellenbereich, als auch im Bereich der Rändelung. Für die Kombination mit dickwandigen Aluminium-Naben ist hier dementsprechend eine höhere Wellenfestigkeit erforderlich.

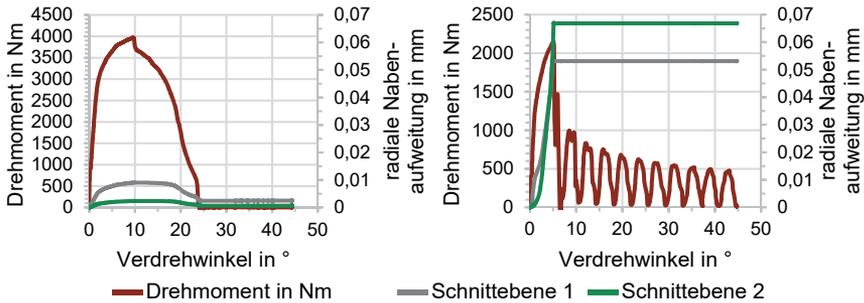


Abbildung 6: Materialkombination 16MnCr5–C45: Drehmoment und Nabenaufweitung für dickwandige Nabe ($Q_A = 0,5$), links und dünnwandige Nabe ($Q_A = 0,8$), rechts

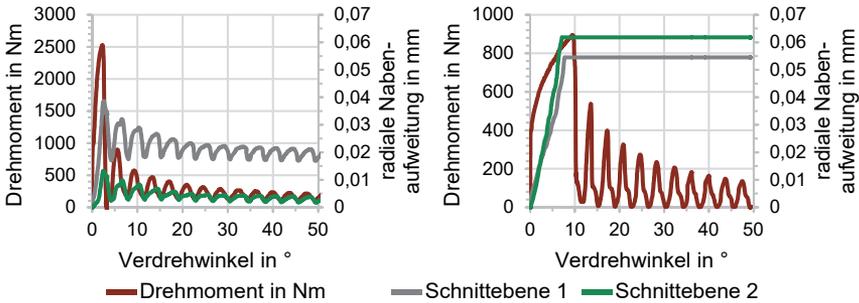


Abbildung 7: Materialkombination 16MnCr5–EN-AW5083: Drehmoment und Nabenaufweitung für dickwandige Nabe ($Q_A = 0,5$), links und dünnwandige Nabe ($Q_A = 0,8$), rechts

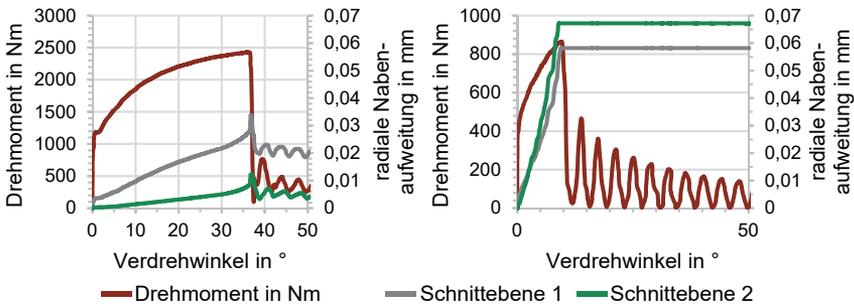


Abbildung 8: Materialkombination C45E–EN-AW5083: Drehmoment und Nabenaufweitung für dickwandige Nabe ($Q_A = 0,5$), links und dünnwandige Nabe ($Q_A = 0,8$), rechts

Bei der Auswertung der Drehmomentverläufe für die Kombinationen mit dünnwandigen Naben ($Q_A = 0,8$) fällt auf, dass alle Proben ähnliche Drehmomentverläufe aufweisen. Bei der 16MnCr5–C45 Verbindung ist das maximale übertragbare Drehmoment aufgrund der Materialpaarung entsprechend größer, als bei den Stahl/Aluminium-Paarungen.

Bei allen Verbindungen kann nach dem initialen Überschreiten des maximalen übertragbaren Drehmomentes und dem ersten Durchrutschen der Verbindung noch ein Drehmoment von etwa einem Drittel bis zur Hälfte, des maximalen Momentes bis zum erneuten Durchrutschen der Verbindung übertragen werden. Dies entspricht dem Überdrehen der Verbindung um jeweils einen Rändelzahn bzw. eines Zahnstumpfes nach Abscheren der in der Nabe eingeformten Verzahnung (vgl. Abbildung 2). Mit jedem weiteren Überdrehen fällt das verbleibende übertragbare Drehmoment kontinuierlich ab.

Bei der Betrachtung der Nabenaufweitungen fällt auf, dass bei allen Proben mit dickwandigen Naben ($Q_A = 0,5$) die Aufweitung in Schnittebene 1 (Verbindungs-Beginn) größer ist, als in Schnittebene 2 (Verbindungs-Ende). Der Großteil des auf der Welle aufgebrachten Drehmoments wird folglich bereits am Verbindungs-Beginn in die Nabe eingeleitet (vgl. Abbildung 9, links). Bei der Stahl/Stahl-Kombination findet aufgrund des Abscherens der Welle außerhalb der RPV nur eine geringe Nabenaufweitung statt, welche nach dem Lastabfall fast vollständig zurück geht.

Für die beiden Stahl/Aluminium-Verbindungen mit dickwandiger Nabe ($Q_A = 0,5$) liegt die maximale radiale Aufweitung bei ca. 0,033 bzw. 0,04 mm. Das entspricht ca. 20-25% des Übermaßes. Beim Überdrehen der Verbindung bzw. Lastabfall reduziert sich die gemessene Nabenaufweitung. Dementsprechend ist auch nach dem initialen Überdrehen der Verbindung eine elastische Vorspannung der Nabe vorhanden.

Die Proben mit dünnwandigen Naben ($Q_A = 0,8$) erfahren im Gegensatz dazu in Schnittebene 2 (Verbindungs-Ende) eine größere radiale Aufweitung, als in Schnittebene 1 (Verbindungs-Beginn). Nach dem initialen Anstieg der radialen Aufweitung auf den maximalen Wert, fällt die Aufweitung auch bei einer Lastrücknahme bzw. erneutem Überdrehen nicht wieder ab. Die dünnwandigen Naben, sowohl aus Stahl, als auch Aluminium müssen bereits beim Fügen mittels Stützringen radial abgestützt werden, da es hier zur Plastifizierung des Nabenwerkstoffes kommt (siehe hierzu auch /2/). Unter Torsionsbeanspruchung und der damit verbundenen radialen Aufweitung, wird der Nabenwerkstoff weiter plastifiziert, sodass keine oder nur noch eine sehr geringe elastische Rückfederung des Nabenwerkstoffes vorhanden ist. Dementsprechend kann dies als Ursache für die Aufweitungsverläufe der Proben mit dünnwandigen Naben angesehen werden. Auffällig ist dabei, dass ein Großteil des Drehmoments aus der Welle am Verbindungs-Ende in die Nabe eingeleitet wird. Im Gegensatz zu den dickwandigen Naben, bei denen die Lasteinleitung am Verbindungs-Anfang erfolgt (vgl. Abbildung 9). Die maximalen radialen Aufweitungen liegen bei 0,06 bzw. 0,067 mm. Das entspricht ca. 35-40% des Übermaßes.

Aufgrund der dünnwandigen Nabengeometrie ($Q_A = 0,8$) und dem damit verbundenen Verlauf der Radialsteifigkeit resultiert eine erhöhte Aufweitungsaffinität am Verbindungs-Beginn. Die höchste Pressung innerhalb der Verbindung ist hier am

Verbindungs-Ende zu erwarten. Infolge dessen sind besonders bei dünnwandigen Naben mit zunehmender Verbindungslänge nur moderate Steigerungen der übertragbaren Torsionslast realisierbar.

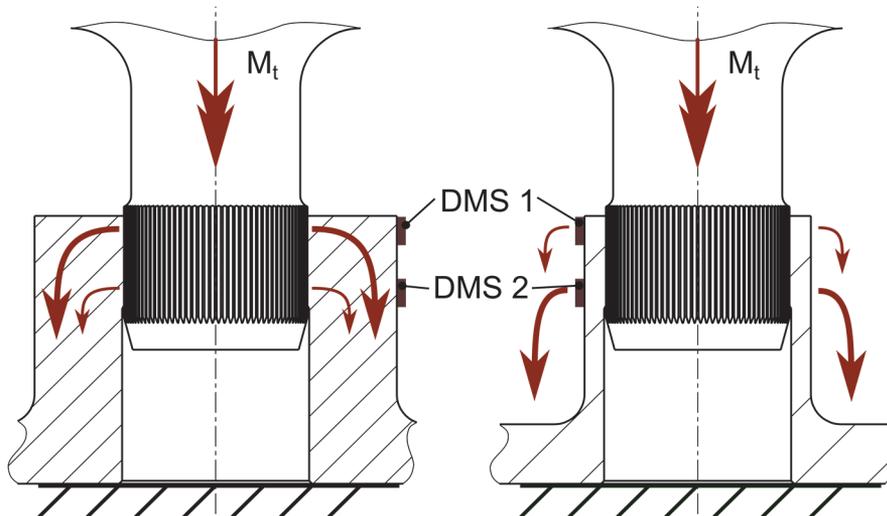


Abbildung 9: Drehmomentübertragungspfad innerhalb einer Rändelpressverbindung für eine dickwandige Nabe ($Q_A=0,5$), links und für eine dünnwandige Nabe ($Q_A=0,8$), rechts

Insgesamt sind die gemessenen radialen Aufweitungen der Naben unter Torsionsbelastung der RPV sehr deutlich. Bei den dünnwandigen Naben ergibt sich eine Aufweitung des Nabenaußendurchmessers von maximal ca. 0,134 mm, bei den dickwandigen Naben von maximal ca. 0,08 mm. Nach dem Versagen der Verbindungen durch Abscheren, der in den Naben ausgeprägten Rändelung, bleiben die Zahnstümpfe der abgescheren Zähne in den Naben erhalten. Bei den dünnwandigen Naben sind diese verbleibenden Zahnstümpfe stärker ausgeprägt (höher), als bei den dickwandigen Naben, dies belegen auch Messungen an den im statischen Torsionsversuch geprüften Proben ohne Nabenaufweitungsmessung.

Zusammenfassung

Mit dem hier aufgezeigten Vorgehen kann die Nabenaufweitung von Welle-Nabe-Verbindungen unter Torsionsbelastung ermittelt werden. Die experimentell an Rändelpressverbindungen ermittelten Drehmoment- und Aufweitungsverläufe erlauben eine Beurteilung der Drehmomentleitung innerhalb der Verbindungen in Abhängigkeit von der Nabenwandstärke. Zudem ermöglichen die gemessenen Aufweitungen eine Beurteilung der Eignung der Verbindung in Bezug auf mögliche Nabenaufweitungen im Betrieb.

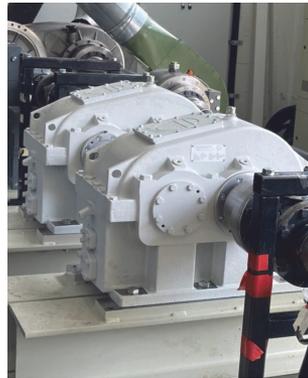
Literatur

- /1/ Norm DIN 82: Rändel, Januar 1973
- /2/ Mörz, F.; Schäfer, G.: Einflüsse auf den Fügevorgang von Rändelpressverbindungen, Institutsmittteilung Nr. 44, S.19–28, Institut für Maschinenwesen, Technische Universität Clausthal, 2019
- /3/ Mörz, F.; Lohrengel, A.: Beitrag zur Verbesserung der praktischen Realisierung der geometrischen Gestalt von Pressverbindungen mit gerändelter Welle. In: Tagungsband zum 16. Gemeinsamen Kolloquium Konstruktionstechnik, 2018, Nr. 16, S. 260–271
- /4/ FVA658II: „Fertigungseinfluss Rändelpressverbindung“ der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. AiF-Nr.: 20172 N/1, unveröffentlichter Sachstandsbericht, Oktober 2019
- /5/ Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH: Der Weg zum Messgrößenaufnehmer – Ein Leitfaden zur Anwendung der HMB K-Dehnungsmessstreifen und Zubehör, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt, 2008
- /6/ Mörz, F.; Schäfer, G.: Neuer Prüfstand für zügige Torsionsbeanspruchung, Institutsmittteilung Nr. 41, S.99–102, Institut für Maschinenwesen, Technische Universität Clausthal, 2016

Erweiterung des Megawatt-Verspannprüfstands um einen Hochdrehzahlbereich

Heinrich, C.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.

Am IMW steht ein Verspannprüfstand mit ca. 1MW umlaufender Leistung zur Verfügung, in welchem nunmehr Prüfungen bei 15'000 min⁻¹ durchgeführt werden können.



The IMW has upgraded a closed-loop torsion test rig with a circulating power of about 1MW for testing at 15'000 rpm.

Das Institut für Maschinenwesen verfügt bereits seit 2008 über einen Verspannprüfstand, in welchem umlaufende Leistungen um ein Megawatt erreicht werden können /1/. Ursprünglich wurde dieser zum Test von Gelenkwellen aus dem Schienenfahrzeugbereich eingesetzt, stand jedoch in Folge auch für diverse andere Untersuchungen zur Verfügung. Im vergangenen Jahr wurden die im Titelbild dargestellten Turbogetriebe mit einer Leistung von 900 kW und einer Drehzahl von 15'000 min⁻¹ in den Prüfstand integriert. Somit verfügt der Prüfstand über drei Drehzahlbereiche.

Der neue Hochdrehzahlbereich erlaubt beispielsweise die Untersuchung des Verschleißverhaltens von Zahnwellen für Turbomaschinen oder E-Achs-Getriebe unter Berücksichtigung der real durch die drehzahlbedingt hohe Reibleistung entstehenden Temperaturverteilung. Weitere naheliegende Anwendungsbereiche sind der Test von ganzen Antriebsstrangbaugruppen mit Lagern oder die Durchführung von rotordynamischen Untersuchungen an Kupplungen wie z. B. die Dämpfungskoeffizientmessung an Bogenzahnkupplungen.

Damit der Prüfstand nicht nur die gerade genannten, sondern auch diverse weitere Szenarien bewältigen kann, ist er flexibel einsetzbar konstruiert worden. Wahlweise können Prüflinge in drei verschiedenen Abschnitten eingesetzt werden, welche unterschiedliche maximale Drehzahlen und Drehmomente – bis zu 20 kNm – bedeuten und bei Nichtbenutzung durch Wellenstränge geschlossen werden (siehe Abbildungen auf der Folgeseite). Für den Betrieb in den niedrigeren Drehzahlbereichen können die Turbogetriebe entfernt werden. Im Hochdrehzahlbereich kann ein maximaler axialer Bauraum von 640 mm bereitgestellt werden.

Literatur

- /1/ Lau, P.: Neuer Verspannprüfstand dringt in den Leistungsbereich über 500 kW vor, Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal Bd. 33, S. 101–102, 2008



Abbildung 1: Übersichtsfoto des MW-Verspannprüfstands

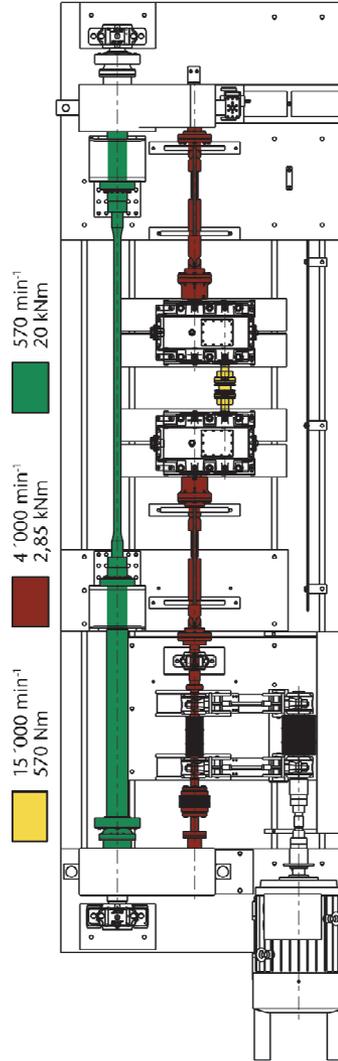


Abbildung 2: Drehzahlen und Drehmomente am Prüfstand. Zum Erreichen der Maximaldrehzahl des roten und grünen Strangs müssen die Turbogetriebe ausgebaut werden.

Das Biomechanik Labor

Maume, E.; Lohrengel, A.

Das Biomechanik Labor des IMW wird zum einen für die Lehre innerhalb eines Praktikums genutzt und zum anderen werden dort Untersuchungen für ein Forschungsprojekt durchgeführt. Einige der Studierenden der TU Clausthal haben hier auch das Thema ihrer Abschlussarbeit gefunden und so an der Gestaltung des Labors mitgewirkt.



The biomechanics laboratory at IMW is used for an student practice. Moreover experiments are carried out for a research projekt. Some students of the Clausthal University of Technology found the topic of their thesis here and thus contributed to the design of the biomechanics laboratory.

Der Prüfstand „Ergometer“

Der Prüfstand „Ergometer“ des IMW ist funktional betrachtet mit einem klassischen Fahrradergometer zu vergleichen. Allerdings hat er optisch mit einem Ergometer, wie man es aus dem Fitnessstudio oder einem Heimtrainer kennt, nicht sonderlich viel gemeinsam. Das liegt vor allem daran, dass bei seiner Entwicklung das Augenmerk auf zusätzliche Funktionen lag.

Der mechanische Aufbau ist eine Eigenkonstruktion des IMW, der zum Ziel hat, neben zusätzlicher Sensorik auch deutlich mehr Verstellmöglichkeiten bzw. größere Verstellbereiche zu realisieren. Die erste studentische Abschlussarbeit im Rahmen des Biomechaniklabors ist schon während der Planungsphase des Ergometers entstanden. Der Maschinenbaustudent Herr Kuckella hat mit seiner Masterarbeit „Konstruktion eines individuell einstellbaren Ergometers“ [1] eine wichtige Basis für den Aufbau des Prüfstands geliefert. In dieser erstellte er mit PTC Creo eine CAD Konstruktion eines Ergometers, bei dem sich ergonomisch relevante Größen wie Sattelhöhe, Sitzrohrwinkel, Lenkerhöhe, Sitzlänge, usw. für den Nutzer separat ändern lassen.

An dem Prüfstand können, neben der üblichen Sattelhöhenverstellung an Fahrradergometern auch die horizontalen Abstände von Lenker (800 mm) und Sattel (200 mm) zur Kurbel mit Spindel-Schrittmotoren angepasst werden. Die Höhe von Sattel und Lenker lassen sich (je 500 mm) anpassen, da diese auf Hubsäulen montiert sind. So lässt sich das Sitzdreieck, das durch die Sitzlänge, die Sitzhöhe und der Sitzrohrwinkel des Ergometers definiert wird, verändern. Wie genau das Sitzdreieck gebildet wird, stellt Abbildung 1 dar.

Es ist daher möglich auf die anthropometrischen Daten eines jeden Probanden zu reagieren und unterschiedliche Fahrpositionen abzubilden.

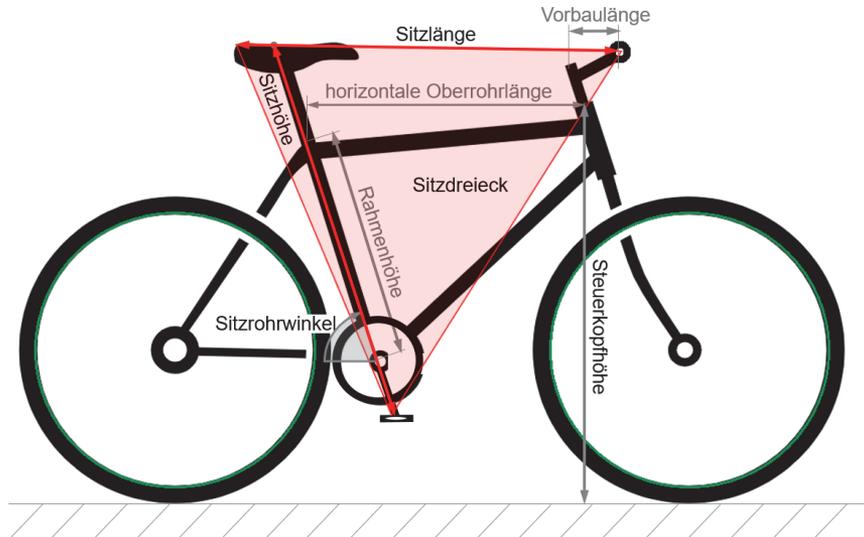


Abbildung 1: Skizze eines Fahrrads mit eingezeichnetem Sitzdreieck

Die Ausrüstung im Biomechanik Labor umfasst außerdem die Möglichkeit der Durchführung einer Ergospirometrie, zur Messung des Atemvolumens und der Atemgaszusammensetzung der Probanden unter einer definierten Belastung. Die elektrische Aktivität des Herzmuskels kann mit einem Elektrokardiogramm aufgezeichnet werden. Dabei wird die elektrische Aktivität des Herzmuskels des Fahrers aufgezeichnet. So lässt sich der Einfluss der einstellbaren Größen am Ergometer auf die physiologische Leistung des Fahrers untersuchen.

Berechnung der ergonomisch korrekten Sitzposition

Den Zusammenhang zwischen einer ergonomischen Einstellung des Fahrradergometers und den Körpermaßen des Fahrers untersuchte Herr Traufetter in seiner Masterarbeit. Er entwickelte in seiner Abschlussarbeit ein Berechnungswerkzeug, mit dem, auf Grundlage der Körpermaße einer Person, die ergonomische Sitzposition für diese Person bestimmt wird. Dazu hat er unterschiedliche Theorien untersucht und seine Berechnungen in Zusammenarbeit mit der Ergonomie-Beraterin Juliane Neuss erprobt. Seine Berechnung wird in der Durchführung des Praktikums zur Bestimmung der richtigen Sitzposition herangezogen. Auch werden die in seiner Arbeit erarbeiteten Berechnung als Basis für die Entwicklung eines umfassenden Modells im Rahmen eines Forschungs-projekts dienen.

Messung der auftretenden Kräfte

Um die unterschiedlichen Sitzpositionen untersuchen und vergleichen zu können werden in Lenker und Sattel Normal- und Torsionsspannung mithilfe von Dehnmessstreifen erfasst. Zukünftig sollen zusätzlich auch die Pedalkräfte erfasst werden. Herr Muth hat in seiner Bachelorarbeit eine spezielle Fahrradtrekkurbel entwickelt. Er hat die Trekkurbel mit PTC Creo konstruiert und seinen Entwurf anschließend auf Eignung und Festigkeit untersucht. Mit dieser Trekkurbel soll zukünftig die Messung von Pedalkräften ermöglicht werden. Damit hat er einen wichtigen Punkt zur Erweiterung des Prüfstandes beigetragen.



Abbildung 2: Biomechanik Labor im IMW

Steuerung des Prüfstandes

Die Bedienung der einzelnen Verstellmöglichkeiten des Prüfstandes sowie die Aufnahme der Messdaten wurde von Herrn Ibrahim zusammengeführt. Dabei hat er die unterschiedlichen Kommunikationsschnittstellen der verbauten Komponenten in eine Bedienschnittstelle zusammengeführt. Die Arbeit orientiert sich an den Anforderungen im Praktikum orientiert und damit die Handhabung des Prüfstandes während der Durchführung von Versuchen stark verbessert.

Zusammenfassung

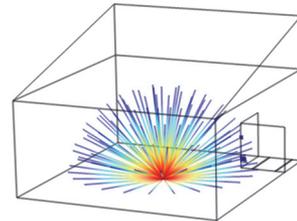
Mit dem Prüfstand „Ergometer“ wird die physiologische Leistung eines Fahrers mit der erzeugten mechanischen Leistung. So lässt sich der Wirkungsgrad der Versuchsperson in Abhängigkeit von der eingestellten Sitzposition ermitteln. Die Arbeiten von vier Studierenden hatten Anteil an der Entwicklung und dem Aufbau des Prüfstands bzw. werden Anteil an der weiteren Optimierung des Prüfstands haben. Der Prüfstand bietet auch weiterhin viel Potenzial für studentische Arbeiten, da sowohl weitere mechanische Anpassungen als auch weitere Versuche geplant sind. Vor allem für Studenten der Studiengänge Maschinenbau und Sportingenieurwesen bieten sich hier spannenden, praktische Themen.

Literatur

- /1/ Kuckella, S.: Konstruktion eines individuell einstellbaren Ergometers; Masterarbeit, Clausthal-Zellerfeld, 2019
- /2/ Traufetter, T.: Bewegungsanalyse und Parameterstudie zur Fahrradergonomie mittels CAD; Masterarbeit, Clausthal-Zellerfeld, 2019

Simulation des akustischen Absorptionsverhaltens im Raum anhand von Labormaßstabsergebnissen

Rehmet, R.; Lohrengel, A.



Die Qualifizierung von Werkstoffen als Schallabsorber findet in einem Hallraumversuch statt. Derartige Versuche erfordern zum einen sehr speziell ausgestaltete Messräume, zum anderen sind große Schallabsorber-Proben erforderlich, mit denen der Messraum bestückt wird. Um Kosten für Untersuchungen im Hallraum während der Entwicklungsphase zu sparen, wird in diesem Forschungsansatz untersucht, ob eine Übertragung von Versuchsergebnissen im Labormaßstab auf die Akustik im Raum durch eine Simulation möglich ist.

To qualify acoustic absorber materials a measurement in a hall room is required. For this measurement method, a hall room and large specimen are required. To reduce the costs and time for the qualification of absorbing materials this approach is investigating how a simulation-based model can complement the development of acoustic materials.

Ansatz und Ziel der Simulation

Wenn Werkstoffe als Schallabsorber im Innenraum eingesetzt werden sollen, kommen für die Bewertung des Schallabsorptionsgrades je nach Fortschritt der Qualifizierung verschiedene Messverfahren zum Einsatz. In der ersten Entwicklung und grundsätzlichen Untersuchung der Anwendbarkeit als Schallabsorber kommt häufig ein Impedanzrohr nach /1/ zum Einsatz. Aus den gemessenen Schalldrücken in Phasen- und Amplitudengang kann die Schallabsorption bei senkrechtem Schalleinfall im Labormaßstab an kleinen Proben mit einem Durchmesser von z.B. 130 mm bestimmt werden. Das Messverfahren wird am Institut für Maschinenwesen genutzt, um ein neuartiges Material zu qualifizieren. Nach rechnerischer Auswertung der gemessenen Größen kann der Schallabsorptionswert α bestimmt werden. Der Aufbau wird in /2/ beschrieben.

Wenn die Produktentwicklung am Akustikmaterial abgeschlossen und erfolgreich ist, wird durch die Anwendung des oben genannten Messverfahrens eine Empfehlung ausgesprochen, welches Material sich für die Nutzung als Akustikabsorber besonders eignet und weitergehend qualifiziert werden sollte.

Die weitergehende Qualifizierung erfolgt in einem Hallraum nach /3/. Ein solcher Hallraum zeichnet sich durch ein großes Raumvolumen von über 200 m³ Luftraum und schallharte Wände aus. Die Wände sind so gestaltet, dass sie möglichst breitbandig den Schall im Raum reflektieren und bestehen z.B. aus porenversiegeltem Beton. Dabei ist das Ziel, dass der Raum selbst möglichst wenig Schall absorbiert oder transmittiert und damit möglichst nur der Einfluss des Absorbers gemessen wird. Zur Bestimmung der Absorption wird ein akustischer Impuls im Raum abgegeben und an mehreren Stellen mit Mikrofonen gemessen.

Die Kosten für die Herstellung eines oder mehrerer Impedanzrohre nach Norm DIN EN ISO 10534-2 sind im Vergleich zur Einrichtung eines Hallraums oder Beauftragung eines Prüflabors mit entsprechender Ausstattung sind vernachlässigbar. Daher wird in diesem Forschungsansatz geprüft, ob der Einsatz von Simulationssoftware in der Produktentwicklung von akustisch wirksamen Werkstoffen die Anzahl der Iterationsschleifen verringern kann. Die zugrundeliegende Fragestellung ist, ob Ergebnisse aus dem Impedanzrohr durch Simulation eines Hallraums zu vergleichbaren Ergebnissen führen. In Abbildung 1 ist schematisch dargestellt, wie sich der simulative Ansatz in die Produktentwicklung integriert.

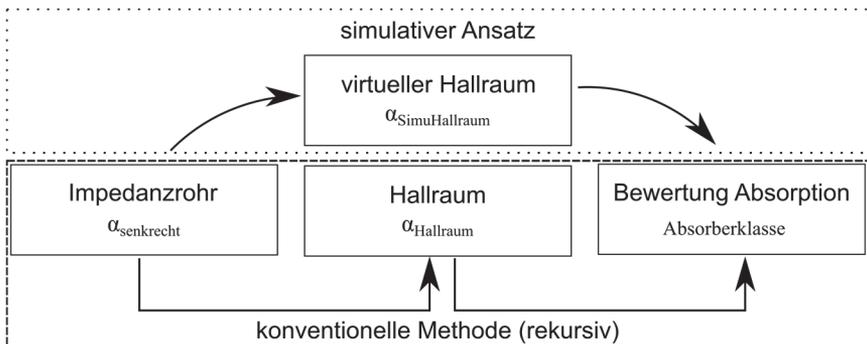


Abbildung 1: Ablaufschema zur Bestimmung der Absorptionsleistung eines Werkstoffes

Für die Qualifizierung des Materials als Büroschallabsorber wird ein vereinfachter Maßstab verwendet, der die Absorptionsleistung von vollständigen Produkten in einem System vergleichbar der Schulnoten angibt, vgl. /4/. Daher bietet ein Absorber der Klasse A eine möglichst gute Absorption in einem breitbandigen Bereich zwischen 125 und 6.000 Hz. Die Absorption wird in einzelnen Oktav-Frequenzbändern bewertet und liegt für einen A-Absorber zwischen 90 und 100% der Bezugskurve, die an das menschliche Gehör angepasst ist. Ein Absorber der Klasse E liegt in einem oder mehreren Oktavbändern in der Nähe von ca. 25% der Bezugskurve.

Ein ähnlicher Ansatz wird von Probst verfolgt, hier werden ermittelte Schallabsorptionskurven aus dem Hallraum als Datengrundlage verwendet, um im Hallraum die Anordnung der Materialien zu untersuchen /5/.

Im Bereich der normativen Anpassung schlägt Nocke vor, die Norm zur Messung im Hallraum unter simulativen Aspekten zu ergänzen. Es wird die Notwendigkeit eines Faktors zur Berücksichtigung der Form von tatsächlichen Absorbern, beispielsweise Schränken vorgeschlagen, die nicht an jeder Oberfläche mit schallabsorbierenden Materialien versehen sind und so zu einem Messfehler führen. Dieser Fehler wirkt sich auf die sogenannte akustisch wirksame Fläche des Absorbers negativ aus, diese Größe kommt im Umfeld von akustischen Raumsimulationen häufig zum Einsatz /6/.

Aufbau des Simulationsmodells zur Untersuchung der Anwendbarkeit des Ansatzes

Bedingt durch die Größe des Simulationsmodells in Kombination mit dem zu untersuchenden Frequenzbereich bietet sich die Nutzung von einem Modell auf Basis der geometrischen Akustik (Ray Acoustics) an. Dieser Ansatz beschreibt das Fortschreiten einer akustischen Welle auf Basis einer Linie (Trajektorie), entlang derer das Schallfeld berechnet wird. Durch diese Anpassung kann die Anzahl der Netzelemente im Luftraum reduziert werden.

Zur Implementierung der Simulation kommt das Ray Acoustics Modul von COMSOL Multiphysics 5.6 zum Einsatz. Das Modell zur Simulation besteht der Norm entsprechend aus einem Luftvolumen von 250 m³. An den Grenzflächen des Luftraums wird eine Bedingung gewählt, die eintreffende Schallwellen nach dem Lambertschen Gesetz reflektiert. Dabei findet kein Energieverlust statt, lediglich der Winkel der eintreffenden Wellen wird in einem Abstrahlwinkel-Bereich verändert.

Wenn plattenförmige Werkstoffe geprüft werden, schreibt die Norm zusätzlich zu den begrenzenden Wänden des Hallraums auch eine nicht absorbierende, räumliche Abtrennung des Prüfobjektes vor. Weiterhin ist die Fläche des absorbierenden Materials A durch die Norm begrenzt. Der Modellaufbau ist in Abbildung 2 dargestellt.

Als Datengrundlage für eine Verifizierung des Simulationsmodells wird ein Werkstoff gewählt, zu dem sowohl Absorptionskennlinien im Impedanzrohr ermittelt wurden, als auch im Hallraum. Ein in der Schallabsorption gängiges Material ist Melaminharzschaumstoff, zum Beispiel Basotect G. Aus dem Datenblatt /7/ werden zu Vergleichszwecken Absorptionskennwerte abgelesen, die in den beiden oben genannten Messverfahren ermittelt wurden. Dem virtuellen Absorber werden die Absorptionskennwerte aus dem Impedanzrohr zugeordnet. Die abgelesenen Absorptionskennwerte in Terzbändern sind für das jeweilige Messverfahren in Abbildung 3 eingetragen.

In der Abbildung 2 ist die Geometrie des virtuellen Hallraums sowie die Anordnung der Versuchsobjekte dargestellt. Als Schallquelle ist ein „virtueller Lautsprecher“ und als Schalldruckmessgerät ein „virtuelles Mikrofon“ eingetragen. Der virtuelle Lautsprecher ist eine Schallquelle mit semispherischer Wellenausgabe, das bedeutet, dass die Strahlen von einer Halbkugeloberfläche ausgehend ausgesendet werden. Es werden insgesamt 100 Wellenstrahlen pro Frequenz in den Hallraum

abgegeben. Die virtuellen Mikrofone überprüfen, ob in einem Radius um das Mikrofon herum die akustischen Strahlen die Messsphäre des Mikrofons passieren. Die Norm gibt vor, insgesamt 12 Kombinationen aus unterschiedlichen Mikrofonpositionen und Lautsprecherpositionen im Raum zu erstellen. Dies wird im Simulationsmodell durch zwei unterschiedliche Schallquellenpositionen und 6 verschiedenen Mikrofonpositionen implementiert.

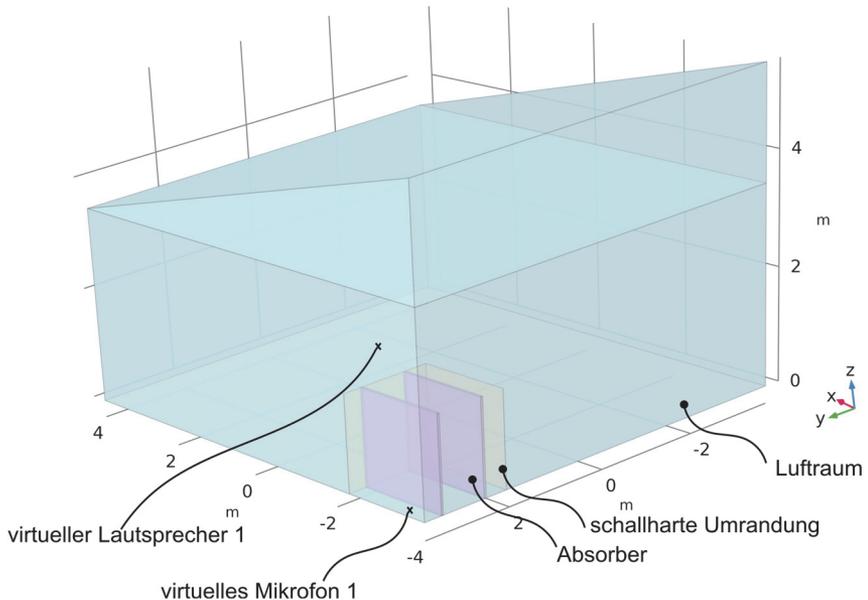


Abbildung 2: Simulationsmodell des Hallraums mit Plattenabsorbern

Aus den generierten Simulationsdaten werden Nachhallzeiten mit einem Abfall des Schallenergiepegels um 60 dB für jede Terzmittenfrequenz zwischen 100 Hz und 5000 Hz ermittelt. Hieraus wird nach Norm eine äquivalente Schallabsorptionsfläche A_T berechnet, die von weiteren Rechengrößen abhängt, vgl. Gleichung 1.

$$A_T = A_2 - A_1 = 55,3 \cdot V \cdot \left(\frac{1}{c_2 \cdot T_2} - \frac{1}{c_1 \cdot T_1} \right) - 4 \cdot V \cdot (m_1 - m_2) \quad 1$$

- mit
- A_i – Äquivalente Schallabsorptionsfläche bei Messung i
 - V – Luftvolumen im Messraum
 - c_i – Schallgeschwindigkeit bei Messung i
 - T_i – Nachhallzeit bei Messung i
 - m_i – Luftabsorptionskoeffizient bei Messung i
 - $i = 1$ – Vergleichsmessung ohne Prüfobjekt (Absorber)
 - $i = 2$ – Messung mit Prüfobjekt (Absorber)

Aus der äquivalenten Schallabsorptionsfläche wird mit Gleichung 2 der Schallabsorptionsgrad α_s bestimmt:

$$\alpha_s = \frac{A_T}{S} \tag{2}$$

mit A_T – Äquivalente Schallabsorptionsfläche
 S – Gesamte Absorberfläche im Messraum

Übertragbarkeit der Ergebnisse

Die Ergebnisse aus dem Datenblatt der Firma BASF für die Hallraummessung (α_{Hallraum}), sowie die Ergebnisse aus dem Impedanzrohr ($\alpha_{\text{senkrecht}}$) sind in der folgenden Abbildung 3 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass es zwischen der Messung im Impedanzrohr und der Messung im Hallraum in diesem Fall vor allem im Bereich zwischen 100 und 1250 Hz eine Abweichung der gemessenen Absorption gibt. Ein möglicher Erklärungsansatz ist die nicht vollständige Ausbreitung von Schallwellen mit großer Wellenlänge in einem verhältnismäßig kleinen Versuchsaufbau eines Impedanzrohres.

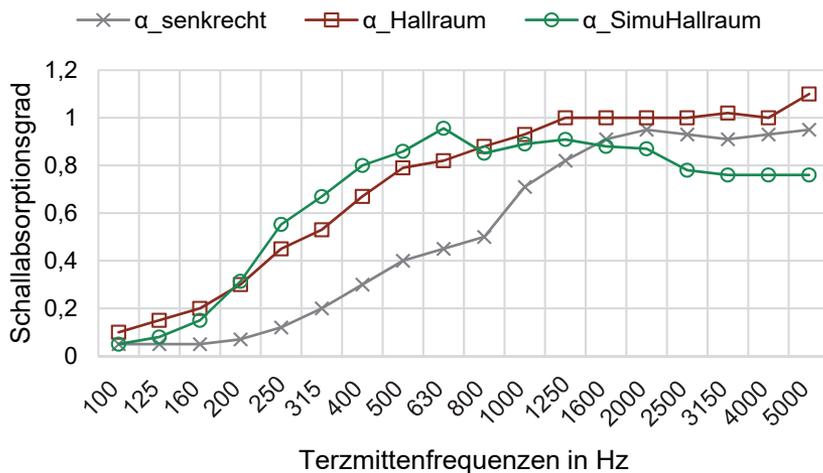


Abbildung 3: Darstellung der Absorptionskurven in den Mess- und der Simulationskonfigurationen

In der Abbildung sind neben den klassischen Versuchsergebnissen auch die Ergebnisse der Simulation dargestellt ($\alpha_{\text{SimuHallraum}}$). Für den Bereich zwischen 160 Hz und 1250 Hz trifft die Simulation das Hallraumergebnis gut, danach kommt es zu einem Abfall der Kurve. Ein möglicher Grund hierfür ist die Festlegung der

Anzahl an ausgesendeten Strahlen aus der virtuellen Schallquelle. Diese Anzahl hat im genutzten Simulationsmodell keinen Bezug zur Frequenz, sie ist als konstante festgelegt. Diese Einstellung kann zu einem verringerten, eingebrachten Energieeintrag im Frequenzbereich oberhalb von 1250 Hz führen.

Zusammenfassung und Ausblick

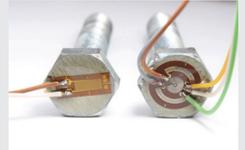
Der Ansatz, Simulationen zur Verkürzung der Entwicklungszeit von akustischen Materialien einzusetzen, ist vielversprechend. Der Vergleich der Ergebnisse von schallabsorbierenden Materialien legen nahe, dass die Parametrisierung des Simulationsmodells ein wichtiger Faktor für die Anwendbarkeit darstellt.

Mögliche Ansatzpunkte zur Verbesserung der Parametrisierung, wie zum Beispiel die Anzahl der ausgesendeten Strahlen, eine Frequenzabhängigkeit der gegenwärtig optimal absorbierenden Wände oder auch der Einfluss der Mikrofonposition im virtuellen Modell müssen geprüft werden.

Ein weiterer Ansatz sieht die Integration von Rechenmodellen zur Vorhersage des Schallabsorptionskoeffizienten von porösen Materialien vor.

Literatur

- /1/ Norm DIN EN ISO 10534-2: Akustik – Bestimmung des Schallabsorptionsgrades und der Impedanz in Impedanzrohren, Beuth Berlin 2001
- /2/ Rehmet, R.; Freundt, F.; Weilandt, T.: Institutsmitteilung Nr. 44, Institut für Maschinenwesen, Technische Universität Clausthal 2019
- /3/ Norm EN ISO 354: EN ISO 354:2003 Messung der Schallabsorption in Hallräumen, Beuth Berlin 2003
- /4/ Norm EN ISO 11654: Schallabsorber für die Anwendung in Gebäuden, Beuth Berlin 1997
- /5/ Probst, W.: Die Bestimmung des Absorptionsgrads im „virtuellen“ Hallraum, Zeitschrift Lärmbekämpfung Bd. 10, Nr. 5, VDI Fachmedien Düsseldorf, 2015
- /6/ Nocke, C.: Akustikmöbel – Modellierung zur Simulation, Zeitschrift Lärmbekämpfung Bd. 12, Nr. 6, VDI Fachmedien Düsseldorf, 2017
- /7/ BASF SE GBU Speciality Plastics: Acoustics Basotect G. Technical Informatio, Online verfügbar unter <http://www.postacoustics.nl/wp-content/uploads/2014/05/Acoustic-properties-Basotect-G1.pdf>, BASF Ludwigshafen, 2009



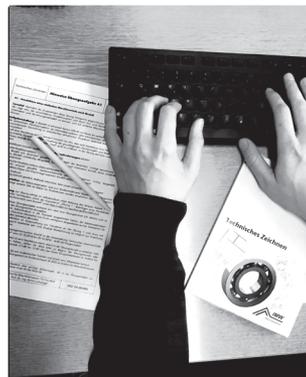
Hochschule und Kontakte

D

Herausforderungen des digitalen Semesters

Losch, M.; Lohrengel, A

Corona brachte die Lehre an der TU Clausthal an ihre Grenzen. In kürzester Zeit mussten die Lehrveranstaltungen digital zur Verfügung gestellt werden. Dies brachte unerwartete Probleme und Herausforderungen mit sich. Die digitale Lehre ist ein komplexes System, das am Anfang mit Frustrationen zu kämpfen hat und stetig weiterentwickelt werden muss.



Corona pushed teaching at the TU Clausthal to its limits. Within a very short time, the courses had to be made available in digital form. This brought unexpected problems and challenges. Digital teaching is a complex system that struggles with frustration at the beginning and needs to be continuously developed.

Lockdown - Eine Herausforderung für den Lehrbetrieb

Mitte März 2020 führte die Covid-19 Pandemie dazu, dass die TU Clausthal und ihre Institute die Türen für Studierende schließen mussten. Von dem einen auf den anderen Tag wurden die Mitarbeiter*innen der Hochschule ins Homeoffice geschickt und deutschlandweit erfolgte der Lockdown. Schnell wurde klar, dass dieser Zustand noch eine Weile anhalten würde. Auch am IMW wurde dies ein Thema. Wie soll das Sommersemester 2020 ablaufen? Welche Möglichkeiten gibt es um Vorlesungen und Übungen digital abzuhalten? Wie müssen die Veranstaltungen auf eine digitale Form angepasst werden?

Die offenen Fragen wurden von Tag zu Tag mehr, sodass es zweimal die Woche stundenlange digitale Meetings der Mitarbeiter und Mitarbeiterinnen gab. Mögliche Konzepte wurden vorgestellt und diskutiert. Skripte und Übungsaufgaben wurden angepasst. Online-Plattformen, wie YouTube oder Zoom wurden für die gewünschten Zwecke ausprobiert. Ebenso mussten der Vorlesungssaal und die Seminarräume umgebaut und mit der erforderlichen Technik für online Vorlesungen ausgestattet werden.

Das Rechenzentrum arbeitete parallel an Lösungen für den kommenden Lehrbetrieb. So stellte das Rechenzentrum die Opensource-Software BigBlueButton (BBB) zur Verfügung. BBB schafft eine digitale Umgebung für Video- als auch reine Audio-Konferenzen mit der Möglichkeit Präsentationen und Dokumente hochzuladen oder Bildschirme freizugeben. Vor dem Vorlesungsbeginn wurde institutsübergreifenden BBB-Konferenzen gestartet um die Software auf Herz und

Nieren zu prüfen. Hierbei wurde klar, dass BBB keine Probleme mit einer großen Anzahl an Teilnehmer hat. Jedoch führen viele eingeschaltete Webcams zu einer deutlich schlechteren Übertragungsqualität. Somit wurde beschlossen, dass Studierende nur nach Aufforderung ihre Webcams in Zukunft einschalten sollen.

Für manche Vorlesungen wurde das 25/5-Prinzip eingeführt. So folgten auf 25 Minuten Vorlesung 5 Minuten für Fragen der Studierenden zum Inhalt. Ebenso wurden gezielte Frageblöcke an die Studierenden integriert. Diese hatten mittels Abstimmung die Möglichkeit die Fragen online zu beantworten.

Unerwartete Hürden

Nachdem der Vorlesungsbeginn im Sommersemester 2020 bereits nach hinten verschoben wurde, folgten mit dem Start des Lehrbetriebes auch die nächsten Herausforderungen.

Das Lehrkonzept in der Veranstaltung „Technisches Zeichnen/ CAD“ basiert auf dem „Inverted Classroom“-Prinzip. Hierbei werden den Studierenden alle erforderlichen Unterlagen, wie Skript, Übungsmaterialien und detaillierte Informationen zur Verfügung gestellt. Im Selbststudium sollen diese Inhalte selbst erarbeitet werden. In den anschließenden Übungsstunden werden die erlernten Kompetenzen angewendet. Für die Veranstaltung wurden die Aufgaben so angepasst, dass diese von den Studierenden von Zuhause aus bearbeitet werden konnten. Die ursprünglichen Präsenzübungen wurden in Form einer Videokonferenz mittels BBB abgehalten. Im Technischen Zeichnen wurden die Aufgabentypen, in denen im Präsenzunterricht reale Modelle in eine technische Zeichnung umgewandelt werden sollen, als digitale Modelle zur Verfügung gestellt. Hierbei wurden 3D-Modelle erzeugt und diese als 3D-PDF abgespeichert. Die gängigsten PDF-Reader können diese Formate lesen und ermöglichen das Drehen und Schwenken des 3D-Modells, wie in einem CAD-Programm. Anhand der Proportionen des Modells sollten die Studierenden eine Handskizze des Modells anfertigen und am Ende der Übungsstunde scannen oder abfotografieren und die entsprechende Datei mit Namen und Matrikelnummer versehen in einem bestimmten Abgabebereich im Stud IP hochladen.

Für den Übungszeitraum loggten sich die Studierenden in eine BBB-Konferenz ein und hatten dort die Möglichkeit ihre Fragen zu stellen, die während der Übung aufkamen. Nach dem Start der ersten Übungseinheit stellte sich schnell heraus, dass einige Studierende nicht über die entsprechende Technik verfügten. So versuchten einige, die Übung nur mit dem Smartphone oder dem Tablet zu absolvieren. Dies führte dazu, dass die 3D-PDF nicht als interaktives Modell angezeigt werden konnte. Schnell wurde klar, dass die Annahme, dass jeder Studierende über einen entsprechenden PDF-Reader verfügt, nicht zutrifft. So mussten in kürzester Zeit App-Alternativen gefunden werden, die dies ermöglichten.

Ebenso führten überlastete Internetverbindungen bei den Studierenden dazu, dass diese teilweise nicht die ganze Übungseinheit über in der BBB-Konferenz bleiben konnten. Eine weitere Hürde war die Abgabe der gescannten oder fotografierten

Zeichnungen. Die hochgeladenen Dateien wurden nicht entsprechend umbenannt, sondern mit dem zugeordneten Namen des Scanners oder des Fotos hochgeladen. So wurde die Zuordnung der Dateien zu den Studierenden sehr zeitintensiv. Auch das Abspeichern in dem vorgegebenen Abgabepfad wurde zu einer eigenen Herausforderung, sodass die Dateien in diversen Ordnern hinterlegt wurden.

Im Rahmen des CAD-Teils sollten sich die Studierenden die CAD-Software PTC Creo eigenständig auf ihren Rechnern installieren. Voraussetzung für die CAD-Software sind ein Windows-Betriebssystem und ein entsprechender Rechner oder Laptop. Ein Teil der Studierenden verfügte gar nicht erst über einen Rechner oder Laptop, sondern nur über Smartphones und Tablets. Ein anderer Teil besaß nur Apple-Geräte mit dem Mac-Betriebssystem. Bei diesen Geräten besteht die Möglichkeit eine virtuelle Maschine mit einem Windows-Betriebssystem zu installieren. Jedoch zog kaum jemand diese Möglichkeit in Betracht, da dies als zu komplex betrachtet wurde. Auch die eigentliche Installation der CAD-Software stellte die Studierenden vor große Probleme. Mit der Hilfe des Rechenzentrums wurden extra digitale Sprechstunden angeboten in denen die Studierenden Hilfe bei der Installation bekamen.

Die Anonymität – Untertauchen in der Masse

Besonders die Erstsemester hatten sehr starke Schwierigkeiten sich in dem Lehrekonzert einer Universität zurechtzufinden. Das eigenständige Erarbeiten von Themenbereichen und die spätere Anwendung dieser machte einigen Studierenden zu schaffen. Die fehlende Interaktion zwischen Studierenden und Lehrenden machte sich dabei besonders bemerkbar. Es war nur noch schwer möglich, besonders in den Übungen, die Studierenden auf ihre Fehler in der Ausführung der Aufgaben hinzuweisen, da der Blick auf die Ausarbeitungen der Studierenden fehlte. Somit ging eine große Hilfestellung für die Studierenden verloren.

Die Online-Übungen führten zu einer Art anonymer Teilnahme. Daraus folgte, dass deutlich weniger Fragen gestellt wurden, als es in einer Präsenzübung der Fall gewesen wäre. Stellten die Lehrenden während der Übungen Fragen, so kam es sehr häufig dazu, dass sich keiner der Teilnehmenden angesprochen fühlte und niemand antwortet. Auch kam es vor, wenn Studierende gezielt mit Namen angesprochen wurden, diese den BBB-Raum verließen. Die Anonymität in den Übungen begünstigte das Fliehen aus diesen „unangenehmen“ Situationen. Anstatt über eine Lösungsmöglichkeit der Frage nachzudenken, war manchen das Ausloggen eine sinnvollere Lösung. Dies und das fehlende Feedback der Studierenden führte teilweise zur Frustration unter den Lehrenden. Die Frustration war auch auf der Seite der Studierenden zu spüren. Die einhergehende Einsamkeit bedingt durch die Online-Angebote führte zu Konzentrations- sowie Motivationsproblemen bei den Studierenden. Nicht alle fanden sich in der neuen digitalen Lehrform zurecht und konnten sich eigenständig organisieren.

Im FEM-Praktikum, das für höhere Semester angeboten wird, zeigte sich, dass die Studierenden bereits über ausgeprägte IT-Kenntnisse verfügten. Jedoch erwies sich die Kontrolle des Lernerfolgs auch hier als schwierig. Durch das fehlende über die

Schultern blicken konnten Fehler in der Simulation nicht entdeckt werden. Gerade bei FEM-Simulationen machen sich falsche Randbedingungen nicht sofort bemerkbar. Als Lösung wurde hierfür eine verpflichtende Besprechung von mindestens 10 Übungsaufgaben mit den Betreuern eingeführt. Bei Problemen in der Ausführung der Aufgaben konnten die Betreuer nicht selbst eingreifen und mussten den Studierenden den Lösungsweg verbal beschreiben. Dies führte häufig zu Fehlkommunikationen und einem höheren Zeitaufwand als es in Präsenzübungen üblich gewesen wäre. Abhilfe soll in Zukunft die Nutzung von TeamViewer schaffen. Somit können sich die Betreuer auf die Rechner der Studierenden remoten und gezielt bei Problemen eingreifen und Hilfestellung leisten.

Digitale Lehre – Ein komplexes System

Die digitale Lehre ist nicht einfach die Digitalisierung der bisherigen Veranstaltungen, die in Präsenz abgehalten wurden. Viele Faktoren spielen bei der Digitalisierung mit ein, wie die technische Ausstattung der Studierenden und der Lehrenden. Normalerweise werden digitale Veranstaltungen über einen längeren Zeitraum erstellt, sodass alle Bereiche gut durchdacht und ausgearbeitet sind. Im Falle der Corona bedingten Digitalisierung fehlte genau dieser Punkt – die Zeit. Die Veranstaltungen mussten schnell auf ein digitales Format umgesetzt werden. Dies führte dazu, dass einige Punkte, wie die Verfügbarkeit von z.B. PDF-Readern nicht hinterfragt wurden. Einige Punkte wurden als gegeben festgelegt, die sich nach dem Start der digitalen Lehrveranstaltungen als falsche Annahmen herausstellten. Diese mussten in kürzester Zeit angepasst werden, sodass es einen kontinuierlichen Entwicklungsprozess gab. Dieser war nötig um allen eine möglichst faire Lehre zu ermöglichen. Das digitale Sommersemester 2020 erwies sich als Herausforderung für Studierende als auch für die Lehrenden.

Ursprünglich war das folgende Wintersemester 20/21 als hybrides Semester geplant. So sollten gerade für die Erstsemester die Veranstaltungen in Präsenz mit einem entsprechenden Hygienekonzept abgehalten werden. Nur wenige Tage nach dem Start des Semesters wurde der neue Lockdown für den November ausgesprochen. Somit werden nun auch alle theoretischen Veranstaltungen wieder komplett online stattfinden. Derzeit dürfen Praktika noch in Präsenz stattfinden, aber auch dies könnte sich in den nächsten Tagen oder Wochen wieder ändern. Das Sommersemester hat jedoch sehr viele Erfahrungen und Erkenntnisse in Bezug auf die digitale Lehre gebracht, sodass Lehrende sowie Studierende aus diesen bereits erlangten Erfahrungen für das digitale Wintersemester profitieren können.

Neuer Internetauftritt des Institutes

Kaczmarek, D.; Rehmet, R.; Inkermann, D.

Das IMW hat viel zu bieten - wussten Sie das und ist das nach außen ausreichend sichtbar? Mit einem neuen Corporate Design möchte die TU Clausthal ihr ausgeprägtes Profil und ihre über 240-jährige Tradition unverwechselbar kommunizieren. Ein einheitliches Erscheinungsbild aller Homepages soll hierzu beitragen. Auch die IMW-Homepage erstrahlt jetzt in neuem Glanz. Für die Strukturierung und Umsetzung der Inhalte wurde intensiv in einem Web-Team gearbeitet. Ziel des Relaunches war es, bestehende Forschungsschwerpunkte aufzufrischen, neu zu strukturieren und aktuelle Schwerpunkte zu ergänzen.



<https://imw.tu-c.de>

The IMW has a lot to offer - did you know? A new corporate design should underline the 240 years of tradition at the TU Clausthal. Now the IMW homepage also shines in new splendor. A web team worked intensively on structuring and implementing the content. The aim of the relaunch was to refresh and restructure existing research foci and to add new research foci.

Öffentlichkeitsarbeit und Web-Relaunch an der TU Clausthal

Für Hochschulen und Institute ist eine zielgerichtete Öffentlichkeitsarbeit immer wichtiger, um aktuelle Arbeiten und Ergebnisse zu kommunizieren. Für erfolgreiche Forschungsanträge müssen Gutachter von ausreichender Ausstattung und aktuellen Vorarbeiten überzeugt werden. Studierende wollen schnell an Informationen zu Lehrveranstaltungen oder aktuellen studentischen Arbeiten kommen oder einfach den richtigen Ansprechpartner finden. Häufig wird kritisiert, dass WissenschaftlerInnen und Institute diese Anforderungen nicht ausreichend erkennen oder keine geeignete Darstellung und Sprache finden, um die verschiedenen Zielgruppen zu erreichen. An der TU Clausthal werden Öffentlichkeitsarbeit und Wissenschaftskommunikation aktuell durch neue ExpertenInnen gestärkt. Davon profitieren auch die einzelnen Institute, die bei der Umgestaltung der Homepages umfangreich unterstützt werden. Die Unterstützung reicht von technischen Aspekten bis zur Formulierung von Texten und Bereitstellung von Bildern. Die fachliche Profilbildung und Positionierung bleibt Aufgabe der Institute und erfordert inhaltliche Diskussionen, um z.B. geeignete Forschungsschwerpunkte zu definieren und aussagekräftig zu beschreiben.

Corporate Design und Intuitive Bedienung

Mit der schrittweisen Umstellung des Webauftrittes der TU Clausthal ab 1. Juli 2020 wurden für alle Institute ein neues Content Management System (typo3, Version 9.5.22) eingeführt. Große Bilder mit dynamischen Wechseln und eine klare Struktur stehen im Vordergrund, um Aktualität, Lebendigkeit und Lesefreundlichkeit zu verbessern. /1/

Die Optimierung der Homepage-Struktur für verschiedene Zielgruppen ist elementarer Teil des Relaunches. Auf der Hauptseite der TU Clausthal und der IMW-Homepage richten sich die jeweiligen Elemente auf der Startseite direkt an Forschungs- und Projektpartner, Studierende und Studieninteressierte. Auf den tieferen Ebenen finden sich, gut strukturiert, weitere wichtige Informationen. Wichtiges Element für die Strukturierung und Darstellung sind die sogenannten „Cards“. Die Bedienelemente beinhalten einen Überblick in Form von Bildern sowie einem kurzen Text und sorgen damit, für eine intuitive Bedienbarkeit. Die Abbildung 1 zeigt einen Auszug der „Lehre“.

Forschung- Schwerpunkte, Projekte und Publikationen

Im Bereich der Forschung werden die zu bearbeitenden Fragestellungen und aktuelle Themen in Form von Forschungsschwerpunkten dargestellt. Diese Forschungsschwerpunkte zeigen die wesentlichen Kompetenzen des IMW und greifen aktuelle Forschungsarbeiten aus laufenden Projekten auf. Zu jedem Forschungsschwerpunkt existiert eine Übersicht behandelter Themen und Fragestellungen. Externe Interessente erhalten so schnell und niederschwellig einen Überblick über die Forschungskompetenzen des IMW.

Die Strukturierung des Zugriffs auf die Institutsmitteilungen wurde optimiert, sodass Suchmaschinen zu bestimmten Schlagwörtern direkt zu einzelnen PDF-Artikeln führen. Die direkte Integration der PDFs in die Homepage ist geplant, sodass kein separates PDF-Programm mehr gestartet werden muss.

Die Veröffentlichungen der Mitarbeiter finden sich wie gewohnt auf den Mitarbeiterseiten, es besteht für die Mitarbeiter die Möglichkeit eine Auswahl von besonderen Artikeln in Ihrem Profil zu veröffentlichen.

Lehre – Lehrveranstaltungen, studentische Arbeiten, TUCreate und Lernorte

Für den Bereich „Lehre“ wurde in Abbildung 1 ein Ausschnitt der Inhalte dargestellt. Unter den gezeigten „Cards“ befindet sich alle nötigen Informationen, um den Studienalltag zu meistern. Dazu gehören alle Aktualitäten und Informationen rund um die Lehrveranstaltung, Aushänge zu verschiedenen Abschlussarbeiten, unterschiedliche Räumlichkeiten und zu den Möglichkeiten, welche sich für Studierende im Rahmen von „TUCreate“ am IMW ergeben.

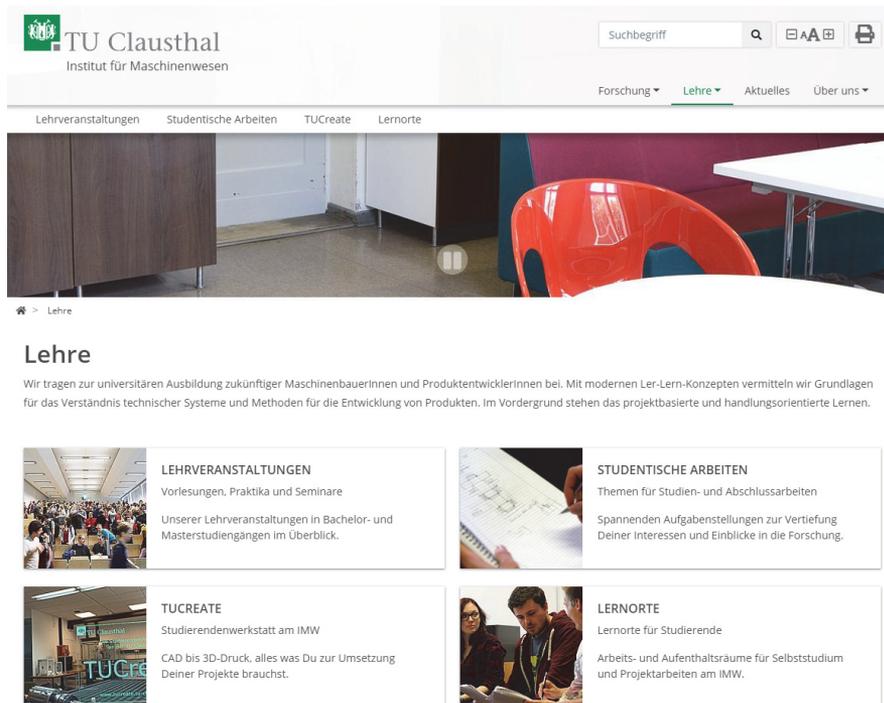


Abbildung 1: Inhalte der Unterseite „Lehre“

Neben der Website bietet das neue System auch angepasste Darstellungen für mobile Endgeräte, so werden die Inhalte für die schnelle Informationssuche auf dem Handy aufbereitet. Eine beispielhafte Darstellung befindet sich in der nachfolgenden Abbildung 2.



Abbildung 2: Aufbereitung der Inhalte für ein mobiles Endgerät

Über Uns – Team, Ausstattung und Institutsgeschichte

Hinter den Angeboten des IMWs steht natürlich ein kompetentes und freundliches Team. Im Bereich „Über Uns“ stellen wir uns persönlich über Card-Elementen vor. Neben den Kontaktdaten befinden sich auch Zuständigkeiten in Bezug zur Lehre, aktuelle Arbeitsthemen und ein kurzer Überblick über den Werdegang. Mit der genannten Übersicht soll jedem Interessenten zu bestimmten Themenfeldern der nötige Ansprechpartner mit einem persönlichen Erscheinungsbild gegeben werden.

Das IMW-Team freut sich über Anfragen jeglicher Art und steht auch neuen Herausforderungen mit offenen Händen gegenüber. Gespannt warten wir auf den Besuch. Glück auf!

Literatur

- /1/ Pressestelle der TU Clausthal: „TU Clausthal präsentiert sich mit neuer Homepage“, online <http://shorturl.tu-clausthal.de/neuehomepage>, abgerufen am 03.12.20

Techniker2Bachelor, Anerkennung von Leistungen für die persönliche Weiterbildung

Wallat, P.; Wächter M.; Lohrengel, A.

Das Projekt Techniker2Bachelor fördert die Durchlässigkeit der Technischen Universität Clausthal. Durch das Vorhaben und die darin erarbeiteten Regeln zur Anrechnung bereits erworbenen Wissens, ist es gelungen Technikern ein verkürztes Studium und Studenten den Wechsel in praktischere Richtung an Technikerschulen zu ermöglichen.

The project "Techniker2Bachelor" facilitates the possibility for German "Techniker" to study mechanical engineering at Clausthal University of Technology furthermore students have the possibility to take up a more practical education at German schools for "Techniker".



Das Projekt Techniker2Bachelor

Das Projekt soll die Durchlässigkeit zwischen Technikerschulen und der TU Clausthal erhöhen. Dies ermöglicht Technikern ein verkürztes Studium des Bachelorstudienganges Maschinenbau. Dabei erhalten die Techniker von Kooperationssschulen zu Beginn eine Anrechnung von 2 Semestern und ca. 60 „Credit Points“ (CP).

Zur Vereinfachung der Anrechnung wurden Kooperationsverträge mit vier Technikerschulen geschlossen, zwei aus dem Niedersachsen und zwei aus Bayern:

- Technikerakademie der Stadt Braunschweig
- Fachschule für Wirtschaft und Technik Clausthal
- Technikerschule Allgäu
- Technikerschule Augsburg

Das Projekt lief von 2014 – 2020. Für einen zeitlichen Überblick der erlangten Erfahrungen können die Institutsmitteilungsartikel aus 2015 /1/, 2017 /2/ und 2019 /3/ als Lektüre empfohlen werden.

Erweiterung der möglichen Anrechnung

Eine Anrechnung soll über die etablierten Partner hinaus weiter ausgebaut werden. Dazu wurden die Lehrinhalte für Techniker im Bereich Maschinentechnik aller

Bundesländer verglichen um daraus eine Basisanrechnung zu entwickeln. Die jeweiligen Rahmenlehrpläne, mit den Pflichtinhalten der Technikerschulen, mussten gesichtet werden. Die sich daraus ergebene Schnittmenge kann so für eine grundsätzliche Anrechnung dienen, die Prüfung hat ergeben, dass etwa 30 CP und damit ein Semester als Schnittmenge angerechnet werden können.

Diese Basisanrechnung soll den Prüfprozess vereinfachen und dem potentiellen Studenten Planungssicherheit für die angestrebte Hochschulausbildung liefern. Studenten im Rahmen des Bachelor2Techniker Programms haben bereits eine Ausbildung und Fortbildung zum Techniker absolviert. Damit ist die Wahrscheinlichkeit höher, dass bereits umfangreiche persönliche Verpflichtungen existieren, welche eine Planungssicherheit erforderlich machen. Zusätzlich wird oft neben dem Studium noch einer Beschäftigung nachgegangen, welche über das Arbeitsverhältnis einer Aushilfe hinausgeht. Dies erfordert eine zusätzliche Planung der Studieninhalte und verringert die Flexibilität.

Strukturelle Anforderungen und Hürden der Basisanrechnung

Leider kann die Basisanrechnung nicht alle Einzelfälle und absolvierten Lehrinhalte des Technikers abbilden. Die Profile sind sehr individuell und erfordern, zu recht, eine weitere Prüfung im Detail. Es können neben den angerechneten Basisfächern bereits weitere Fächer absolviert worden sein, welche anrechenbar sind. Diese sind abhängig von der besuchten Technikerschule, auch im gleichen Bundesland, unterschiedlich. Zusätzlich können in dem Rahmen noch anrechenbare Wahlpflichtfächer oder Fortbildungen besucht worden sein.

Daher ist der Anspruch auf eine weitere Detailprüfung gegeben. Da der Förderzeitraum ausläuft und damit die Erfahrung des Sachbearbeiters langsam abfließt, muss eine geeignete Nachfolge gefunden werden; wenn das Anrechnungsverfahren, auch nach Projektende, aufrechterhalten und weiterentwickelt werden soll. Für die Einzelfallprüfungen sind grundlegende Fachkenntnisse notwendig. Weiterhin ist der Zeitaufwand, welcher sich mindestens aus Beschaffung der Modulhandbücher und Vergleich der Inhalte zusammensetzt, nicht zu vernachlässigen.

Es ist zu berücksichtigen, dass sich sowohl an der TU Clausthal als auch in den Bundesländern und den jeweiligen Technikerschulen Änderungen im Lehrplan ergeben können. Diese müssen im regelmäßigen Abständen abgeglichen und in der Basisanrechnung berücksichtigt werden.

Bachelor2Techniker – der Rückweg

Das Bachelorstudium ist im Gegensatz zu einer Techniker Ausbildung in der Ausprägung der Lehrinhalte theoretischer; das Berufsleben ist ähnlich geprägt. Im Einzelfall wünschen sich Studierende eine praktischere Ausbildung und entsprechende spätere Tätigkeit. Diese Erkenntnis kommt zumeist in einem höheren Semester. Im Rahmen des Projektes ist ebenfalls vorgesehen die mögliche Durchlässigkeit bei einer Umorientierung zu erforschen und zu fördern. Abhängig vom Bundesland und

der theoretischen Vorbildung ist es möglich den Techniker verkürzt anzubieten. Dies basiert auf den bereits im Studium erworbenen Kompetenzen. Damit wird es dem Studenten ermöglicht die Umstrukturierung der beruflichen Laufbahn ohne große Zeitverzögerung durchzuführen. Für die Zulassung zur Techniker Ausbildung muss der Blick speziell auf die praktischen Tätigkeiten im Studium gelegt werden.

Allerdings ist dieser Weg stark abhängig vom Einzelfall. Sollte keine Berufsausbildung absolviert sein, wie es die Fortbildung zum Techniker vorsieht, müssen Qualifikationen und Tätigkeiten vorgewiesen werden, welche einer praktischen Ausbildung in Art und Umfang gleichen. Dies können Praktika, Werkstudententätigkeiten sowie universitätsinterne Bearbeitung von praktischen Aufgaben als studentische Hilfskraft sein. Sollten diese Tätigkeiten vom Umfang her nicht ausreichen ist es möglich parallel zur Ausbildung zum Techniker ein Praktikum oder Ausbildung zu absolvieren. Die notwendigen Lehrinhalte / Tätigkeiten werden für jeden Einzelfall in enger Abstimmung mit der jeweiligen Technikerschule festgelegt.

Das Projekt im Bereich Maschinenbau als Vorlage für andere Fachrichtungen

Die im Zuge des Projektes erarbeiteten Prüfverfahren für pauschale Anrechnung und die Prüfverfahren der Durchlässigkeit haben als Motivation und Vorlage für andere Fachbereiche an der TU Clausthal gedient. So ist es nun für Absolventen der Fachschule für Wirtschaft und Technik (FWT) in Clausthal im Bereich Bergbautechnik / Bergtechnik möglich, ein verkürztes Bachelorstudium für Energie und Rohstoffe mit der Fachrichtung Energie- und Rohstoffversorgungstechnik zu studieren. Der Umfang der Anrechnung beträgt 57 CP und somit zwei Semester.

Dies zeigt, dass eine Erhöhung der Durchlässigkeit in anderen Fachbereichen möglich ist. Allerdings ist dies abermals mit einer zeitaufwendigen Prüfung verbunden. Weiterhin muss für die erstmalige Erstellung der Unterlagen ein enger Kontakt zwischen den beteiligten Parteien gepflegt werden, damit es zu einer Umsetzung kommt. Nicht zuletzt ist es abhängig von der persönlichen Motivation der Beteiligten, so haben insbesondere Herr Dr.-Ing. Richter als Schulleiter der FWT und Herr Dr.-Ing. Hutwalker von der TU Clausthal dieses Vorhaben aus persönlicher Motivation heraus und außerhalb des Projektes vorangetrieben.

Motivation

Ein Mangel an qualifizierten Ingenieurinnen und Ingenieuren wird in der Industrie sowie in Forschungseinrichtungen beklagt, so dass von verschiedenen Institutionen große Anstrengungen betrieben werden, Schüler und Schülerinnen für eine Ausbildung oder ein Studium in den MINT-Fächern zu begeistern. Die TU Clausthal stellte sich dieser Problematik und intensivierte ihre Aktivitäten im Bereich der offenen Hochschule. Ein Kontakt mit der Technikerakademie der Stadt Braunschweig war die Basis, sich von Hochschulseite der Thematik des wissenschaftlichen lebenslangen Lernens im Ingenieurbereich zu öffnen und

beruflich erworbene Kompetenzen auf ein Bachelorstudium anzurechnen, so dass sich die Studiendauer reduzierte.

Mit dem Projekt „Techniker2Bachelor - Verkürztes universitäres Bachelorstudium von Technikern unter pauschaler Anerkennung beruflich erworbener Kompetenzen“ war die Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau der TU Clausthal bei der Ausschreibung zur zweiten Wettbewerbsrunde „Aufstieg durch Bildung: offene Hochschulen“ des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) erfolgreich.

Besonders innovativ wurde eine pauschale Anrechnung von beruflich erworbenen Kompetenzen auf einen universitären Studiengang angesehen. Lt. Niedersächsischem Hochschulgesetz /4/ ist es grundsätzlich möglich, ein Studium an einer Hochschule aufgrund einer beruflichen Vorbildung aufzunehmen, dazu stellt der Technikerabschluss eine Option der Hochschulzugangsberechtigung dar. Das Projekt der TU Clausthal sollte allerdings darüber hinausgehen, indem die Anrechnung von beruflichen Kompetenzen aus der Technikerausbildung auf ein Hochschulstudium erstmals klar definiert wurde.

Es wurde eine große Chance darin gesehen, den Anteil der Bildungsaufsteiger zu erhöhen. Es wurde ein Zugang zur Universität ermöglicht bzw. vereinfacht, der unmittelbar nach dem Schulabschluss noch keine Option darstellte. Durch dieses Studienprogramm wurde sowohl ein Zugewinn für die Techniker als auch für die „regulären“ Studierenden mit schulischer Hochschulzugangsberechtigung geschaffen.

Hinweis: Das diesem Bericht zugrundeliegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung, und Forschung unter dem Förderkennzeichen 16OH21040 gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor/bei der Autorin.

Literatur

- /1/ Kasüschke, L.; Friedland, J.: Institutsmitteilung Nr. 40, S. 123 – 126, Institut für Maschinenwesen, Technische Universität Clausthal, 2015
- /2/ Kasüschke, L.: Institutsmitteilung Nr. 42, S. 109 – 112, Institut für Maschinenwesen, Technische Universität Clausthal, 2017
- /3/ Wallat, P.; Wächter, M.; Lohrengel, A.; Institutsmitteilung Nr. 44, S. 105 – 108, Institut für Maschinenwesen, Technische Universität Clausthal, 2019
- /4/ <http://www.studieren-in-niedersachsen.de/ohne-abitur.htm>

Circular sPrint dezentrale Produktentwicklung in Europa für die Kreislaufwirtschaft mit Hilfe von 3D Druck

Wallat, P., Lohrengel, A.

Der „Circular sPrint“ ist eine kompakte Veranstaltung welche dezentrale, digitale Zusammenarbeit für die kreislaufgerechte Produktentwicklung mit Hilfe des 3D-Druck an Teilnehmer aus der Industrie und Doktoranden vermittelt.



The “Circular sPrint” is a compact Workshop for decentralized, digital collaboration for product development with the aid of 3D-Printing for participants from industry and PhD students.

Circular sPINT – was ist das?

Der *Circular sPRINT (sPrint)* ist aus dem Projekt *CiRcular design & manuFacTuring Hackathon (CRAFTH)*, gefördert vom *European Institut of Innovation and Technology (EIT)*. Das Konsortium ist international aufgestellt und setzt sich aus folgenden Akteuren zusammen:

- *Universität Gent (UGent, Belgien) - Projektleitung*
- *Aalto-Korkeakoulusaatio (Aalto University, Finnland)*
- *Arkema France*
- *Hub Innovazione Trentino – Fondazione (HIT, Italien)*
- *Vlaamsen Instelling voor Technologisch Onderzoek NV (VITO, Belgien)*
- *Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal*

Der Grundgedanke des Projektes ist es Experten aus der Industrie und Doktoranden an den Universitäten für die Lösung von Problemen, direkt aus der Industrie, zusammenzubringen. Dies hat den Vorteil, dass die industriellen Fragestellungen aus der Praxis mit aktuellem Wissen aus den Universitäten bearbeitet werden können.

Im Kern sollen innerhalb der Lösungsfindung die Kreislaufwirtschaft, 3D Druck und die entwicklungsmethodische Vorgehensweise, hier „Design Thinking“ angewandt und gelehrt werden. Durch die umfangreiche Suche, mit dem Vorgehen der Entwicklungsmethodik, wird überprüft ob und welche positiven Einflüsse der 3D Druck für die Kreislaufwirtschaft hat.

In der ursprünglichen Struktur war vorgesehen, dass der erste Kurs an der UGent, am Campus Kortrijk, stattfindet. Anschließend waren, ein Jahr später, zwei größere und zeitgleiche Durchgänge in Finnland an der Aalto University und in Deutschland an der TU Clausthal vorgesehen. Durch die weltweite SARS-CoV-2 Pandemie konnten diese Pläne für den ersten Durchgang in Belgien nicht umgesetzt werden. Notwendigerweise wurde das Konzept auf eine digitale Struktur umgestellt. Durch diese Struktur ergeben sich neue Möglichkeiten der dezentralen Produktentwicklung mit Unterstützung des 3D Drucks. Aus diesem sollen gleichzeitig Lehren gezogen werden für das hybride Format welches möglicherweise in 2021 in der Form durchgeführt wird.

Die Fallstudien im sPrint

Für den sPrint ließen sich fünf Firmen und Startups für Fallstudien gewinnen, welche von den Teilnehmern bearbeitet wurden:

- Honda: Individualisierung von Außenspiegelgehäusen und Reduzierung von Abfallströmen.
- Roeselare: Entwicklung eines Maker Space / Repair Café.
- Amble: Entwicklung eines Schutzhelms für den Reitsport.
- Bioreceptivity: Entwicklung einer Struktur für begünstigtes Pflanzenwachstum.
- RD Physics: Entwicklung eines individualisierten Lautsprechergehäuses.

Diese Fälle wurden in kleinen Gruppen von drei bis fünf Personen bearbeitet. Innerhalb der Gruppen sind Geheimhaltungsvereinbarungen getroffen worden.

Herausforderungen und Möglichkeiten der dezentralen Produktentwicklung

Die Umstellung der Präsenzveranstaltung auf ein digitales Format brachte einige Herausforderung mit sich. Allerdings bot sich zeitlich die Möglichkeit ein digitales Format für eine dezentrale Produktentwicklung und Zusammenarbeit zu entwickeln. So wurde das gesamte Konzept umgestellt und digitalisiert. Dazu waren zusätzliche digitale Tools, wie die Kollaborationsplattform Miro, notwendig. Weiterhin mussten Vorlesung vorab aufgezeichnet werden. Der, nach wie vor, enge Zeitplan lies keine größeren Unterbrechungen zu. Für den Fall einer technischen Störung, bei einem online Präsentierenden am jeweiligen Standort, konnten die Vorlesungsaufzeichnungen als Möglichkeit dienen die Teilnehmer dennoch kurzfristig über die Inhalte zu informieren.

Für die Vorbereitung wurden auf der Seite der Lehrenden regelmäßig digitale Meetings durchgeführt, um Inhalte und Verantwortungen abzustimmen. Dabei sind für die Datenhaltung cloudbasierte Systeme zum Einsatz gekommen. Innerhalb dieser ist weiterhin ein paralleles Arbeiten an demselben Dokument möglich. In Verbindung mit einer zeitgleichen digitalen Konferenz ließen sich so effizient Inhalte

erstellen und direkt abstimmen. Diese Art der Zusammenarbeit kann persönliche Treffen ersetzen, allerdings sind Absprachen und Darstellungen von Sachverhalten noch nicht so nachvollziehbar wie in einer persönlichen Atmosphäre. Weiterhin sei anzumerken, dass das Kickoff-Treffen der Organisationsteilnehmer noch persönlich stattfand. Durch diesen Umstand waren sich die Personen untereinander bekannt, was dem Arbeitsprozess zugutekam.

Die Lehrenden hatten Zeit sich kennenzulernen, die Tools zu erlernen und sich mit der gesamten digitalen Zusammenarbeit über einen längeren Zeitraum vertraut zu machen. Für die Teilnehmer des „Circular sPrint“ galten andere Voraussetzungen. Die Teams kannten sich untereinander nicht und die Tools waren unbekannt. Die Art der digitalen Zusammenarbeit wurde allerdings im Rahmen der globalen Lage in einem gewissen Maß vorab erlernt. Für das persönliche Kennenlernen wurden „Icebreaker“ zum Beginn jeden Tages in den Ablauf integriert. Etwa eine Kurzzusammenfassung der eigenen Arbeit, eine Vorstellung der Person mit drei Aussagen, wobei eine Aussage nicht der Wahrheit entsprach und von den Teammitgliedern erkannt werden musste. Weitere Beispiele sind die Zuordnung von Fotografien des Schreibtisches und dem Blick aus dem Fenster zu einer Person oder die Präsentation eines persönlich wichtigen Gegenstandes. Der Effekt durch diese kurzen Einlagen ist positiv aufgefallen. Dabei wurde das Tool „Miro“ eingesetzt, damit konnte dieses zeitgleich in den Grundzügen erlernt werden. Dennoch bereitete das Tool einigen Teilnehmer anfangs Schwierigkeiten. Im Laufe der Veranstaltung machte der Umgang allerdings schrittweise weniger Probleme. Die Absprachen und die Zusammenarbeit fand unter permanenten Einsatz von Videokonferenzen statt. Dabei war die Webcam bevorzugt eingeschaltet. Insbesondere bei der Kommunikation war eine sichtbare Gestik und Mimik des Gegenübers sehr hilfreich.

Die drei beteiligten Universitäten hatten für die Nutzung der 3D Drucker Kapazitäten reserviert und den 3D Druck ebenfalls in die Lehrinhalte implementiert. Viele Teilnehmer hatten keine Erfahrungen mit dem 3D Druck oder der Anwendung von CAD Software. Leider kam es daher nicht zu einer verstärkten dezentralen Nutzung dieser technischen Möglichkeiten. Die originäre Absicht war, dass die internationalen Teams zusammen ein Produkt entwickeln und anschließend die Drucker nutzen, um den Prototyp an der jeweiligen Institution zu fertigen. Dadurch hätte eine bessere Kommunikation realisiert werden können, um damit den Prototyp weiter zu entwickeln. Leider wurde von dieser Möglichkeit kein Gebrauch gemacht. Wobei alle Gruppen die Möglichkeiten und Restriktionen des 3D Druck in ihrer Produktentwicklung berücksichtigt haben.

Die Lehren aus einer digitalen Veranstaltung

Im Zuge der Veranstaltung wurden kurze, tägliche Umfragen durchgeführt. Insbesondere zu den täglichen Inhalten und deren Qualität. Weiterhin wurde eine Abfrage getätigt, welche Inhalte auf einer digitalen und welche auf einer persönlichen Ebene bevorzugt werden. Abschließend gab es die Möglichkeit Verbesserungs-

vorschläge anzumerken. Durch die tägliche Umfrage wurden mögliche Punkte unmittelbar umgesetzt. So wurde Hilfestellung für den Umgang mit dem Tool Miro gegeben und die Pausenzeiten flexibilisiert.

Mit den zusätzlich gewonnenen Informationen aus den Gesprächen zwischen den Veranstaltungen konnten einige Erkenntnisse für die Folgedurchgänge in 2021 gewonnen werden. Viele Teilnehmer hatten parallele Verpflichtungen zu der Veranstaltung, welche nicht immer mit dieser vereinbar waren. Durch eine Verlängerung des Gesamtzeitraumes und gleichzeitiger Verteilung der Inhalte auf etwa zwei Wochen sollte diesem Umstand Abhilfe geschaffen werden. Gleichzeitig wird so die Präferenz der digitalen und persönlichen Inhalte implementiert. Die Vorlesungen sind durchaus als onlinefähig von den Probanden benannt worden. Die Phasen der Zusammenarbeit wären als persönliche Erfahrung vorzuziehen. Somit sehen erste Planungsideen vor, eine Woche mit je zwei Vorlesungen und einer mindestens einstündigen Pause durchzuführen. Anschließend kann ein Reisetag die Überleitung zum praktischen Teil einläuten, welcher intensives ganztägiges Arbeiten vorsieht. Nach dem Rückreisetag können die letzten Abstimmungen und Präsentationen durchgeführt werden. Diese Planung ist allerdings weder ausdetailliert noch final, sie spiegelt grundsätzlich nur die generelle Umsetzung des Feedbacks aus der ersten Veranstaltung wider.

Zusammenfassung

Die Ausrichtung der Veranstaltung abweichend der eigentlichen Planung hat für zusätzliche Herausforderungen gesorgt. Allerdings sind die Herausforderungen als positive zu bewerten. Die digitale Zusammenarbeit national oder international wird, aller Voraussicht nach, weiterhin an Bedeutung gewinnen. Die so gewonnenen Erfahrung in einer relativen kontrollierten Umgebung, mit Teilnehmern aus unterschiedlichen Regionen welche sich unbekannt waren, haben so in kurzer Zeit wertvolle Erkenntnisse, sowohl für die Lehrenden als auch für die Teilnehmer, geliefert. Diese Erkenntnisse und Erfahrungen können von jedem Teilnehmer in der zukünftigen digitalen Zusammenarbeit angewandt werden, davon sind Vorteile zu erwarten.

Weiterhin sind die erarbeiteten Lösungen der Projektteams positiv ausgefallen. Die Aufgabensteller waren mit den Ergebnissen zufrieden und sowohl die Kreislaufwirtschaft, als auch der 3D Druck wurde berücksichtigt. Leider können aus Gründen der Geheimhaltung keine genaueren Details genannt werden.

Abschließend lässt sich schlussfolgern, dass eine Veranstaltung dieser Art eine kompakte Fortbildung ermöglicht, welche brauchbare Lösungen mit Ansätzen der Kreislaufwirtschaft und des 3D Druck vereint. Ein weiterer vorher nicht bekannter Vorteil ist die Weiterbildung für die digitale Zusammenarbeit im internationalen Rahmen.

openTUCreate –Werkstatt für Studierende, Schüler, Firmen und Raum für Gründungen



OPEN TUCreate
EIN PROJEKT DER TU CLAUSTHAL

Rehmet, R.; Lohrengel, A.

Die Studierendenwerkstatt TUCreate wird durch ein EU-gefördertes Projekt zur Anlaufstelle für Gründer in der Region. Durch das Angebot sollen Schüler, Studenten, Bürger und Interessierte kreative Ideen und Ansätze niederschwellig prototypisch verwirklichen und die angebotenen Technologien nutzen können.

The TUCreate workspace for students is developing to a start point for founders due an EU-supported project. The offered technologies will be useable for schools, students, citizen and interested persons.

Ziel des Projektes

In der Region wird eine zentrale Anlaufstelle für Bürger mit kreativen Ideen und insbesondere Gründer geschaffen werden. Es wird berücksichtigt, dass der zu schaffende Raum, der innerhalb der Räumlichkeiten der Universität liegt, für alle Bürger der Region zugänglich gemacht ist. Eine kreative Atmosphäre ist dabei ebenso nötig wie eine sinnvoll ausgestattete Werkstatt zur Erzeugung erster Prototypen. Daher wird ein im Institut für Maschinenwesen vorhandener und zu Öffnungszeiten leicht erreichbarer Raum als Kreativraum umgebaut. Dieser Raum muss für die Nutzung baulich angepasst werden.

Neben der Nutzung als 3D-Werkstatt für Gründer und Interessierte soll das Projekt die Möglichkeit schaffen, Seminare für Schüler und Schulkassen zu halten, um die Attraktivität der MINT-Studiengänge zu steigern und Interesse an technischen Studiengängen zu wecken. Weiterhin soll der vorhandene Maschinenpark um einen weiteren 3D-Drucker mit neuen Features erweitert werden. Um industriell nutzbare Teile produzieren zu können, wird der Maschinenpark um additive Maschinen erweitert, die einen Druck von mechanisch-belastbaren Teilen ermöglichen. Ein erster Kurs wurde in Kooperation mit der Fachschule für Wirtschaft und Technik im Juni 2019 erfolgreich durchgeführt /1/.



Abbildung 1: Teilnehmer und Dozenten des Praxisworkshops „3D-Druck“ (Aufnahmedatum: 12.06.2019)

Umbau und Stand der Maßnahme

Großteile des Umbaus wurden in den ersten beiden Quartalen 2020 durchgeführt. Durch den Einsatz von Personal und Material konnte eine kreative Umgebung geschaffen werden. In Kooperation mit der Fachschule für Wirtschaft und Technik wurde im Juni 2019 bereits ein erster Praxiskurs durchgeführt. Für Kindergärten vor Ort wurde im Mai 2019 ein Kurs "Maschinenbau zum Anfassen" veranstaltet. Im Rahmen des Projektes wurden im April 2020 Gesichtsschilder als persönliche Schutzausrüstung für Mitarbeiter der Arztpraxen und weitere Einrichtungen in der Region hergestellt /2/. Eine Eröffnung war für den 01.05.2020 geplant. Die Planung musste aufgrund der Pandemie eingestellt werden. Die offizielle Eröffnung ist für den 03.06.2021 geplant.

Literatur

- /1/ Pressestelle der TU Clausthal: „3D-Druck: TU kooperiert mit Clausthaler Fachschule“ online <http://shorturl.tu-clausthal.de/opentucrate2>, abgerufen am 30.11.20
- /2/ Pressestelle der TU Clausthal: „3D-gedruckte Gesichtsschilder made in Clausthal“ online <http://shorturl.tu-clausthal.de/opentucrate1>, abgerufen am 30.11.20

Technische Ausrüstung, Kooperationsangebote und Forschungsschwerpunkte des Institutes

Institut

Die Lehre, Ausbildung, Forschung und Entwicklung am Fritz-Süchting-Institut für Maschinenwesen (IMW) deckt folgende Bereiche in den Maschinenelementen und der integrierten Produktentwicklung ab:

- Konstruktion und Berechnung von Maschinenelementen und Maschinenteilen, speziell Welle-Nabe-Verbindungen, Freiläufe, Gelenkwellen, Druckkamm Lagerungen und Seiltriebe
- Numerische und experimentelle Beanspruchungsermittlung
- Maschinenakustik und Schwingungsdiagnostik
- Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen
- Design for X
- Modellbasierte Systementwicklung
- Kollaborative Produktentwicklung
- Rapid Prototyping / Rapid Tooling / Additive Manufacturing

Das interdisziplinäre Team am IMW besteht aus 17 wissenschaftlichen Mitarbeitern /-innen. Weitere 8 Mitarbeiter/-innen und 4 Auszubildende arbeiten in der Verwaltung, IT, 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 sieben Verspannprüfständen bis 1 MW, sechs Torsions-Schwingprüfständen bis 500 kNm, zwei kombinierten Umlaufbiege- und Torsionsprüfständen, einem statischen Torsionsprüfstand bis 5 kNm sowie zwei separaten Umlaufbiegeprüfeinrichtung und zwei Druckkammprüfständen durchgeführt werden. Für das Fügen von Naben auf Hohlwellen mit Innenhochdruck steht eine Maximator-Hochdruckanlage bereit. Für die Untersuchung von Freiläufen stehen zwei dynamische Servoschaltprüfstände mit zusätzlichen Axialbelastungseinheiten, zwei Lebensdauerprüfstände, ein dynamischer Servoschaltprüfstand mit zusätzlicher Radialbelastungseinheit, eine hochdynamische Belastungseinheit für stirnseitige Verschraubungen und ein statischer Prüfstand zur Ermittlung der Drehfedersteifigkeit zur Verfügung. Zur Prüfung fördertechnischer Elemente (Seile) und Anschlagmittel ist eine Zugprüfmaschine mit integriertem Querprüfgerät, sowie ein separates mobiles Prüfgerät für Seilquerverformungsmessungen und ein Seiltrommelprüfstand vorhanden. Für die experimentelle Beanspruchungsermittlung werden Systeme von HBM, Gantner 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. Für die optische Beanspruchungs- und Verformungsmessung steht ein 3D-DIC-Messsystem der Firma LIMESS/DANTEC auf Basis der Digital-Image-Correlation zur Verfügung. Ein Schleuderprüfstand bis 40.000 U/min für schnell drehende Maschinenteile (z.B. Rotoren, Abeseradwindsichter) und ein Prüfstand zur mechanischen Zerkleinerung und einer zur Vereinzelnung ergänzen die Prüfeinrichtungen des IMW für Untersuchungen an verfahrenstechnischen Maschinen. Für Untersuchungen an den genannten Maschinenteilen unter thermischen Bedingungen steht ein 100 l-Temperierschrank für den Temperaturbereich von -70 °C bis 180 °C zur Verfügung. Für Oberflächenanalysen wird ein 3D-Laserscanning-Mikroskop (KEYENCE VK-X 100K) mit zusätzlichem Koordinatentisch für die Untersuchung größerer Bauteile, ein digitales Mikroskop (OLYMPUS DSX1000) zur Fehleranalyse und Geometriebestimmung, sowie ein Rauigkeitsmessgerät MAHR MarSurf XR20 mit Rotationsachse eingesetzt.

Die technische Ausstattung des Labors für Maschinenakustik und Schwingungen ermöglicht Messungen an kombiniert belasteten Bauteilen. Mittels elektrodynamischer Schwingerreger können Bauteile neben ihrer stat./dyn. Betriebslast gezielt frequenzselektiven Belastungen bis zu einer Frequenz von 5 kHz unterworfen werden. Das Akustiklabor am IMW ist mit umfangreichem Messequipment auf dem aktuellen Stand der Technik ausgestattet:

- 3 Modalshaker (1 kN, 200 N, 10 N)
- Rotations-Laservibrometer
- Feinwuchtgerät mit Analysefunktionen
- Intensitätsmesssonde
- Freifeld-Messmikrofone
- Ein großes Sortiment an Schwingungsaufnehmern
- CAE Intensity Inspector zur Schallquellenortung

Darüber hinaus verfügt das IMW über einen schallarmen Messraum. Zur maschinenakustischen Beurteilung von Maschinenstrukturen stehen gängige Analyseverfahren zur Verfügung 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

Das fertigungstechnische Labor besteht aus drei Fräsmaschinen, vier Drehmaschinen, einer Senkerodiermaschine (CHARMILLES ROBOFORM 505), einer Drahterodiermaschine (Mitsubishi MV2400S) und einer Startlochbohrmaschine (Mitsubishi START43Z). Als CAD/CAM-System wird CATIA V5 und Creo Parametric (früher: Pro/Engineer Wildfire mit Pro/Manufacturing) eingesetzt.

Die Rechnerausstattung umfasst mehrere Server, welche die insgesamt ca. 160 Rechner des Institutes vernetzen. Diese umfassen u.a. mehrere Compute-Server für die numerischen Simulationen und einen File-Server mit 80 TB. Als

Standardsoftware für numerische Simulationen stehen eine Vielzahl von Programmen zur Verfügung, u. a. ANSYS mit HPC-Option, ABAQUS und Creo Simulate.

Das Institut für Maschinenwesen verfügt über eine vollständige Rapid Prototyping bzw. Rapid Tooling Verfahrenskette. Hierzu gehören im Einzelnen eine Rapid Tooling Anlage der Firma EOS, zum Generieren von metallischen Prototypen, Funktionsteilen und Werkzeugen (Formen und Elektroden), für die Mischung der Pulver ein Turbula T2F Mischer, eine DIMENSION BST 768 für den Bau von thermoplastischen Prototypen, die TUCreate Werkstatt mit mehreren 3D-Druckern und einem Lasercutter für studentische Anwendungen, ein optischer 3D-Scanner HandySCAN von CREAFORM, verschiedene 3D-Konstruktionsarbeitsplätze, Software zur Rapid Tooling gerechten Aufbereitung der CAD-Daten (Magics RP), Apparaturen und Geräte zum Infiltrieren und Beschichten der Sinterbauteile mit Harzen und niedrig schmelzenden Metallen, eine Sandstrahlkabine für verschiedene Strahlmedien (Stahlkugeln, Keramikpulver, Nussgranulat usw.) sowie Arbeitsplätze zur manuellen Nachbearbeitung der Rapid Tooling Erzeugnisse. Eine Thermografiekamera TESTO 890 mit hoher Auflösung steht für die Überwachung des Bauprozesses in den RP-Anlagen sowie zur Detektion von Verschleißvorgängen an Maschinenelementen zur Verfügung.

Für die virtuelle stereoskopische Produktentwicklung stehen sechs Arbeitsplätze zur Verfügung sowie für die Demonstration ein 65" Monitor mit Shutterbrille. Mit Hilfe von EON Studio können auf diesen Geräten Virtual-Reality Szenen mit Gestensteuerung betrachtet 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 und Systeme
- Gestaltung von Maschinenelementen und Maschinenteilen

Versuche, Messungen und Berechnungen

- Durchführung von komplexen Festigkeitsberechnungen und -nachweisen mit Hilfe der FEM
- 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 zu Konstruktions- und Patentfragen

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 (Passverzahnungen)
- 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
- Konstruktion von Maschinen für das Recycling

Weitere Forschungsprojekte beschäftigen sich mit der elastoplastischen Beanspruchung von Maschinenelementen und der Entwicklung von Berechnungssoftware für Maschinenelemente.

Maschinenakustik

Im Rahmen der Maschinenakustik werden Forschungsarbeiten zur Lärminderung von Bauteilen und Maschinensystemen durchgeführt. Für experimentelle Untersuchungen und Entwicklungen zu Körperschall, Schallemission und Körperschallimpedanz- und Dämpfungselementen steht entsprechende Messwerterfassungs- und Verarbeitungshardware und -software zur Verfügung.

Rapid Prototyping / Rapid Tooling / Additive Manufacturing

Die Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten auf dem Gebiet Rapid Prototyping / Rapid Tooling / Additive Manufacturing umfassen die gesamte Rapid Tooling Verfahrenskette. Mit dem Anwendungslabor „openTUCreate“ steht dieses Wissen und seine Umsetzung den regionalen Firmenanwender offen.

Veröffentlichungen des Institutes seit dem 01.01.2012

Veröffentlichungen 2020

Schumacher, T.; Inkermann, D.: Herausforderungen und Anforderungen bei der durchgängigen Architekturmodellierung mechatronischer Systeme. 31. DfX-Symposium 2020, Erlangen, Seite 51 – 60. <http://dx.doi.org/10.35199/dfx2020.6>

Mörz, F.; Schäfer, G.: Nennspannungsermittlung für gerändelte Bauteile, In: Tagungsband zum 18. Gemeinsamen Kolloquium Konstruktionstechnik 2020, 01./02.10.2020 in Duisburg, Seite 55 – 66. <https://doi.org/10.17185/dupublico/73094>; ISBN: 978-3-940402-43-1

Stromberg, H.; Martinewski, V.: Potential ungenutzter Rechenleistung Mikrocluster für Forschungsinstitute, In: Tagungsband zum 18. Gemeinsamen Kolloquium Konstruktionstechnik 2020, 01./02.10.2020 in Duisburg, Seite 113 – 124. <https://doi.org/10.17185/dupublico/73094>; ISBN: 978-3-940402-43-1

Rehmet, R.; Lohrengel, A.; Freundt, F.; Kharazipour, A.: Akustische Qualifizierung von neuartigen Verbundwerkstoffen auf Basis von stärkehaltigen Granulaten, In: Tagungsband zum 18. Gemeinsamen Kolloquium Konstruktionstechnik 2020, 01./02.10.2020 in Duisburg, Seite 271 – 281. <https://doi.org/10.17185/dupublico/73094>; ISBN: 978-3-940402-43-1

Wallat, P.; Lohrengel, A.: Wirtschaftliche Einflussfaktoren auf eine kreislaufgerechte Produktentwicklung, Im Tagungsband zum Forschungsfeldkolloquium 2020: Rohstoffsicherung und Ressourceneffizienz, S.69-79, ISBN: 978-3-86948-767-0

Wallat, P.; Lohrengel, A.: Die Einbettung kreislaufgerechter Konstruktionsansätze in den Produktentstehungsprozess, In: Tagungsband zum 18. Gemeinsamen Kolloquium Konstruktionstechnik 2020, 01./02.10.2020 in Duisburg, Seite 163 – 174. <https://doi.org/10.17185/dupublico/73094>; ISBN: 978-3-940402-43-1

Martinewski, V.; Dreiseidler, S.: FVA-776, Rollenfreilauf Härteprofil, Informationstagung, Forschungsreport; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 30.11-04.12.2020

Mörz, F.: FVA-658, Fertigungseinfluss Rändelpressverbindung, Informationstagung, Forschungsreport; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 30.11-04.12.2020

Veröffentlichungen 2019

Stromberg, H.; Lohrengel, A.; Wesling, V.: Abschätzen kritischer Kerben mit neuronalen Netzen. In: 17. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik: 1. und 2. Oktober 2019 in Aachen, Seite 112 – 123. <http://dx.doi.org/10.18154/RWTH-2019-08781>

Heinrich, C.: Druckkammsimulation unter Berücksichtigung der Platten- und Wellensteifigkeit. In: 17. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik: 1. und 2.

Oktober 2019 in Aachen, Seite 126 – 137. <http://dx.doi.org/10.18154/RWTH-2019-08782>

Kaczmarek, D.; Lohrengel, A.: Automatisierte Baugruppenoptimierung hinsichtlich Produktanforderungen am Beispiel eines Drehschieberverdichters. In: 17. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik: 1. und 2. Oktober 2019 in Aachen, Seite 162 – 173. <http://dx.doi.org/10.18154/RWTH-2019-08785>

Lohrengel, A.; Schulze, M.; Wächter, M.: Finite element analysis of wire rope stiffness; Exploring Opportunities – Synthetic/Steel; Proceedings of the OIPEEC Conference 2019, M. A. R. Dohm, The Hague, The Netherlands, ISBN-13: 978-1-7336004-0-8

Schulze, M.; Lohrengel, A.; Wächter, M.: Faserseile auf mehrlagig bewickelten Seiltrommeln, Technische Textilien Euroseil 62 (4), S. 243–250.

Prumbohm, M.; Lohrengel, A.: Zerlegen als Aufgabe eines Pre-Shred-Prozesses. In: 5. Symposium Rohstoffinnovationen und Rohstoffeffizienz, 9. Mai 2019, Fraunhofer ICT, Pfinztal, S. 99-107

Müller, L.; Friedland, J.; Lohrengel, A.: Gestaltung und Implementierung von Anrechnungsverfahren. In: Umkämpfte Anerkennung, Außerhochschulisch erworbene Kompetenzen im akademischen Raum, Hrsg. Nico Sturm, Seite 201 – 217, Springer VS 2019, ISBN: 978-3-658-26535-9

Lohrengel, A.; Müller, L. Wallat, P.: Chancen und Herausforderungen einer offenen Hochschule. In: lernen und lehren, Heft 134 – Jahrgang 2/2019 ISSN: 0940-7340

Hofmann, Sebastian. Eine Theorie der behinderten radialen Aufweitung am stirnseitig befestigten Freilauf. Diss. 2019.

Rehmet R., Lohrengel A., Schäfer G.: Einfluss von Wälz- und Gleitlagerungen auf das dynamische Systemverhalten von Maschinen unter wiederkehrender Stoßanregung, 60. Tribologie-Fachtagung (GFT), Göttingen 2019

Veröffentlichungen 2018

Schäfer, G.: Fräsen versus Erodieren. In: Tagungsband zur Werkstoffprüfung 2018 05./06.12.2018, Seite 149 – 154, ISBN 978-3-941269-99-6

Schäfer, G.; Mänz, T.: Auslegung von Rändelpressverbindungen. In: Tagungsband zur 8. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2018, 26./27.11.2018, Seite 85 – 94, ISBN 978-3-18-092337-6

Wild, J.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen in erweiterter Form. In: Tagungsband zur 8. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2018, 26./27.11.2018, Seite 155 – 164, ISBN 978-3-18-092337-6

Mörz, F.; Schäfer, G., Selzer, M.; Ziaei, M.: Optimierung des Zahnwellenprofils primär zur Drehmomentübertragung unter Berücksichtigung wirtschaftlicher

Fertigungsverfahren. In: Tagungsband zur 8. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2018, 26./27.11.2018, Seite 165 – 176, ISBN 978-3-18-092337-6

Mörz, F.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Beitrag zur Verbesserung der Anwendung von Pressverbindungen mit gerändelter Welle. In: Tagungsband zur 8. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2018, 26./27.11.2018, Seite 239 – 243, ISBN 978-3-18-092337-6

Wild, J.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen durch normative Erweiterung. In: Tagungsband zur 8. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2018, 26./27.11.2018, Seite 283 – 290, ISBN 978-3-18-092337-6

Jakob, M.; Leichtbau und Tragfähigkeitssteigerung bei Zahnwellenverbindungen - Methodisches Vorgehen zur Auslegung umformend hergestellter und auf Torsion belasteter dünnwandiger Leichtbau-Profilwellen. In: Tagungsband zur 8. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2018, 26./27.11.2018, Seite 291 – 295, ISBN 978-3-18-092337-6

Mörz, F.; Schäfer, G., Wild, J.; Selzer, M.; Ziaei, M.: FVA-742 II, Optimierung des Zahnwellenprofils primär zur Drehmomentübertragung unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Fertigungsmöglichkeiten, Abschlussbericht, IGF-Vorhaben Nr. 18406 BG, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2018

Lohrengel, A.; Schulze, M.; Wächter, M.: Multi-layer drum winches within subsea hoisting cranes. Lifting & Rigging Seminar, 27th September 2018, Amsterdam

Jakob, M.; Auslegung und Optimierung von Bauteilgeometrien mittels FEM und DoE am Beispiel dünnwandiger Profilwellen. In: Tagungsband zum 16. Gemeinsamen Kolloquium Konstruktionstechnik 2018, 11./12.10.2018, Seite 132 – 143, ISBN 988-3-00-059609-4

Mörz, F.; Lohrengel, A.: Beitrag zur Verbesserung der praktischen Realisierung der geometrischen Gestalt von Pressverbindungen mit gerändelter Welle, In: Tagungsband zum 16. Gemeinsamen Kolloquium Konstruktionstechnik 2018, 11./12.10.2018, Seite 260 – 271, ISBN 978-3-00-059609-4

Schäfer, G.; Korte, T.: Längsstifte als kerbbarme Welle-Nabe-Verbindung. In: Tagungsband zum 16. Gemeinsamen Kolloquium Konstruktionstechnik 2018, 11./12.10.2018, Seite 306 – 317, ISBN 978-3-00-059609-4

Schulze, M.; Lohrengel, A.; Wächter, M.: Faserseile auf mehrlagig bewickelten Seiltrommeln. Auf CD zum 8. Fachkolloquium InnoZug, 6. und 7. September 2018, ISBN 978-3-945479-10-0

Schäfer, G.; Rolshofen, W.; Thoden, D.: Determination of Acoustic Behavior of Locally Modified Structures by Scanning LDV, in: Tomasini, E.P., 13. Conference on Vibration Measurements 20. – 22. June 2018, Ancona

Schulze, M.; Lohrengel, A.; Recknagel, T.; Schmidt, T.: Lebensdauer und Wickelverhalten kunststoffummantelter Drahtseile. In: Tagungsband zur 26. Kranfachtagung, 8. März 2018, Seite 101 – 115, ISBN 978-3-86780-560-5

Veröffentlichungen 2017

Martinewski, V.; Lohrengel, A.; Rienäcker, A.; Ochse, G.; Qian, B.: Simulationsfreie Auslegung von Freiläufen. In: Tagungsband zum 15. Gemeinsamen Kolloquium Konstruktionstechnik 2017, 05./06.10.2017, Seite 337 – 346, ISBN 978-3-940402-15-8

Prumbohm, M.; Chorzewski, D.; Lohrengel, A.: FEM-Modell der grundlegenden Vorgänge einer Anlage zum Zerlegen metallisch umhüllter Bauteile. In: Tagungsband zum 15. Gemeinsamen Kolloquium Konstruktionstechnik 2017, 05./06.10.2017, Seite 77 – 87, ISBN 978-3-940402-15-8

Hofmann, S.: Berücksichtigung radial aufweitender Lasten am stirnseitig befestigten Freilauf. In: Tagungsband zum 15. Gemeinsamen Kolloquium Konstruktionstechnik 2017, 05./06.10.2017, Seite 39 – 48, ISBN 978-3-940402-15-8

Prumbohm, M.: Neuartiges Verfahren zur Zerlegung blechumhüllter Elektroteile. Jahrestreffen der ProcessNet-Fachgemeinschaften "Prozess-, Apparate- und Anlagentechnik" sowie „Werkstoffe, Konstruktion, Lebensdauer“ 2017, 20.11.2017, Würzburg

Schäfer, G.; Schmelter, R.: Reibung im Längenausgleich von Kreuzgelenkwellen. In: Tagungsband zur VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2017, 17./18.05.2017, Seite 273 – 276, VDI-Berichte 2309, ISBN 978-3-18-092309-3

Martinewski, V.; Lohrengel, A.; Rienäcker, A.; Ochse, G.; Qian, B.: Erweitertes Lebensdauermodell für Freilaufkupplungen. In: Tagungsband zur VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2017, 17./18.05.2017, Seite 277 – 280, VDI-Berichte 2309, ISBN 978-3-18-092309-3

Lohrengel, A.; Schulze, M.; Erlendsson, H.; Magnusson, J. A.; Smeets, P.; Tacken, B.: The influence of high performance fibre rope designs on drum load and spooling performance in multi-layer drum equipment; Rope- Present and Future; Proceedings of the OIPEEC Conference 2017, M. A. R. Dohm, La Rochelle Vieux Port, France, ISBN 978-0-9552500-4-0

Hess, M.; Ergebnis experimenteller Untersuchungen für Druckkamm lager im Mischreibungsgebiet. <http://dx.doi.org/10.21268/20170718-120141>. Version: Juli 2017

Hess, M.; An Laufflächen von Prüflingen zur Bestimmung des Übergangsverhaltens von Druckkamm lagern aus der Mischreibung in die Vollschmierung aufgenommene Rauheitsschriebe. <http://dx.doi.org/10.21268/20170623-152310>. Version: Juli 2017

Hess, M.; Lohrengel, A.; Thrust cone bearings provide increased efficiency for helical gear units at moderate speed levels: Indications for possible energy saving potential in an expanded field of application. In: Forschung im Ingenieurwesen, Nr. 81 (2017), Sep, Nr. 2, S. 135–143. DOI 10.1007/s10010–017–0229–x. – ISSN 1434–0860

Hess, M.; Lohrengel, A.; Thrust cone bearings provide increased efficiency for helical gear units at moderate speed levels: Indications for possible energy saving potential in an expanded field of application. In: International Conference on Gears 2017, 13.-15.09.2017, Seite 231 – 242, VDI-Berichte 2294.1, ISBN 978-3-18-092294-2

Lohrengel, A.; Hess, M.; Einsatz von Druckkämmen zur Effizienzsteigerung von Schrägverzahnten Getrieben. In: 58. Tribologie-Fachtagung 2017: Reibung, Schmierung und Verschleiß; Forschung und praktische Anwendungen; Sonderband; Abschlusskolloquium „Ressourceneffiziente Konstruktionselemente“ SPP 1551 der DFG; Göttingen, 25. bis 27. September 2017. Gesellschaft für Tribologie e.V., GfT, Aachen, S. 83-93. ISBN/ISSN: 978-3-9817451-2-2

Hess, M.; Auswirkungen von Laufflächenbombierungen auf den Schmierfilmaufbau in Druckkammern. In: 15. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik : 5. und 6. Oktober in Duisburg : Interdisziplinäre Produktentwicklung. Essen : Universität Duisburg-Essen, Universitätsbibliothek, 2017. – ISBN 978–3–940402–15–8, S. 59–68

Kasüschke, L.; Schulze, M.; Lohrengel, A.: Dehnungsänderung in Seilen bei der Umschlingung von Treibscheiben; Technical Report Fakultät für Mathematik/ Informatik und Maschinenbau der TU Clausthal; Mai 2017, ISSN 1869-8018

Veröffentlichungen 2016

Schäfer, G.: Passverzahnungen nach DIN 5480 kompatibel optimiert. In: Tagungsband zur 7. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen (2016), 09./10.11.2016, Seite 153 – 164, VDI-Berichte 2287, ISBN 978-3-18-092287-4

Hilgermann, J.L.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Slip Measurement in a Frictional Connection by Torsional LDV, in: Tomasini, E.P., 12. Conference on Vibration Measurements 2016, AIP Conf. Proc. 1740, Ancona, ISBN 978-0-7354-1397-9

Schulze, M.; Lohrengel, A.; Stahr, K.: Auswirkungen von Faserseilen auf die Bewicklung der Seiltrommel, 7. Kolloquium Fördertechnik im Bergbau, 20. und 21. Januar 2016, Clausthal-Zellerfeld, ISBN 978-3-86948-481-5

Lohrengel, A.; Schulze, M.; Stahr, K.: Auswirkungen von Faserseilen auf die Bewicklung der Seiltrommel; Bergbau 8/2016, ISSN 0342-5681

Lohrengel, A.; Schulze, M.; Wächter, M.; Stahr, K.: Seiltrommeln mit Faserseilen; DRAHT 6/ Dezember 2015, ISSN 0012-5911; http://www.drahtmagazin.de/draht-fachartikel/seiltrommeln-mit-faserseilen_32114_de

Martinewski, V.; Ochse, G.: FVA-694, Freilauf kombinierte Lasten, Abschlussbericht, Forschungsreport 2016, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2016

Selzer, M.; Wild, J.: FVA 742 I, Optimierung des Zahnwellenprofils primär zur Drehmomentübertragung unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Fertigungsmöglichkeiten, Zwischenbericht, Forschungsreport 2016, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., (AiF 18406 BG), 29./30.11.2016

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Wild, J.: Einfluss von Sicherungsringnuten auf die Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen. In: Tagungsband zur 7. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen (2016), 09./10.11.2016, Seite 271 – 277, VDI-Berichte 2287, ISBN 978-3-18-092287-4

Wendler, J.; Schlecht, B.; Wild, J.: Numerische und experimentelle Analyse der Gestaltfestigkeit von Zahnwellenverbindungen bei Umlaufbiegung. In: Tagungsband zur 7. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen (2016), 09./10.11.2016, Seite 139 – 152, VDI-Berichte 2287, ISBN 978-3-18-092287-4

Hofmann, S.: FVA-704, Stirnseitige Befestigung von Freiläufen, Abschlussbericht; Forschungsreport 2016; CD-ROM; Forschungsergebnisse 2016; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2016

Wendler, J.; Wild, J.: Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen: Tragfähigkeit von Profilwellen (Zahnwellenverbindungen) unter typischen Einsatzbedingungen. Forschungsvorhaben Nr. 467 II der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., (AiF 16661 BG)

Schmelter, R.: FVA-505 II, Reibwert- und Verschleißreduzierung im Gelenkwellen-Längenausgleich, Abschlussbericht, Forschungsreport 2016; CD-ROM; Forschungsergebnisse 2016; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2016

Veröffentlichungen 2015

Herre, M.; Schäfer, G.; Wild, J.: Splined Shaft-Hub Connection with optimized Foot Geometry, Proceedings of the IN-TECH Conference 2015; Page 260 - 263, Dubrovnik, ISSN 1849-0662

Schäfer, G.; Schlecht, B.; Senf, M.; Wendler, J.: Biege- und Torsionsformzahlen von Zahnwellen-Verbindungen zur Anwendung im Tragfähigkeitsnachweis nach DIN 743, Dresdner Maschinenelemente Kolloquium DMK 2015, 8. und 9. Dezember 2015, Dresden, ISBN 978-3-95908-030-9

Lohrengel, A.; Schulze, M.; Stahr, K.; Wächter, M.: Innovative drum construction for multilayer winding with fibre ropes; Challenging rope applications; Proceedings of the OIPEEC Conference 2015, Dr. I.M.L. Ridge, Stuttgart, Germany, ISBN 978-0-9552500-5-7.

Lohrengel, A.; Schulze, M.; Stahr, K.: Auswirkungen von Faserseilen auf die Bewicklung der Seiltrommel; 13. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2015, Clausthal-Zellerfeld

Lohrengel, A.; Leistner, C.; Traxl, R.; Hauböck, H.: Influences on winch drums arising from variations of the transverse compressive stiffness of wire ropes in correlation to their service life, 20th North Sea Offshore Crane and Lifting Conference

Lohrengel, A.; Prumbohm, M.; Schäfer, G.: Presentation of a novel approach to recycle metal coated products; MTM-Congress in Varna, 17. - 18. September 2015; Sofia: MTM – International Journal Issue 12/2015; Scientific Technical union of mechanical engineering, Sofia; ISSN 1313-0226

Langenbach, J.; Wächter, M.; Lohrengel, A.; Müller, N.: Teaching Engineering Drawing in a Technology Changing Environment; The 17th International Conference on Engineering & Product Design Education, 3. und 4. September 2015 in Loughborough, ISBN 978-1-904670-62-9

Langenbach, J.; Müller, N.: Einbindung von Normen in die frühen Phasen in der Produktentwicklung; 39. Konferenz Normenpraxis, 1. und 2. Oktober 2015 in Ingolstadt

Langenbach, J.; Nagler, N.; Müller, N.; Lohrengel, A.: Herausforderungen und Nutzen des systematischen Testens numerischer Berechnungswerkzeuge; Konstruktion; Juni 2015, ISSN 0720-5953

Martinewski, V.; Qian, B.: FVA-694, Freilauf kombinierte Lasten, Zwischenbericht, Forschungsreport 2015, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2./3.12.2015

Hofmann, S.: FVA-704, Stirnseitige Befestigung von Freiläufen, Zwischenbericht; Forschungsreport 2015; CD-ROM; Forschungsergebnisse 2015; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2015

Schmelter, R.: FVA-505 II, Reibwert- und Verschleißreduzierung im Gelenkwellen-Längenausgleich, Zwischenbericht, Forschungsreport 2015, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2./3.12.2015

Selzer, M.; Wild, J.: FVA-742 I, Optimierung des Zahnwellenprofils primär zur Drehmomentübertragung unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Fertigungsmöglichkeiten, Zwischenbericht, Forschungsreport 2015, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2./3.12.2015

Menze, P.; Wild, J.: Grundpraktikum Gelenkwellen. Skript zum Praktikumsversuch V05. In: Grundpraktikum Maschinenlabor, Versuch des Instituts für Maschinenwesen (V05)

Lohrengel, A.; Heß, M.; Schäfer, G.: Druckkamm Lagerungen – Gesteigerte Effizienz für schrägverzahnte Getriebe; In: Gleit- und Wälzlagerungen 2015: Gestaltung, Berechnung, Einsatz mit Fachausstellung; Schweinfurt, 06. und 07. Mai 2015. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 2015 (VDI-Berichte, 2257). ISBN 978-3-18-092202-7, S. 221-234

Veröffentlichungen 2014

Martinewski, V.; Qian, B.: FVA-694, Freilauf kombinierte Lasten, Zwischenbericht, Forschungsreport 2014, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2./3.12.2014

Hofmann, S.: FVA-704, Stirnseitige Befestigung von Freiläufen, Zwischenbericht; Forschungsreport 2014; CD-ROM; Forschungsergebnisse 2014; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2014

Mänz, T.: FVA-658 I, Untersuchungen von Pressverbindungen mit gerändelter Welle, Abschlussbericht, Forschungsreport 2014, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2014

Schmelter, R.: FVA-505 II, Reibwert- und Verschleißreduzierung im Gelenkwellen-Längenausgleich, Zwischenbericht, Forschungsreport 2014, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2./3.12.2014

Wendler, J.; Wild, J.: FVA-467 II, Tragfähigkeit von Profیلwellen (Zahnwellen-Verbindungen) unter typischen Einsatzbedingungen, Abschlussbericht, Forschungsreport 2014, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2./3.12.2014

Amorim, F.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Production of EDM Electrodes by Layer Manufacturing; 6th BRAGECRIM Annual Meeting, 26./27.11.2014, Darmstadt

Hilgermann, J.L.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Dimensionierung innenhochdruckgefügtter Pressverbindungen; 6. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2014, 5./6.11.2014, VDI-Berichte 2238, S. 213-223, ISBN 978-3-18-092238-6

Lohrengel, A.; Mänz, T.; Schäfer, G.: Untersuchungen an Pressverbindungen mit gerändelter Welle; 6. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2014, 5./6.11.2014, VDI-Berichte 2238, S. 119-130, ISBN 978-3-18-092238-6

Schäfer, G.: Auslegung von Passverzahnungen – In Kombination mit dem örtlichen Konzept der FKM-Richtlinie; 6. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2014, 5./6.11.2014, VDI-Berichte 2238, S. 53-64, ISBN 978-3-18-092238-6

Lohrengel, A.; Heß, M.: Druckkamm Lagerungen zum Einsatz in effizienten schrägverzahnten Getrieben; Technical Report Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau der TU Clausthal; Januar 2014, ISSN 1869-8018

Schulze, M.; Lohrengel, A.; Stahr, K.: Auswirkungen von Faserseilen auf die Bewicklung von Seiltrommeln; 6. Fachkolloquium InnoZug, Innovative Anwendungen für Hochleistungsfasern in der Fördertechnik 23. und 24. September in Chemnitz, ISBN 978-3-945479-00-1

Lohrengel, A.; Wächter, M.; Stahr, K.; Schulze, M.: Longitudinal and transversal stiffness of wire hybrid and fibre ropes and their effects on the strain scenario of multilayer wound rope drums; IMCA Wire Rope Workshop 2014, Amsterdam 18th March 2014

Müller, N.; Langenbach, J.: Digitale Modelle senken Kosten und steigern Qualität; Technologie-Informationen, 1/2014

Langenbach, J.; Deiters, A.; Hortop, A.; Lachmayer, R.; Lohrengel, A.; Viator, T.: Improving Engineering Education Through Distributed Development Projects; The 16th International Conference on Engineering & Product Design Education, 4. und 5. September 2014 in Enschede, ISBN 978-1-904670-55-1

Langenbach, J.; Nagler, N.; Müller, N.; Lohrengel, A.: Systematisches Testen von numerischen Berechnungswerkzeugen; 12. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik, 16. und 17. Oktober 2014 in Bayreuth, ISBN: 978-3-00-046544-4

Veröffentlichungen 2013

Amorim, F.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Czelusniak, T.: A study on the SLS manufacturing and experimenting of TiB₂-CuNi EDM electrodes; Rapid Prototyping Journal 19(6), 418-429, Emerald Group Publishing Limited, 2013/9/27

Shen, L.J.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Plain-fretting fatigue competition and prediction in spline shaft-hub connection. International Journal of Fatigue 52, 68-81, Elsevier, 2013/7/31

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

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

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

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

Amorim, F.L.; Lohrengel, A.; Müller, N. Schäfer, G.; Czelusniak, T.: Performance of sinking EDM electrodes made by selective laser sintering technique. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 65 (9-12), 1423-1428, Springer-Verlag 2013/4/1

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

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

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

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

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

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

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

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

Veröffentlichungen 2012

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Erschienenene Institutsmittellungen seit 2007

 TU Clausthal

Institutsmittellung 2007



 TU Clausthal

Institutsmittellung 2009



 TU Clausthal

Institutsmittellung 2011



 TU Clausthal

Institutsmittellung 2008



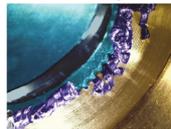
 TU Clausthal

Institutsmittellung 2010



 TU Clausthal

Institutsmittellung 2012

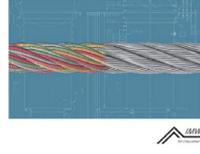




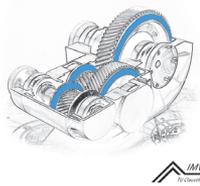
Institutsmittellung 2013



Institutsmittellung 2014



Institutsmittellung 2015



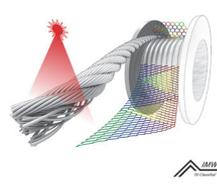
Institutsmittellung 2016



Institutsmittellung 2017



Institutsmittellung 2018





Die jeweiligen Institutsmittellungen finden Sie ebenso auf unserer Webseite

Autoren

Heinrich, Christian: Jahrgang 1995, studierte Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 15.10.2018 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
heinrich@imw.tu-clausthal.de

Inkermann, David: Jahrgang 1983, studierte Maschinenbau an der TU Braunschweig, bis 09/2019 akademischer Rat und Abteilungsleiter am Institut für Konstruktionstechnik der TU Braunschweig, Promotionsthema: Anwendung adaptiver Lösungsprinzipien für die Entwicklung adaptiver Systeme, seit 10/2019 Verwalter des Lehrstuhls Rechnerintegrierte Produktentwicklung am IMW.
inkermann@imw.tu-clausthal.de

Kaczmarek, Dennis: Jahrgang 1991, studierte Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.12.2015 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
kaczmarek@imw.tu-clausthal.de

Klügel, Niklas: Jahrgang 1994, studierte Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.02.2020 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
kluegel@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 der RWTH Aachen, Promotionsthema: Lebensdauerorientierte Dimensionierung von Freiläufen, bis 01/2007 Leiter Maschinenentwicklung Paul Hartmann AG Heidenheim, seit 01.02.2007 Universitätsprofessor und Institutsdirektor des IMW.
lohrengel@imw.tu-clausthal.de

Losch, Miriam: Jahrgang 1988, studierte Wirtschaftsingenieurwesen und Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.10.2018 wissenschaftliche Mitarbeiterin am IMW.
losch@imw.tu-clausthal.de

Martinewski, Viktor: Jahrgang 1989, studierte Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.04.2014 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
martinewski@imw.tu-clausthal.de

Maume, Elke: Jahrgang 1991, studierte Mechatronik-Automatisierungssysteme an der HS Harz und Mechatronik an der HS Nordhausen, seit 01.07.2020 wissenschaftliche Mitarbeiterin am IMW.
maume@imw.tu-clausthal.de

Mörz, Florian: Jahrgang 1990, studierte Maschinenbau an der EAH Jena, seit 01.07.2015 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
moerz@imw.tu-clausthal.de

Prumbohm, Max: Jahrgang 1986, studierte Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 15.04.2014 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
prumbohm@imw.tu-clausthal.de

Rehmet, Raphael: Jahrgang 1991, studierte Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.05.2017 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
rehmet@imw.tu-clausthal.de

Schäfer, Günter: Jahrgang 1963, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.11.1989 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

Scherf, Sören C.: Jahrgang 1989, studierte Wirtschaftsingenieurwesen an der Otto-von-Guericke Universität Magdeburg und TU Clausthal, seit 01.10.2015 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
scherf@imw.tu-clausthal.de

Schumacher, Thomas: Jahrgang 1989, studierte Wirtschaftsingenieurwesen an der HAWK Göttingen und der TU Clausthal, seit 01.05.2020 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
schumacher@imw.tu-clausthal.de

Stök, Max: Jahrgang 1991, studierte Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 22.10.2019 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
stoek@imw.tu-clausthal.de

Stromberg, Henrik: Jahrgang 1992, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.10.2018 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
stromberg@imw.tu-clausthal.de

Wächter, Martina: Jahrgang 1959, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.04.1985 wissenschaftliche Mitarbeiterin am IMW.
waechter@imw.tu-clausthal.de

Wallat, Phillip: Jahrgang 1988, studierte Wirtschaftsingenieurwesen an der TU Clausthal, seit 01.04.2017 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
wallat@imw.tu-clausthal.de

So finden Sie das IMW

Anschrift

Institut für Maschinenwesen
Robert-Koch-Straße 32
38678 Clausthal-Zellerfeld



Routenplan



Aus Richtung Hannover / Hamburg:

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

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

B242 → Richtung Ortsteil Zellerfeld abbiegen

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

Das IMW (Gebäudenummer B2) befindet sich nach ca. 400 m (zwei Querstraßen) auf der rechten Seite.

Aus Richtung Göttingen/Kassel:

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

In Katlenburg auf die B241 Richtung Osterode abbiegen.

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

Nach Ortseingang Clausthal-Zellerfeld der Hauptstraße folgend rechts abbiegen → an T-Einmündung (Tankstelle rechterhand) rechts abbiegen und Clausthal verlassen.

Nach 1,5 km links abbiegen Richtung Goslar / Clausthal → Ortsschild Clausthal → in die dritte Straße (Robert-Koch-Straße) links einbiegen.

Das IMW (Gebäudenummer B2) befindet sich nach ca. 250 m auf der linken Seite.

