

VDI-Fachtagung

Kupplungen und Kupplungs- systeme in Antrieben 2017

2. VDI-Fachkonferenz

Schwingungsreduzierung in mobilen Systemen 2017



VDI-Berichte 2309

VDI-BERICHTE

Herausgeber: VDI Wissensforum GmbH

VDI-Fachtagung

Kupplungen und Kupplungs- systeme in Antrieben 2017

2. VDI-Fachkonferenz

Schwingungsreduzierung in mobilen Systemen 2017

Ettlingen, 17. und 18. Mai 2017



VDI-Berichte 2309

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek

(German National Library)

The Deutsche Nationalbibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie

(German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at

<http://dnb.ddb.de>.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2017

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

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

Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092309-3



Plenarvortrag

<i>R. Welter</i>	Die Zukunft von Kupplungen und Torsionsdämpfern in Fahrzeugantrieben	1
------------------	--	---

Innovative Systemansätze

<i>C. Asal, M. Chambrion, M. Thiel</i>	Kupplungssysteme für Motorräder – Märkte, Herausforderungen und Innovationen	13
<i>P. Echtler, M. Mileti, A. Damm</i>	TorqueLINE – Konische Kupplung mit Formschluss als alternatives Schaltelement für Automatikgetriebe	23
<i>T. Hähnel, N. Fischer, C. Spensberger, J. Lang</i>	Kupplungen für den Einsatz in Bahnantrieben – Vorstellung neuer Auslegungsalgorithmen für hoch verlagerungsfähige Zahnkupplungen	37



Trockene Kupplungssysteme

<i>A. Albers, S. Ott, M. Basiewicz, N. Schepanski, T. Klotz</i>	 Methode zur Ermittlung der zulässigen thermo-mechanischen Beanspruchbarkeit trockenlaufender Friktionspaarungen	49
<i>A. Albers, S. Ott, J. Kniel, M. Basiewicz</i>	 Studie zur Ermittlung von Potenzialen zur Leistungssteigerung von trockenlaufenden Kupplungssystemen mittels Temperaturverteilungsmessung	65
<i>A. Tikhomolov, A. Zaytsev</i>	Simulationsumgebung zur Unterstützung der Kupplungsauslegung	83

Auslegung und Simulation bei konventionellen und hybriden Systemen

<i>G. Maier, A. Wassmer</i>	Innovative Systementwicklung für automatisierte Antriebsstränge – Kupplungssysteme und Hybridsysteme	97
<i>A. Albers, S. Ott, M. Basiewicz</i>	Ermittlung des Übertragungs- und Systemverhaltens nasslaufender Lamellenpakete im Schlupfbetrieb unter Berücksichtigung der Systemwechselwirkungen	111
<i>F. Markowsky</i>	Echtzeit-Analyse des Trennverhaltens von Lamellenkupplungen – Einfluss auf die Systemfunktion und dessen Reproduzierbarkeit	125
<i>T. Neupert, D. Bartel</i>	Einfluss des Nutdesigns von nasslaufenden Kupplungslamellen auf das Strömungsverhalten im Lüftspalt	135


Potentiale: Reibung & Effizienz

<i>U. Stockinger, H. Pflaum, K. Stahl</i>	 Zeiteffiziente Methodik zur Ermittlung des Reibungsverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen mit Carbon-Reibbelag	147
<i>G. J. Meingaßner, H. Pflaum, K. Stahl</i>	 Reibungsverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen am Übergang Haftreibung – Gleitreibung	159
<i>H. Wintersperger, M. Fister, C. Spieker, B. Bartholmai</i>	Schnellschaltende Kupplung zur Reduzierung von Reibverlusten während des Synchronisationsvorgangs	173

Betätigungssysteme

<i>R. Seidl</i>	Substitution von Metallen durch thermoplastische Hochleistungspolymere in der Kupplungshydraulik bei Nutzfahrzeugen	183
<i>F. Mäder, J. Buhl, M. Hochrein</i>	Clutch-by-Wire – Eine Technologie mit vielen Optionen	193
<i>F. Frietsch, B. Wolf</i>	Hydraulische Betätigungssysteme für nass laufende Kupplungen – Vorhandene Potentiale nutzen	205

Tribologie & Kühlverhalten nasslaufender Kupplungen

<i>K. Völkel, F. Wohlleber, H. Pflaum, K. Stahl</i>	 Kühlverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen in neuen Anwendungen	215
<i>N. Holzer</i>	Verschleißverhalten organischer Reibbeläge in nassen Kupplungen & Bremsen	227
<i>C. Schlösser, F. Kohlmann, M. Fister</i>	Verteilung der Flächenpressung im Reibspalt – Vorstellung und Anwendung eines neuen Messverfahrens für nasslaufende Anfahrkupplungen	241

Posterausstellung

<i>F. Lorenz</i>	Innovative Kunststofflösungen für Kupplungsleitungen und Komponenten hydraulisch betätigter Systeme	259
<i>R. Prabel, H. Aschemann</i>	Modellbasierte Regelung eines konzentrisch auf der Getriebeeingangswelle angeordneten elektro-pneumatischen Kupplungsstellers	265
<i>G. Schäfer, R. Schmelter</i>	Reibung im Längenausgleich von Kreuzgelenkwellen	273


<i>A. Lohrengel, V. Martinewski, A. Rienäcker, G. Ochse, B. Qian</i>	Erweitertes Lebensdauermodell für Freilaufkupplungen	277
<i>C. Spura</i>	Auslegung und Gestaltung von bombierten Zahnwellen- verbindungen in der Antriebstechnik	281
<i>A. Albers, U. Reichert, K. Bause, A. Radimersky, S. Ott</i>	Entwicklung einer verlustoptimierten Kupplung für ein mehrgängiges Getriebe für ein Elektrofahrzeug	287
<i>A. Albers, S. Ott, M. Basiewicz, C. Denda, J. Kriegseis</i>	Variation von Nutbildern mittels generativer Verfahren zur Untersuchung von Schleppverlusten in Lamellen- kupplungen	293

2. VDI-Fachkonferenz mit Fachaussstellung Schwingungsreduzierung in mobilen Systemen 2017

Losteilschwingungen und Rasseln

<i>J. Matitschka, S. Ott, P. Gehring</i>	Ermittlung des Übertragungsverhaltens von Dämpfungssystemen mit hoher Steifigkeit	301
<i>B. Heumesser, Y. Gretzinger, B. Bertsche</i>	Geräuschreduktion bei Fahrzeuggetrieben durch Losteilverspannung mithilfe von Synchronisierungen	315
<i>T. Bahnert, A. Haase, S. Chaker</i>	Analyse und Beherrschung von Getrieberasseln in Leichtbau Antriebseinheiten	327


Kupplungsinduzierte Schwingungsphänomene

<i>K.-L. Kimmig, R. Kolling, W. Dilger</i>	Innovative Lösungen zur Vermeidung von „Rupf-schwingungen“ bei automatisierten Trockenkupplungen	345
<i>H. Frisch, R. K. Schulz, K. Sittig, D. Dörfler, K. Möller</i>	 Untersuchung der Drehmomentgleichförmigkeit durch geometrische Zwangserregung bei nasslaufenden Doppelkupplungen	359
<i>M. Baumann, D. Klünder, M. Hausner</i>	Ganzheitliche Simulation von Pedalvibrationen – Ein Gesamtmodell von der Kurbelwelle bis zum Pedal	371

Koppelung von Versuch und Simulation: Validierungsmethoden

<i>J. Sucker</i>	Prüfstandbasierte Schwingungsuntersuchungen und Reduktion	383
<i>S. Huber, A. Hinder</i>	Federentwicklungsparameter im Spannungsfeld Kosten und Performance	389
<i>A. Albers, F. Schille, T. von Wysocki, M. Behrendt, J.-M. Birkhold, S. Cortes</i>	Methode zur Kalibrierung des Kupplungssystems und Objektivierung des Wiederstartkomforts hybrider Antriebsstränge auf dem Akustikrollenprüfstand	399

Konzepte zur Schwingungsreduzierung / Systementwicklung

<i>P. Mall, A. Krüger, A. Fidlin</i>	 Automatisierte Schwingungsdämpferkonzipierung für Sportwagen in frühen Entwicklungsphasen	417
<i>H. Hick, P. Haidl, P. Kopsch</i>	Entwicklung von E-Axle-Systemen	431

Komponenten zur Schwingungsberuhigung im Systemeinsatz

<i>G. Polifke</i>	Hydrodamp – Hydraulischer Torsionsschwingungsdämpfer für Traktoren und Baumaschinen	443
<i>T. Mauz, J. Tasche</i>	Quietschen in nassen Kupplungen	453

Lösungen und Optimierungsansätze zur Schwingungsreduzierung

<i>S. Ott, M. Basiewicz</i>	Schwingungsreduzierung durch das Kupplungssystem im gezielten Schlupfbetrieb	465
---------------------------------	--	-----

Die Zukunft von Kupplungen und Torsionsdämpfern in Fahrzeugantrieben

Dr.-Ing. **Roland Welter**, LuK GmbH & Co. KG, Bühl

Kurzfassung

Moderne Fahrzeugantriebe werden umweltfreundlicher und mehr automatisiert, um die Bedienung für den Fahrer ggf. beherrschbar und komfortabler zu machen. Für die Hersteller von Kupplungen und Torsionsdämpfern entstehen dadurch neue Herausforderungen. Neben kostengünstigen Einscheibenkupplungen werden trockene und nasse Doppelkupplungen und für Hybridantriebe sogar Tripelkupplungen benötigt. Automatisiertes Kuppeln und Schalten erfordert mechatronische Aktoren mit intelligenter Steuerungssoftware. Kleinere Zylinderanzahl der Verbrennungsmotoren, höhere Leistungsdichte und Zylinderabschaltung erhöhen die Anforderungen an die Isolationsfähigkeit von Torsionsdämpfern. Für die kommenden Jahre gilt es vielfältige Entwicklungsaufgaben zu lösen, um die interessanten Geschäftsmöglichkeiten zu nutzen.

1. Einleitung

Die Technologie der Fahrzeugantriebe erlebt gerade bewegte Zeiten. Dieselmotoren für Personenkraftwagen stehen weltweit in der Kritik, Großstädte erwägen Szenarien für ein emissionsfreies Fahren und die Elektromobilität in Form von unterschiedlichen Hybridkonzepten und reinen Elektrofahrzeugen genießt in allen Entwicklungsabteilungen höchste Priorität. Jeder weiß, dass wir unsere Mobilität umweltverträglich verändern müssen. Niemand kann genau vorhersagen, welche Veränderungen wann und wie breit in der Großserie eingeführt werden. Daraus entsteht eine gewisse Verunsicherung, die auch die Hersteller von Kupplungen und Torsionsdämpfern für alle Arten von Fahrzeugen betrifft. Dabei schwebt mehr oder weniger ausgesprochen die Frage im Raum: Wie lange werden Kupplungen und Torsionsdämpfer noch gebraucht?

Die Prognose der Produktionsmengen von Fahrzeugen gibt hierzu einen ersten Eindruck (Bild 1). Insbesondere für die individuelle Mobilität mit Personenkraftfahrzeugen wird bis zum Jahr 2026 noch mit enormen Zuwächsen gerechnet. In den Industrieländern mögen die Märkte gesättigt sein. In den großen asiatischen Wachstumsregionen hingegen wird weiter massiv in den Ausbau von Straßennetzen und dem Aufbau der Fahrzeugflotte investiert. Das

hört sich auf den ersten Blick vielversprechend an. Aber mit welcher Art von Antrieb werden künftige Fahrzeuge betrieben?

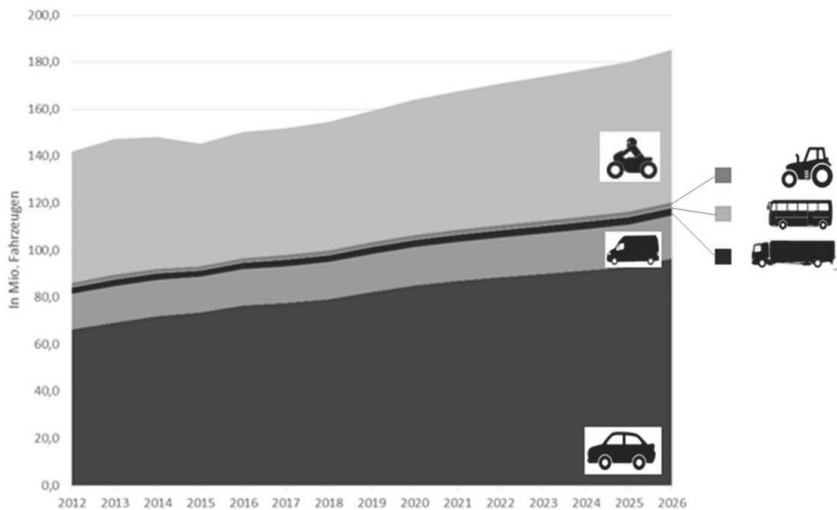


Bild 1: Produktionsdaten für PKW, leichte NFZ, LKW, Busse, Traktoren und Motorräder von 2012 bis heute und Prognose bis 2026 (IHS und Schaeffler Ergänzungen)

Die hohe Verkehrsbelastung und der damit verbundene Schadstoffausstoß verbrauchen Ressourcen an fossilen Energieträgern und belasten die Luft in unnatürlicher Weise mit Abgasen und Feinstaub. Das hat langfristig negative Konsequenzen für das Klima wie für die Gesundheit der Menschen in den Ballungsgebieten, und die Gesetzgeber reagieren weltweit mit abgesenkten Grenzwerten für die Emissionen (Bild 2). Um diese Vorgaben zu erfüllen, optimieren Fahrzeughersteller konventionelle Antriebsstränge und arbeiten intensiv an emissionsfreien batterieelektrischen Fahrzeugen. Das ist aber nicht alles. Der Anspruch an den Fahrkomfort wird immer höher und die Technik der Fahrzeuge wird dadurch komplexer. Man will so bequem wie möglich zum Ziel kommen, bei Bedarf sportlich fahren und dies natürlich bei maximaler Sicherheit. Das künftige autonome Fahren ist nur mit einem automatisierten oder elektrischen Antrieb denkbar. Die Schlussfolgerung ist, dass der globale Fahrzeugmarkt weiter wachsen wird und gleichzeitig erhebliche Veränderungen der Technologien anstehen.

Dies schließt eine Optimierung verbrennungsmotorischer und hybrider Antriebe ein, die uns mindestens noch eine Dekade beschäftigen wird.

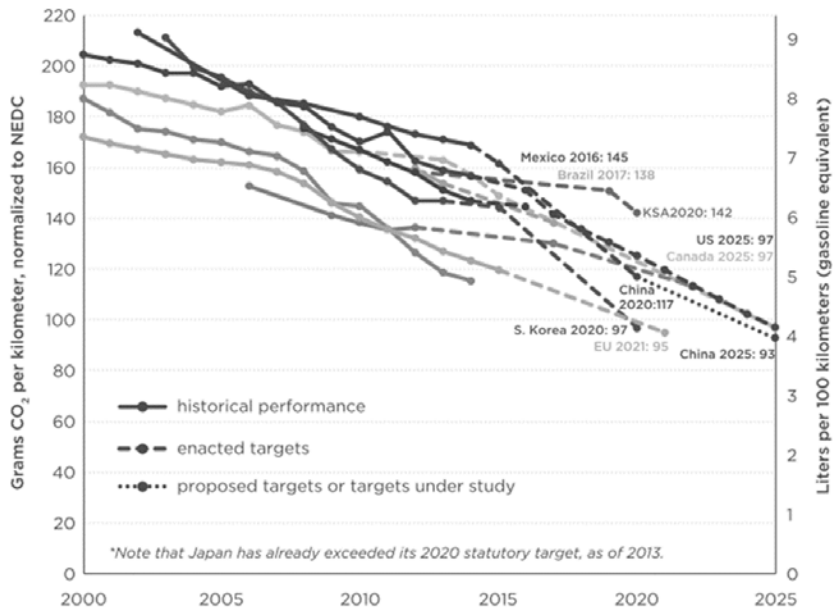


Bild 2: Künftige Absenkung der CO₂ Emissionsgrenzwerte für PKW nach [1]

2. Verbrennungsmotoren für Personenkraftwagen (PKW) und leichte Nutzfahrzeuge (LNFZ)

Ein wichtiges Ziel der Entwicklung neuer Verbrennungsmotoren ist die Reduktion des Flottenverbrauchs, um die gesetzlichen Emissions- oder Verbrauchsvorgaben in den Märkten erfüllen zu können. Die Konsequenzen daraus sind vielfältig. So wird das Produktionsvolumen der Verbrennungsmotoren mit nur 3 Zylindern für PKW und LNFZ sich von etwa 8 Mio. Einheiten/a im Jahr 2016 auf über 29 Mio. im Jahr 2026 erhöhen. Das Volumen für 4-Zylindermotoren wird bei etwa 70 Mio. pro Jahr stagnieren und der Jahresbedarf für Motoren mit 6 und 8 Zylindern im gleichen Zeitraum von 11 auf 8 Mio. Einheiten pro Jahr schrumpfen. Die Elektrifizierung der Antriebe wird voran schreiten, vielleicht sogar schneller als von IHS momentan prognostiziert (Bild 3). Trotzdem ist es aus heutiger Sicht sehr wahrscheinlich,

dass Verbrennungsmotoren ohne und mit Hybridisierung in 10 Jahren immer noch die am meisten gebauten Antriebe für PKW und LNFZ sein werden, vorausgesetzt die notwendigen technischen Verbesserungen werden umgesetzt.

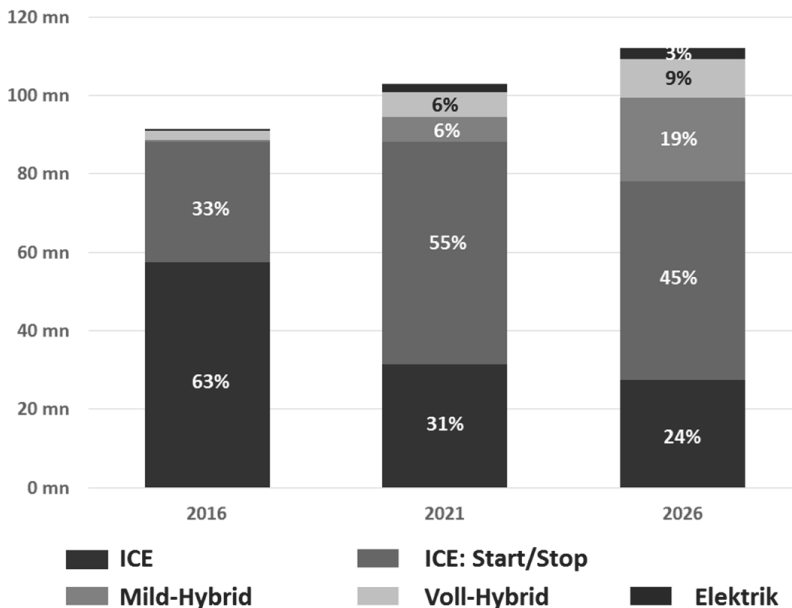


Bild 3: Entwicklung der Antriebskonzepte für PKW und LNFZ; IHS Daten Januar 2017

Weniger Zylinder, höhere Drehmomente schon bei kleinen Drehzahlen und der Wettbewerb um mehr Fahrkomfort befeuern die Entwicklung von leistungsfähigen und gleichzeitig kostengünstigen Torsionsdämpfern. Konventionelle Kupplungsdämpfer zur Reduzierung der Schwingungsamplitude und Zweimassenschwungräder zur Verschiebung der Resonanz zu kleineren Drehzahlen reichen oft nicht mehr. Aus diesem Grund wird seit dem Jahr 2008 mit zunehmenden Stückzahlen das Fliehkraftpendel in Großserie eingeführt, welches eine definierte Ordnung aus dem Schwingungsspektrum filtert [2]. Die Technik hat sich inzwischen für Zweimassenschwungräder (Bild 4 links) und Drehmomentwandler (Bild 4 rechts) für gehobene Ansprüche etabliert. Die Serienentwicklung für Fliehkraftpendel in Kupplungsscheiben (Bild 4 Mitte) als kostengünstige Lösung unterhalb eines ZMS ist in vollem Gange [3].



Bild 4: Fliehkraftpendel im Zweimassenschwungrad, in der Kupplungsscheibe und im Drehmomentwandler (von links)

Die erfolgreiche Bogenfeder-Dämpfertechnologie wird auch im Riementrieb des Verbrennungsmotors nutzbringend eingesetzt. Bei den Mild-Hybriden kommen häufig Riemenstartergeneratoren in 12 oder 48 V Ausführung zum Einsatz. Durch die höheren Leistungen, die dabei über den Riementrieb geleitet werden, sind die Belastungen auf Riemen und Aggregate deutlich größer. Daher ist es umso wichtiger, die Ungleichförmigkeiten des Verbrennungsmotors vom Riementrieb fernzuhalten. Ein Riemenscheibenentkoppler [4], wie in Bild 5 links dargestellt, ist die bevorzugte Lösung. Damit kann das System optimal ausgelegt werden und somit leistet dieser einen wichtigen Beitrag für einen umweltfreundlicheren Antrieb. In der schaltbaren Ausführung kann der Verbrennungsmotor im Stillstand vom Riementrieb getrennt und die im Riementrieb liegende Klimaanlage durch den Riemenstartergenerator weiter betrieben werden (Bild 5 rechts).

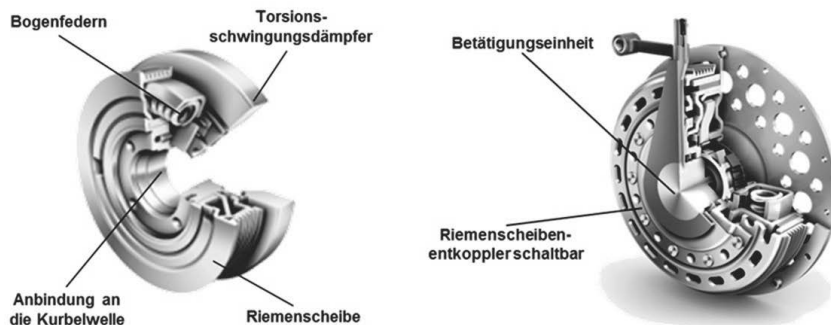


Bild 5: Riemenscheibenentkoppler RSE (links), schaltbarer RSE (rechts)

Verbrennungsmotoren verbrauchen am wenigsten Kraftstoff, wenn sie nicht in Betrieb sind. Das führt zum Einsatz von Stopp/Start-Systemen, Segeln und Abschaltung von nicht benötigten Zylindern bei geringer Drehmomentanforderung. Zum Segeln muss die Kupplung automatisiert sein. Das stellt beim Handschalter eine neue Herausforderung dar und führt derzeit zur Entwicklung von E-Clutch Systemen [5]. Wie Bild 6 verdeutlicht, werden aktuell drei Konfigurationen entwickelt, die alle zu einem automatisiert segelfähigen Fahrzeug führen, aber unterschiedliche Fahrerunterstützung bieten.

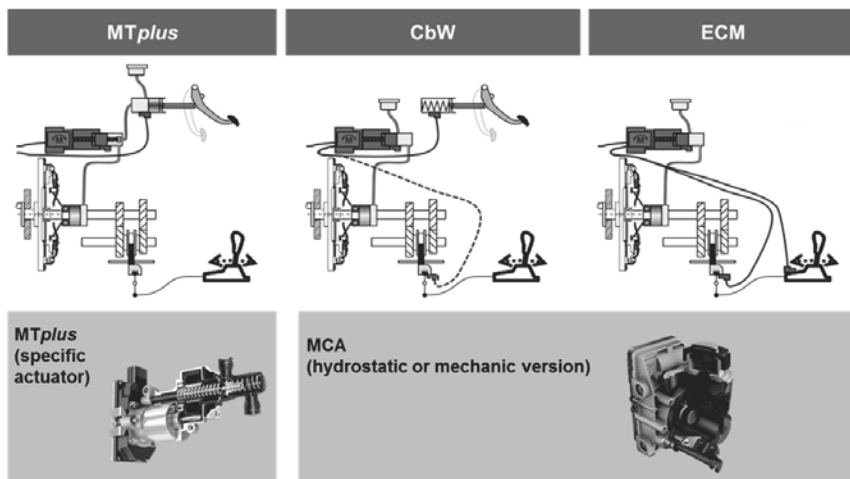


Bild 6: E-Clutch Systeme in der Entwicklung

Anstelle des kompletten Motors kann man auch nur einzelne Zylinder abschalten. Bei der sogenannten statischen Zylinderabschaltung wird beispielsweise bei einem 3 Zylindermotor immer der gleiche Zylinder deaktiviert. Dabei ändert sich die Ordnung der Hauptanregung (Bild 7), von einer 1,5ten auf ein Gemisch von verschiedenen Ordnungen, was den Torsionsschwingungsdämpfer in besonderer Weise fordert. Oft wird eine Lösung durch eine 2-Stufigkeit des Dämpfers oder bei 4 Zylindermotoren durch den geschickten Einsatz von Fliehkraftpendeln gefunden, teilweise zusätzlich unterstützt durch Optimierung der Zylinderabschalt-Sequenz [6].

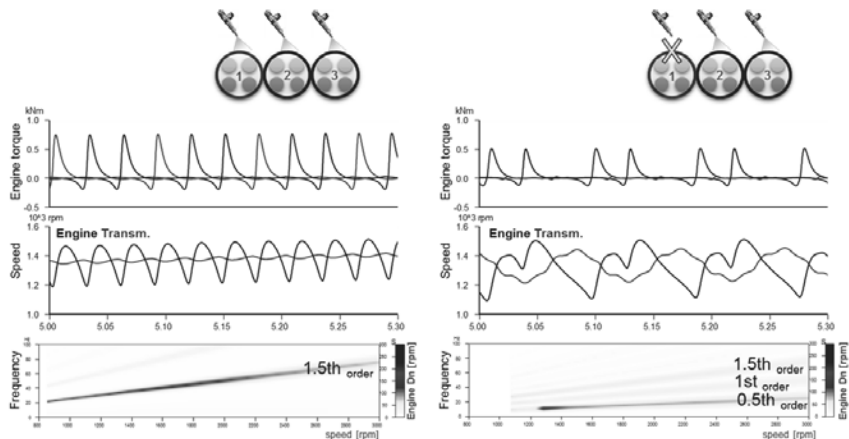


Bild 7: Anregungsordnungen für einen 3 Zylindermotor ohne (links) und mit statischer Abschaltung auf 2 Zylinder (rechts)

3. Getriebe für PKW und LNFZ

Entwicklungen auf dem Gebiet der Fahrzeuggetriebe waren noch nie so spannend wie heute. Preiswerte Handschaltgetriebe (Manual Transmission = MT) werden künftig oft eine automatisierte Kupplung haben (E-Clutch oder AMT), konventionelle Stufenautomaten mit Drehmomentwandler (Automatic Transmission = AT) werden immer kompakter und kostengünstiger, Doppelkupplungsgetriebe (Double Clutch Transmission = DCT) mit nasser oder trockener Doppelkupplung vereinbaren komfortables mit sportlichem Fahren und die stufenlos übersetzten Getriebe (Continuously Variable Transmission = CVT) erfreuen sich höchster Beliebtheit in Asien und neuerdings auch in Nordamerika. Die künftige Entwicklung der Produktionsmengen ist vielversprechend und birgt unzählige Möglichkeiten für Kupplungsbauer

und Hersteller von Torsionsdämpfern. Die Vorlieben für bestimmte Getriebevarianten sind weltweit unterschiedlich (Bild 8). Global betrachtet wird der Marktanteil von Handschaltgetrieben und Stufenautomaten kleiner werden, während Doppelkupplungsgetriebe und CVTs deutlich zulegen werden. Darüber hinaus werden leistungsverzweigende Getriebe für Hybridantriebe (EVT) und Untersetzungsgetriebe in elektromotorischen Antrieben zunehmen.

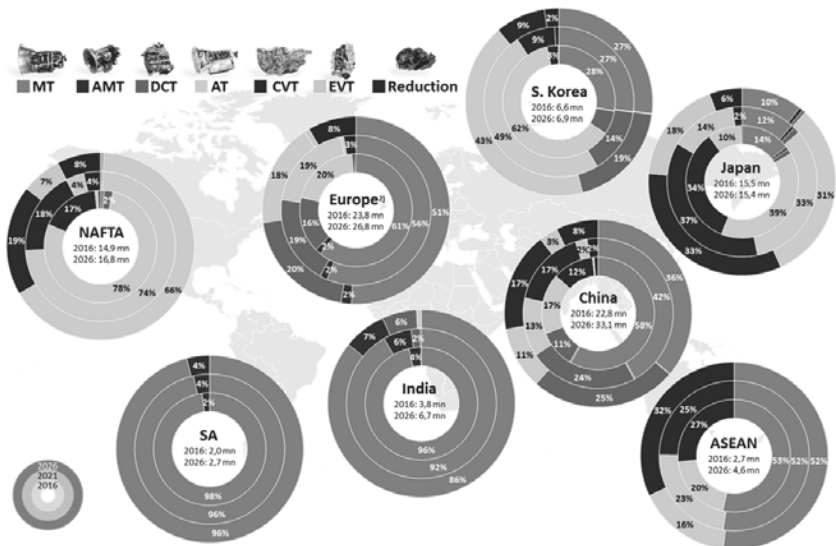


Bild 8: Prognose der Produktionsmengen der Getriebevarianten für PKW und LNFZ (IHS und Schaeffler)

Die Hybridisierung der klassischen Getriebe (MT, AT, DCT, CVT) bietet zusätzliches Potenzial. In der Bauform als P2-Hybrid wird der E-Motor vollständig an- und abkoppelbar zwischen dem Verbrennungsmotor und dem Getriebe angebracht. Die Variationsmöglichkeiten der Fahrmanöver sind beim P2-Hybrid am größten. Konstruktiv wird zur Anbindung der E-Maschine eine Kupplung (K0) mehr benötigt als üblich. Das führt bei einem DCT-Getriebe zu Hybridköpfen mit 3 Kupplungen (siehe Bild 9). Das Beispiel verdeutlicht, wie wichtig die Hybridisierung der Getriebe für Kupplungshersteller werden kann, wenn diese Technik in hohen Stückzahlen vom Markt angenommen wird.

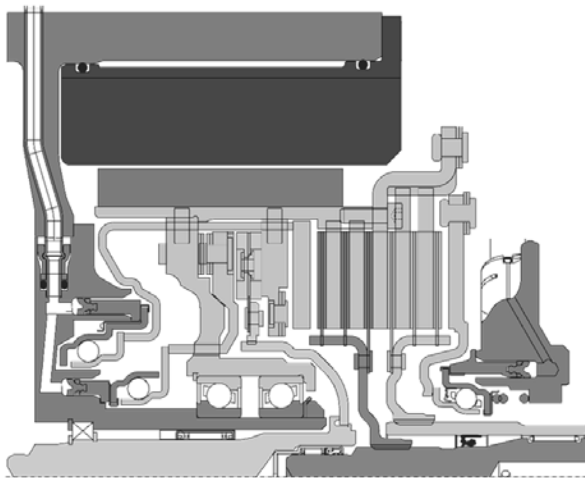


Bild 9: P2 Hybridkopf für ein trockenes DCT mit K0 Kupplung, Doppelkupplung K1 und K2 über hydraulische Zentralsrücke betätigt [7]

Eine Sonderbauform sind die sogenannten Dedicated Hybrid Transmissions (DHT), bei denen das Getriebe im Gegensatz zum P2 ohne die elektrische Maschine gar nicht mehr betrieben werden kann. Demzufolge ist hier mindestens eine elektrische Maschine fester Bestandteil des Getriebes. Eine Kupplung wird nicht mehr zwingend zum Anfahren benötigt, sondern allenfalls zur Überlastbegrenzung als Rutschkupplung, während zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe ein Torsionsdämpfer angeordnet ist.

4. Batterieelektrische Antriebe

Sobald reine Elektrofahrzeuge sich durchsetzen, werden Kupplungen und Torsionsdämpfer weitestgehend überflüssig. Es mag noch ein kleines Anwendungsgebiet bei den 2-Gang E-Achsen geben, doch dies kann den potenziellen Rückgang des Marktes nicht ausgleichen. Wir haben heute und in der nahen Zukunft also die Situation, dass für neue Antriebe mit Verbrennungsmotor und einen großen Teil der Hybridisierung mehr Aufgaben, höhere Komplexität und weitere Investitionen in Produktionsanlagen auf die Kupplungsbauer zu kommen, die aber in der ferneren rein elektromobilen Zukunft nicht mehr benötigt werden. Einzi-

ger Trost: Es dauert noch das eine oder andere Jahrzehnt! Und einige vorausschauende Kupplungsbauer investieren heute schon in Möglichkeiten der künftigen Elektromobilität.

5. Schwere LKW, Busse und Traktoren

Der Markt für schwere LKW und Busse ist mit 3 bis 3,5 Mio. Einheiten pro Jahr relativ stabil. Es kommen vorwiegend Verbrennungsmotoren mit 6 Zylindern zum Einsatz mit automatisierten Getrieben für verbrauchsoptimales Schalten. Anforderungen an die Gebrauchsdauer betragen bis zu 1,6 Mio. km Laufleistung, wodurch sich im Vergleich zu PKW deutliche längere Entwicklungsdauern ergeben. Neue selbsttätig verschleißnachstellende Kupplungen, wie die Travel Adjusted Clutch (siehe Bild 10), sind wegen der hohen Lebensdauer, der stabilen und stetig steigenden Kraftkennlinie ideal für automatisierte Systeme geeignet.

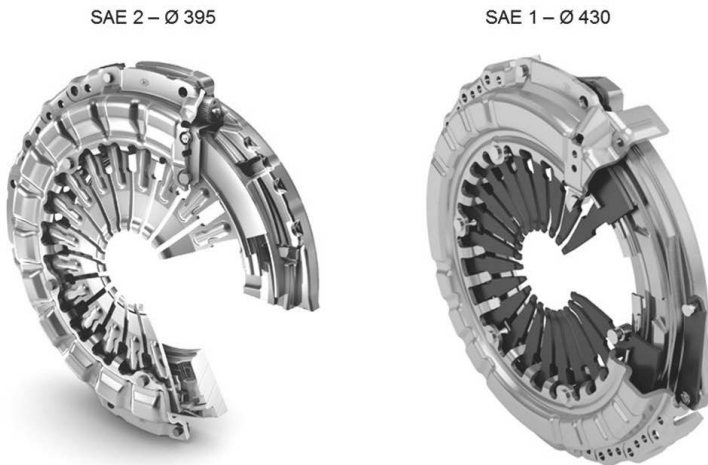


Bild 10: Selbsttätig verschleißnachstellende Kupplungen (Travel Adjusted Clutch = TAC) für LKW

Traktoren werden abhängig von konjunkturellen Schwankungen etwa 1,7 bis 2 Mio. Stück pro Jahr gebaut. Die benutzten Getriebelösungen sind variantenreich, demzufolge auch die eingesetzten Kupplungen. Robustheit, hohe Drehmomentübertragbarkeit und Wartungsfreundlichkeit sind unabdingbare Produktmerkmale.

6. Motorräder

Motorräder und Motorroller werden um die 55 Mio. Mal pro Jahr gebaut mit leicht steigendem Volumen in der Zukunft. Der Markt für Kupplungen ist hier stark segmentiert von einfachen und kostengünstigen Lösungen für die kleineren Maschinen bis hin zu anspruchsvollen Ansätzen, um die hohen Motorleistungen in der Oberklasse beherrschbar zu machen (siehe Bild 11). Für Motorroller werden zunehmend Elektroantriebe verwendet.

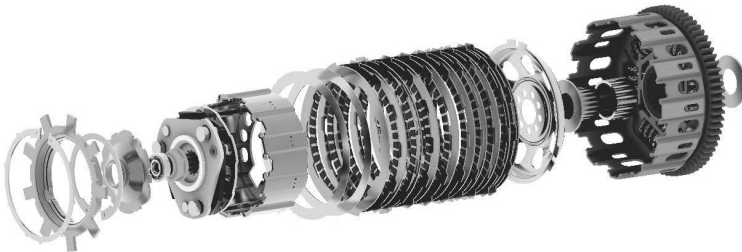


Bild 11: Schaeffler Power Boost Kupplung für Motorräder der Oberklasse [8]

7. Schlussfolgerung

Ingenieure, die sich heute mit Forschung, Entwicklung und Herstellung von Kupplungen und Torsionsdämpfern für Fahrzeuge beschäftigen, bewegen sich in einem hoch interessanten und dynamischen Umfeld. Die Komplexität und damit der Anspruch an die Technik steigen und die Geschäftsprognosen für das kommende Jahrzehnt sind durchaus vielversprechend.

Ein kleines Gedankenexperiment soll dies abschließend verdeutlichen: Würde man alle Kupplungen, die heute in PKW und LNFZ in der Erstausrüstung verbaut werden, inklusive der im Getriebe verbauten Kupplungen und Synchronisierungen zählen, kommt man in etwa auf die erstaunliche Zahl von ca. 400 Mio. Stück für das Jahr 2016. Dieser Wert wird sich bis zum Jahr 2026 voraussichtlich auf über 500 Mio. Stück pro Jahr steigern. Hinzu kommen die Torsionsdämpfer und weitere Kupplungen anderer Fahrzeuge, sowie mechatronische Aktoren.

Diese Zahlen unterstreichen den Stellenwert, den Kupplungen und Torsionsdämpfer in mobilen Antrieben noch über längere Zeiträume haben werden und somit die Bedeutung dieser speziellen Tagung zum Thema.

Quellen

- [1] ICCT (The International Council on Clean Transportation);
www.theicct.org/info-tools/global-passenger-vehicle-standards; Juli 2016
- [2] Zink, M.; Hausner, M.: Das Fliehkraftpendel – Anwendung, Leistung und Grenzen drehzahladaptiver Tilger. In: ATZ 111 (2009), Nr. 7/8, S. 546-553
- [3] Häßler, M.; Kooy, A.; Welter, R.; Lichtenwald, V.: Kupplungsscheibe mit Torsionsdämpfer und Fliehkraftpendel. In: ATZ 118 (2016), Nr. 1, S. 42 – 47
- [4] Stuffer, A.: Effects of 48 V-Systems on the front-end accessory drive (FEAD) dynamics and design, 15th CTI Symposium, Berlin 2016
- [5] Welter, R.; Kneißler, M.; Hausner, M.; Honselmann, S.: E-Clutch – Emission reduction and enhanced comfort achievements at lowest effort, 13th CTI Symposium, Berlin 2014
- [6] Faust, H.: Optimization of Drive Trains with Cylinder Deactivation for 3-, 5- and 6-Cylinder Engines, 13th CTI Symposium, Berlin 2014
- [7] Pennec, B.; Wang, S.; Kersting, T.: Schaeffler China Plug-In P2 Hybrid DCT Concept Car, 15th CTI Symposium, Berlin 2016
- [8] Wittmann, C.: Innovative Kupplungen für Motorräder, VDI-Fachtagung 2017, Ettlingen

Kupplungssysteme für Motorräder Märkte, Herausforderungen und Innovationen

B. Eng., **Christian Asal**, Dipl.-Ing. **Martin Chambrion**,
LuK GmbH & Co. KG, Bühl;
Dipl.-Wirtsch.-Ing. Univ., **Markus Thiel**,
Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach

Kurzfassung

Ein wesentlicher Technologiewandel bei Handschalterkupplungen im Pkw-Segment hat stattgefunden, als in den sechziger Jahren die Tellerfederkupplung im VW Käfer Einzug hielt und dieser technische Quantensprung in den darauf folgenden Jahren die Druckfederkupplung weitestgehend vom Markt verdrängte.

Wie sind daraus Analogien für Kupplungssysteme in Motorrädern zu sehen? Die im Motorradmarkt verfügbaren Kupplungssysteme haben sich in den vergangenen Modelljahren ebenfalls weiterentwickelt – speziell hinsichtlich Komfort und Sicherheit durch den Einsatz kraftverstärkender Systeme mit gleichzeitiger Anti-Hopping-Funktion. Dieser Fortschritt beinhaltet jedoch weiterhin die Druckfeder als Kernkomponente zur Erzeugung der Anpresskraft.

Der Inhalt dieses Vortrags gibt einen generellen Überblick über die Herausforderungen, die aus dem neuen Anspruch an Komfort und Sicherheit hinsichtlich der Kupplung entstehen, und zeigt auf, inwieweit dabei eine reibungsfreie Verstärkung bzw. Reduzierung der Anpresskraft von Vorteil ist.

Die zu erläuternde Technologie ist primär relevant für Kupplungssysteme in den einzelnen Motorradsegmenten. Sekundär entstehen aus dieser Technologie jedoch auch weitere Potenziale für Systeme in Pkw-Handschalterkupplungen und K0-Kupplungen.

1. Die Ausgangslage – eine Übersicht der heutigen Technik im Bereich Motorradkupplung

Motorradfahren wird in den großen Industrienationen und –regionen wie Europa, Nordamerika und Japan insbesondere als Hobby und Freizeit-Aktivität angesehen. Dabei spielt das Motorrad bzw. der noch weiter gefasste Begriff, das Zweirad, im Rest der Welt eine deutlich signifikantere Rolle im Bereich Mobilität. Nicht zuletzt durch den Megatrend „Urbanisierung“ ist die Nachfrage nach bezahlbarer Mobilität in den Wachstums-Märkten (insbesondere Indien, Brasilien und Südostasien) sehr hoch. Das Motorrad sowie der Motorroller sind dabei zentrale Verkehrsträger. Im Premium-Bereich liegt das Augenmerk insbesondere auf leistungsfähigen Technologien (abgeleitet aus dem Automotive-Bereich); dagegen sind im Massenmarkt die Themen Kosten- und Energieeffizienz im Fokus. Über alle Marktsegmente hinweg sind jedoch Komfort und Sicherheit von wichtiger Bedeutung.

Dabei sind die Anforderungen an Kupplungen im Motorrad noch deutlich verschärfter als im Automobil. Stehen beim Pkw ca. 150 mm Pedalweg zur Verfügung, sind dies aufgrund der Betätigung per Hand mit dem entsprechenden Hebel am Motorrad nur ca. 55 mm. Bei diesem verkürzten Weg ist der entscheidende Faktor die Betätigungskraft per Hand. Im Vergleich zum Fuß ist die zur Verfügung stehende Kraft für die Betätigung mehr als halbiert. D. h. ein wesentlich treibender Faktor in der Entwicklung von Kupplungen für Motorräder ist die zunehmende Reduktion der Betätigungskraft der Kupplung am Handhebel. Das Thema Sicherheit und dabei die Funktionalität „Anti-Hopping“ sind zusätzlich von hoher Bedeutung. Die im Markt vorhandenen Technologien von Kupplungen haben sich über Jahrzehnte nur wenig geändert. Verwendet werden Mehrscheiben-Nasskupplungen, die aufgrund der Bauraum-, Gewicht- sowie Geräusch- und Lebensdauieranforderungen die technisch ausgereifteste Lösung darstellen. Die Kupplungen verfügen über einen Korb aus Aluminium-Druckguss mit einem Reib- und Stahllamellenpaket, bei dem das Paket durch mehrere Druckfedern gespannt wird. Eine Kupplungstechnologie, die mit jedem neu auf dem Markt platzierten Fahrzeug im Premiumsegment mittlerweile Standard ist und, abgeleitet aus dem Motorsport, ein deutliches Mehr an Sicherheit bietet, ist die Anti-Hopping Funktion. Mit der standardmäßigen Integration dieser Funktion sowie dem Fokus auf Reduzierung der Handhebelkraft und der mechanischen Kupplungsautomatisierungsansätze setzt Schaeffler einen neuen technischen Standard.

2. Die Mission – ein neuer technischer Standard, der mehr Komfort und Sicherheitsfeatures bietet

Mehr Komfort

Das Motorrad war bis in die fünfziger Jahre das günstigste, praktischste und verbreitetste Verkehrsmittel in Europa. Ab den sechziger Jahren haben Pkws die Motorräder fast vollständig abgelöst, da der neugewonnene Komfort ungleich höher war. Die mobile Fortbewegung - ohne die Notwendigkeit einer Sicherheitsausrüstung und dies bei allen Wetterbedingungen - wurde für die breite Masse erschwinglich. Durch die vergleichsweise großen Zuladungsmöglichkeiten waren Reisen mit Familien ebenso denkbar, wie die gewerbliche Nutzung dieser Fahrzeuge. Mit dem beschriebenen Wandel entwickelte sich das Motorrad zum sekundären Verkehrsmittel für Kunden in den westlichen Hemisphären, welche einen erschwinglichen Zugang zum Fahrspaß suchen - wohingegen das Kraftrad in den wachsenden Megacities in Asien nach wie vor die alternativlose erste Wahl in der urbanen Mobilität darstellt.

Durch den Einsatz des in Kapitel 3 detailliert beschriebenen Blattfederkerns wird neben der Schubmomentenbegrenzung eine Anpresskraftselbstverstärkung im Zugbetrieb erzielt, welche wiederum eine Reduzierung der Betätigungsenergie der Kupplung um bis zu 70 % zulässt. Das heißt, bei gleichem Kupplungshebelweg kann die Handhebelkraft um den prozentual entsprechenden Anteil reduziert werden. Diese deutliche Verbesserung ist somit auch eine Antwort auf die steigenden Motormomente und dem verbundenen Wunsch nach niedrigen Handhebelkräften für den Fahrer.

Durch das derzeitige Alleinstellungsmerkmal, der reibungsfreien Kinematik des Blattfederkerns, kann darüber hinaus die Hysterese der Kupplungsbetätigung deutlich reduziert werden, was in einer besseren Dosierbarkeit der Kupplung beim Anfahren resultiert. So kann der Fahrer genau bestimmen, welches Moment von der Kupplung übertragen werden soll, um so präzises Anfahren unter verschiedensten Bedingungen zu ermöglichen.

Mehr Sicherheit

Seit mehreren Jahrzehnten stieg der prozentuale Anteil der tödlichen Motorradunfälle in Deutschland auf einen Wert von zuletzt 21 % an; dies entspricht einer Anzahl von 701 bei einer Gesamtzahl von 3387 Opfern – bei einem Anteil der Krafträder von nur 2 % am Gesamtverkehr

Prozentuale Verteilung der tödlichen Verkehrsunfälle in Deutschland

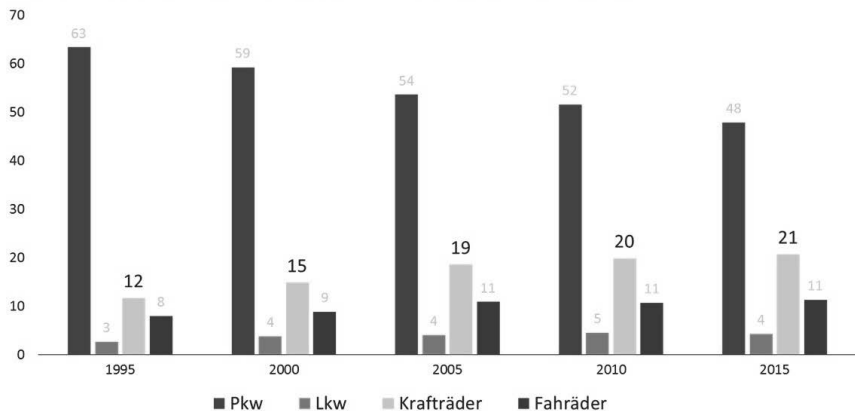


Bild1: [1] Prozentuale Verteilung der tödlichen Verkehrsunfälle in Deutschland

Wie allgemein bekannt ist das Fahren eines Kraftrads grundsätzlich als gefährlicher anzusehen als die Fortbewegung in einem Pkw. Diese Tatsache beruht u. a. darauf, dass

- Motorradfahrer nicht oder kaum von einer Karosserie geschützt sind.
- das Leistungsgewicht bei Motorrädern meist deutlich höher ist als bei Pkws.
- der Umgang mit dem Fahrzeug schwieriger ist

Die beiden zuerst genannten Punkte sind einerseits konzeptbedingt durchaus gewollt bzw. auch kaum zu verändern, jedoch kann eine Weiterentwicklung des Kupplungskonzepts durchaus positiven Anteil an der Verbesserung des letztgenannten Punktes bieten. Die Nutzung von nur zwei Rädern anstatt des überbestimmten Systems eines Pkws zwingt den Fahrer, die Kreiselwirkung auf das Gleichgewicht des Fahrzeugs anzupassen. Daher ist das Rutschen der Räder bei Motorrädern besonders gefährlich. Die Gefahr entsteht u. a. dann, wenn der Fahrer zu stark bremst und die Räder blockieren. Seit einigen Jahren ist das ABS

zu einem neuen Standard im High-End-Segment von Motorrädern geworden. Allerdings stößt das ABS bei verschiedenen Fahrmanövern auch an seine Grenzen, womit nicht immer ein Rutschen des Hinterrads vermieden werden kann. Das Schubmoment des Motors kann zum Beispiel zum Stempeln des Hinterrads führen, wenn der Motorradfahrer bei gleichzeitiger Gaswegnahme zu schnell einkuppelt. Das Schubmoment bremst in diesem Fall das Fahrzeug, was die Kontaktkraft zwischen Hinterrad und Straße reduziert, am Vorderrad aber gleichzeitig erhöht. Die reduzierte Kontaktkraft am Hinterrad bedeutet auch ein reduziertes übertragbares Moment vom Hinterrad an den Untergrund zu einem Zeitpunkt, in welchem ein negatives Spitzenmoment des Motors anliegt. Diese vom Antriebsstrang verursachte Instabilität führt z. B. in Schräglage unweigerlich zu einer schwer beherrschbaren Fahrsituation, welche zum Sturz führen kann.

Um das übertragene Motorschubmoment zu begrenzen, könnte zum Beispiel ein Freilauf im Antriebsstrang umgesetzt werden. Allerdings wäre dann im Schubbetrieb kein Bremsmoment vom Motor vorhanden, was zu einem höheren Energieeintrag in die Bremsanlage führen würde. Eine andere Möglichkeit bestünde darin, das Kupplungsmoment zu begrenzen. Allerdings entsteht dabei die Schwierigkeit, das Kupplungsmoment nur schubseitig zu begrenzen. Der Einsatz von Rampenmechanismen im Kupplungskern ermöglicht eine solche Übersetzung des zu übertragenden Moments in eine Axialkraft, die gegen die Druckfedern arbeitet und infolgedessen das Kupplungsschubmoment begrenzt. Solche Systeme nutzen Rampensysteme, die jedoch eine konzeptbedingte Reibungsempfindlichkeit haben. Das heißt, die Schwankungen zwischen Haft- und Gleitreibung während eines entsprechenden Lastwechsels, wenn die Rampen das Schubmoment begrenzen sollen, haben einen für den Fahrer merklich spürbaren Effekt.

Eine weitere Besonderheit bei Motorrädern ist die Sitzposition des Fahrers in Bezug auf den Motor. Im Gegensatz zum Pkw ist der Fahrer im direkten Kontakt mit den Gehäusen und Abdeckungen der Antriebsstrangelemente. Ein Ausfall einer Kupplungskomponente kann unter Fliehkraft das Kupplungsgehäuse durchdringen und den Fahrer schwer verletzen.

Die zu gewährleistenden Sicherheitsfaktoren in der Auslegung der Berstsicherheit werden während der Entwicklung entsprechend validiert. Allerdings kann die ausgelegte Berstdrehzahl einer Kupplung im Falle eines thermischen Missbrauchs stark reduziert werden. Dies ist zum Beispiel dann der Fall, wenn die Kupplung einer hohen Drehzahldifferenz kombiniert mit der entsprechenden Anpresskraft ausgesetzt wird. Da der Belag wie ein thermischer Isolator

gesehen werden kann, wird die Reibenergie von den Gegenlamellen und durch die Wärmestrahlung auch an die angrenzenden Einzelteile abgeführt.

Der im Markt derzeit übliche Werkstoff für die Reiblamellen und die Lamellenträger ist Aluminium, dessen mechanische Eigenschaften sich unter Temperatur stark verschlechtern.

Die Schaeffler Lösung für eine verbesserte thermische Haltbarkeit der Kupplung lautet daher, die Einzelteile der Motorradkupplung aus Stahl zu konzipieren; dies jedoch auch mit dem Anspruch, im Vergleich zu Aluminium-Konstruktionen gewichtsneutral zu bleiben. Die mechanischen Eigenschaften (insbesondere die Streckgrenze) von Stahl sind unter Temperatureinfluss deutlich stabiler. Die Streckgrenze von Stahl ist bei 600° C um 55 % reduziert, wohingegen Aluminium bei der gleichen Temperatur bereits komplett ausfällt. [2]

3. Die Grundidee – ein weiterhin rein mechanisches System

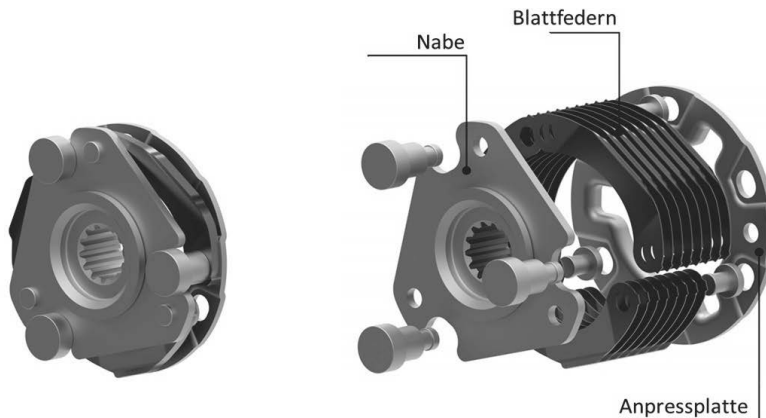


Bild 2: Darstellung Schnitt und Explosionsansicht des Schaeffler Blattfederkerns

Schaeffler hat einen nahezu reibungsfreien Mechanismus für die Motorradkupplung entwickelt, um eine stabile Schubmomentbegrenzungsfunktion zu realisieren. Diese Lösung besteht aus einer Führung der Anpressplatte durch Blattfedern, die eine schraubenförmige Kinematik der Anpressplatte in Bezug auf die Nabe zulässt, das heißt ähnlich wie die Kinematik eines Rampenmechanismus. Die Blattfedern haben die Fähigkeit, nahezu reibungsfrei eine Reaktionskraft zu erzeugen, die proportional zu dem zu übertragenen Kupplungsmoment ist. Das heißt, wenn die Kupplung ein positives Moment überträgt, wird die Anpresskraft verstärkt. Wenn die Kupplung ein negatives Moment überträgt, wird die Anpresskraft reduziert, was zu einer definierten und reproduzierbaren Begrenzung des Schubmoments führt. Die Blattfedern arbeiten reibungsfrei, weil die nahezu schraubenförmige Kinematik durch Verformung der Blattfedern erzeugt wird. Somit kann der große Nachteil bestehender Motorrad-Kupplungssysteme - jener der reibungsabhängigen, axialen Reaktionskraft - vermieden werden.

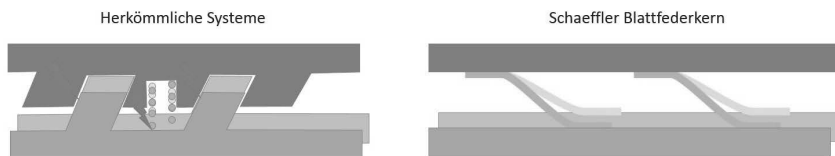


Bild 3: Bewertung der Themen und Vergleich der Systeme

4. Innovative Lösung – ermöglicht durch die Kombination traditioneller Lösungen

Aufbau und Funktion der Schaeffler PowerBoost-Kupplung

Die PowerBoost Kupplung besteht im Wesentlichen aus modularen Unterbaugruppen. Angefangen mit der Dämpfereinheit (welche gleichzeitig den Außenlamellenträger aufnimmt), dem Lamellenpaket, der Ausrückereinheit bis hin zum Blattfederkern. Letzterer ist wie bereits beschrieben das zentrale Element der PowerBoost-Kupplung. Die Schnittstelle des Blattfederkerns zum Getriebe ist die Innenverzahnung der Nabe, welche als Mitnahme der Getriebeingangswelle dient. Die Reiblamellen sind mit dem Korb verbunden und leiten reibschlüssig das über das Primärrad übersetzte Motormoment an die Gegenlamellen weiter. Die vom Blattfederkern erzeugte statische Anpresskraft spannt die Anpressplatte, welche mit der Anpressscheibe verbunden ist. Das Lamellenpaket wird über die Gegenplatte abgestützt. Die Betätigung der PowerBoost Kupplung erfolgt durch das Ziehen der Anpressplatte. Bei der PowerBoost Kupplung sammelt der Lamellenträger das gesamte Kupplungsmoment, das von den Stahllamellen weitergeleitet wird.

Der im Vergleich zu bestehenden Konzepten im Markt günstigere Aufbau der Kupplung ist dem Blattfederkern geschuldet, welcher neben der statischen Anpresskraft auch die Kraftverstärkung sowie auch die Schubmomentenbegrenzung übernimmt.

Beim gezeigten Aufbau der PowerBoost-Kupplung handelt es sich um eine gezogene „normally closed“ Kupplung. Mit verschiedenen Modifikationen ist bei Kundenforderung ebenfalls ein gedrücktes System darstellbar, immer mit den zuvor beschriebenen Eigenschaften hinsichtlich der Themen Komfort und Sicherheit.

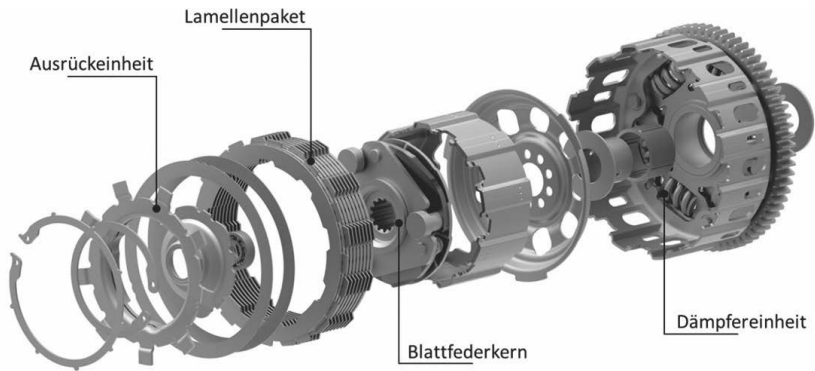


Bild 4: Darstellung Explosionsansicht der Schaeffler PowerBoost-Kupplung

5. Fazit und Ausblick auf weitere Kupplungskonzepte von Schaeffler

Inwieweit die eingangs beschriebene Technologie des Blattfederkerns sich in den kommenden Jahren zu einem Technologiewandel bei Kupplungssystemen im Motorradsegment durchsetzen kann, wird sich erst noch zeigen. Die technischen Verbesserungen des Systems hinsichtlich Komfort und Sicherheit sind jedoch bereits jetzt nicht von der Hand zu weisen. Neben der Anwendung in konventionellen Motorradkupplungen ermöglicht das Prinzip des Blattfederkerns in Zukunft auch eine Teilautomatisierung der Kupplung. Die Selbstverstärkung reduziert dabei die erforderliche Anpresskraft, um das Motormoment zu übertragen. Dies bedeutet, dass die erforderliche Fliehkraft, die als axiale Kraftkomponente zum automatisierten Einkuppeln der Kupplung dient, reduziert werden kann. Die Fliehkraftgewichte können somit deutlich leichter ausgeführt werden. Für Anwendungen, bei denen der Einsatz einer Teilautomatisierung bereits möglich war, kann die Kupplung daher deutlich leichter ausgelegt werden.

Für Systeme, bei denen bisher bauraumbedingt keine Teilautomatisierung möglich war, ist jetzt eine Anwendung vorstellbar, da der notwendige Bauraum der einer konventionellen Kupplung entspricht.

Darüber hinaus ergeben sich aus der Technologie des Blattfederkerns weitere Potenziale für kraftverstärkende Systeme in Anwendungen bei Pkw Handschalterkupplungen und K0 Kupplungen.

[1] http://www.dvr.de/betriebe_bg/daten/unfallstatistik/de_verkehrsteilnehmer.htm

[2] <https://www.cticm.com/sites/default/files/SD003a-FR-EU.pdf>

TorqueLINE – Konische Kupplung mit Formschluss als alternatives Schaltelement für Automatikgetriebe

TorqueLINE – Form-fit cone clutch as an alternative shift element for automatic transmissions

Peter Echtler, Dr. Ansgar Damm,

HOERBIGER Antriebstechnik Holding GmbH, Schongau;

Marco Mileti, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG),
Technische Universität München, Garching

1. Einleitung

Der größte Treiber der Getriebeentwicklungen für Fahrzeuge ist die Notwendigkeit den Wirkungsgrad zu verbessern und damit die CO₂-Emissionen von Kraftfahrzeugen zu reduzieren. Dabei verfügt ein Großteil der automatisierten PKW-Getriebe (AT, CVT, DHT) heute über Lamellenkupplungen die im offenen Zustand Schleppmomente generieren und damit den CO₂-Ausstoß negativ beeinflussen. Trotz weitreichender Optimierungen, z.B. durch bedarfsgerechte Beölung, optimierte Nutgeometrien und Spreizelemente, werden relevante Verluste generiert.

Die effizienteste Lösung zur Reduzierung von Schleppmomenten stellen Klauenkupplungen als Schaltelement dar. Diese sind jedoch grundsätzlich nicht lastschaltfähig und erfordern einen erheblichen Steuerungsaufwand zur komfortablen Betätigung [1].

Durch den Einsatz von Schaltelementen, die in ihrer Grundstruktur auf Synchronisierungen aufbauen, können für bestimmte Anwendungen Lamellenkupplungen ersetzt werden. Als Alternative bietet sich so eine Lösung aus konischem Reibelement gepaart mit einem Formschlußelement an. Durch die konische Form kann die Anzahl der Reibflächen bei vergleichbarem dynamischem Reibmoment deutlich reduziert werden. Dies wiederum führt zu geringeren Schleppmomenten und kann auch zur Senkung der Betätigungskräfte eingesetzt werden. Höhere Drehmomente können über Formschluß übertragen werden. Durch die neue Architektur kann Reib- und Formschluß überschneidend eingesetzt werden. Dadurch wird die Lastschaltfähigkeit mit den Vorteilen einer formschlüssigen Momentenübertragung im alternativen Schaltelement für Automatikgetriebe kombiniert.

1. Introduction

The largest factor driving car transmission development is the need for improved efficiency and reduced CO₂ emissions of motor vehicles. The majority of automated car transmissions

(ATs, CVTs, DHTs) today are equipped with multi-disk clutches, which generate drag torque when open and adversely affect CO₂ emissions. Despite extensive optimizations, for example through on-demand lubrication, optimized groove geometries and expanders, relevant losses are still being generated.

Dog clutches as shift elements represent the most efficient solution for reducing drag torque. However, these are generally not capable of power shifting and command considerable control complexity to ensure comfortable actuation [1].

The use of shifting elements that, in their elementary structure, are based on synchronizers makes it possible to replace multi-disk clutches for certain applications. As an alternative, a solution made of a conical friction element, paired with a form-locked element, appears to be a good choice. The conical shape allows the number of friction surfaces to be significantly reduced, while maintaining comparable dynamic friction torque. This, in turn, results in lower drag torque, and can also be used to decrease the actuating forces. Higher torque can be transmitted by way of form lock. As a result of the new architecture, it is possible to use an overlapping design of frictional engagement and form fit. This combines power shifting capability with the advantages of form-locked torque transmission in the alternative shift element for automatic transmissions.

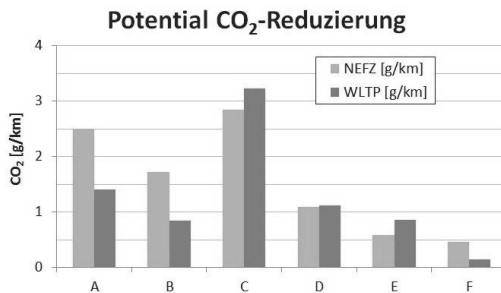
2. Projektbeschreibung

Um einen möglichst großen Stellhebel zur Effizienzsteigerung aufzuzeigen, wurden unterschiedliche Getriebearchitekturen aktueller Stufenautomaten auf relevante Schaltstellen analysiert. Dazu wurde ein Fahrzeug- und Getriebemodell (SimulationX) zur Bewertung aufgebaut. Als Eingangsdaten wurden u.a. Parameter wie Getriebekinematik, Getriebetopologie, Motorenkennfelder, Fahrwiderstände, unterschiedliche Fahrzyklen und Berechnungen der Schleppmomente verwendet. Mit Hilfe dieser Simulationen können Effizienzpotentiale und Parameter zur Systembestimmung ermittelt werden. Dabei sind die in den hohen Fahrstufen offenen Schaltelemente in den Verbrauchszyklen im Allgemeinen besonders relevant. Trotz der Bestrebung möglichst wenig offene Schaltelemente in den Gängen mit hohem Fahranteil umzusetzen, kann dies nicht gänzlich verhindert werden (siehe Bild 1). Unter realitätsnahen Randbedingungen können hier Potentiale von bis zu 3g CO₂/km im NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) bzw. WLTP (Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure) für einzelne Lamellenkupplungen ausgewiesen werden (siehe Bild 2). Im Vergleich mit den in der Vergangenheit ausgewiesenen Verbrauchsoptimierungen durch neue Getriebegenerationen mit z.B. 9 anstatt 7 Gängen, die zu einer Einsparung von bis zu 8g CO₂/km im NEFZ führte [2], ein deutlicher Stellhebel für weitere Optimierungsmöglichkeit.

9-Gang AT						
	A	B	C	D	E	F
R	•	•	•			
1		•	•		•	
2			•	•	•	
3		•	•	•		
4		•	•			•
5		•		•		•
6				•	•	•
7		•			•	•
8	•				•	•
9	•	•				•

8-Gang AT						
	A	B	C	D	E	F
R		•				•
1		•	•			
2	•		•			
3			•		•	
4			•			•
5			•	•		
6				•		•
7				•	•	
8	•			•		

Bild 1: Schaltungsmuster moderner 9 und 8 Gang Stufenautomatikgetriebe

Bild 2: Berechnetes Potential zur CO₂-Reduzierung der jeweiligen Lamellenkupplungen am Beispiel 9 Gang AT

3. Konzeptdarstellung

Das Konzept des alternativen Schaltelementes für Automatikgetriebe auf Basis eines Doppelkonusreiblelementes mit Formschlußelement wurde auf eine typische Einbausituation einer Lamellenbremse in ATs ausgelegt. Dabei konnte der bisherige Einbauraum des Lamellenpaketes, trotz einer zusätzlich vorzusehenden Gegendruckfeder, beibehalten werden.

Diese ermöglicht es den einfach wirkenden hydraulischen Betätigungsmechanismus des ATs unverändert zu übernehmen.

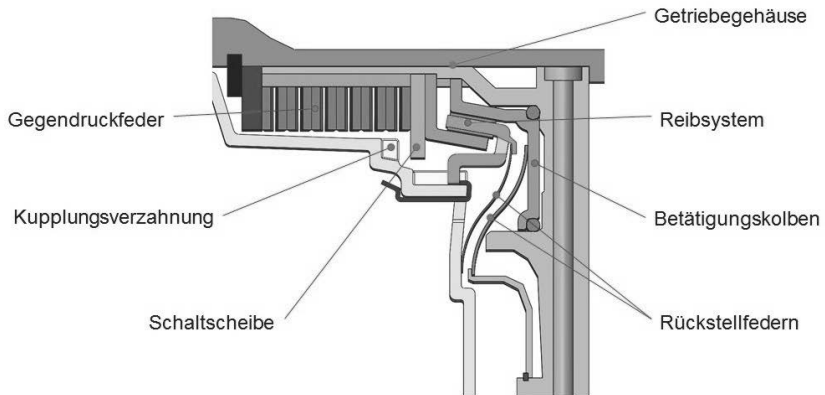
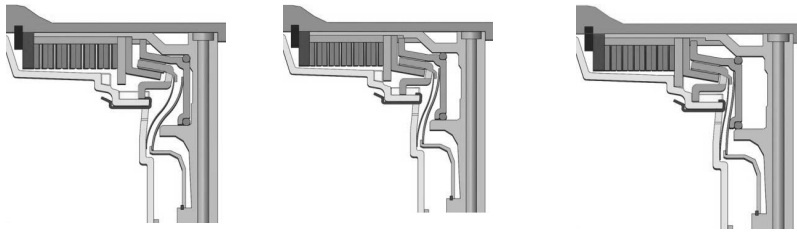


Bild 3: Konzept im Schnitt

Die Funktion des alternativen Schaltelementes stellt sich folgendermaßen dar:

Durch eine initiale Druckbeaufschlagung wird der Betätigungskolben ausgerückt. Über diesen wird das Reibpaket geschlossen, wodurch ein entsprechendes Reibmoment erzeugt wird. Bei weiterer Erhöhung des Kolbendruckes kann der Lastübergang bzw. der Synchronvorgang über das entsprechende Drehmoment rein reibschlüssig erfolgen (Bild 4b).

Die Gegendruckfeder steuert, zusammen mit dem Betätigungskolben, im Wesentlichen die Funktion der Kupplung. Die maximale Kontaktkraft für das Reibsystem ergibt sich aus der Federkraft der Gegendruckfeder und der Übersetzung des gewählten Konuswinkels. Ein Reibsystem mit Doppelkonus kann bei gleicher Axialkraft das identische Reibmoment einer Lamellenkupplung mit 10 Reibflächen erzeugen. Aufgrund der deutlich höheren Flächenpressungen sind allerdings entsprechend geeignete Reibbeläge (z.B.: Dual-Layer Carbon) zu wählen.



a) Schaltelement offen

b) Schaltelement im Reibschluß

c) Schaltelement im Formschluß

Bild 4: Grundpositionen des neuen Schaltelementes

Bei herkömmlichen Lamellenkupplungen wird das übertragbare Drehmoment durch die Kontaktkraft und die Anzahl der Reibscheiben definiert. Das Reibsystem der Konuskupplung hingegen ist nicht zur dauerhaften Übertragung des maximalen Drehmoments ausgelegt. Höheres Drehmoment wird durch Formschluss übertragen. Die Kolbenkraft drückt dazu die Gegendruckfeder weiter zusammen, wodurch die Klauenzähne der Schaltscheibe mit der Kupplungsverzahnung in Eingriff kommen und das maximale Drehmoment übertragen werden kann (Bild 4c).

Trotz abgestimmter Klauengeometrie kann sich beim Schalten eine Zahn-auf-Zahn-Position ergeben. Sobald das Drehmoment jedoch die Haltekraft der Reibungskupplung übersteigt, drehen sich die Klauenkupplungselemente relativ zueinander und rasten zum Formschluss ein. Das Reibsystem dient hier als Reibungsdämpfer und reduziert den rotatorischen Impuls beim Einrasten. Die Klauenkupplung bleibt eingerastet, bis die Kolbenkraft wieder reduziert wird und die Gegendruckfeder die Zähne trennt. Dieses Grundprinzip wurde schon für die DCT-Type Synchronisierung [3] erfolgreich erprobt und befindet sich derzeit in der Serienumsetzung. Eine lastabhängige Druckmodulation ist durch die geringeren Haltekräfte nicht mehr notwendig.

Alle beweglichen Teile sind durch Federelemente definiert an Endanschlägen positioniert, so dass im geöffneten Zustand die Reibflächen vollständig voneinander getrennt sind und auch ein Taumeln verhindert wird (Bild 4a).

Über den Einsatz in klassischen Stufenautomaten hinaus, ist auch eine Applikation z.B. im Wendepianetensatz in CVTs denkbar.

4. Prüfstandsergebnisse zum Schleppmomentverhalten im Vergleich zur Lamellenkupplung

Schleppmomente und daraus resultierende Schleppverluste nasslaufender Lamellenkupplungen besitzen einen maßgeblichen Anteil an den Gesamtverlusten moderner Stufenautomatgetriebe. Bild 5 zeigt den typischen Verlauf des Schleppmoments über der Differenzdrehzahl einer gelüfteten Lamellenkupplung.

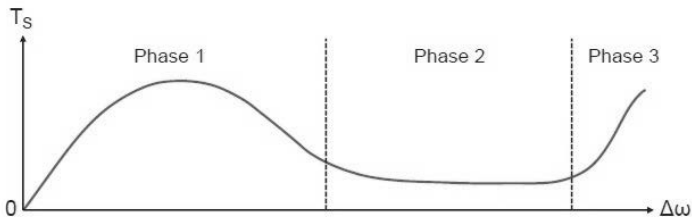


Bild 5: Typischer Schleppmomentverlauf über der Differenzdrehzahl nasslaufender Lamellenkupplungen [4]

In Abhängigkeit von der Differenzdrehzahl können im Wesentlichen drei Phasen identifiziert werden [5]: Linearer Anstieg und Abfall (Phase 1, viskose Reibung), konstantes Plateau nach Freischleudern der Kupplung (Phase 2, Öl-Luft-Gemisch) und Neuanstieg (Phase 3, Taumeln der Kupplung). In modernen Stufenautomatgetrieben sind vor allem die ersten beiden Phasen relevant, da Taumeln erst bei relativ hohen Differenzdrehzahlen auftritt. Umfangreiche experimentelle Untersuchungen mit einer in Serie eingesetzten Lamellenkupplung wurden durchgeführt und Vergleichsversuchen mit dem alternativen Schaltelement für Automatikleitungen gegenübergestellt, um das Kraftstoffeinsparungspotential der Torque-LINE bewerten zu können.

Die Versuche wurden am FZG Schleppmomentprüfstand LK-4 (Bild 6 links) durchgeführt. Das für die Versuche verwendete Serienschaltelement ist die Lamellenbremse B06 des Daimler-Automatikleitungs 9G-Tronic (NAG3). Diese Lamellenbremse (Schaltelement C) wird mit dem in Bild 1 links dargestellten Schaltschema betätigt und ist damit in den Gängen 1 bis 4 geschlossen und in den Gängen 5 bis 9 gelüftet, wodurch relativ hohe Schleppverluste entstehen.

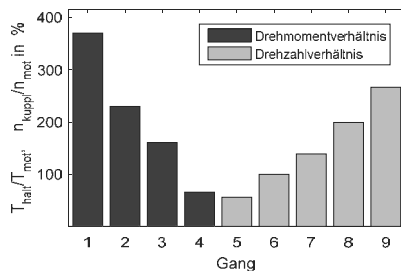
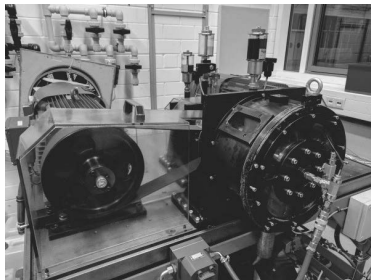


Bild 6: Links: FZG Schleppmomentprüfstand LK4; Rechts: Drehmomente und Drehzahlen an der Bremse B06 (Schaltelement C) bezogen auf Motordrehzahl bzw. -moment

Die von der Lamellenbremse übertragenen Drehmomente im geschlossenen Zustand und auftretende Differenzdrehzahlen im gelüfteten Zustand sind in Bild 6 rechts dargestellt.

Da in den niedrigen Gängen ein vergleichsweise hohes Drehmoment von der Lamellenbremse übertragen werden muss, wird diese durch 10 Reibflächen (5 Belag-Innenlamellen und 6 Stahl-Außenlamellen) ausgeführt. Der mittlere Reibdurchmesser beträgt ca. 173 mm.

Für die Versuche wurden die im gelüfteten Zustand wichtigsten Parameter systematisch variiert und dabei anwendungsnahe Bedingungen gewählt. Als Getriebeöl wurde hier das entsprechende ATF-Serienfluid verwendet.

In Bild 7 sind die gemessenen Schleppmomente und Schleppleistungen für beide Schaltelemente bei einer Öleinspritztemperatur von $\vartheta=85^{\circ}\text{C}$, einem Ölvolumenstrom von $Q=1,5$ l/min und einem Gesamtlüftpalt von $s=1,5$ mm dargestellt. In typischen, mittleren Drehzahlbereichen weist das neue Konzept deutlich geringere Schleppverluste als die konventionelle Lamellenbremse auf. Dies wirkt sich positiv auf die Verlustleistung (P_v) aus, die in einigen Drehzahlbereichen um über 60% reduziert werden kann.

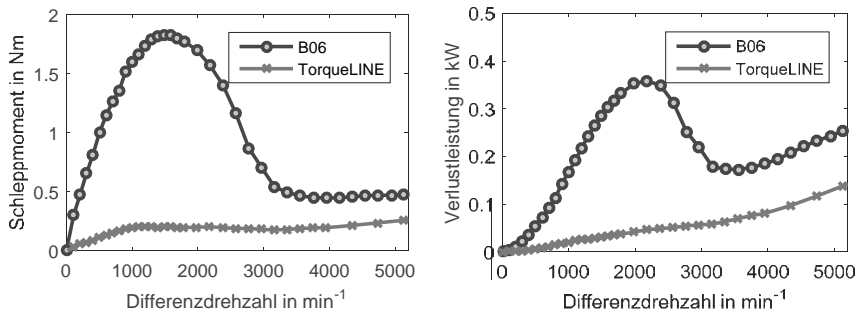


Bild 7: Gemessene Schleppmomente (links) und -leistungen (rechts) für Lamellenbremse und TorqueLINE ($\vartheta=85^{\circ}\text{C}$, $Q=1,5\text{ l/min}$ und $s=1,5\text{ mm}$)

Aus den beiden in Bild 7 dargestellten Kurven kann nach Gleichung 1 das relative Kraftstoff-einsparpotential berechnet werden.

$$EP = \frac{P_{v,B06} - P_{v,ASAT}}{P_{v,B06}} \quad (1)$$

Bild 8 zeigt das nach Gleichung 1 berechnete Kraftstoff-einsparpotential durch den Einsatz des alternativen Schaltelements.

Anhand der an der Kupplung durch die Getriebekinematik vorgegebenen Übersetzungen kann man die Verlustleistungskurven durch Referenzierung auf die Motordrehzahl direkt in beliebige Fahrzyklen integrieren.

Die weiteren Versuche, die im Rahmen der experimentellen Untersuchungen durchgeführt worden sind und die resultierenden Einsparpotentiale sind in Bild 10 abgebildet. Es wurden Messungen bei unterschiedlichen Öleinspritztemperaturen von $\vartheta=60^{\circ}\text{C}$ und $\vartheta=85^{\circ}\text{C}$ in einem Drehzahlbereich $n=500\ldots 5000\text{ U/min}$ durchgeführt. Dabei konnte gezeigt werden, dass auch bei niedrigen Öleinspritztemperaturen und hoher Ölviskosität ein deutliches Einsparpotential, vor allem in praxisüblichen Drehzahlbereichen, vorhanden ist.

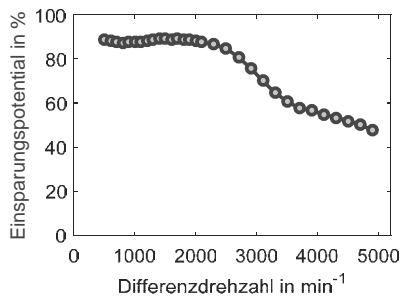


Bild 8: Einsparpotential des alternativen Schaltelements TorqueLINE gegenüber der Lamellenbremse B06 ($\vartheta_{\text{öl}}=85^{\circ}\text{C}$, $Q=1,5 \text{ l/min}$ und $s=1,5 \text{ mm}$)



Bild 9: Reibpaket des alternativen Schaltelements TorqueLINE nach Prüfläufen

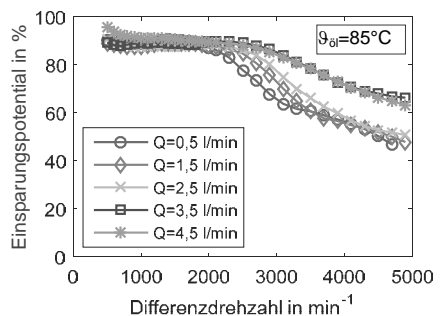
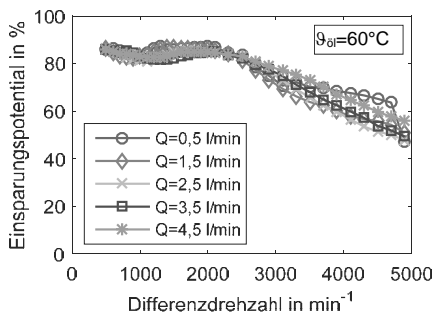


Bild 10: Einsparpotential des alternativen Schaltelements TorqueLINE gegenüber der Lamellenbremse B06 bei unterschiedlichen Ölvolumenströmen und Öleinspritztemperaturen

Tendenziell ist erkennbar, dass steigende Ölvolumenströme ein höheres Einsparpotential ermöglichen. Des Weiteren zeigen steigende Getriebeöltemperaturen und damit niedrigere Ölviskositäten einen vorteilhaften Effekt, vor allem bei anwendungsnahen Ölvolumenströmen.

5. Konzeptumsetzung

Für eine beispielhafte Umsetzung des Konzeptes wurde ein, heute in Großserie hergestelltes, Stufenautomatikgetriebe in Längseinbaurichtung gewählt. In den Voruntersuchungen hat sich die Schaltstelle C als geeignetes und mit hohem Einsparpotential versehenes Schaltelement empfohlen (siehe Bild 2). Zur weiteren Auslegung des Schaltelementes wurden die am Prüfstand ermittelten Daten in die Simulation eingepflegt und diese weiter detailliert.

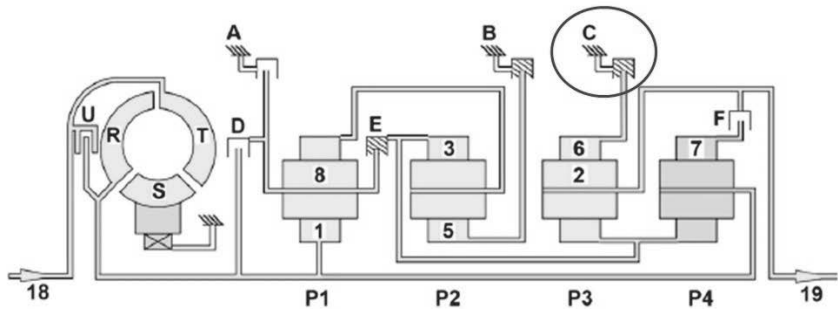


Bild 11: Getriebeaufbau mit Schaltstelle Bremse C [6]

Die Schaltstelle C wird bei Hochschaltungen in den fünften, oder einen höheren Gang, geöffnet (siehe Bild 1). Bei Rückschaltungen in den vierten, oder einen niedrigeren Gang, wird diese Bremse geschlossen.

Bei Zug-Hochschaltungen mit „gehender“ und bei Zug-Rückschaltungen mit „kommender“ Bremse C können Schaltungen nahezu lastfrei durchgeführt werden (siehe Bild 12 und 13).

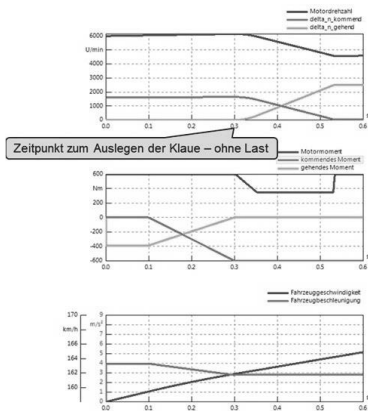


Bild 12: Simulation einer Zug-Hochschaltung mit öffnendem Schaltelement

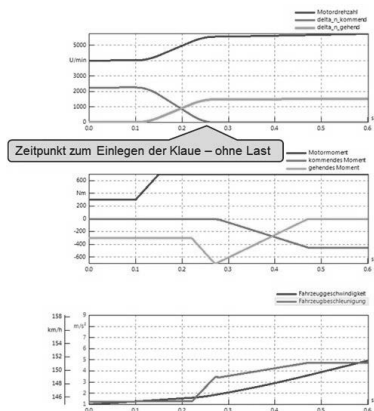


Bild 13: Simulation einer Zug-Rückschaltung mit schließendem Schaltelement

Das für die Schub-Schaltungen notwendige dynamische Reibmoment ist für das alternative Schaltelement auslegungsrelevant. Da die hohen statischen Drehmomente über die Klauenverzahnung übertragen werden, kann in diesem Fall das Reibsystem sogar als Einfachkonus ausgelegt werden. Dies hilft, die Schleppmomente weiter zu reduzieren. Kurze Rutschphasen sorgen für einen beherrschbaren Energieeintrag in das Reibsystem. Die notwendige Wärmekapazität im Reibpaket kann durch entsprechend gewählte Blechstärken eingestellt werden. Schaltstellen mit einem ähnlichen Belastungsprofil wurden auch in anderen, vergleichbaren Stufenautomatikgetrieben identifiziert.

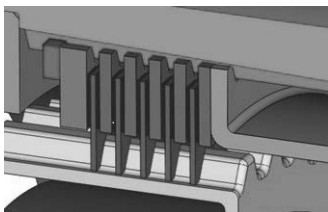


Bild 14: Schaltstelle C mit Lamellenkupplung

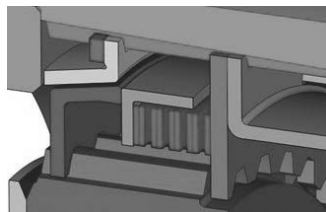


Bild 15: Schaltstelle C mit angepasstem Konzept der TorqueLINE

Der Einbauraum wurde durch die zu ersetzende Lamellenkupplung vorgegeben (siehe Bild 14). Schiebe- bzw. Schaltverzahnung kann hier direkt im Hohlrad des Planetensatzes inte-

griert werden. Der Drucktopf mit Kolbenrückstellfeder wurde mit geringfügigen Änderungen übernommen. Durch eine Verbindung von Schaltscheibe, Federpaket und Drucktopf können diese durch die Kolbenrückstellfeder zurückgezogen und damit gelüftet werden. Das Federpaket ist dadurch immer vorgespannt. Dies dient dem schnellen Kraftaufbau und erhöht die Lebensdauer der Gegendruckfeder. Zur weiteren Optimierung des Eindockvorganges wurde die Lage von Reib- und Federpaket zueinander getauscht. Die axiale Schnittstelle des inneren Konusringes ist als Gleitlager dargestellt. Die Ausführung des Gleitlagers ist aus heutigen Synchronisierungen entnommen.

Entsprechend den ermittelten Schleppmomentkurven (siehe Kapitel 4), kann durch die Simulation eine Reduzierung der Emissionen von 1,4 – 3g CO₂/km, je nach Beölungsmenge, im WLTP V5.3 ausgewiesen werden.

6. Zusammenfassung

Effizienzsteigerungen bei modernen Fahrzeuggetrieben sind ohne konzeptionelle Änderungen kaum noch möglich. Bewährte Lamellenkupplungen, die zum Schalten von Gängen in Automatikgetrieben verwendet werden, tragen jedoch entscheidend zu relevanten Schleppmomenten bei. Durch den Einsatz von Klauenkupplungen kann zwar die Verlustquelle beseitigt werden, die hohen Anforderungen an Komfort und Funktionalität sind dabei jedoch kaum noch zu erfüllen. Die Kombination einer Konuskupplung, die nur eine bzw. zwei Reibflächen aufweist, mit einer passenden Klauenkupplung bietet erhebliche Effizienzvorteile. Bevorzugt sind Kupplungen und Bremsen zu ersetzen, die insbesondere in den oberen Gängen offen sind und keinen verlängerten Schlupfbetrieb beim Schließen erfordern.

Literaturverzeichnis:

- [1] Tonius, N.; Bertsche, B.; Dörr, C.: Dog clutches as innovative shifting elements for automatic transmissions. 15. Internationaler VDI-Kongress - Getriebe in Fahrzeugen 2015.
- [2] Dörr, C.; Homm M.; Indlekofer G.: THE NEW AUTOMATIC TRANSMISSION 9G-TRONIC from Mercedes-Benz. 12th International CTI Symposium 2013, Berlin.
- [3] Back, O.; Damm, A.: A breakthrough for DCT synchronizers. 5th International CTI Symposium, 2016, Shanghai.
- [4] Dräxl, T.; Pflaum, H.; Stahl, K.: FVA-Nr. 671 I – Schleppverluste in Lamellenkupplungen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2016).
- [5] Oerlecke, C.; Funk w.: Einflußgrößen auf die Schleppmomente schnelllaufender Lamellenkupplungen in Automatgetrieben. VDI-Bericht 1786, 2003.
- [6] Dörr, C.; Kalczynski H.; Rink, A.; Sommer, M.: DAS NEUNGANG-AUTOMATIKGETRIEBE 9G-TRONIC VON MERCEDES-BENZ. ATZ 04I2014 Jahrgang 116.
- [7] Höhn, B.-R.; Stahl, K.; Pflaum, H.; Hensel, M.: Einflüsse auf das Lebensdauerverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. VDI-Bericht 2139, 2011.
- [8] Wagner, G.; Naunheimer, H.; Scherer, H.; Dick A.: Achtgang-Automatikgetriebe zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs. ATZ 06I2007 Jahrgang 109.
- [9] Sporleder, J.; Bednarek, G.: The New 8 Speed RWD Automatic Transmission for the Cadillac CTS. 14. Internationaler VDI-Kongress - Getriebe in Fahrzeugen 2014.
- [10] Neupert, T.: Schleppmomentenuntersuchungen an nasslaufenden Kupplungslamellen mithilfe von Prüfstandsmessungen und CFD-Simulation. VDI-Tagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben, 2016, Ettlingen.

Kupplungen für den Einsatz in Bahnantrieben

Vorstellung neuer Auslegungsalgorithmen für hochverlagerungsfähige Zahnkupplungen

Dr.-Ing. **Thomas Hähnel**, Dipl.-Ing. **Nils Fischer**,
KWD Kupplungswerk Dresden GmbH, Dresden;
Prof. **Dr.-Ing. Christoph Spensberger**, Dipl.-Ing. (FH) **Jakob Lang**,
Professur Rechnergestützte Konstruktion/ Maschinenelemente, Fakultät
Maschinenbau, Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden (HTW)

Kurzfassung

Nach einer Vorstellung des Einsatzes von hochverlagerungsfähigen Zahnkupplungen im Bereich Bahntechnik, der von Metroantrieben bis hin zu modernsten High Speed Anwendungen reicht, soll eine Abgrenzung der Zahnkupplung hin zu anderen Kupplungssystemen erfolgen. Weiterhin wird der Stand der Auslegungstechnologie kurz vorgestellt, der sich bislang ausschließlich auf FVA-Forschungsvorhaben stützt.

Aufbauend darauf sollen weiterführende Berechnungsansätze vorgestellt werden, die insbesondere bei der Ermittlung der örtlichen Spannungen auf aktuelle Ansätze aus der Wälzlager-technologie zurückgreifen und eine deutlich verbesserte Bestimmung dieser ermöglicht. Eine Validierung der Ansätze erfolgt durch vergleichende FEM-Berechnungen. Weiterhin sollen die Berechnung der vorliegenden Geleitetgeschwindigkeiten, die bislang nur durch eine Näherungsformel abgebildet wurden, vorgestellt und insbesondere in den Umkehrpunkten des Kontaktbereiches näher beleuchtet werden.

Es sollen weiterhin Ausblicke hinsichtlich der weiterführenden Festigkeitsberechnungen gegeben und Ansätze zur Festigkeitsberechnung diskutiert werden. An einem praktischen Beispiel sollen Untersuchungen zur Lebensdauer von Zahnkupplungen vorgestellt werden.

1. Einleitung

Die Kupplung als klassisches Maschinenelement [1] dient zum Verbinden von Wellen zum Zwecke der Drehmomentübertragung. Das Verbinden und Trennen der Übertragung, wie es die jüngste Kupplungstagung des VDI [2] als alleinigen Schwerpunkt behandelt, bildet dabei nur einen Teil der Aufgaben einer Kupplung. Die zweite Hauptaufgabe ist die ständige Verbindung mit den unterschiedlichen Möglichkeiten des Ausgleichs von Fluchtungsfehlern zwischen den Rotationsachsen der zu verbindenden Wellen. Dabei kann nach der Art und Weise des Verlagerungsausgleichs unterschieden werden (Bild 1).

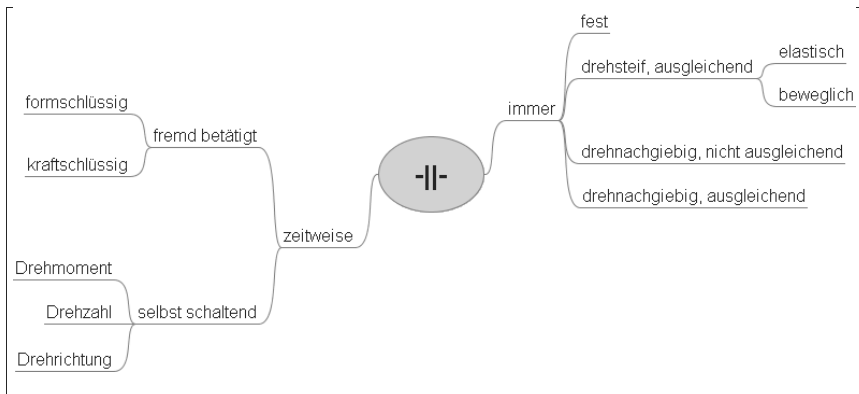


Bild 1: Wellenkupplungen - eine Einteilung

Zahnkupplungen gehören wie Gelenkwellen zu den drehsteifen, getriebebeweglich ausgleichenden Kupplungen. Während Gelenkwellen sehr große Winkelverlagerungen ausgleichen können, weisen Zahnkupplungen die höchste Leistungsdichte und sehr gute Gleichlaufenschaften auf. Damit ergibt sich ein breites Einsatzspektrum, welches von klassischen Industrieanwendungen (z.B. Walzwerksantriebe) über Bahnanwendungen (z.B. teilabgefederter Bahnantrieb im ICE) bis hin zu schnelllaufenden Kraftwerksantrieben (Verbindung Turbine-Getriebe) reichen. Durch steigende Anforderungen hinsichtlich Verringerung des Einbauraumes bei gleichzeitiger Vergrößerung der zu übertragenden Leistung sowie der auftretenden Verlagerungen erreichen herkömmliche Dimensionierungsmethoden – wenn überhaupt vorhanden – schnell die Grenzen ihrer Aussagekraft. Genauso müssen die Aspekte der technischen Umsetzbarkeit bei der Herstellung von Kupplungsverzahnungen Berücksichtigung finden.

2. Problemstellung

Das Übertragungsverhalten von Zahnkupplungen wird insbesondere durch den auszugleichenden Winkelversatz ε zwischen der geradverzahnten Hülse und der balligverzahnten (bombierten) Nabe bestimmt (Bild 2). Während bei industriellen Anwendungen die im Betrieb maximal auftretenden dynamischen Verlagerungen $\varepsilon_{\max, \text{dyn}} = 1,5$ Grad üblich sind, liegen bei Anwendungen im Bereich Bahn die Anforderungen hinsichtlich Verlagerungsfähigkeit deutlich höher. Hier werden z.T. maximale dynamische Winkelverlagerungen von bis zu $\varepsilon_{\max, \text{dyn}} = 4,3$ Grad gefordert [3].

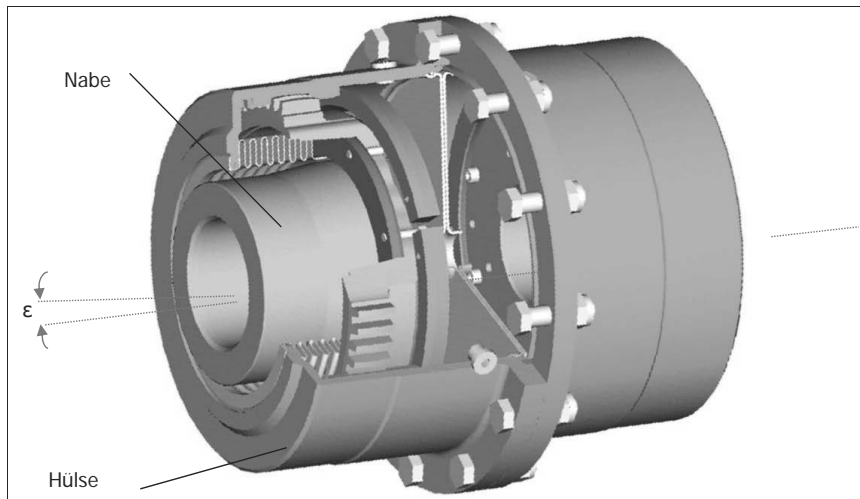


Bild 2: KWD-Bahnzahnkupplung mit ausgelenkter Verzahnung

Die Auslegung von Zahnkupplungen für höchste Anforderungen bedarf einer fundierten Berechnungsgrundlage, welche die Verlagerungsfähigkeit der Zahnkupplung durch die besondere Form der Nabenverzahnung widerspiegelt, die ballig ausgeführt wird. Die dadurch auftretenden kinematischen Verhältnisse und Beanspruchungen müssen Grundlage für die Verzahnungsberechnung sein. Weiterhin sind genaue Kenntnisse der Vorgänge im Zahnkontakt der Kupplung sowie in der angrenzenden Struktur für die Auslegung bedeutsam.

In der Vergangenheit wurden dazu bereits Betrachtungen und Berechnungsansätze abgeleitet, welche die tatsächlichen Beanspruchungsverhältnisse in der Verzahnung jedoch teilweise unzureichend widerspiegeln. Entscheidend für die Qualität der Berechnungsergebnisse ist die Kenntnis über die im Eingriff befindlichen Zähne, deren Verformung und letztendlich deren Beanspruchung unter Last sowie über den Tribozustand.

3. Zahnkupplungsverzahnungen – Geometrie und Kinematik

Typische Zahnkupplungsverzahnungen weisen ein evolventisches Bezugsprofil nach DIN 867 [4] auf. Die Auslegung der Verzahnungsgrößen folgt den Begriffen und Bestimmungsgrößen nach DIN 3960 [5].

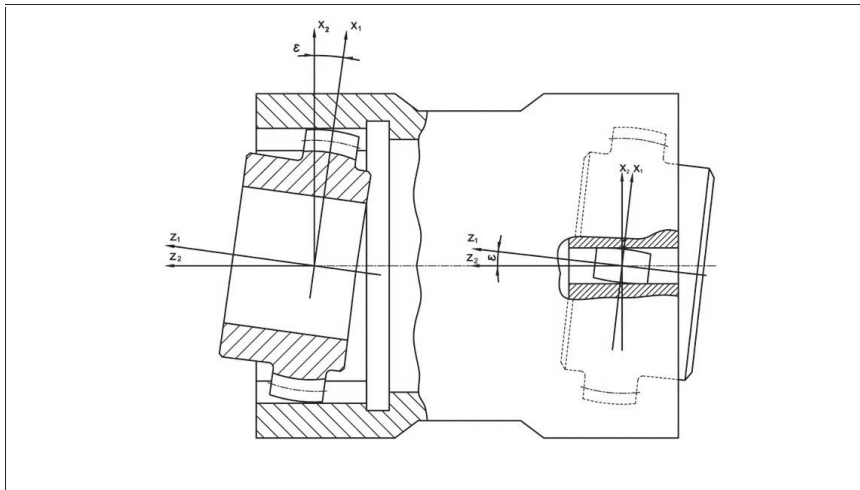


Bild 3: Kinematik von Zahnkupplungen: Kippstellung (rechts) und Schwenkstellung (links)

Zur Realisierung der Verlagerungsfähigkeit wird die Nabenverzahnung ballig ausgeführt. Durch diese Anpassung der Nabengeometrie unterscheidet sich das Laufverhalten einer Zahnkupplungsverzahnung grundlegend von dem einer herkömmlichen Mitnehmerverzahnung. Bei der in Bild 2 dargestellten Zahnkupplungsverzahnung ist die Nabenachse gegenüber der Hülseachse um den Winkel ε verkippt, wodurch zwei charakteristische Kupplungsstellungen (Schwenk- und Kippstellung) definiert werden (Bild 3). Die dazugehörigen Kupplungsebenen sind um 90 Grad versetzt. Während eines Umlaufs durchläuft ein Zahn somit zweimal die Kipp- und die Schwenkstellung. Die Zwischenstellungen eines Zahnes stellen eine Superposition der beiden Stellungen dar. Somit kommt es zu einer winkelabhängigen Bewegung des Kontaktpunktes auf den Zahnflanken. Der Flankenabstand der Zähne einer winklig verlagerten Verzahnung ist stellungsabhängig und betragsmäßig verschieden.

4. Bisherige Auslegungsmethoden von Zahnkupplungen

Erste nähere Untersuchungen hinsichtlich der deutlich zur Laufverzahnung verschiedenen kinematischen Verhältnisse sowie der Lastverteilung in Zahnkupplungen wurden in den 1970er Jahren durch Benkler [6] durchgeführt, die von Heinz [7] aufgegriffen und durch dessen Betrachtungen zu den hydrodynamischen Verhältnissen im Zahneingriff ergänzt wurden. Es zeigte sich, dass im Zahnkontakt hauptsächlich Mischreibung vorliegt. Weiterhin stellte

Heinz die Zusammenhänge der Kontaktwege auf Naben und Hülsenflanken während des Umlaufes der Kupplung dar und leitete daraus die relevanten Gleit- und hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeiten, die bei der Relativbewegung der Verzahnungen zueinander entstehen, näherungsweise analytisch her. Eine exakte Betrachtung der Kontaktpunktkinematik, z.B. in der dynamisch interessanten Kippstellung, erfolgte nicht. Weiterführende Betrachtungen dieser Thematik wurden von Bär/Kunze durchgeführt [8]. Sie ersetzen die vormals durch geometrische Näherungen beschriebene Zahnflankenengeometrie durch eine differenzial-geometrisch exakte Beschreibung. Mit den gewonnenen Erkenntnissen kann der für eine Beanspruchungsanalyse wesentliche Flankenabstand von ausgelenkten Zahnpaaren berechnet werden. Dies wurde von Pries [9] weiter vertieft und mittels Optimierung eine flankenabstandsminimierte ideale Verzahnung für eine konstante Auslenkung beschrieben. Ferner geht Pries auf die Unterschiede zwischen wälzgefrästen und wälzgestoßenen Verzahnungen hinsichtlich ihrer durch das Fertigungsverfahren bestimmten Geometrie ein.

Die bis heute angewandte Methode zur Auslegungsrechnung von Verzahnungen wurde durch Bündler geschaffen [10]. Die Arbeit beschreibt ein geschlossenes Modell zur Berechnung einer zahnweise lastverteilungsbasierten Auslegung, wobei die für die Beschreibung des tribologischen Zahnkontaktes notwendigen Größen wie Krümmungsverhältnis im Kontaktpunkt, Flankenabstand und Kontaktpunktgeschwindigkeiten näher betrachtet wurden. Für die Beschreibung des Zahnkontaktes verwendete Bündler einen Ansatz von Matthias [11], welcher die Berechnung von Pressungen nach dem Prinzip Walze-Ebene beschreibt. Dieser Ansatz berücksichtigt ebenfalls Kantentragen, d.h. die Überhöhungen im Bereich von in Kontakt tretenden Kopf- oder Stirnkanten. Zusätzlich berücksichtigt Bündler die Radkörperverformungen. Neugebauer ermittelt in [12] die Beanspruchungen der Verzahnung nach der Theorie der Verformungsenergiedichte in einer Gleitpaarung. Er definiert neben der Flankenpressung die spezifische Reibleistung als zweites Hauptbeanspruchungskriterium für Zahnkupplungen. Diese werden durch eine Reihe von Versuchen validiert. Einen praxisbezogenen Ansatz für die Dimensionierung von Zahnkupplungen auf Basis Bündler beschreibt Beckmann in [13]. Aufbauend auf experimentellen Untersuchungen werden erstmals Wöhlerlinien zur Verfügung gestellt, die zur Auslegung von Zahnkupplungen dienen.

5. Ein alternativer Ansatz zur Beschreibung der Verzahnung

Die Berechnung beginnt zunächst mit einer detaillierten Beschreibung der Zahngeometrie von Nabe und Hülse in Form eines Flankennetzes, bei dessen Erstellung die Kontaktpunkte des Zahneingriffes möglichst exakt übereinanderliegen (siehe Bild 4). Durch eine variable Elementaufteilung können beliebige Netzdichten generiert werden. Die Modellierung wurde

mittels 3D-Koordinatenmessung bestätigt. Die Abweichungen von Verzahnungsnetzen, die nach diesem Verfahren modelliert werden, liegen im Vergleich zur Messung innerhalb der Fertigungstoleranzen.

Anhand von Koordinatentransformation kann für jede beliebige Kupplungsstellung eine Kontaktbetrachtung durchgeführt werden, bei der die Beträge der Abstände aller Flankenpunktepaare errechnet werden. Die Minima aller Zahnstellungen entsprechen den potentiellen Kontaktpunkten. In Bild 5 ist für eine Auslenkung ein Kontaktweg auf der Zahnflanke aufgezeigt. In der Zahnmitte am Zahnkopf kommt es demnach nicht zum Zahneingriff.

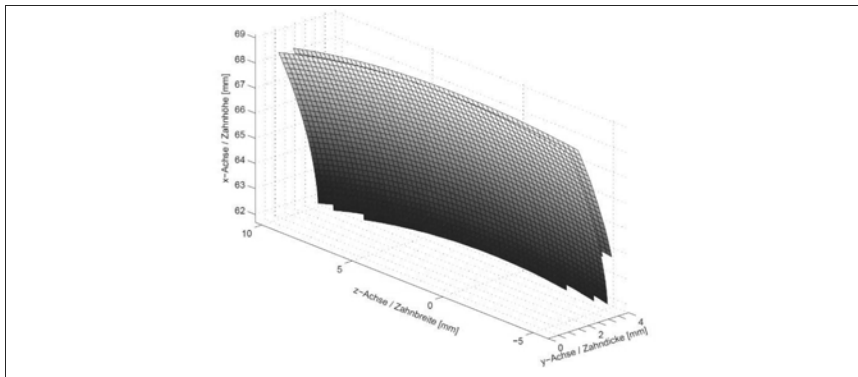


Bild 4: Modellierung der Zahnflanken

Dafür überschneiden sich die Kontaktpunkte im Zahnfußbereich der Nabenmitte. Der Wechsel zwischen Kopf- und Fußtragen im Bereich der Schwenkstellung erfolgt im Gegensatz zur Kippstellung ohne Zwischenstellungen. Dieser Verlauf entspricht der sogenannten Kontaktachse. Bild 6 zeigt die Kontaktwege in Zahndicken-, Zahnhöhen- und Zahnbreitenrichtung auf Naben- und Hülsenflanke.

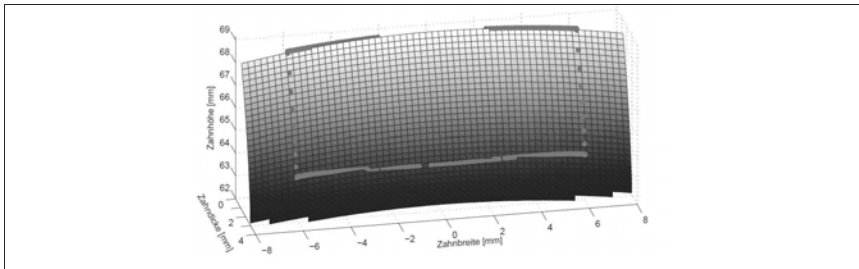


Bild 5: Kontaktpunkte mit Zwischenstellungen für einen Umlauf

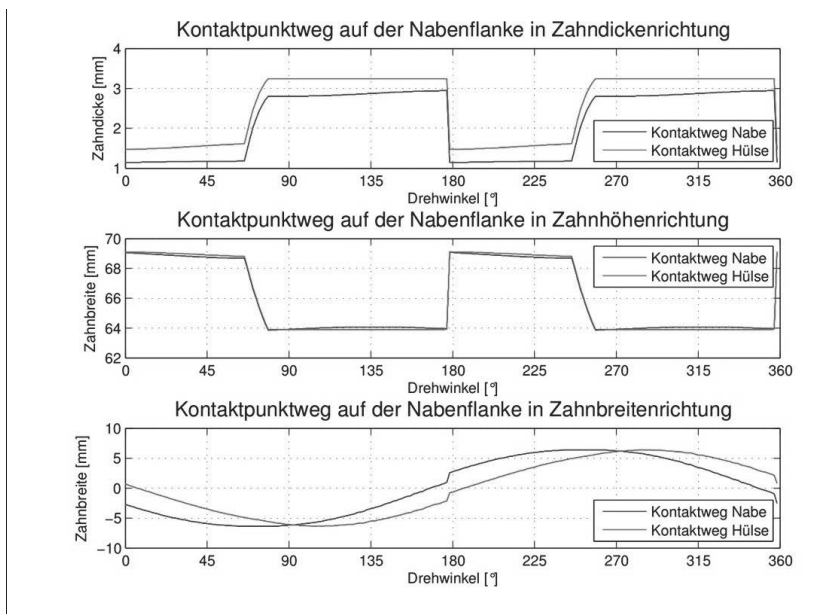


Bild 6: Kontaktwege pro Koordinatenrichtung für Nabe und Hülse [14]

Unter Berücksichtigung der wirksamen Drehzahlen lassen sich aus den Kontaktpunktverläufen die Gleitgeschwindigkeiten sowie die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit ableiten, welche für die Bestimmung der Reibleistung von Bedeutung ist. Diese Verläufe entsprechen bis auf den Bereich der Kippstellung, in der die wirksame Geschwindigkeit merklich abnimmt, dem Stand der Technik [14]. Im Bereich der Kippstellung zeigen sich jedoch deutliche Abweichungen von den mit dem Programm ZAKU, welches nach bisherigen Algorithmen

arbeitet, ermittelten Werten (Bild 7). Dies ist besonders bei Betrachtungen zur Reibleistung sowie hinsichtlich der tribologischen Zustände in der Kippstellung interessant. Innerhalb der Lastverteilungsrechnung (LVR) wird die auf die gesamte Kupplung wirkende Belastung in Abhängigkeit von den ermittelten Flankenabständen auf die Kontaktpunkte verteilt. Die Verformungen der Verzahnungen gleichen betragsmäßig unterschiedliche Flankenabstände aus. Für die Lastverteilungsrechnung sind somit die Nachgiebigkeiten der Zahnpaare bedeutend, welche mittels der Zusammenhänge von Weber/Banaschek [15] in Abhängigkeit von Zahndicke, -höhe und -breite ermittelt werden. Diese ergeben ein Nachgiebigkeitskennfeld entsprechend Bild 8. Die bisherige Beschreibung der Verformungsverhältnisse im Zahnkontakt nach Mathias [11] ist durch den für diesen Anwendungsfall besser geeigneteren Ansatz von Teutsch [16] ersetzt worden, der durch eine Segmentierung der Kontaktkörper eine Berechnung der Hertz'schen Pressung nach dem Modell einer verkippten Walze erlaubt. Diese stellt eine gute Analogie zur verkippten Hülsen- und Nabenflanke einer Zahnkupplung dar.

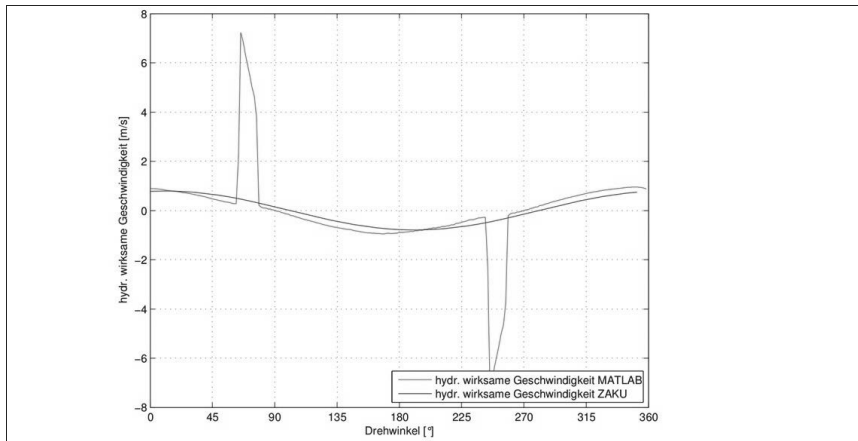


Bild 7: Hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit nach Stand der Technik (blau) und hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit neuer Algorithmus (rot) [14]

Unter Berücksichtigung der Verformung des Zahnes sowie der Abplattung der Flanke ergibt sich der in Bild 9 aufgeführte Pressungsverlauf. Dieser zeigt deutlich, dass aufgrund der Auslenkung nur ein Teil der Zähne an der Leistungsübertragung beteiligt ist. Nach der Ermittlung der Beanspruchungen kann nun nach dem Verfahren von Neugebauer [12] der Tragfähigkeitsnachweis für die Kupplungsverzahnung geführt werden.

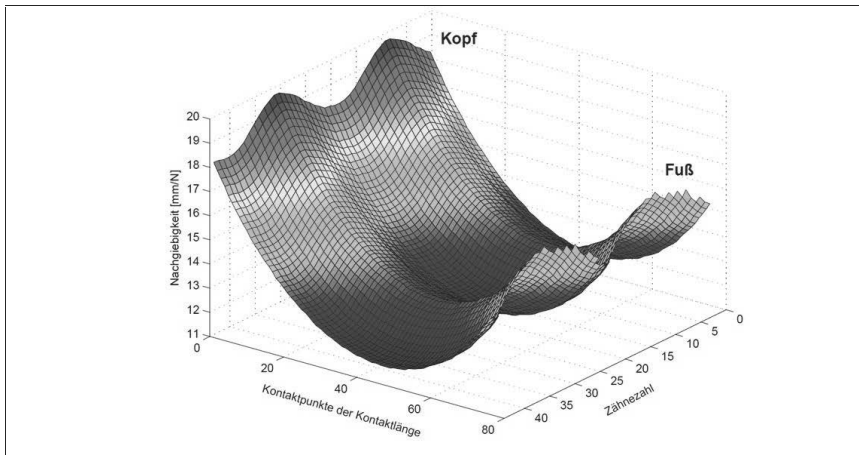


Bild 8: Nachgiebigkeitsmatrix für alle Kontaktpunkte der Verzahnungspaarung [14]

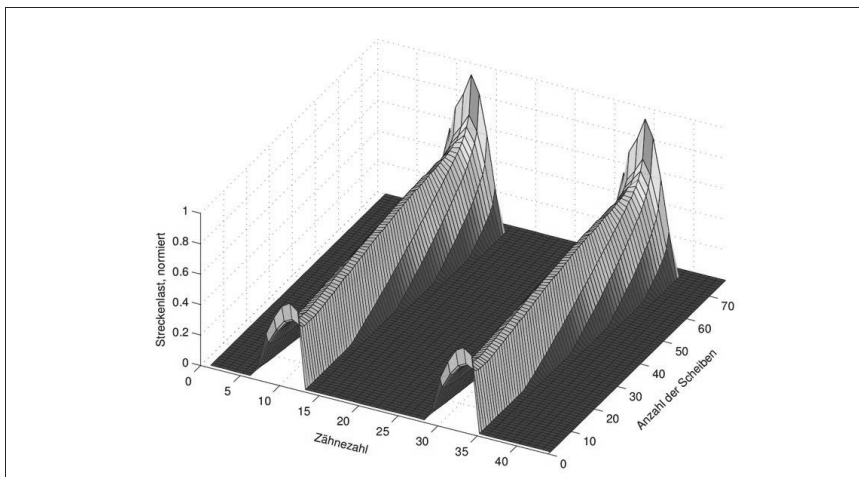


Bild 9: Pressungsverteilung für eine ausgelenkte Zahnkupplung [14]

6. Zusammenfassung

Voraussetzung für eine zuverlässige Tragfähigkeitsberechnung von Kupplungsverzahnungen ist eine möglichst exakte Beschreibung der Kontakt- und Bewegungsverhältnisse zwischen Naben- und Hülsevenzahnung. Diese ist durch die spezielle Zahnkontur, durch das Wandern des Berührungspunktes und durch die vom Ort des Berührungspunktes und der Anzahl

der tragenden Zähne abhängige Nachgiebigkeit sehr anspruchsvoll. Dieser Beitrag hat gezeigt, dass mit der verbesserten Abbildung der Beanspruchungsverhältnisse – ausgehend von der punkweisen Beschreibung der Flankengeometrie, der Kontaktpunkte und Kontaktgeschwindigkeiten sowie der Einführung einer den Kontaktverhältnissen angepassten Bestimmung der Abplattung – nunmehr ein Werkzeug zur Verfügung steht, mit dem auf Basis einer optimierten Lastverteilungsrechnung eine noch bessere Auslegung von stark ausgelegten Zahnkupplungen ermöglicht wird.

7. Literatur

- [1] Keller, K.; Berechnung und Konstruktion der Triebwerke, Verlag von Fr. Bassermann, Heidelberg 1874
- [2] VDI-Berichte 2245: Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2015, Karlsruhe, 28. und 29. April 2015
- [3] Spensberger, J.; Zahnkupplungen für Schienenfahrzeuge; Antriebstechnik 42 (2003), Nr. 8
- [4] DIN 867, Bezugsprofile für Evolventenverzahnungen an Stirnrädern (Zylinderrädern) für den allgemeinen Maschinenbau und den Schwermaschinenbau; Berlin, Beuth-Verlag, 1986
- [5] DIN 3960, Begriffe und Bestimmungsgrößen für Stirnräder (Zylinderräder) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung, Berlin, Beuth-Verlag, 1987
- [6] Benkler, H.; Der Mechanismus der Lastverteilung an bogenverzahnten Zahnkupplungen; Dissertation, TH Darmstadt, 1970
- [7] Heinz, R.; Untersuchung der Kraft- und Reibungsverhältnisse in Zahnkupplungen für große Leistungen. Dissertation, TH Darmstadt, 1977
- [8] Bär, G. und Kunze, G.; Zum Eingriffsverhalten einer Kupplungsverzahnung, Maschinenbautechnik, Heft 12, 1986
- [9] Pries, M.; Geometrie und Kinematik von Bogenzahnkupplungen, Dissertation, Technische Universität Dresden, 1990
- [10] Bündler, C.; Analyse der Beanspruchungen der Verzahnungen von Zahnkupplungen, Dissertation, Technische Universität Dresden, 2000
- [11] Matthias, K.; Der Kantenverlauf bei Linienberührung von Wälzkörpern, Hebezeuge und Fördermittel 21, S. 203 - 205, 1981
- [12] Neugebauer H.; Beanspruchbarkeit der Verzahnung, Frankfurt/Main, FVA Forschungsheft 712, Forschungsvorhaben Nr. 307/II, 2003
- [13] Beckmann, R.; Beitrag zur Auslegung und Konstruktion von Balligzahn-Kupplungen. Dissertation, Technische Universität Chemnitz, 2005
- [14] Spensberger, C., Hähnel, Th.; Auslegung von hoch verlagerungsfähigen Zahnkupplungen, Dresdner Maschinenelemente Kolloquium, 8. und 9. Dezember 2015
- [15] Weber, C. und Banaschek, K.; Formänderung und Profilrücknahme bei gerad- und schrägverzahnten Rädern, Braunschweig, Schriftenreihe Antriebstechnik, Heft 11, Vieweg & Sohn, 1955
- [16] Teutsch, R.; Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlager und Wälzfürungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2005

Methode zur Ermittlung der zulässigen thermomechanischen Beanspruchbarkeit trockenlaufender Friktionspaarungen



Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. **Albert Albers**,
Dipl.-Ing. **Sascha Ott**, M.Sc. **Michael Basiewicz**,
Dipl.-Ing. **Nina Schepanski**,
M.Sc. **Thomas Klotz**,
IPEK – Institut für Produktentwicklung, Karlsruhe

Kurzfassung

Das Streben nach grenzwertiger Auslegung und damit der Steigerung der bauraum- und massenspezifischen Leistungsdichte führt zu permanent steigenden Anforderungen an die Reib- und Verschleißeigenschaften von Friktionspaarungen. Durch die Zunahme von thermischen und mechanischen Beanspruchungen rückt die Ermittlung der maximalen Beanspruchbarkeit in den Fokus, da zur Erfüllung der steigenden Anforderungen die anwendungsspezifische Leistungsgrenze der Friktionspaarung bekannt sein muss.

Dieser Beitrag beinhaltet die Beschreibung einer Methode zur Ermittlung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze trockenlaufender Friktionspaarungen am Beispiel organisch gebundener Reibbeläge für die Fahrzeuganwendung. Neben der Versuchsumgebung, wird die Versuchsplanung, -durchführung und die Auswertung der experimentellen Untersuchungen beschrieben.

Abstract

The claim for a marginal dimensioning as well as for more performance by steady required space and weight and system efficiency powertrains leads to a steady rise on the requirements for the friction und wear properties of the friction linings in clutches and brakes. With the permanent rise of the thermal and mechanical load on the friction pairing investigations on the performance limit are required. To fulfil the increasing requirements, the permitted capacity needs to be exploit.

This paper describes the approach for the investigation of the performance limit of dry running friction parings with organic friction linings. The test device, the design of experiments, the implementation and analysis are described.

1. Grundlagen und Stand der Forschung

Die Leistungsgrenze des Friktionssystems „Reibungskupplung“ ist nach Bröde [1] erreicht, wenn „eine zulässige Abweichung von den Ursprungeigenschaften der Kupplung erreicht

oder überschritten wird“ [1]. Diese Definition bedingt dabei eine genaue Festlegung der Ursprungseigenschaften und der zulässigen bzw. unzulässigen Abweichungen, die durch die Anwendung definiert werden müssen. Veröffentlichte Untersuchungen bezüglich der Leistungsgrenze von trockenlaufenden Friktionspaarungen gibt es nur wenige. Gauger [2] untersuchte organisch gebundene Reibbeläge zur Ermittlung von Kennwerten, um die thermische Beanspruchbarkeit zu beurteilen. Nach Gauger [2] ist das Erreichen der Leistungsgrenze durch einen Reibungszahlabfall und Verschleißanstieg gekennzeichnet. Als Ergebnis der Untersuchungen von Gauger wurden die Grenzwerte für spezifische Reibleistung und Reibarbeit mit $\dot{q}_A = 4 \text{ W/mm}^2$ und $q_A = 1,5 \text{ J/mm}^2$ und für die Grundtemperatur zu Beginn der Schaltung in der Gegenreibeischeibe mit $\vartheta_{GB} = 150 \text{ °C}$ angegeben. Diese Grenzwerte stellen dabei Richtwerte zur Dimensionierung eines Friktionssystems mit organischen Reibbelägen dar. Die Grenzwerte wurden unter der Annahme definiert, dass bei einer funktionstüchtigen Friktionspaarung von einer mittleren Reibungszahl von $\mu_m \approx 0,3$ und einem Verschleißkoeffizienten von $k \approx 0,1 \text{ cm}^3/\text{kWh}$ auszugehen ist. Eine Abweichung der mittleren Reibungszahl in den gefahrenen Laststufen und des berechneten Verschleißkoeffizienten bedeutet demzufolge das Erreichen der Leistungsgrenze für diesen konkreten Anwendungsfall.

Das Zusammenwirken der Beanspruchungsgrößen, d.h. der Kinematik, der wirkenden Belastung und dem Temperaturverlauf im Friktionskontakt, sowie der Einfluss der daraus resultierenden Beanspruchungskollektive auf das tribologische Verhalten sind sehr komplex. Hinzu kommen die unterschiedlichen Anforderungen aus der Anwendung an das tribologische Verhalten, welche die Leistungsgrenze definieren, sodass eine Definition fester Grenzwerte für verschiedene Friktionspaarungen und Anwendungen nicht zielführend ist. Es fehlt eine Methode zur sicheren und effizienten Ermittlung der Leistungsgrenze, die auf verschiedene Friktionspaarungen und Anwendungen übertragbar ist. Neben der Ermittlung der Leistungsgrenze können Erkenntnisse über den Einfluss und die Wechselwirkungen der Beanspruchungsgrößen, der Charakterisierung der Friktionspaarung in einem großen Parameterraum gewonnen werden und zudem Kosten eingespart werden. Dieses Wissen ist zur sicheren Auslegung und Dimensionierung des Friktionssystems Voraussetzung. Die im Folgenden beschriebene Methode [3] beinhaltet dabei die Schritte bei der Planung, Durchführung und Auswertung der experimentellen Untersuchungen. Das Vorgehen wird durch die zu durchlaufenden und vorgegebenen Schritte strukturiert. Mit den Erkenntnissen ist es möglich in einer früheren Phase der Produktentwicklung auf Basis umfangreicher Untersuchungen auf Komponentenebene die geeignete Friktionspaarung für das Friktionssystem auszuwählen bzw. bei einer neu entwickelten Friktionspaarung das Leistungspotenzial und die Leistungsgrenze effektiv und effizient ermitteln zu können. Ebenso kann die Methode angewandt werden, um

die Friktionspaarung auf Basis experimenteller Untersuchungen zu optimieren. Mögliche Optimierungspotenziale liegen bspw. bei der Anfederung des Reibbelags oder der Auswahl des Werkstoffs und der Oberflächenrauigkeit des metallischen Gegenreibpartners.

2. Definition der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze

Die Leistungsgrenze einer Friktionspaarung beschreibt die Grenze zwischen zulässigen und unzulässigen Abweichungen des tribologischen Verhaltens, die im Zielsystem der Anwendung festgelegt sind. Das Zielsystem beinhaltet die durch die Anwendung definierten Anforderungen an das tribologische Verhalten, die - zur Funktionserfüllung oder zur Erfüllung der Komfortanforderungen - erfüllt werden müssen. Die Identifizierung der Leistungsgrenze erfolgt anhand der Beurteilungskriterien Reibungszahl μ , Reibungszahlgradient μ' und Verschleißkoeffizient k .

3. Vorgehen zur Ermittlung und Identifizierung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze

Das Vorgehen zur Ermittlung und der anschließenden Beurteilung des Reib- und Verschleißverhaltens trockenlaufender Friktionspaarungen gliedert sich in drei Schritte, die im Folgenden beschrieben werden.

3.1 Versuchsumgebung und Versuchsaufbau

Zu beachten ist, dass die relevanten Wechselwirkungen zwischen der zu untersuchenden Friktionspaarung und dem Rest-System, das der späteren Anwendung entspricht, berücksichtigt und abgebildet werden. Der IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz [4] beschreibt das grundlegende Verständnis zur Validierung eines Teilsystems, dieses in das Gesamtsystem, die Umwelt und eventuell weitere interagierende Systeme, wie bspw. den Fahrer einzubinden. Am Beispiel der Antriebsstrangentwicklung eines Fahrzeuges ist in Bild 1 der IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz dargestellt. Der Ansatz verdeutlicht, dass das zu untersuchende System, das als „X“ bezeichnet wird und durchgängig auf allen Systemebenen untersucht werden kann, immer in Wechselwirkung mit dem Rest-Fahrzeug-Modell, sowie der Umwelt und dem Fahrer zu betrachten ist. Somit müssen bei Untersuchungen auch immer diese Wechselwirkungen abgebildet und berücksichtigt werden. Dabei können rein virtuelle, rein physische oder auch gemischt physisch-virtuelle Ausprägungen entstehen und untersucht werden. Das „X“ bei der vorliegenden Forschungsarbeit ist die zu untersuchende Friktionspaarung, bestehend aus organisch gebundenem Reibbelag und metallischen Gegenreibpartner bzw. Gegenreibeischeibe (kurz GS), die bei den Untersuchungen physisch vorliegt.

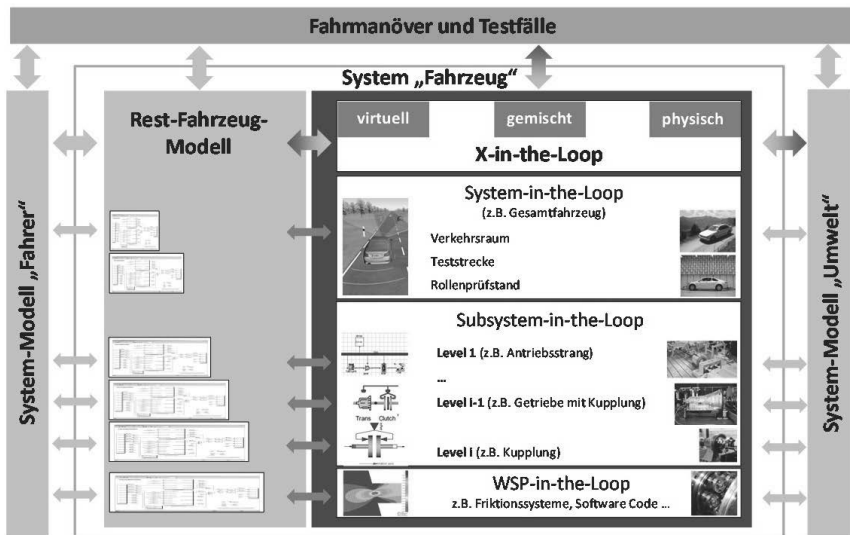


Bild 1: Der IPEK-X-in-the-Loop Ansatz

Die Friktionspaarung soll dabei in Hinblick auf den Einsatz im Fahrzeug untersucht werden. Bei der Auswahl der Versuchsumgebung ist dabei entscheidend, welche Betriebsmodi untersucht werden können und welcher Leistungsbereich bei den Untersuchungen bezüglich der Beanspruchungsgrößen abgedeckt werden kann bzw. muss, um das Leistungspotenzial sowie die Leistungsgrenze zu ermitteln. Für die Untersuchungen wurde als Versuchsumgebung der Trockenreibprüfstand TRP mit einem zusätzlichen Schwungmassenmodell, siehe Bild 2, ausgewählt. Bei den Versuchen zu dieser Veröffentlichung werden ausschließlich Bremsungen gefahren. Der Abtriebsmotor wird hierbei nicht angesteuert. Das Drehmoment wird über Verschraubungen mit dem Lagerbock kurz vor dem Abtriebsmotor abgestützt. Die Klimakammer, um den Prüfkopf, dient der Vorgabe konstanter und reproduzierbarer Umgebungsbedingungen. Die Einstellgrößen Drehzahl, Massenträgheitsmoment und Axialkraft zur Beeinflussung der genannten Beanspruchungsgrößen für die experimentellen Untersuchungen können bis 6000 U/min, 5 kgm² und 10 kN variiert und somit verschiedene Friktionspaarungen mit unterschiedlichen Leistungspotenzial untersucht werden. Zur Realisierung von Drehzahlen bis 6000 U/min ist eine Übersetzung über einen Riementrieb implementiert. Da nur über die Antriebsseite Drehzahlen bis 6000 U/min erreicht werden, um Gleitgeschwindigkeiten bis 40 m/s zu untersuchen, werden statt Synchronisationsschaltungen Schaltungen im Bremsbetrieb durchgeführt. Dabei wird der rotierende Reibbelag gegen den stehenden Ge-

genreibpartner abgebremst. Nichtsdestotrotz kann die erste Eigenfrequenz des Fahrzeugantriebsstrangs abgebildet werden, welche für das Phänomen selbsterregtes Rupfen entscheidend ist.

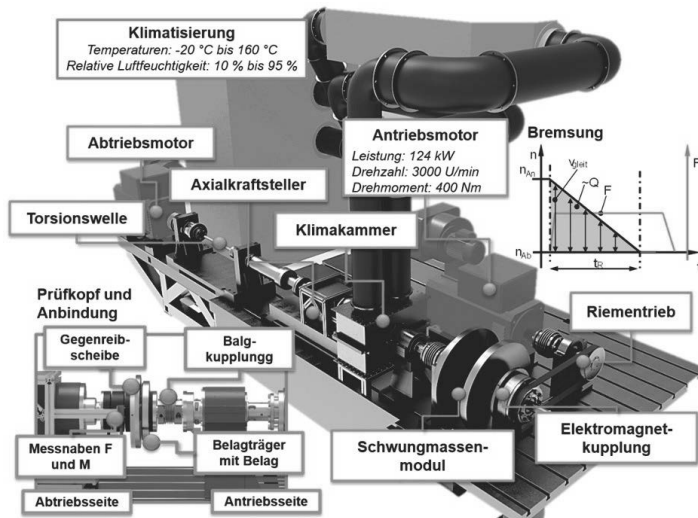


Bild 2: CAD-Modell des Trockenreibprüfstands mit angeschlossener Klimakammer und Seitenansicht des Prüfkopfs und Darstellung einer Schaltung im Bremsbetrieb

Die organisch gebundenen Belagringe werden mittels hitzeaktivierbarer Folie auf den Belagträger geklebt. Die Reibbelagsoberfläche wird nach dem Aufkleben abgeschliffen. Dabei werden fertigungsbedingte Toleranzabweichungen (Variation der Dicke des Belags durch Herstellungsprozess und/oder durch das Verkleben) eliminiert. In Abhängigkeit der Bedingungen in der Anwendung und der Steifigkeit des Friktionsbelags kann ebenso eine Anfeederung der Reibmaterialien realisiert werden, wodurch die Belastung homogener verteilt wird [7]. Durch die Gestaltung des Prüfkopfs [6] werden geometrische Fehler ausgeglichen, wodurch zwangserregtes Rupfen minimiert wird. Der Fokus der Untersuchungen liegt gezielt auf dem selbsterregten Rupfen, dass durch die Friktionspaarung verursacht wird. Durch die Anbindung der Gegenreibeischeibe (GS) an die Abtriebsseite und durch deren Verschraubung auf einem inneren und einem äußeren Lochkreisdurchmesser werden zudem thermomechanische Verformungen durch den Wärmeeintrag minimiert.

Durch die somit idealisierte Versuchsumgebung und Anbindung der Friktionspaarung in die Versuchsumgebung kann gezielt das Leistungspotenzial und die Leistungsgrenze der Frikti-

onspaarung ermittelt werden. Um ein tieferes Verständnis über die Vorgänge im Reibkontakt zu erhalten, sind in der Gegenreibscheibe Bohrungen für Thermoelemente eingebracht. Insgesamt können 16 Thermoelemente radial und zirkular verteilt in der Gegenreibscheibe eingebracht werden [8]. Die Temperatursignale geben dabei nicht nur Informationen über die Temperaturverläufe innerhalb der Schaltungen, sondern liefern auch Informationen zu Vorgängen im Reibkontakt, wie bspw. dem Auf- und Abbau der Reibschicht [2]. Über die zirkularen und radialen Temperaturmessstellen können zusätzlich Rückschlüsse auf die Verteilung der Belastung geschlossen werden.

Zur Beschreibung der Hauptfunktion, der Drehzahl- und Drehmomentübertragung, welche die Friktionspaarung bspw. für die Anwendung in einer Einscheibentrockenkupplung erfüllen muss, wird der C&C²-Ansatz [5] verwendet. Das wesentliche Merkmal dieses Modells ist, dass es einen Zusammenhang von Funktion und Gestalt knüpft und diesen durchgängig darstellt. Es beschreibt durch die Verwendung der Grundbausteine Wirkflächenpaare (WFP), Leitstützstrukturen (LSS) und Connectoren (C) alle Schnittstellen und physischen Strukturen, die an der Funktionserfüllung beteiligt sind. In Bild 3 ist das C&C²-Modell des Versuchsaufbaus für die durchgeführten Untersuchungen abgebildet.

Die Systemgrenze wird bei der Betrachtung um die Friktionspaarung gelegt. Innerhalb des Wirk-Netzes (WN) befinden sich dabei alle an der Funktionserfüllung beteiligten Schnittstellen und physischen Strukturen. Die darunter stehende Funktionsbeschreibung [5] dient der Spezifikation der Funktion. Das C&C²-Modell verdeutlicht dabei, dass die Connectoren alle Eigenschaften und Wechselwirkungen vom Rest-System, die zur Funktionserfüllung ebenso betrachtet werden müssen, beinhalten. Die Eigenschaften der Prüfumgebung, werden also durch die Connectoren beschrieben, in die die zu untersuchende Friktionspaarung integriert wird. Die beschriebenen Connectoren C_{Antrieb} und C_{Abtrieb} des Prüfstandes stellen alle Wechselwirkungen und Eigenschaften des späteren Rest-System, in dem die Friktionspaarung integriert wird, dar.

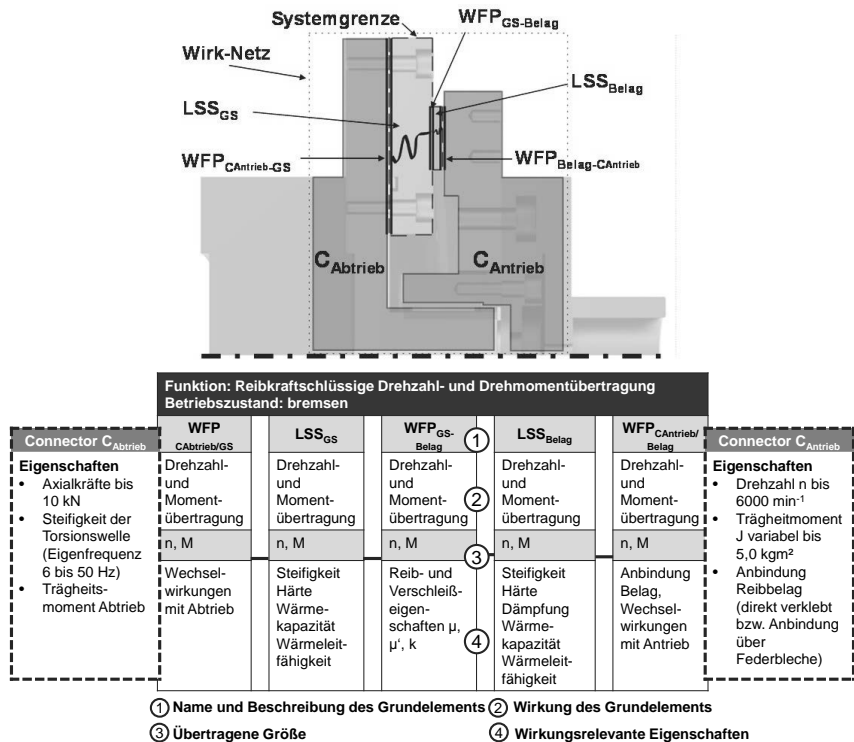


Bild 3: C&C²-Modell des am Trockenreibprüfstand integrierten Prüfkopfs zur Beschreibung der Hauptfunktion der Friktionspaarung

3.3 Versuchsdurchführung

Die Versuchsdurchführung gliedert sich in zwei Schritte. Im ersten Schritt erfolgt die Eingrenzung des Parameterraums durch Ermittlung der Schädigungsgrenze der Friktionspaarung. Auf Basis der ermittelten Schädigungsgrenze wird der Parameterraum für die nachfolgende statistische Versuchsplanung definiert. Somit kann bei den weiteren Untersuchungen ausgeschlossen werden, dass die Beanspruchung zu einer Schädigung führt.

3.3.1 Ermittlung der Schädigungsgrenze und Eingrenzung des Parameterraums

Ziel der Untersuchungen ist die Eingrenzung des Parameterraums durch die Ermittlung der Maximalwerte für die Axialkraft, die Drehzahl und das Massenträgheitsmoment, die zu einer Schädigung der Friktionspaarung führen. Bei den Untersuchungen wurde als Kriterium für die Schädigung, das Überschreiten eines zulässigen Verschleißkoeffizienten bzw. einer zulässigen Verschleißhöhe definiert. Die Schädigungsgrenze entspricht somit von der Definition her einer Leistungsgrenze mit dem Unterschied, dass die Grenzwerte für die zulässigen Abweichungen des tribologischen Verhaltens höher liegen als die einer Leistungsgrenze. Hiermit wird für die Versuche zur Ermittlung der Leistungsgrenze sichergestellt, dass zum einen die Leistungsgrenze erreicht wird und zum anderen, dass die Schädigungsgrenze nicht erreicht wird. Folgen des Überschreitens der Schädigungsgrenze können nämlich unter anderem grobe Veränderungen des Belags wie Faserrisse oder Ausbrüche sein. Diese werden im Allgemeinen nicht vollständig innerhalb der darauffolgenden Referenzstufe beseitigt. Sie bleiben bestehen und beeinflussen somit auch die darauffolgende Laststufe. Da dies ist nicht erwünscht ist und verhindert werden soll, muss der Versuch nach Überschreiten der Schädigungsgrenze abgebrochen werden. Ein unzulässig hoher Verschleißkoeffizient k kann ebenso zu einem Versuchsabbruch führen, wenn innerhalb des Versuchs das Verschleißvolumen des Belags vollständig aufgebraucht wird. Häufige Versuchsabbrüche sind nicht gewünscht, da sie dem Wunsch nach einer effektiven und zugleich effizienten Methode widersprechen.

Die Quantifizierung der Schädigung der Friktionspaarung wird entsprechend konkreter Anforderungen aus dem Zielsystem der Anwendung definiert. Im Allgemeinen wird empfohlen, für die Bewertung des tribologischen Verhaltens die Reibungszahlverläufe über Gleitgeschwindigkeit, die mittleren Reibungszahlverläufe über Anzahl Schaltung, der Reibungszahlgradient in den Schaltungen, die Temperaturverläufe und Temperaturmaxima, sowie den Verschleißkoeffizienten auszuwerten. Bei den vorgestellten Untersuchungen wird eine Schädigung durch das Heranziehen des zulässigen Verschleißkoeffizienten definiert um sicherzu-

stellen, dass der anschließende Versuchsplan mit einer Friktionspaarung in einem möglichst großen Parameterraum durchlaufen werden kann. Entsprechend der maximal möglichen Verschleißhöhe des Belags kann eine zulässige Verschleißhöhe pro Laststufe des Versuchsplans definiert werden.

Zu Beginn der Untersuchungen wird die Friktionspaarung vorkonditioniert. Nach dem Einlauf wird in den nachfolgenden Laststufen der Einfluss der Beanspruchungsgrößen (Kinematik, Belastung) bei konstanter Starttemperatur der Schaltungen auf das tribologische Verhalten der Friktionspaarung untersucht. Die Kinematik wird über die Startdrehzahl und das Massenträgheitsmoment variiert und die Belastung über die Axialkraft. Nach jeder Laststufe wird eine Referenzstufe gefahren. Die Referenz stellt die minimale Beanspruchung hinsichtlich Reibarbeit und Reibleistung für die Friktionspaarung dar. Durch den Vergleich der Referenzstufen kann eine Aussage darüber getroffen werden, inwieweit sich das tribologische Verhalten durch die vorangegangene Laststufe verändert hat (Einfluss Beanspruchungshistorie). Weiteres Ziel der Referenzstufen ist es, den Einfluss der Beanspruchungshistorie zu reduzieren. In jeder Referenzstufe werden daher 300 Schaltungen durchlaufen, sodass in der Referenzstufe ein konstantes Reibungszahlniveau erreicht wird. Vor und nach Einlauf, sowie nach den Referenzstufen wird das Gewicht des Reibbelags gemessen und der Verschleißkoeffizient berechnet. Die Verschleißmessung erfolgt nach den Referenzstufen, um die geschädigte Reibschicht aus der Laststufe in der Referenzstufe für die anschließende Verschleißmessung abzutragen. Alle Referenzstufen einer Friktionspaarung werden bei den gleichen spezifischen Beanspruchungsgrößen gefahren, damit der relative Vergleich der Verschleißkoeffizienten möglich ist. Der Verschleißkoeffizient berechnet sich aus dem Quotienten des gemessenen Gewichtsverlusts und der kumulierten eingetragenen Energie in der gefahrenen Last- und Referenzstufe.

Die Vorgehensweise zur Ermittlung der Schädigungsgrenze ist in Bild 4 grafisch dargestellt. Im ersten Schritt wird die Startdrehzahl und somit die Gleitgeschwindigkeit schrittweise erhöht. Hierdurch werden sowohl Reibarbeit q_A als auch Reibleistung \dot{q}_A gesteigert. Die thermomechanische Beanspruchung der Friktionspaarung nimmt schrittweise zu. Dies geschieht, bis unzulässige Abweichungen des tribologischen Verhaltens durch z.B. einen zu hohen Verschleißkoeffizienten k erreicht werden. Die Schädigungsgrenze der Friktionspaarung ist nun erreicht. Zur Ermittlung des maximalen Massenträgheitsmoments und der maximalen Axialkraft werden ausgehend von den daraus resultierenden Maximalwerten der Reibarbeit und -leistung bei $\frac{1}{2} q_{A,max}$ bzw. $\frac{1}{2} \dot{q}_{A,max}$ zwei weitere Punkte zur Konkretisierung des Verlaufs der Schädigungsgrenze, entsprechend der eingezeichneten Punkte in Bild 4 abgefahren.

ren. Es wird empfohlen das Vorgehen an mindestens drei Friktionspaarungen zu wiederholen, um die Ergebnisse statistisch abzusichern.

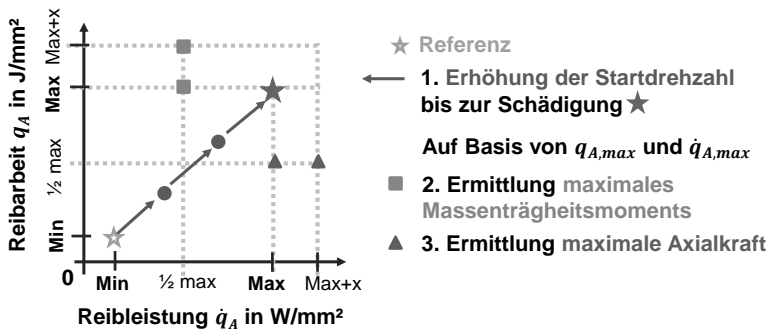


Bild 4: Vorgehensweise zur Ermittlung der Schädigungsgrenze

Auf Basis der Erkenntnisse der untersuchten organisch gebundenen Reibbeläge lässt sich der Verlauf der Schädigungsgrenze ermitteln. In Bild 5 ist die Schädigungsgrenze exemplarisch dargestellt. Die Schädigungsgrenze schließt den möglichen Parameterraum, der in Bild 5 schraffiert ist, für die folgende Versuchsplanung ein.

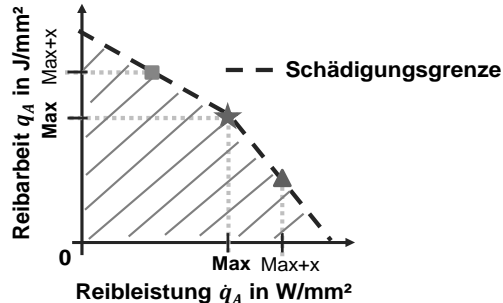


Bild 5: Schädigungsgrenze organisch gebundener Reibbeläge

Mit den gewonnenen Erkenntnissen kann im folgenden Schritt der Versuchsplan aufgestellt und untersucht werden.

3.3.2 Statistische Versuchsplanung zur Ermittlung der Leistungsgrenze und Wechselwirkungen zwischen den Einflussfaktoren und der Zielgröße

Zur Aufstellung des Versuchsplans wird die statistische Versuchsplanung genutzt, um mit geringem Versuchsaufwand einen hohen Informationsgewinn zu erzielen. Der erwartete nichtlineare Zusammenhang zwischen den Einflussfaktoren und der Zielgröße kann bspw. mit einem zentral zusammengesetzten Versuchsplan [8,9] abgebildet werden. Als Zielgröße wurde beispielhaft die mittlere Reibungszahl gewählt, wobei es ebenso möglich ist den Reibungszahlgradient oder den Verschleißkoeffizienten zu definieren. Die Einflussfaktoren, in diesem Beispiel die Axialkraft und die Drehzahl, werden in fünf Faktorstufen variiert. Daraus ergeben sich 13 Laststufen für den Versuchsplan. Anhand der im vorhergehenden Schritt ermittelten Schädigungsgrenze kann der Parameterraum für den Versuchsplan aufgespannt werden. Der Parameterraum, der im Versuchsplan abgefahren wird kann vom Anwender definiert werden. Bei den untersuchten organisch gebundenen Reibbelägen wurde der Parameterraum möglichst groß gewählt. Das Versuchsprogramm gliedert sich, wie im Schritt zuvor in Einlauf, Last- und Referenzstufen. Ergebnis aus dem Versuchsplan ist ein empirisches Modell, welches die Abhängigkeit der Zielgröße von den Einflussfaktoren abbildet. Bei der Auswertung der Ergebnisse des Versuchsplans ist der Einbezug aller Schaltungen für Anwendungen im PKW wichtig, sodass Veränderungen im tribologischen Verhalten zu Beginn der Laststufe mitberücksichtigt werden. Bei Anwendungen mit konstanten Lastkollektiven, in denen sich ein quasistationärer Zustand, werden bei der Auswertung die mittleren Reibungszahlen der Schaltungen 51-100 berücksichtigt. In Bild 6 sind als Beispiel Ergebnisse aus Versuchen dargestellt. Hier wurde ein Versuchsplan mit den Einflussfaktoren Axialkraft und Drehzahl auf einen organisch gebundenen Reibbelag angewandt. Der Versuchsplan beinhaltet 9 Laststufen, wobei der Zentralpunkt mehrfach angefahren wird. Die mittlere Reibungszahl ist hierbei die Zielgröße und wird im rechten Teil der Abbildung über den beiden Einflussfaktoren dargestellt. Zwischen den Messpunkten wird mit einem Polynom zweiter Ordnung interpoliert, welches als Drahtgitternetz dargestellt ist. Hiermit wird das Verhalten zwischen den Messpunkten für den kompletten Parameterraum prognostiziert. Es ist deutlich der nichtlineare Zusammenhang zwischen den Faktoren und der Zielgröße zu erkennen. Die Mittelwerte der mittleren Reibungszahl steigen beispielsweise für eine Drehzahl von 2425 U/min mit zunehmender Axialkraft bis zu einer Axialkraft von 4250 N ($p = 0,65$ MPa). Bei einer Drehzahl von 1700 U/min liegt das globale Maximum bei einer Axialkraft von 3325 N ($p = 0,51$ MPa). Es liegen somit Wechselwirkungen zwischen Axialkraft, Drehzahl und mittlerer Reibungszahl vor. Um den Einfluss der Temperatur im Reibkontakt zu ermitteln, kann der aufgestellte Versuchsplan bei definierten Starttemperaturen in den Laststufen

durchgeführt werden. Ebenso kann die Massenträgheit der Antriebsseite variiert werden, wodurch die Kinematik in Form der Synchronisationszeit beeinflusst wird. Exemplarische Ergebnisse hierzu sind im folgenden Kapitel dargestellt.

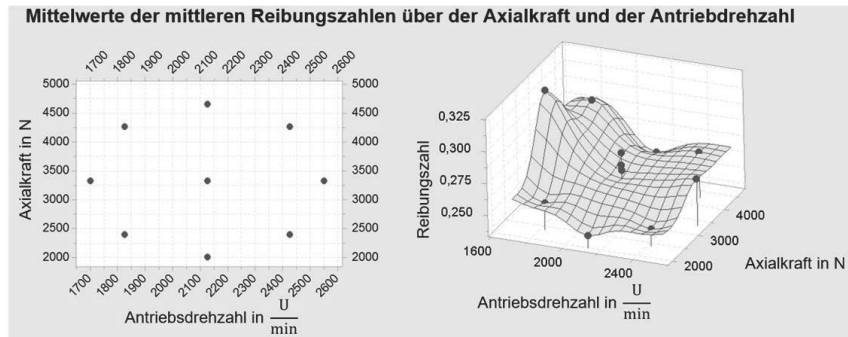


Bild 6: Streudiagramm und 3D-Wirkungsflächendiagramm eines Versuchsplans mit den Einflussfaktoren Axialkraft und Drehzahl

3.4 Identifizierung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze

Anhand der gewonnenen Erkenntnisse aus den experimentellen Untersuchungen wird das tribologische Verhalten der Friktionspaarung charakterisiert. Die Identifizierung der Leistungsgrenze erfolgt anhand der Beurteilungskriterien Reibungszahl μ , Reibungszahlgradient μ' und Verschleißkoeffizient k . Je nach Anwendung können bei der Reibungszahl z.B. die mittleren Reibungszahlen μ_m und/oder die maximalen bzw. die minimalen Reibungszahlen μ_{\max} , μ_{\min} einer Laststufe relevant sein, sowie Schwankungen der Reibungszahl innerhalb der Schaltungen oder zwischen den Schaltungen. In Abhängigkeit der Anforderungen aus der Anwendung werden die relevanten Kriterien ausgewählt und Grenzwerte definiert. Ein mögliches Beurteilungskriterium zur Identifizierung der Leistungsgrenze ist die Definition eines zulässigen Streubandes auf Basis des in den Versuchen ermittelten mittleren Reibungszahlniveaus μ_{mean} einer Laststufe. In Bild 7 sind die mittleren Reibungszahlen und die Reibungszahlgradienten für zwei Beanspruchungskollektive dargestellt. Die Daten stammen aus Versuchen mit einem faserverstärkten organischen Reibbelag. Die nominelle Flächenpressung beträgt bei beiden Laststufen A und B jeweils 0,48 MPa. Die Drehzahl ist ebenfalls in beiden Laststufen gleich. Sie beträgt 1700 U/min, was einer Gleitgeschwindigkeit von 13,4 m/s entspricht. Der Unterschied liegt in der Massenträgheit der Antriebsseite. Für Laststufe A beträgt diese 0,56 kgm² und für Laststufe B beträgt sie 3,06 kgm². Dies beeinflusst die Kinematik und führt zu einer höheren Rutschzeit in Laststufe B. Die spezifische Reibleistung ist mit 2,5 W/mm² für beide Laststufen gleich. Die spezifische Reibarbeit beträgt bei Laststufe A

1,4 J/mm². Bei Laststufe B liegt sie durch die erhöhte Massenträgheit mit 7,8 J/mm² deutlich höher. Das mittlere Reibungszahlniveau μ_{mean} ergibt sich aus dem Mittelwert der mittleren Reibungszahlen μ_m der Schaltungen innerhalb einer Laststufe. Das zulässige Streuband legt die zulässige prozentuale Abweichung der mittleren Reibungszahlen vom mittleren Reibungszahlniveau fest. Für die Reibungszahlgradienten wird dessen Mittelwert μ'_{mean} gebildet und ebenfalls eingezeichnet.

Als Beispiel werden in Abbildung 7 zusätzlich die beiden unteren Grenzwerte μ_{min} , μ'_{min} und das 10%-Streuband des mittleren Reibungszahlniveaus μ_{mean} eingezeichnet. Diese Grenzwerte resultieren aus den Anforderungen aus dem Zielsystem einer Friktionspaarung für eine fiktive PKW-Anwendung. Die Reibungszahl darf auch bei hohen spezifischen Reibarbeiten nicht unter den Grenzwert $\mu_{\text{min}} = 0,35$ fallen, um in dieser Anwendung ein sicheres Anfahren bei hohen Steigungen und gleichzeitig hohen Beladungen des PKW zu ermöglichen. Der Reibungszahlgradient darf nicht unter $\mu'_{\text{min}} = 0,007 \text{ s/m}$ fallen, da ansonsten selbsterregtes Kupplungsrupfen droht. Ebenso soll die Reibungszahl nicht stärker als 10 % um deren Mittelwert schwanken, um die Regelbarkeit der Kupplung durch die elektronischen Assistenzsysteme zu gewährleisten. Die Friktionspaarung erfüllt für Laststufe A all diese Anforderungen. Die Leistungsgrenze wird somit für Laststufe A nicht erreicht. Mit Laststufe B sinken sowohl das mittlere Reibungszahlniveau als auch der Mittelwert des Reibungszahlgradienten. Beides liegt jedoch noch innerhalb der zuvor definierten zulässigen Abweichungen des tribologischen Verhaltens. Ebenso wird das 10%-Streuband mit Ausnahme der ersten Schaltung, welche genau auf dem unteren Grenzwert liegt, eingehalten. Der untere Grenzwert des Reibungszahlgradienten μ'_{min} wird allerdings bei mehreren Schaltungen deutlich unterschritten, wie unten rechts in Abbildung 7 zu sehen ist. Für Laststufe B wird die Leistungsgrenze somit überschritten, da die Abweichungen des tribologischen Verhaltens unzulässig groß sind. Die Leistungsgrenze muss somit zwischen den Belastungskollektiven dieser beiden Laststufen liegen. Mit weiteren Laststufen zwischen A und B ist es möglich, sie noch genauer zu bestimmen.

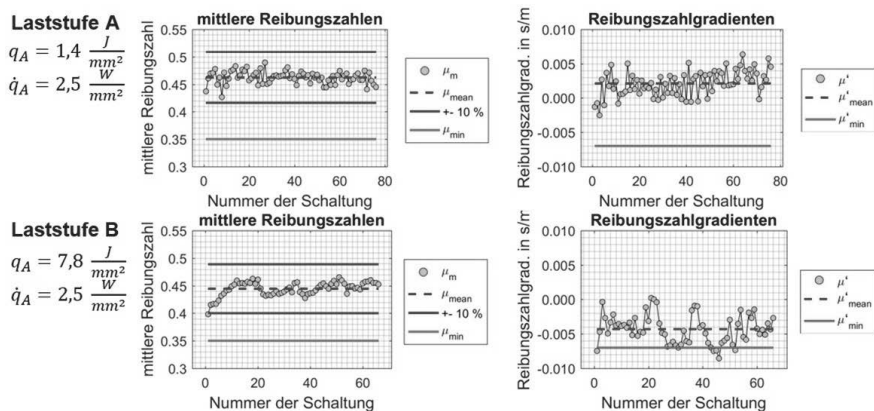


Bild 7: Exemplarische Ermittlung einer Leistungsgrenze mit anwendungsspezifischen Grenzwerten und Streubändern

6. Zusammenfassung und Ausblick

Die vorgestellte Methode beschreibt die Planung, Durchführung und Auswertung der experimentellen Untersuchungen zur Ermittlung anwendungsspezifischer Leistungsgrenzen trockenlaufender Friktionspaarungen. Als Ergebnis kann das Leistungspotenzial ermittelt, charakterisiert und die Leistungsgrenze anhand der relevanten Beurteilungskriterien identifiziert werden. Zudem werden wichtige Informationen zu den Wechselwirkungen der Beanspruchungsgrößen gewonnen.

Dem Anwender wird durch die Methode eine konkrete Vorgehensweise für die experimentelle Untersuchung trockenlaufender Friktionspaarungen zur Verfügung gestellt. Die Methode kann dabei jederzeit an die zu untersuchende Friktionspaarung bzw. an die Anwendung und den damit verbundenen Randbedingungen wie u.a. Versuchsumgebung, Parameterraum, Anzahl an Einflussfaktoren und Beurteilungskriterien angepasst werden und ermöglicht eine zeit- und kosteneffiziente Durchführung der experimentellen Untersuchungen. Auf Basis der Ergebnisse kann das Friktionssystem grenzwertiger ausgelegt werden, da die zulässige Beanspruchbarkeit bekannt ist. Die Erkenntnisse aus den experimentellen Untersuchungen vertiefen zudem das Verständnis über den Zusammenhang zwischen dem wirkenden Beanspruchungskollektiv und dem tribologischen Verhalten.

7. Literaturverzeichnis

- [1] Bröde, J.: Versagenserscheinungen und Versagenskriterien bei den bisher bekannten Arbeiten über das Verhalten und die Leistungsgrenze von Reibkupplungen. FVA-Nr. 9, Forschungsheft Nr. 27, Frankfurt/Main-Niederrad, 1975.
- [2] Gauger, D.: Wirkmechanismen und Belastungsgrenzen von Reibpaarungen trockenlaufender Kupplungen. Dissertation. Berlin 1998.
- [3] Lindemann, U.: Methodische Entwicklung technischer Produkte. Berlin: Springer Verlag, 2009.
- [4] Albers, A.; Behrendt, M.; Klingler, S.; Matros, K.: Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess. Handbuch Produktentwicklung. München: Hanser Verlag, 2016.
- [5] Albers, A.; Gladysz, B.; Kniel, J.; Aschoff, M.; Meyer, A.: Integration von Versuchsergebnissen in C&C²-Modellen zur Wiederverwendung in der Produktgenerationsentwicklung am Beispiel eines trockenlaufenden Kupplungssystems. 14. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik. 2016.
- [6] Merkel, P.: Modellierung des Temperaturverhaltens und experimentelle Untersuchungen zum Einfluss der Reibbelagsgeometrie auf das Reibwertverhalten am Beispiel trockenlaufender Friktionssysteme. Dissertation. Karlsruhe 2015.
- [7] Albers, A.; Ott, S.; Schepanski, N.: Einfluss der Tragschicht auf das Reibwertverhalten organischer Friktionswerkstoffe in trockenlaufenden Kupplungen. VDI-Bericht 2206, 2013.
- [8] Albers, A.; Ott, S.; Basiewicz, M.; Schepanski, N.: Methode zur Ermittlung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze trockenlaufender Friktionspaarungen. 57. Tribologie Fachtagung der Gesellschaft für Tribologie GfT e.V., Göttingen 2016.
- [9] Kleppmann, W.: Taschenbuch Versuchsplanung: Produkte und Prozesse optimieren. 8., überarbeitete Auflage. München: Hanser Verlag, 2013.

Studie zur Ermittlung von Potenzialen zur Leistungssteigerung von trockenlaufenden Kupplungssystemen mittels Temperaturverteilungsmessung



o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. **Albert Albers**,
Dipl.-Ing. **Sascha Ott**, Dipl.-Ing. **Jonas Kniel**,
M.Sc. **Michael Basiewicz**,
IPEK – Institut für Produktentwicklung am
Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe

Kurzfassung

Neue Produkte sollen aus Gründen der Effizienz immer möglichst grenzwertig ausgelegt werden. Ein Funktionsausfall beim Endkunden muss unbedingt verhindert werden. Um die immer weiter steigenden Leistungsanforderungen mit der notwendigen Funktionssicherheit in Einklang zu bringen, stellt dieser Beitrag eine Studie zur Weiterentwicklung bestehender Systeme auf Basis der räumlich hochauflösenden Messung der Temperaturverteilung vor. Bereits veröffentlichte Arbeiten zu diesem Thema haben sich zunächst mit der prinzipiellen Machbarkeit der räumlich hochauflösenden Messung der Temperaturverteilung, anschließend mit einer Fehlerbetrachtung der Messmethode und letztlich mit der Vorstellung ausgewählter Messungen beschäftigt, bei denen nur ein Parameter, wie z.B. die Flächenpressung, variiert wurde. [1–3]

Die Potenziale der räumlich hochauflösenden Messung der Temperaturverteilung für die Optimierung von trockenlaufenden Kupplungssystemen werden aufgezeigt, indem das thermomechanische Verhalten bei unterschiedlichsten Beanspruchungen analysiert und verglichen wird. Dazu wurde eine umfangreiche Messreihe durchgeführt, bei welcher das Verhalten bei unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten, Flächenpressungen und zu bremsenden Massenträgheiten untersucht wird.

Der Fokus in diesem Beitrag liegt auf der Beschreibung der gewinnbringenden Anwendung der räumlich hochauflösenden Messung der Temperaturverteilung als Werkzeug zur Erweiterung des Systemverständnisses, mit Hilfe dessen Potenziale zur Leistungssteigerung ermittelt werden können.

Abstract

For reasons of efficiency, new products should be designed as marginal as possible. A malfunction of the system at the end customer needed to be prohibited. To harmonise the increasing performance requirements with functional reliability, this work presents a study for the optimization of existing systems by using a temperature distribution measuring method.

Previously published papers on this subject have dealt with the fundamental feasibility of the temperature distribution measurement, followed by an error analysis of the measurement method and, finally, the presentation of selected measurements, in which only one parameter was varied. [1–3]

The submitted paper will demonstrate the potentials of temperature distribution measurement for the optimization of dry running clutch systems by analysing thermo-mechanical behaviour over a wide range of load situations. For this purpose, an extensive series of measurements was carried out, in which the behaviour is examined at different sliding speeds, contact pressures and inertias.

The focus of this paper is on the description of the profitable use of the spatially high-resolution measurement of the temperature distribution as a tool for expanding the system knowledge, whereby potentials for increasing the system performance can be determined.

1. Einleitung

Neue Produkte sollen aus Gründen der Effizienz immer möglichst grenzwertig ausgelegt werden. Für den Endkunden eines Kraftfahrzeuges zählt hinsichtlich der Anfahrkupplung jedoch hauptsächlich die zuverlässige Funktionserfüllung [5]. Im Kano-Modell [6] kann somit für diesen Fall die Funktion der Kupplung eines Kraftfahrzeuges als Basisfunktion eingeordnet werden, welche als selbstverständlich vorausgesetzt wird. Das bedeutet ein Kunde wird durch diese Funktion nicht begeistert werden, jedoch wird sich bei Nichterfüllung der Funktion sofort Unzufriedenheit einstellen. Deshalb ist die Robustheit bzgl. der Funktionserfüllung weiterhin das wichtigste Entwicklungsziel, welche oft mit hohen Sicherheitsfaktoren bei der Auslegung gewährleistet wird. Dies widerspricht der angestrebten möglichst grenzwertigen Auslegung.

Im Sinne der Produktgenerationsentwicklung nach Albers [4] geht es somit darum, bei vorhandenen Systemen im Zuge der Weiterentwicklung die Sicherheitsfaktoren bei der Auslegung zu reduzieren. Konkret bedeutet dies für die Kupplung eine Leistungssteigerung auf demselben Bauraum, oder das Realisieren derselben Leistungsfähigkeit auf kleinerem Bauraum. Diesem Spannungsfeld aus möglichst effizientem und gleichzeitig robustem System ist der Produktentwickler ausgesetzt. Seine Aufgabe kann der Entwickler dann erfolgreich meistern,

wenn er das hierfür notwendige umfangreiche Systemverständnis besitzt, oder sich dieses durch geeignete Analysemethoden erarbeiten kann.

Aktuelle Messmethoden schaffen es jedoch nicht, in ausreichender Auflösung die Verteilung der Temperatur im Kupplungssystem zu erfassen. Deshalb beschäftigt sich die vorliegende Arbeit am Beispiel einer trockenlaufenden Kupplung mit der Anwendung der Messmethode zur räumlich hochauflösenden Erfassung der Temperaturverteilung nahe am Reibkontakt, welche an einer Beispielkupplung exemplarisch durchgeführt wird. Aus der Analyse des Verhaltens der Temperaturverteilung wird das Systemverständnis erweitert und, auf Basis dessen, gezielte Optimierungsmaßnahmen abgeleitet. Die Durchführung von zielgerichteten Anpassungen ermöglicht es letztlich effiziente und gleichzeitig robuste Produkte zu entwickeln.

2. Beschreibung der Messmethode

In dem vorliegenden Beitrag soll das Potenzial der räumlich hochauflösenden Messung der Temperaturverteilung zur Leistungssteigerung eines trockenlaufenden Kupplungssystems aufgezeigt werden. Für die Messung der Temperaturverteilung wird eine faseroptische Messtechnik eingesetzt. Vorteil dieser Messtechnik ist die hohe räumliche Auflösung [7], wobei sich entlang der Sensorfaser alle 0,64 mm ein Messpunkt befindet.

Der vorgelegten Arbeit gehen Vorarbeiten zur prinzipiellen Anwendbarkeit der faseroptischen Messtechnik zur räumlich hochauflösenden Messung der Temperaturverteilung in trockenlaufenden Reibkupplung im Prüfstandbetrieb [1, 8], der Fehlerbetrachtung und der beispielhaften Anwendung der räumlich hochauflösenden Messung der Temperaturverteilung [2, 3] voraus. In [2] wurden die Veränderungen im Reibsystem bei steigender Reibleistung bei konstanter Reibarbeit, in [3] die Veränderungen der Temperaturverteilung bei unterschiedlichen Anbindungssituationen der Anpressplatte gezeigt.

3. Versuchsumgebung und Versuchsprogramm

In Bild 1 sind die Messstrecken dargestellt, welche bei den Untersuchungen in der Anpressplatte erfasst wurden. Insgesamt sind in diesem Aufbau 28 radial verlaufende Messstrecken vorhanden, davon 12 Stück 0,3 mm unterhalb der Reibfläche, weitere 12 Stück 1 mm unterhalb der Reibfläche und 4 Stück 4 mm unterhalb der Reibfläche. Zum Abgleich sind 4 Thermoelemente appliziert, wobei in [2, 3] gezeigt wurde, dass die gemessenen Temperaturen von Sensorfaser und Thermoelement sehr gut übereinstimmen.

In Bild 2 ist die mit der faseroptischen Sensorik gemessene Temperaturentwicklung von einer Messstrecke in der Anpressplatte für 4 aufeinander folgende Schaltungen abgebildet.

Auf der 33 mm langen Messstrecke werden 52 Messpunkte erfasst. Die dargestellte Messstrecke ist dabei nur eine von insgesamt 28 Messstrecken. Deutlich zu erkennen ist, dass die Temperatur in dieser Versuchsstufe über den Radius hinweg nicht gleichmäßig verteilt ist.

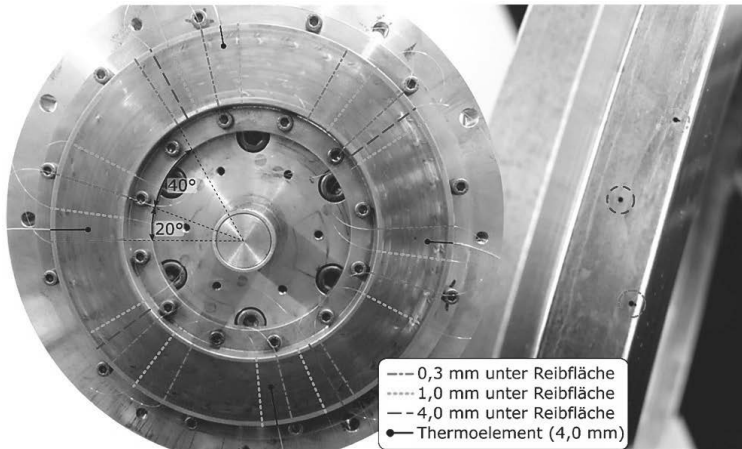


Bild 1: Zuordnung der Messstrecken und Entfernung von der Reibfläche

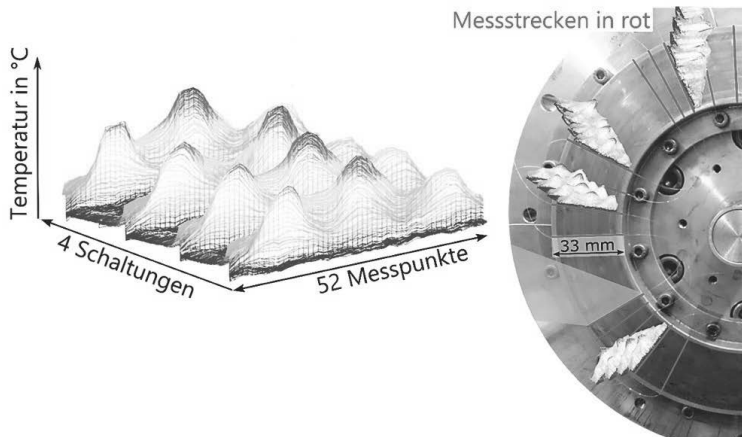


Bild 2: Räumlich hochauflösende Messung der Temperaturverteilung

Integriert war diese Anpressplatte in einem Prüfkopf, welcher bereits in mehreren FVA-Vorhaben erfolgreich genutzt wurde, siehe Bild 3. Die Reibpaarung besteht dabei aus einer stählernen Gegenreibscheibe und einem angefederten organischen Reibbelag ($\varnothing_a = 200$ mm

/ $\phi_i = 134 \text{ mm}$). Dieser Prüfkopf ermöglicht zum einen eine einfache Anbindung von unterschiedlichsten Gegenreibscheiben und Reibbelägen, zum anderen zeichnet er sich durch eine gute Zugänglichkeit für Messtechnik aus. Weiterhin sind bei diesem „einfachen“ Aufbau nur geringe geometrische Fehler zu erwarten. Als Versuchsumgebung wurde der Trocken-Reib-Prüfstand (TRP) am IPEK – Institut für Produktentwicklung verwendet, siehe Bild 4.

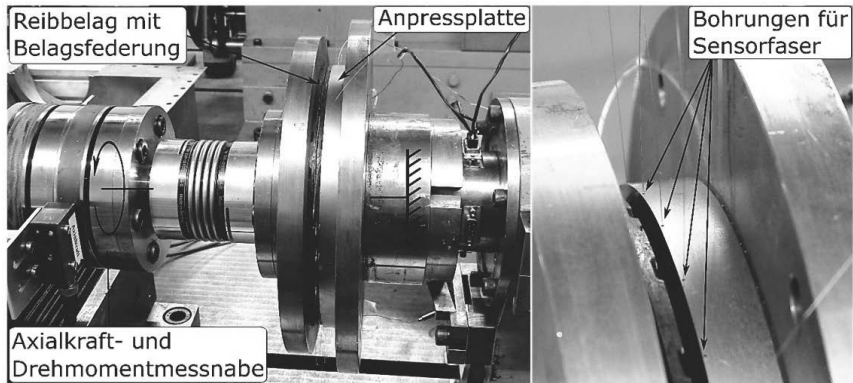


Bild 3: Prüfkopf mit Detailansicht der Bohrungen

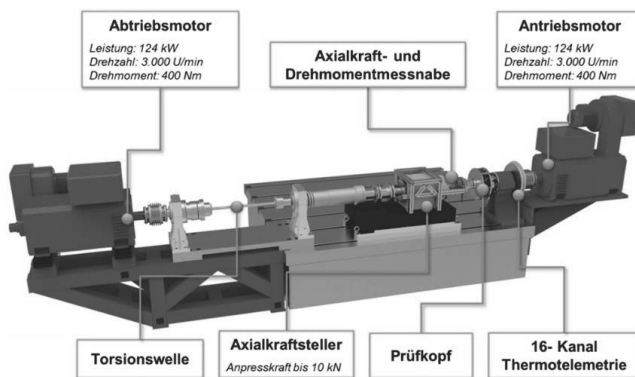


Bild 4: Aufbau Trocken-Reib-Prüfstand (TRP)

In Bild 5 ist die Einordnung der durchgeführten Versuche in spez. Reibleistung über spez. Reibarbeit aufgetragen. Ziel der umfangreichen Variation ist die vergleichende Analyse der Temperaturverteilung über ein breites Spektrum an Beanspruchungskollektiven. Dabei war

die Frage, wie sich die Temperaturverteilung bei kleinen Reibarbeiten / -leistungen, im Vergleich zu hohen Energie- und Leistungseinträgen verhält.

Alle Versuche sind als Bremsungen durchgeführt worden, wobei die Anpressplatte die stillstehende Seite war. Bei geöffneter Kupplung wird der Reibbelag auf eine gewünschte Drehzahl beschleunigt, anschließend die gewünschte Flächenpressung aufgebracht und bei vorgegebener Massenträgheit die rotierende Seite bis zum Stillstand abgebremst. In allen Versuchsstufen wurden vier aufeinanderfolgende Schaltungen temperaturgeregelt durchgeführt, sodass die Starttemperatur jeder Schaltung bei 80°C lag. Die Variation von Reibarbeit und –leistung wurde durch die Variation der initialen Gleitgeschwindigkeit, der Flächenpressung und der Massenträgheit realisiert. Durch Anpassung der initialen Gleitgeschwindigkeit bei sonst konstanten Größen werden sowohl die Reibarbeit, als auch die Reibleistung verändert. Bei Erhöhung der Flächenpressung wird lediglich die Reibleistung, bei Erhöhung der Massenträgheit nur die Reibarbeit erhöht.

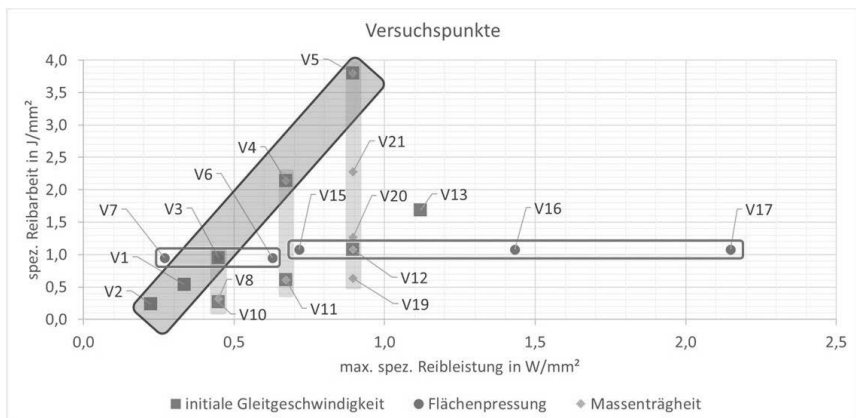


Bild 5: Einordnung der Versuchsstufen in spez. Reibleistung über spez. Reibarbeit

4. Analyse der Homogenität der Temperaturverteilung über den Versuchsstufen

Aus dem Stand der Forschung ist bezüglich der Bewertung der Temperaturverteilung keine standardisierte Methode oder Größe vorhanden, wie z.B. der Verschleißkoeffizient für die Bewertung des Verschleißverhaltens. In Arbeiten zur Analyse des thermischen Verhaltens von Reibkupplungen, wie z.B. [9–17], findet die Bewertung der Temperaturverteilung ausschließlich an händisch ausgewählten Messpunkten, oder Zeitpunkten statt. Da die verwendete faseroptische Messtechnik für jeden Zeitschritt über 1.400 Temperaturmesspunkte erfasst, bei einer Abtastrate von 23,5 Hz, ist das Auswählen bestimmter Messstrecken, Mess-

punkte oder Zeitpunkte per Hand für einen Vergleich aller Versuchsstufen nicht zielführend. Daher ist es für die vergleichende Bewertung der durchgeführten Versuchsstufen notwendig eine Zielgröße zu entwickeln. Wenn im Vergleich eine besonders auffällige Versuchsstufe gefunden wird, kann diese dann im Detail analysiert werden. Dazu ist es dann sinnvoll die Messdaten im Detail zu sichten und in Form von Videos der gemessenen Temperaturentwicklung (siehe Bild 6), 3D-Diagrammen, Konturplots oder ähnlichem darzustellen um das Verhalten in dieser Stufe zu analysieren.

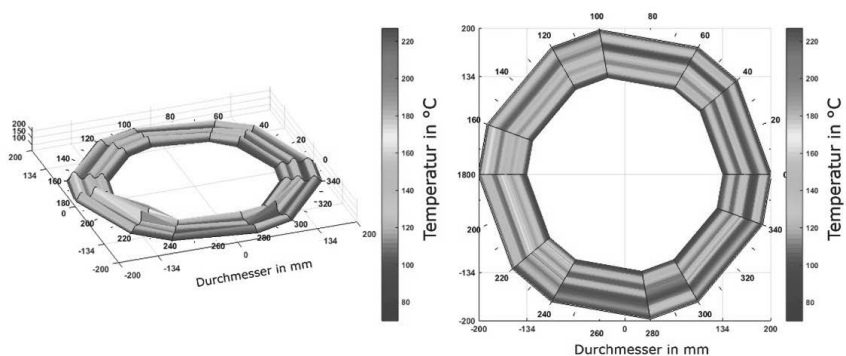


Bild 6: Darstellung der Temperaturverteilung auf dem Reibring für einen Zeitpunkt

Der für den nachfolgenden Vergleich gewählte Ansatz ist die Bewertung der Homogenität der Temperaturverteilung. Mit anderen Worten: Ein Reibsystem wird dann optimal ausgenutzt, wenn alle Bereiche der Reibfläche gleichmäßig beansprucht werden. Wäre dies der Fall, ist unter Vernachlässigung der sich über den Radius ändernden Gleitgeschwindigkeit, die Temperatur über die Reibfläche hinweg überall gleich.

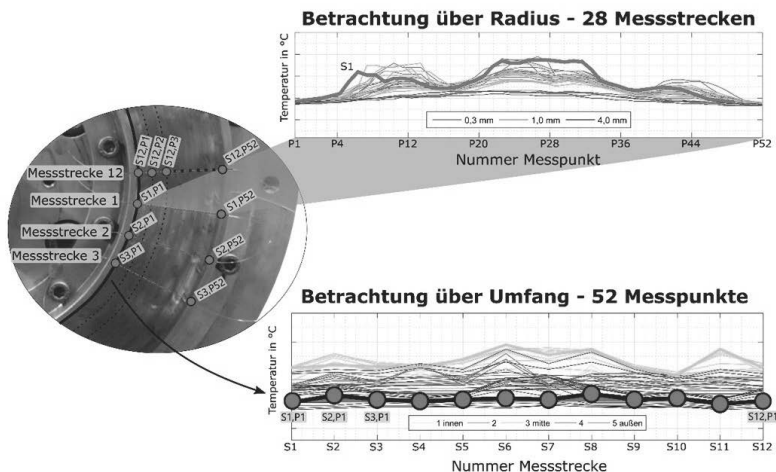


Bild 7: Erklärung Vorgehen der Auswertung über Radius und Umfang

Um die Homogenität einer Versuchsstufe anhand eines Kennwertes bewerten und mit anderen

Stufen vergleichen zu können, wurde die im Folgenden beschriebene Auswertung entwickelt, siehe Bild 8. Um die den Diagrammen aus Bild 8 zugrundeliegenden Daten nachvollziehen zu können, wird in Bild 7 das Vorgehen zur Auswertung der Homogenität über Radius und Umfang visualisiert.

Das erste Diagramm in Bild 8 beschreibt die Abweichung von Radius und Umfang über der Zeit. Dazu wird die Abweichung über den Radius für jeden Zeitpunkt berechnet, indem für jede Messstrecke die Summe aus der Differenz von maximal auftretender Temperatur und jedem Messpunkt dieser Strecke gebildet wird und anschließend alle Summe wiederum aufsummiert werden. Die Berechnung der Abweichung über den Umfang verläuft analog, nur das hier z.B.

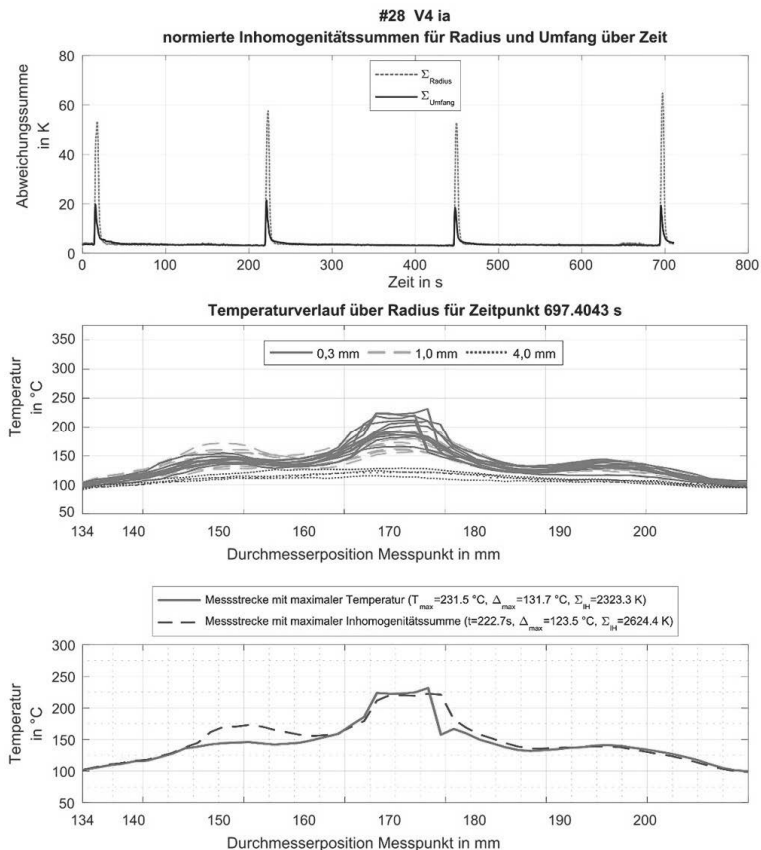


Bild 8: Auswertung der Homogenität der Temperaturverteilung

die Summe der Differenz des Maximalwertes aller Messpunkte Nummer 1 aller Messstrecken und von allen Messpunkten Nummer 1 bestimmt wird und anschließend die Summen aller Umfangsmesspunkte aufsummiert. Beide Ergebnisse werden dann noch mit der Gesamtanzahl an Messpunkten normiert und über der Zeit aufgetragen.

Für die in Bild 8 dargestellte Versuchsstufe 4 ist deutlich zu erkennen, dass die Abweichung und somit die Inhomogenität über den Radius deutlich größer ist als die über den Umfang. Deshalb werden im Weiteren nur die Temperaturverläufe über den Radius analysiert. Das mittlere Diagramm aus Bild 8 zeigt alle 28 Messstrecken über dem Durchmesser, zum Zeitpunkt der in allen Messdaten gefundenen maximal vorliegenden Temperatur. Aufgetragen

werden dann alle Messstrecken über den Radius zu diesem Zeitpunkt. Wie zu erwarten ist, zeigen die Messstrecken welche sich 0,3 mm unter der Reibfläche befinden, die höchsten Maximaltemperaturen. Im unteren Diagramm wird dann die Messstrecke mit der maximalen Temperatur und zusätzlich noch die Messstrecke mit der höchsten Inhomogenitätssumme aufgetragen. Diese Messstrecke wird ermittelt, indem für jeden Zeitpunkt für alle Messstrecken die Inhomogenitätssumme berechnet wird und dann anschließend das Maximum gesucht wird. Als weitere Information wird noch die Maximaltemperatur und das Delta von min- zu max-Wert und der Wert der Inhomogenitätssumme im Diagramm festgehalten.

In Bild 9 ist die Ermittlung der Inhomogenitätssumme visualisiert, welche in Bild 8 im unteren Diagramm zu finden ist. Zur Berechnung der Inhomogenitätssumme wird die eingeschlossene Fläche zwischen horizontaler Linie bei der minimal auftretenden Temperatur und dem Temperaturverlauf ermittelt, siehe Bild 9. Dieser Wert ist in der Legende des Diagramms als Σ_{IH} festgehalten. Im besten Falle wäre die Temperatur aller Messpunkte dieselbe, was bedeuten würde, dass in Bild 9 nur eine horizontale Linie zu sehen und dann $\Sigma_{IH} = 0$ wäre. Umso größer Σ_{IH} wird, umso größer ist die maximal vorliegende Inhomogenität der Temperaturverteilung.

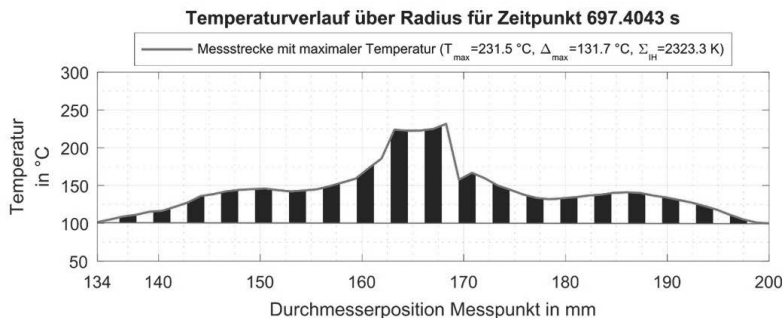


Bild 9: Ermittlung Inhomogenitätssumme

In Bild 10 ist der Vergleich der Inhomogenitätssummen geordnet nach den Variationsarten Gleitgeschwindigkeit, Flächenpressung und Massenträgheit dargestellt. Die Diagramme auf der linken Seite zeigen die Inhomogenitätssummen der einzelnen Versuchsstufen, die Diagramme auf der rechten Seite den Zusammenhang zwischen spez. Reibarbeit / -leistung, und der Inhomogenitätssumme für die jeweilige Variationsart. Gut zu erkennen ist, dass die Inhomogenitätssumme für das untersuchte System von Stufe zu Stufe, also mit steigender Beanspruchung, zunimmt. Aus dieser Erkenntnis lässt sich für das untersuchte System schlussfolgern, dass bei größer werdender Reibarbeit die Temperaturverteilung immer stär-

ker inhomogen wird. Dies bedeutet wiederum, dass die Prüfkupplung im kritischen Bereich hoher Reibarbeit besonders ineffizient arbeitet.

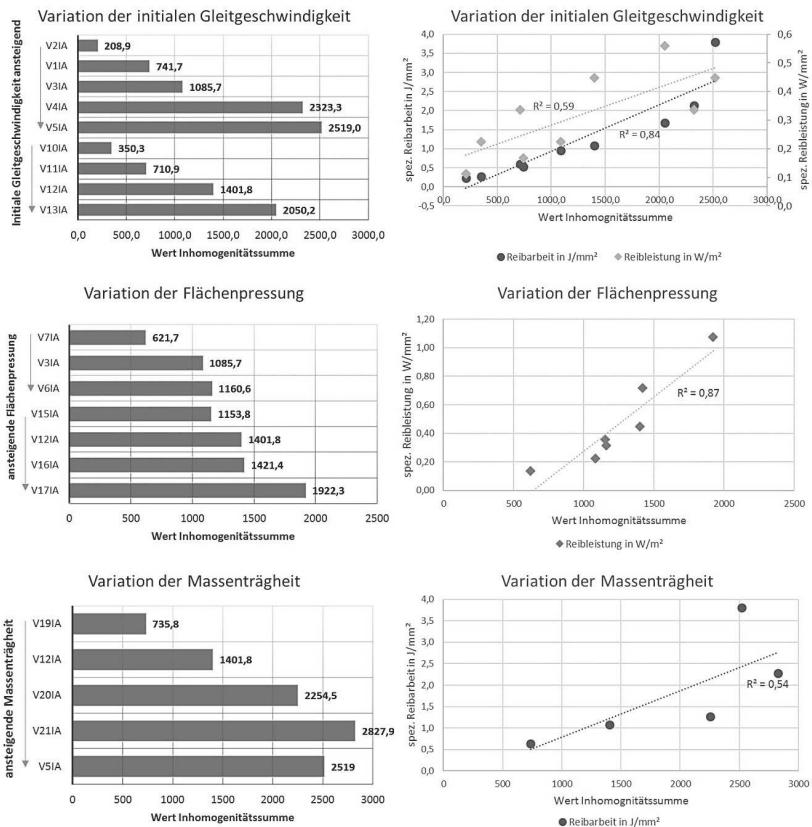


Bild 10: Analyse der Versuchsstufen mittels Vergleich der Inhomogenitätssummen

5. Analyse der Homogenität der Temperaturverteilung bei unterschiedlichen Anschraubsituationen

Um das Potenzial der Temperaturverteilung zur Ableitung von Maßnahmen zur Leistungssteigerung aufzeigen zu können, wird nachfolgend ein Vergleich von zwei ausgewählten Versuchsstufen bei unterschiedlichen Verschraubungssituationen der Anpressplatte durchgeführt. Die untersuchten Verschraubungssituationen sind in Bild 11 dargestellt. Die Änderung der Verschraubungssituation resultiert in einem unterschiedlichen thermo-

mechanischen Verhalten der Anpressplatte, was in [18] mittels FEM-Modell gezeigt wurde. Ergebnisse der Berechnung der Verschraubungssituation war, dass die beidseitig verschraubte Anpressplatte die geringste axiale Verformung von Bereichen der Reibfläche während der Schlupfphase zeigt, welche zu einer inhomogenen Anpresskraftverteilung führen.

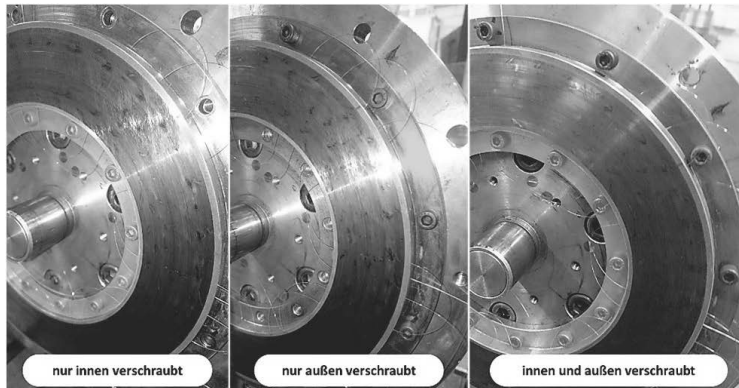


Bild 11: Unterschiedliche Anschraubsituationen der Anpressplatte

Für die Versuchsstufen 4 und 13, siehe Bild 5, soll exemplarisch der Vergleich zwischen den Verschraubungssituationen gezeigt werden. In Bild 12 ist dazu der Vergleich der maximalen Temperaturdifferenz und der Inhomogenitätssummen der beiden Stufen dargestellt. Ein wichtiges Kriterium zur Bewertung der Leistungsfähigkeit des Reibsystems, im Sinne der angestrebten perfekt homogenen Temperaturverteilung, ist die maximale Temperaturdifferenz über den Radius und Umfang und die sich einstellende Maximaltemperatur bei konstantem Energieeintrag. Ist die Temperaturdifferenz z.B. über den Radius während der Schlupfphase groß, muss davon ausgegangen werden, dass nur kleine Bereiche aktiv am tribologischen Prozess beteiligt sind, der Rest hauptsächlich durch Wärmeleitung im Bauteil erwärmt werden. Im Vergleich dazu kann bei geringer Temperaturdifferenz davon ausgegangen werden, dass ein großer Bereich der Reibfläche auch tatsächlich am tribologischen Prozess beteiligt ist. Dies sollte sich in der sich einstellenden Maximaltemperatur widerspiegeln, da die eingetragene Reibenergie verteilt auf eine große Fläche eine kleinere Spitzentemperatur ergeben muss, als wenn dieselbe Energiemenge nur in einen kleinen Bereich eingetragen wird. Die maximale Temperaturdifferenz ist für beide Versuchsstufen für die innen und außen verschraubte Variante am geringsten, wie auch zu erwarten war. Bei der Inhomogenitätssumme zeigt die innen und außen verschraubte Variante erwartungsgemäß den geringsten Wert für Stufe V4, bei V13 sind die Summen von innen und außen und der nur außen ver-

schraubten Variante nahe beieinander. Nur die nur innen verschraubte Variante zeigt in beiden Stufen größere Inhomogenitätswerte als die innen und außen verschraubte Variante. Um Unterschiede hinsichtlich der Leistungsfähigkeit beider Varianten bewerten zu können, geben die Temperaturdifferenzen einen Hinweis, in Kombination mit den Inhomogenitätssummen lässt sich aber noch keine abschließende Bewertung ableiten.

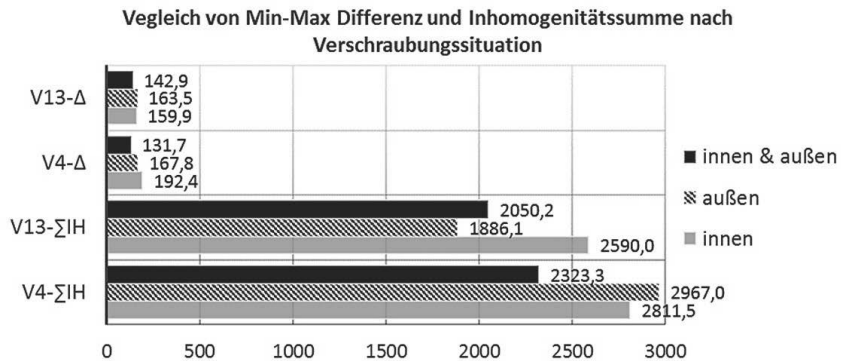


Bild 13: Inhomogenitätssummen nach Verschraubungssituation für Versuchsstufe 4 und 13

Um den Vergleich bewerten zu können, muss die Auswertung aus Bild 8 genauer betrachtet werden. In Bild 14 sind dazu die Temperverteilungen über den Radius, welche auch zur Berechnung der jeweiligen Inhomogenitätssumme verwendet wurden, von den drei unterschiedlichen Verschraubungssituationen der jeweiligen Versuchsstufe übereinandergelegt. Das Kürzel „ia“ steht dabei für die innen und außen verschraubte, „a“ für die nur außen verschraubte und „i“ für die nur innen verschraubte Variante. Deutlich zu erkennen sind die Unterschiede in der maximal auftretenden Temperatur der unterschiedlichen Verschraubungssituationen. Als Ergebnis dieses Vergleichs kann festgehalten werden, dass die beidseitig verschraubte Anpressplatte bei beiden Versuchsstufen die geringste Maximaltemperatur aufweist, wodurch die beschriebene FEM-Berechnung experimentell bestätigt werden konnte.

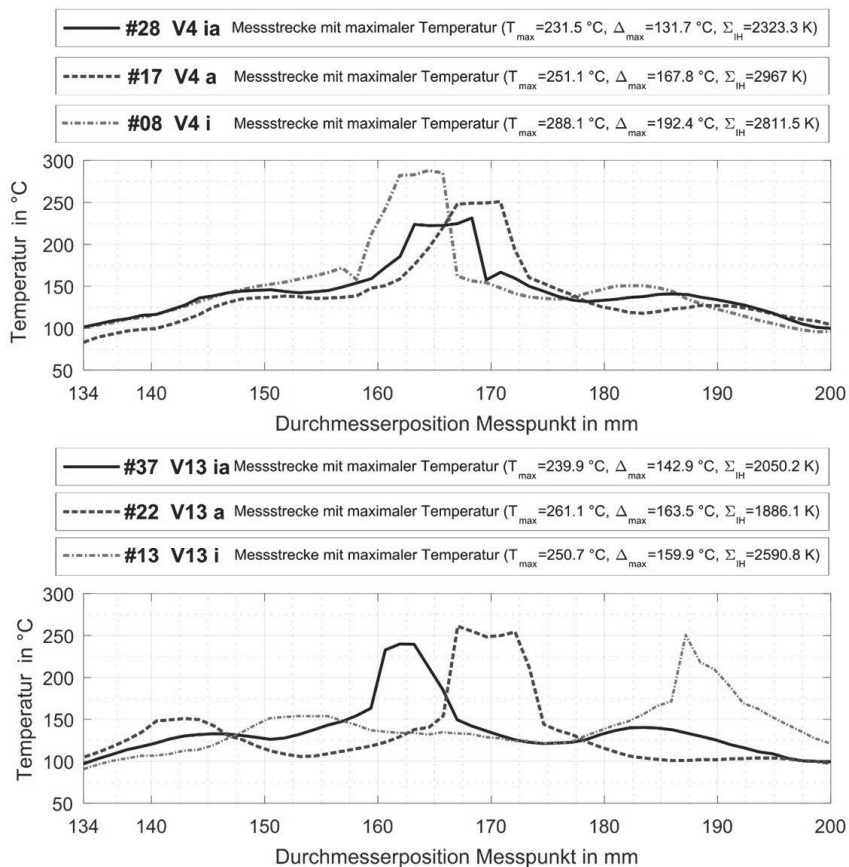


Bild 14: Vergleich der Temperaturverteilung der Versuchsstufen 4 und 13

Besonders geht aus den Diagrammen hervor, dass die Erfassung der Maximaltemperatur mittels weniger Thermoelemente an definierten Positionen nicht möglich ist, da vor einem Versuch nicht bekannt ist an welcher Position über den Durchmesser die Maximaltemperatur auftreten wird. Bei der Messung der Temperatur mit nur einem Thermoelement auf Höhe des mittleren Reibradius ($r_m = 84,6\text{ mm}$) wäre bei Versuchsstufe V13i, also nur innen verschraubt, die Maximaltemperatur von 251°C nicht erfasst worden. Möglicherweise wäre diese Verschraubungsvariante sogar als beste Variante aus einem Vergleich hervorgegangen, da sie auf Höhe des mittleren Reibradius die geringste Temperatur aufzeigt. Ein solcher In-

formationsverlust und die damit einhergehende falsche Bewertung können mit der räumlich hochauflösenden Messung der Temperaturverteilung verhindert werden.

Letztlich folgt aber auch aus Bild 14, dass bei beiden Versuchsstufen noch Optimierungspotenzial besteht, da die Bereiche am inneren und am äußeren Durchmesser scheinbar nicht genutzt werden. Eine Temperaturdifferenz von 132 °C bis hin zu 192 °C über den Radius zeigt, dass direkt vor der Messung nur ein kleiner Bereich der verfügbaren Reibfläche tatsächlich am tribologischen Kontakt beteiligt ist. Zur Optimierung sollten Gestaltänderungen durchgeführt werden, sodass ein größerer Bereich der Reibfläche genutzt wird und somit die großen Temperaturunterschiede über den Radius verringert werden.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Mit den beschriebenen Untersuchungen der Temperaturverteilung und der Analyse der Homogenität der Temperaturverteilung einer trockenlaufenden Reibkupplung konnten zweierlei Potenziale zur Leistungssteigerung aufgezeigt werden. Erstens wurde für die untersuchte Reibkupplung ein Zusammenhang zwischen Zunahme der Inhomogenität der Temperaturverteilung und der Zunahme von Reibarbeit und -leistung gezeigt. Dies ist daher besonders ungünstig, da besonders im Bereich hoher Reibarbeit / -leistung ein Reibsystem benötigt wird, welches die ihm zur Verfügung stehende Reibfläche möglichst vollständig nutzt. Zweitens konnte durch den Vergleich unterschiedlicher Verschraubungssituationen der Anpressplatte gezeigt werden, dass die auftretende Maximaltemperatur nahe der Reibfläche vom thermo-mechanischen Verhalten abhängig ist. Werden bei derselben Beanspruchung durch ungünstige Anbindung der Anpressplatte große axiale Verformungen der Reibfläche zugelassen, ist eine hohe Maximaltemperatur zu erwarten, bei geringen axialen Verformungen eine niedrigere. Mit der räumlich hochauflösenden Messung der Temperaturverteilung ist es also möglich das thermische Verhalten des zu untersuchenden Systems detailliert zu analysieren und auf Basis dessen zielgerichtete Änderungsmaßnahmen abzuleiten. Letztlich kann dann mit erneuter Messung der Temperaturverteilung bei gleicher Beanspruchung die Wirksamkeit der Änderung überprüft und bewertet werden.

Weiterhin kann die gezeigte Messmethode gewinnbringend zur Validierung von Thermomodellen eingesetzt werden. Mittels der räumlich hochauflösenden Messung der Temperaturverteilung ist es möglich einen räumlich exakten Abgleich von Simulation und Messung durchzuführen und auf Basis der detaillierten Messdaten die Modelle zu optimieren, besonders im 2D oder 3D Bereich.

Letztlich besteht zudem ein großes Potenzial zur Leistungssteigerung darin, mit der beschriebenen Messmethode dem Kupplungsentwickler ein Werkzeug zur Erweiterung seines

Systemverständnisses an die Hand zu geben. Mit der Chance das Verhalten seines entwickelten Systems im Detail zu verstehen, also einen Schritt tiefer in das System hineinzuschauen als es aktuell möglich war, wird es dem Entwickler ermöglicht zielgerichtete Optimierungsmaßnahmen abzuleiten.

7. Literatur

- [1] J. Kniel, M. Gommeringer, B. Lorentz: A new approach for the optimization of the thermo-mechanical behaviour of dry-running clutches using fibre-optic sensing technology with high spatial measurement density, Proc IMechE Part J: Journal of Engineering Tribology, Vol 229, Issue 8, pp. 1003 - 1010 , **2015**. DOI: 10.1177/1350650115580186.
- [2] A. Albers, S. Ott, B. Lorentz, J. Kniel: Investigation of the thermo-mechanical behaviour of clutches using fiber optic sensing technology with high spatial measurement density, Proceeding of Nordtrib 2016: The 17th Nordic Symposium on Tribology - 14-17 June, 2016 - Hämeenlinna, Finland.
- [3] A. Albers, S. Ott, B. Lorentz, J. Kniel, M. Eisele: A new approach for higher first gear ratios by increasing the clutch performance using fiber sensing technology, VDI-Berichte 2276, Getriebe in Fahrzeugen 2016, Friedrichshafen 21. und 22. Juni 2016, VDI-Verl. Düsseldorf **2016**.
- [4] A. Albers, N. Bursac, E. Wintergerst: Produktgenerationsentwicklung - Bedeutung und Herausforderungen aus einer entwicklungsmethodischen Perspektive, Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung 2015 SSP 2015 (Eds: B. Binz) **2015**.
- [5] A. Albers, S. Ott: Innovationsstrategie und Kupplungsgenerationsentwicklung, VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2015, Karlsruhe, 28. und 29. April 2015, VDI-Berichte 2245, VDI-Verl. Düsseldorf **2015**.
- [6] D. Marx: Das Kano-Modell der Kundenzufriedenheit: Ein Modell zur Analyse von Kundenwünschen in der Praxis, Igel Verlag (21. Juli 2014), Hamburg **2014**.
- [7] D. Samiec: Verteilte faseroptische Temperatur- und Dehnungsmessung mit sehr hoher Ortsauflösung, Photonik **2011** (6), S.34-37.
- [8] A. Albers, S. Ott, M. Aschoff, N. Schepanski, J. Kniel: Analyse wirksamer tribologischer Phänomene durch innovative Mess- und Versuchsmethoden, VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2015, Karlsruhe, 28. und 29. April 2015, VDI-Berichte 2245, VDI-Verl. Düsseldorf **2015**.
- [9] A. Albers, S. Ott, M. Mitariu-Faller: Tribologische Systemuntersuchungen an Fahrzeugkupplungen mit integrierten ingenieurkeramischen Komponenten, Getriebe in Fahrzeugen 2006, Friedrichshafen, 27. und 28. Juni 2006, VDI-Berichte 1943, CD-ROM, VDI-Verl. Düsseldorf **2006**.
- [10] S. Dörsch: Periodische Veränderung lokaler Kontaktgrößen in Reibpaarungen trockenlaufender Bremsen, Techn. Univ. Berlin, Diss., Berlin **2004**.

- [11] D. Gauger: Wirkmechanismen und Belastungsgrenzen von Reibpaarungen trockenlaufender Kupplungen, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 1, Konstruktionstechnik/Maschinenelemente, Band 301, VDI-Verl., Düsseldorf **1998**.
- [12] Z.-p. Han, W.-y. Song, B.-r. Dai: Measuring Surface Temperature Distributions on Clutch Discs, Worldwide Passenger Car Conference and Exposition, SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States **1992**.
- [13] C. Kleinlein: Beschreibung von Reibpaarungen in trocken laufenden Kupplungen und Bremsen durch ihre globalen und lokalen Reibungs- und Verschleißeigenschaften, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 1, Konstruktionstechnik/Maschinenelemente, Band 388, VDI-Verl., Düsseldorf **2006**.
- [14] B. Lührs: Wirkung der thermischen Belastung auf die Reibpaarungen großer Trommel- und Scheibenbremsen, Diss., Berlin **1987**.
- [15] S. Sun et al.: Analysis of Thermal Load for Dry Clutch under the Frequent Launching Condition, in SAE 2013 World Congress & Exhibition, SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States **2013**.
- [16] P. Merkel: Modellierung des Temperaturverhaltens und experimentelle Untersuchungen zum Einfluss der Reibbelagsgeometrie auf das Reibwertverhalten am Beispiel trockenlaufender Friktionssysteme, Forschungsberichte IPEK, Band 88, IPEK Institut für Produktentwicklung, Karlsruhe **2015**.
- [17] H. Beitler: Untersuchung zum temperatur- und Wärmeabgabeverhalten einer Einscheiben-Trockenkupplung, Forschungsberichte IPEK, Band 31, Universität Karlsruhe, Institut für Produktentwicklung, Karlsruhe **2008**.
- [18] A. Albers, S. Ott, P. Merkel: FVA 607: Kupplungsmodell zur Bearbeitung der Übertragbarkeit tribologischer Prüfergebnisse von Teilbelag auf Bauteiluntersuchungen, FVA Abschlussberichte, Heft Nr. 1067, **2013**.

Simulationsumgebung zur Unterstützung der Kupplungsauslegung

Dr.-Ing. **Arsenty Tikhomolov**, Dr.-Ing. **Alexander Zaytsev**,
LuK GmbH & Co. KG, Bühl

Kurzfassung

Stetig steigende Kundenanforderungen und immer kürzer werdende Entwicklungsdauern führen dazu, dass Simulationen eine zunehmende Rolle im Rahmen der Auslegung des Kupplungssystems spielen. Daraus folgt, dass vielfältige Simulationsmethoden in unterschiedlichen Auslegungsphasen eingesetzt werden müssen.

Um das Verhalten diverser Kupplungssysteme abzubilden, wurden axialsymmetrische Modelle erstellt, die neben nichtlinearen mechanischen Eigenschaften der Komponenten auch Kontaktstellen und Hysterese an verschiedenen Kopplungen innerhalb des Kupplungssystems berücksichtigen. Dabei ist in Betracht zu ziehen, dass sowohl die Berechnungen der Betätigungskraft-Kennlinien, als auch Simulationen der Dynamik eines bestimmten Kupplungssystems (z.B. Ermittlung der Eigenfrequenzen und des Fliehkräfteinflusses, Simulation des Trennvorganges) mittels eines einzigen Modells durchgeführt werden.

Die moderne Kupplungsauslegung beinhaltet auch die Untersuchung der Interaktion des Kupplungssystems mit anderen Komponenten im Fahrzeug, die eine bedeutende Rolle in der Entstehung von Rasseln, Rupfen oder Pedalkribbeln spielen kann. Daher sind Modelle des Gesamtsystems erforderlich, welche die komplexe Wechselwirkung der verschiedenen Komponenten und Systeme untereinander beschreiben. Dabei ist zu berücksichtigen, dass einzelne Sub-Modelle mit Komponentenbeschreibung miteinander sequenziell (z. B. Simulation des Rupfens) oder parallel (z. B. Simulation des Pedalkribbelns) verknüpfbar sein sollen, um eine flexiblere Erstellung der Methode zur Gesamtsystems simulation zu ermöglichen.

Die Integration der oben angeführten Simulationsmethoden zur Kupplungsauslegung in alle Phasen des Produktentstehungsprozesses erfordert eine einheitliche Simulationsumgebung. Ein gutes Beispiel dafür ist die bei Schaeffler hausintern entwickelte Simulationsplattform CLUSYS, welche die folgenden universellen Anforderungen erfüllt:

- Schnittstellen zu unterschiedlichen Berechnungsprogrammen

- Flexible Instrumente zur Ergebnisauswertung
- Variationsrechnung (Toleranz- und Sensitivitätsanalyse) und Optimierung
- Automatisierte Konsistenzprüfung von Eingabedaten auf mögliche Parametrierfehler
- Versionsverwaltung, Archivierung und Reproduzierbarkeit der Simulationsergebnisse
- Einsatz von User-generated content development Vorgehensweise

CLUSYS wird erfolgreich bei Schaeffler für die Kupplungsauslegung und Simulationen des Gesamtsystems eingesetzt und hat den Kupplungsentwicklungsprozess erheblich beschleunigt. Die neuen Herausforderungen des Auslegungsprozesses, die in naher Zukunft gestellt werden, können dank der Flexibilität von CLUSYS schnell und effizient bewältigt werden.

1 Einleitung

Den umfangreichen und komplexen Kundenanforderungen gerecht zu werden, impliziert seit langem den allgemeinen Einsatz vielfältiger Simulationsmethoden im Rahmen der Auslegung des Kupplungssystems. Diese Simulationsmethoden können in drei Gruppen zusammengestellt werden.

Der ersten Gruppe lassen sich verschiedene analytische und FE-Berechnungsmethoden zuordnen, die zur Bewertung der Betriebsfestigkeit der einzelnen Kupplungskomponenten und zur Ermittlung ihrer mechanischen Eigenschaften verwendet werden. Die zweite Gruppe beinhaltet die Simulationsmethoden, die zur Beschreibung der Baugruppen eingesetzt werden. Dazu zählen beispielsweise die MKS-Simulationen, die sowohl die statische Auslegung als auch die Analyse der Dynamik des Kupplungssystems ermöglichen [4, 5, 7]. Zur dritten Gruppe gehören die Methoden mit dem Schwerpunkt auf Untersuchung des Verhaltens des Gesamtsystems, der unter anderem in der Simulation komplizierter dynamischer Phänomene [1, 2, 6] und komplexer Wechselwirkungen von verschiedenen Komponenten und Baugruppen liegt.

In diesem Vortrag werden einige Methoden der zweiten und dritten Gruppe erläutert und die Simulationsumgebung zur Unterstützung der Kupplungsauslegung, die den Einsatz von Simulationsmethoden automatisiert, vorgestellt.

2 Simulation des Kupplungssystems

Die Bestimmung des statischen Verhaltens ist ein wesentlicher Teil der Auslegung des Kupplungssystems, da dadurch die Übereinstimmung der Verläufe der Ausrückkraft, der An-

presskraft und des Abhubs in Bezug auf die Kundenanforderungen evaluiert werden kann. Dabei ist in Betracht zu ziehen, dass die oben genannten Verläufe unter Berücksichtigung von Reibung in verschiedenen Kontaktstellen innerhalb des Kupplungssystems und des Einflusses der Fliehkraft berechnet werden müssen.

Um die diversen Reibstellen abzubilden, wird eine axialsymmetrische Modellierung angewendet, die sowohl die Beträge der Hysterese in charakteristischen Punkten der statischen Kennlinien des Kupplungssystems, als auch die Form der Hystereseschleife zu beschreiben vermag. Der Einsatz dieses Modellierungsverfahrens ist vorteilhaft, da hierdurch einerseits eine hinreichend gute Qualität der Simulationsergebnisse, andererseits eine akzeptable Berechnungsgeschwindigkeit erzielt werden kann. Darüber hinaus entsteht eine sehr elegante Möglichkeit, den Einfluss der Fliehkraft abzubilden. Die Verformungen und Verschiebungen der Körper, die für die Simulation der Fliehkraftwirkung erforderlich sind, werden zur Ermittlung der hysteresebehafteten Kennlinien während einer Betätigung bereits berechnet.

Ein axialsymmetrisches MKS-Modell des Kupplungssystems (siehe Bild 1), das aus einem Schwungrad, einer Kupplungsscheibe und einer Kupplung besteht, wurde aus diversen bei LuK entwickelten Submodellen in SimulationX aufgebaut. Die Submodelle beschreiben im Wesentlichen das Verhalten der verschiedenen Komponenten bzw. Schnittstellen innerhalb des Kupplungssystems und können relativ einfach ausgetauscht werden. Dies ermöglicht verschiedenartige Modellanpassungen, die zur Untersuchung statischer und dynamischer Phänomene oder zur Simulation neuer Konstruktionen erforderlich sind, bequem und effizient durchzuführen.

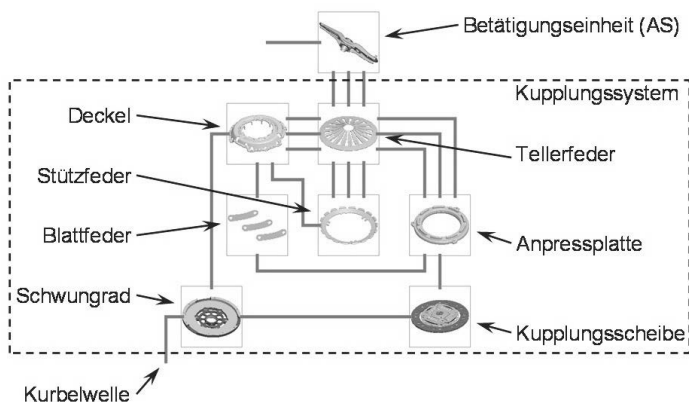


Bild 1: Strukturansicht des Modells eines Kupplungssystems in SimulationX

Das MKS-Modell wurde auf Basis mehrerer Vergleiche von Simulations- und Messergebnissen für die statische Auslegung des Kupplungssystems validiert. Bild 2 stellt ein Beispiel des Vergleichs der gemessenen und simulierten Abhängigkeiten der Ausrückkraft und des Abhubs vom Ausrückweg dar.

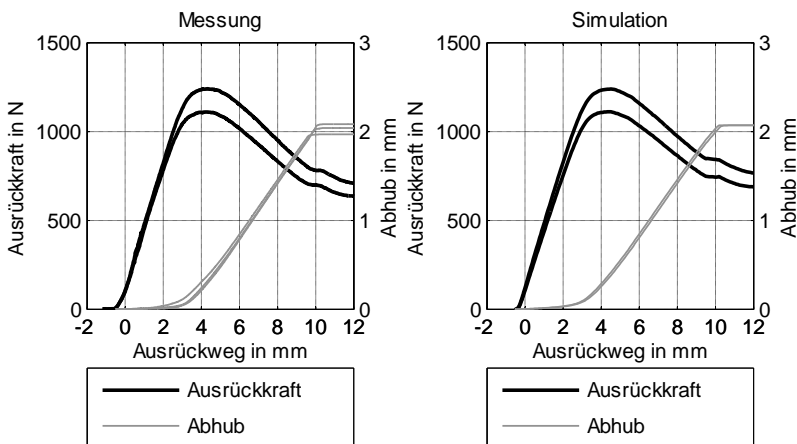


Bild 2: Verläufe zur statischen Auslegung eines Kupplungssystems

Das MKS-Modell bietet naturgemäß die Möglichkeit, dynamische Eigenschaften zu bestimmen, die im Rahmen der Auslegung des Kupplungssystems ermittelt werden müssen. Darauf beziehen sich unter anderem auch Berechnungen von einigen relevanten Eigenfrequenzen, die zur Untersuchung der Entstehung von komplexen Phänomenen im Antriebsstrang eingesetzt werden.

Außerdem können verschiedene dynamische Phänomene, die maßgeblich vom Kupplungssystem beeinflusst werden, mit Hilfe dieses Modells allein analysiert werden. Ein Beispiel dafür ist das Trennverhalten [5], das dadurch gekennzeichnet ist, dass die Anregung des Verbrennungsmotors Schwingungen der Anpressplatte relativ zum Schwungrad verursacht, die zur Entstehung der Kraft in der Kupplungsscheibe und somit zur Übertragung des Moments durch das vollständig ausgerückte Kupplungssystem führt. Daraus folgt, dass die Abstandsänderung zwischen der Anpressplatte und dem Schwungrad zur Bewertung der Zuverlässigkeit der Trennung des Antriebsstrangs durch das Kupplungssystem eingesetzt werden kann.

Bild 3 stellt die Abhängigkeiten der Bewegungsamplitude der Anpressplatte, die relativ zum Schwungrad gemessen wird, von der Frequenz in einem vollständig ausgerückten Kupplungssystem dar, das mit einem Sinus-Sweep mit konstanter Beschleunigungsamplitude angeregt wird. Der Unterschied zwischen Hoch- bzw. Runterlauf deutet darauf hin, dass das Kupplungssystem ausgeprägt nichtlinear ist. Die Ursache dafür besteht im Kontaktverlust zwischen Tellerfeder und Anpressplatte, der zu Schwingungen der Anpressplatte mit großer Amplitude führt, wobei sich deren Mittelwert in Richtung der Kupplungsscheibe verschiebt [4].

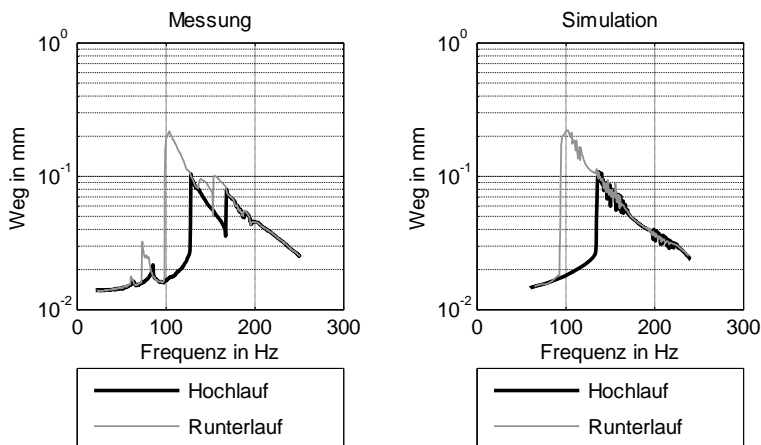


Bild 3: Bewegungsamplitude der Anpressplatte relativ zum Schwungrad

Aus der Analyse der Simulations- bzw. Messergebnisse des Beispielkupplungssystems folgt, dass sich die Schwingungen der Anpressplatte relativ zum Schwungrad auch unter Berücksichtigung der Mittelwertverschiebung im zulässigen Bereich befinden. Daraus ergibt sich, dass der Trennvorgang im Fahrzeug korrekt abläuft.

Darüber hinaus, wie aus Bild 3 hervorgeht, stimmen die simulierten und gemessenen Abhängigkeiten sowohl für den Hochlauf als auch für den Runterlauf hinreichend überein. Dies weist darauf hin, dass das axialsymmetrische MKS-Modell auch für dynamische Simulationen des Kupplungssystems validiert ist.

3 Gesamtsystembetrachtung

Die Untersuchung der Interaktion des Kupplungssystems mit anderen Komponenten und Baugruppen im Fahrzeug ist ein wichtiger Bestandteil der modernen Kupplungsauslegung. Dies erklärt sich dadurch, dass die Zuverlässigkeit, die Funktionsfähigkeit und die Dynamik des gesamten Antriebsstrangs durch Interaktion von verschiedenen Teilsystemen, darunter Kupplungssystem, Ausrücksystem und Getriebe, beeinflusst werden kann.

Die Analyse des dynamischen Verhaltens des Antriebsstrangs befasst sich unter anderem auch mit unterschiedlichen Phänomenen, die den Fahrkomfort beeinträchtigen können. Exemplarisch kann hierbei das Kribbeln des Kupplungspedals genannt werden [2]. Darunter

werden von der Motoranregung hervorgerufene, störende Vibrationen des Kupplungspedals verstanden, die während einer Betätigung beim Gangwechsel oder Anfahren im Fahrzeug mit einem Schaltgetriebe vom Fahrer wahrgenommen werden können.

Zur Simulation des Pedalkribbelns muss das Modell des Gesamtsystems einen Verbrennungsmotor, ein Kupplungssystem, ein Ausrücksystem und ein Kupplungspedal abbilden. Die Submodelle all dieser Komponenten werden zuerst einzeln erstellt und validiert. Dabei ist in Betracht zu ziehen, dass das im Bild 1 dargestellte Modell, das bereits zur statischen bzw. dynamischen Auslegung des Kupplungssystems verwendet wird, als Submodell zur Simulation im Rahmen der Gesamtsystembetrachtung eingesetzt wird. Der Vorteil dieser Vorgehensweise ist offensichtlich: Reduktion des Aufwands bei der Validierung und Parametrierung der Modelle. Anschließend wird das Modell des Gesamtsystems aus einzelnen Submodellen zusammengesetzt (siehe Bild 4 links) und mittels Prüfstandmessungen validiert.

Die motorangeregten Schwingungen der Beschleunigung des Kupplungspedals (siehe Bild 4 rechts), die mittels dieses Modells erfasst werden, können zur Bewertung des Pedalkribbelns im Fahrzeug eingesetzt werden.

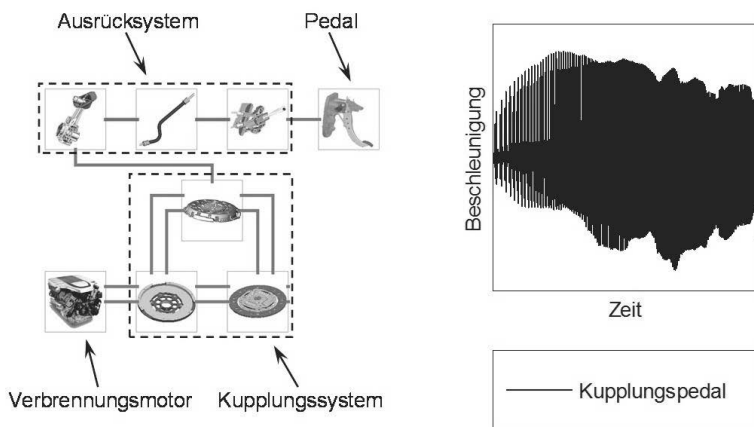


Bild 4: Strukturansicht des Modells und Ergebnis der Simulation des Pedalkribbelns

Das im Bild 4 dargestellte Modell des Gesamtsystems wird in einer Simulationsumgebung zusammengebaut und mittels eines Solvers berechnet. Diese Vorgehensweise, die auch als *Model Exchange* bekannt ist, ermöglicht die Simulation des Gesamtsystems ohne Einschränkungen auf einzelne Submodelle und Komplexität der Wechselwirkung fehlerfrei durchzuführen.

In einigen Fällen aber kommen verschiedene Modellierungsverfahren zum Einsatz oder die Modelle weisen ein stark unterschiedliches Abstraktionsniveau auf, so dass sie nur in Form einer sogenannten *Kettensimulation* berechnet werden können. Im Unterschied zu *Co-Simulation* oder *Model Exchange* werden diese Modelle unabhängig voneinander sequenziell berechnet und haben nur eine gemeinsame Schnittstelle zur Datenübertragung. In einfacheren Worten: Die Ergebnisse der Simulation des vorausgehenden Modells werden zur Parametrierung des nachfolgenden Modells eingesetzt.

Kettensimulationen werden zur Betrachtung verschiedener Phänomene im Antriebstrang verwendet, die mittels Simulationsmethoden mit schwach ausgeprägten Wechselwirkungen zwischen einzelnen Elementen abgebildet werden. Ein Beispiel dafür ist die Methode zur Beschreibung und Bewertung des geometrisch erregten Rupfens [1]. Unter Rupfen werden niederfrequente longitudinale Schwingungen des Fahrzeugs verstanden, die in der Schlupfphase des Betätigungsvorgangs beim Anfahren hervorgerufen werden können.

In Bild 5 links ist die Simulationskette zur Untersuchung des Rupfens dargestellt, die aus vier Modellen besteht:

1. Axialsymmetrisches Modell zur Berechnung der folgende Betätigungskennlinien des Kupplungssystems: Ausrückkraft, Abhub, Übertragungsmoment (siehe Kapitel 2).

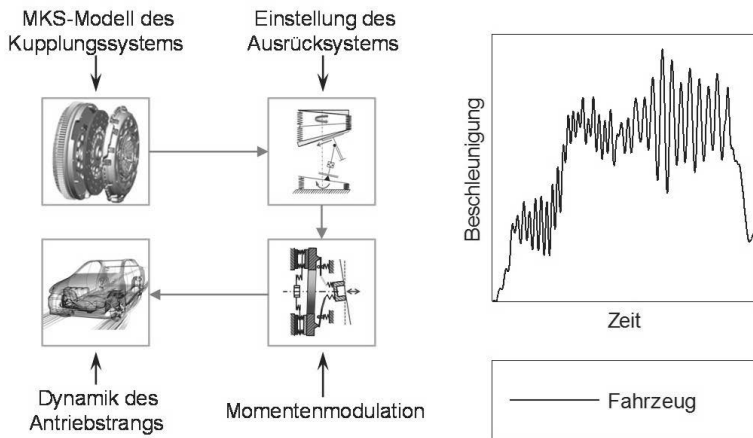


Bild 5: Strukturansicht und Ergebnis der Kettensimulation des Rupfens

2. Modell zur Beschreibung der Kinematik des Ausrücksystems einschließlich Kompensationsmechanismen, die Geometrie und Steifigkeiten innerhalb des Ausrücksystems zur Reduktion des Rupfens einsetzen. Das Modell beinhaltet die vereinfachte Abbildung des Kupplungssystems, die mit Hilfe der Betätigungskennlinien aus Schritt 1 parametrisiert wird. Das Hauptberechnungsergebnis ist die unsymmetrische Einstellung des Ausrücksystems als Reaktion auf geometrische Fehler, die zur Anpresskraft- bzw. zur Momentenmodulation führt.
3. Dreidimensionales Modell des Kupplungssystems zur Simulation der geometrisch angeregten Momentenmodulation unter Berücksichtigung der Betätigungsungleichförmigkeiten, die im Schritt 2 ermittelt wurden.
4. Vereinfachtes torsional-translatorisches Modell des Antriebstrangs zur Ermittlung der Drehgeschwindigkeit der Getriebeeingangswelle (siehe Bild 6) und Fahrzeugbeschleunigung (siehe Bild 5 rechts) in der Kupplungsschluphphase.

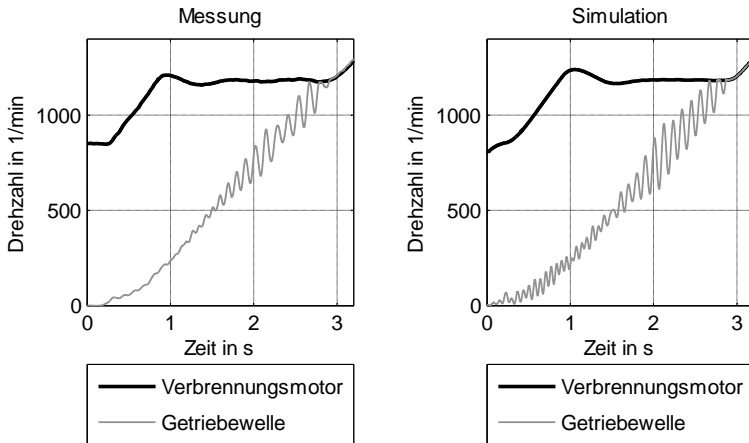


Bild 6: Drehgeschwindigkeit des Verbrennungsmotors und der Getriebeeingangswelle

Die Analyse der Schwingungen der Drehgeschwindigkeit der Getriebeeingangswelle, die in der Schlupphase während des Betätigungsvorgangs im Kupplungssystem entstehen, wird zur Bewertung des Ruffens beim Anfahren verwendet.

Die in diesem Kapitel erläuterten dynamischen Effekte bilden nur einen Teil der Gesamtsystembetrachtung ab, die sich noch mit weiteren Phänomenen, wie beispielsweise Rasseln und Ecken, im Rahmen der Auslegung des Kupplungssystems beschäftigt. Zur Untersuchung all dieser Effekte wurden vielfältige Simulationsmethoden entwickelt, die auch weitere, deutlich komplexere Modelle des Kupplungssystems verwenden.

4 Simulationsplattform

Die oben angeführten Simulationsmethoden werden im Rahmen des Produktentstehungsprozesses angewendet. Der Einsatz dieser Methoden kann zu einer Reihe technischer Hindernisse führen, falls die Simulationen direkt in der Umgebung zur Modellentwicklung, wie beispielsweise SimulationX, Matlab/Simulink oder DyFaSim, von einem breiten Endanwendungsbereich durchgeführt werden müssen. Dazu zählen unter anderen:

- Hohe Anforderungen an die Qualifikation des Anwenders, i.e. erforderliche Kenntnisse in unterschiedlichen MKS-Umgebungen
- Erfordernis ausführlicher Sachkenntnisse der einzelnen Komponenten der Simulationsmethoden bzw. Verständnis von allen mathematischen Abstraktionen und den

während der Modellierung getroffenen Annahmen, um die Benutzung der Modelle außerhalb des zulässigen Bereichs zu vermeiden

- Hohe Wahrscheinlichkeit von Fehlern während der Datenübertragung zwischen einzelnen Komponenten der Simulationsmethoden, die häufig einen Unterschied in den Ergebnissen verursachen
- Sicherstellung der zuverlässigen weltweiten Anwendung der Simulationsmethoden. Es muss gewährleistet werden, dass Ingenieure aus verschiedenen Ländern unter allen Umständen identische Simulationsergebnisse erhalten.
- Fehlende Funktionalität, wie beispielsweise Versionskontrolle der verschiedenen Modelle, Archivierung, Ergebnisdarstellung, Variationsrechnungen
- Hohe Softwarelizenzkosten usw.

Oben genannte technische Schwierigkeiten und Risiken führen zur Notwendigkeit einer standardisierten Plattform zur Anwendung verschiedener Simulationsmethoden. Dabei bestehen die drei Hauptziele des Einsatzes solcher Plattformen erstens in einer Erhöhung der Zuverlässigkeit der Simulationsergebnisse, zweitens in einer Reduktion des Aufwandes bei der Auslegung der diversen Produkte und drittens in einer Sicherstellung der Nachrechnungsmöglichkeiten von vielen relevanten Produktionsprozessen. Um diese Ziele zu erreichen, muss die Simulationsplattform folgende Anforderungen erfüllen:

- Existenz von Schnittstellen mit modernen MKS-Simulationspaketen zur Modellentwicklung bzw. Modelleinbindung
- Automatisierte Konsistenzkontrolle der Eingabeparameter
- Veränderungsverfolgung und Versionskontrolle der Modelldaten und Simulationsmethoden
- Breites Schnittstellen-Portfolio zum Import/Export der Simulationsdaten
- Flexible Werkzeuge zur Darstellung der Simulationsergebnisse
- Automatisierte Dokumentation- und Berichterstellung

Die seit dem Jahr 2000 bei Schaeffler entwickelte Simulationsumgebung CLUSYS ist ein Beispiel einer solchen Plattform. Das Programm CLUSYS verwendet die Vorgehensweisen, die aus der Technologie Web2.0 stammen, zum Beispiel *User-generated content development* (der englische Begriff *User-generated content* steht für Inhalte, die nicht vom Anbieter einer Web-Plattform, sondern von deren Anwender erstellt werden). Dabei werden alle Programmierer, im Fall von CLUSYS mehr als 400 firmenintern aktive Benutzer weltweit, ähnlich wie bei großen Internetplattformen, wie beispielsweise Wikipedia, YouTube, Facebook und anderen abhängig vom Aufgabentyp in folgende drei Gruppen aufgeteilt:

1. Expertenanwender - Ingenieure aus Berechnungsabteilungen erstellen neue Simulationsmethoden, integrieren erforderliche Modelle in die Simulationsplattform und halten alle notwendigen Schulungen.
2. Endanwender – Konstrukteure, Versuchs-, Berechnungs- und Systemingenieure wenden alle innerhalb der Simulationsplattform zur Verfügung stehenden Modelle und Werkzeuge im Tagesgeschäft an.
3. Plattfromtentwickler – Softwareentwickler erweitern die Plattformfunktionalität und korrigieren alle entdeckten Programmfehler.

Durch den Einsatz dieser Technologie und eine entsprechende Aufgabenverteilung können neue bzw. weiterentwickelte Simulationsmethoden schnell und effizient den Endanwendern zur Verfügung gestellt werden.

Dank vielfältiger CLUSYS-Schnittstellen zur Datenübertragung, die auch eine Mannigfaltigkeit an Umrechnungsfunktionen aufweist, können verschiedene Module frei miteinander kombiniert werden. Dabei kann eine sehr große Quantität an übertragbaren Daten entstehen, was zu einem großen Aufwand bei der manuellen Erstellung der Kettensimulation und zu Fehlern bei der Parameterverknüpfung führen kann. Um dies zu vermeiden, wird der Zusammenbau der unterschiedlichen Simulationsmodelle automatisiert. Dafür wird ein SQL-basiertes Parameterwörterbuch für CLUSYS entwickelt, das für alle physikalischen Kuppelungseinheiten eine spezifische ID beinhaltet [3]. Zum Beispiel:

- ID_1: Kupplungsscheibe Reibungswert
- ID_2: Deckelsteifigkeit in N/mm

Alle Eingangs- und Ausgangskanäle der Modelle bekommen ein zusätzliches Attribut, das eine entsprechende ID aus dem Parameterwörterbuch enthält. Im Laufe des automatischen Zusammenbaus einer Kettensimulation überwacht CLUSYS alle Parameter der Modelle, die miteinander verbunden werden müssen. Falls an den Eingangs- bzw. Ausgangsseiten zwei oder mehrere Kanäle die gleiche ID aufweisen, verknüpft CLUSYS diese Kanäle automatisch miteinander unter Berücksichtigung ihrer physikalischen Einheiten.

Kennlinien und mehrdimensionale Kennfelder verfügen über mehrere zugewiesene IDs gleichzeitig, was eine automatische Transponierung und Achsenumrechnung während der Modellverbindung ermöglicht. Als Beispiel dafür dient die Verknüpfung der zwei Modelle im Rahmen der Untersuchung des Rupfens. Das axialsymmetrische Modell des Kupplungssystems liefert die Ausrückkraft und das Kupplungsmoment als Funktionen des Ausrückwegs. Das nächste Modell in der Simulationskette benötigt aber nur einen Eingangskanal, nämlich

die Abhängigkeit des Kupplungsmoments von der Ausrückkraft. In diesem Fall wird eine Kennlinie aus zwei Kennlinien automatisch erstellt, da die beiden Ausgangskennlinien der statischen Auslegung des Kupplungssystems die gleichen X-Achsen aufweisen:

- ID_3: Ausrückkraft in N von ID_4: Ausrückweg in mm
- ID_5: Kupplungsmoment in Nm von ID_4: Ausrückweg in mm

Der Einsatz der Modelle von Doppelkupplungen könnte Verknüpfungskonflikte heraufbeschwören, da die gleiche ID mehreren Kanälen zugewiesen werden kann. In solchen Fällen müssen die Modelle manuell verbunden werden. Die Anwenderentscheidung wird zusammen mit anderen Schnittstelleninformationen gespeichert und für die zukünftige Beilegung von ähnlichen Verknüpfungskonflikten eingesetzt.

Die Simulationsplattform CLUSYS erleichtert die Bedienung von allen integrierten MKS-Modellen dank standardisierter und intuitiver generischer Benutzeroberfläche. Alle Simulationsmodule haben das gleiche Aussehen unabhängig vom Modellentwickler und dem physikalischen Modellhintergrund. Das führt zur Reduktion des Einstiegsniveaus für die Anwender und erhöht die Akzeptanz der Simulationsmethoden im Rahmen der Auslegung des Kupplungssystems.

5 Zusammenfassung

Die bei Schaeffler entwickelten Simulationsmethoden stellen sicher, dass die hohen Ansprüche zu Funktionsfähigkeit, Zuverlässigkeit und Komfort des gesamten Antriebstrangs und des Kupplungssystems erfüllt werden. Eine wesentliche Komponente dieser Methoden sind die MKS-Modelle, die nicht nur zur Ermittlung der Betätigungskennlinien und anderen im Rahmen der statischen Auslegung erforderlichen Funktionsmerkmalen eingesetzt werden, sondern auch zur Analyse und Bewertung der Dynamik des Kupplungssystems angewendet werden. Auch die Betrachtung des Gesamtsystemverhaltens und die Untersuchungen der dynamischen Phänomene im Antriebsstrang werden mittels dieser Modelle durchgeführt. Dies ermöglicht, die potenziellen Probleme bzw. Schwachstellen frühzeitig zu erkennen und den Wirkungsgrad der einzelnen Maßnahmen zu bewerten.

Die effiziente und fehlerfreie Anwendung der Simulationsmethoden zur Auslegung des Kupplungssystems wird durch den Einsatz der Simulationsplattform CLUSYS in verschiedenen Phasen des Produktentstehungsprozesses gewährleistet. Die Ideen und Vorgehensweisen der zugrunde liegenden Technologie Web2.0 geben den Methodenentwicklern die Möglich-

keit auf neue Herausforderungen des Auslegungsprozesses schnell zu reagieren. Das hohe Maß an Flexibilität vereinfacht die Implementierung der komplexen Simulationmethoden, die dank der Existenz der unterschiedlichen Schnittstellen in diversen Umgebungen zur Modellentwicklung erstellt werden können. Die überschaubare grafische Oberfläche und Zusatzfunktionen, wie beispielsweise ein integriertes Archivierungssystem, Werkzeuge zur Darstellung der Simulationsergebnisse, Datenbank und automatisierte Berichterstellung, erleichtern den Endanwendern die Bedienung von CLUSYS.

6. Literaturangaben

- [1] Dagenbach, A., Werner, O., Seebacher, R.: Geometrische Rupfanregung in der schlupfenden Kupplung - Mechanismen und Minimierungspotenziale. Haus der Technik Fachbuch, 2015, Band 136 (S. 45-68)
- [2] Fidlin, A., Ineichen, L., Kremer, E., Klünder, D., Tikhomolov, A.: Schwingungen im Kupplungsbetätigungssystem: Von der Kurbelwelle bis zum Pedal. VDI-Berichte Nr. 2077. 6. Fachtagung Schwingungen in Antrieben 2009. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH.
- [3] Latif U.: Automatic Kernel Intercommunication Interface for a Simulation Platform. Master Thesis, 2017, TU Chemnitz.
- [4] Tikhomolov, A.: Analytische, numerische und messtechnische Untersuchung der Dynamik von Fahrzeugkupplungen am Beispiel des Trennproblems. Diss. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2015.
- [5] Tikhomolov, A., Fidlin, A.: Nonlinear Dynamic Effects in Automotive Clutches. Proc. Appl. Math. Mech. 11 (S. 339–340). Weinheim: WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2011.
- [6] Tikhomolov, A., Klünder, D., Fidlin, A.: Dynamik der Fahrzeugkupplungen. VDI-Berichte Nr. 2155. 7. Fachtagung Schwingungen in Antrieben 2011 (S. 171-181). Düsseldorf: VDI Verlag GmbH.
- [7] Wittmann, C., Tikhomolov, A., Häßler, M.: Moderne Kupplungskonzepte für Fahrzeuge. VDI-Berichte Nr. 2139. Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2011 (S. 35-47). Düsseldorf: VDI Verlag GmbH.

Innovative Systementwicklung für automatisierte Antriebsstränge – Kupplungssysteme und Hybridsysteme

M.Eng. **Georg Maier**, Dipl.-Ing. (FH) **Andreas Wassmer**,
LuK GmbH & Co. KG, Bühl

Kurzfassung

Die Entwicklung automatisierter Antriebsstränge erfordert zukünftig eine innovative Systementwicklung. Einerseits müssen die immer komplexeren Schnittstellen mechatronischer Systeme zwischen Hardware und Software ausreichend charakterisiert werden, andererseits gilt es den wachsenden Anforderungen an die funktionale Sicherheit gerecht zu werden. Für mechatronische Systeme müssen kundenspezifische Anforderungen und Belastungskollektive bekannt sein, damit ein sicherheitsgerechtes, robustes und funktionales Design in den zunehmend kürzer werdenden Entwicklungszeiträumen zu realisieren ist. Für die Produktentwicklung bedeutet dies ein intensiviertes Frontloading, d.h. bereits in frühen Produktentwicklungsphasen muss die Verifikation von Entwicklungsschritten, z.B. durch Simulationen, erfolgen. Um die Verifikationsumfänge in Form von Belastungsprofilen zu definieren, müssen markt-, kunden- sowie länderspezifische Anforderungen mit einfließen. Darüber hinaus ist der Aufbau eines Systemmodells zur Beschreibung von Funktionsschnittstellen bereits während der Designphase unabdingbar. Dadurch gelingt es u.a. geeignete Softwarestrategien wie Adaptionen und Kompensationen zu entwickeln oder Diagnosefunktionen abzuleiten. Im Zusammenhang mit der Entwicklung erweiterter Antriebsstrangkonzeppte durch Elektrifizierung und Hybridisierung ergeben sich weitere Anforderungen im Hinblick auf die Belastungsparameter Energie, Reibleistung, Temperatur, Drehzahl und Fahrstrategie. Für die Entwicklung mechatronischer Systeme erfordert dies arithmetische sowie statistische Auslegungsansätze in der Berechnung und der Simulation. Der Umgang sowie die Herausforderungen in der Systementwicklung mit automatisierten Kupplungssystemen werden im Folgenden aufgezeigt.

1. Einleitung

Vor dem Hintergrund zunehmender Elektrifizierung und Hybridisierung, stehen die Entwicklungsingenieure von automatisierten Antriebsträngen vor neuen hochkomplexen Herausforderungen. Die Schwerpunkte der Entwicklung verlagern sich von der rein mechanischen Funktionalität hin zu einer Systemfunktionalität, deren Anforderungen u.a. in einer hohen Leistungsdichte, einer geringen Leistungsaufnahme der Aktorik, sowie einer exakten Ansteuerbarkeit und Regelbarkeit liegen. Schon seit geraumer Zeit sind die Entwicklungsinge-

neure gefordert, ihr Know-How von der Komponenten- auf eine Gesamtsystemebene zu erweitern, bei der die aufeinander abgestimmte Interaktion von Mechanik, Elektronik sowie Software erste Priorität hat. Neben der Definition von Standardanforderungen, sind Aspekte der funktionalen Sicherheit im Rahmen der Entwicklung von Systemmodellen im Entwicklungsprozess von fundamentaler Bedeutung. Auch markt-, kunden- sowie länderspezifische Besonderheiten müssen im Rahmen der Auslegung von mechatronischen System berücksichtigt werden. Die Komplexität des Zusammenspiels der unterschiedlichen Bereiche und deren Wechselwirkung ist in Bild 1 dargestellt.

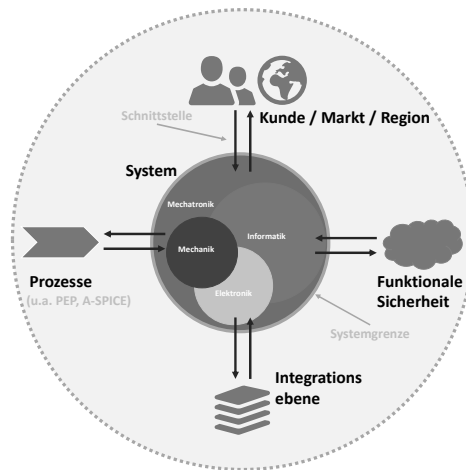


Bild 1: Wechselwirkungen im Gesamtsystem

Bereits in der Konzeptphase sind individuelle Kundenanforderungen zu analysieren. Diese Anforderungen müssen frühzeitig an die Subsystem- und Komponentenebene spezifiziert werden, um daraus eine Systemanforderung ableiten zu können. Parallel dazu wird eine funktionale, logische und physikalische Beschreibung des mechatronischen Systems in Form eines Systemmodells erstellt, in dem Anforderungen berücksichtigt und abgeleitet werden können. Aufgrund der Vielzahl an komplexen Schnittstellen und Interaktionen auf Fahrzeug-gesamtebene hat sich diese Vorgehensweise zu einem Standard etabliert. Darüberhinaus zwingen die immer kürzer werdenden Entwicklungsphasen die Systemmodellierung dazu, bereits auf dieser Ebene die Systemfunktionalitäten ausreichend zu verifizieren, um die konventionellen Software-Hardware Tests zu reduzieren. Die aus der Systemmodellierung gewonnenen Erkenntnisse liefern die Grundlage zur Definition erweiterter Verifikationsmaß-

nahmen, die neben der Hardware, die Aspekte der Software, der Ansteuerung und dessen Zusammenspiel in der Zielarchitektur für eine finale Systemqualifizierung beinhalten.

Ein besonderes Augenmerk gilt der Analyse des Verhaltens der Adaption- und Kompensationsstrategien der Software mit dem Ziel, das dynamische Verhalten der Hardware für die Reglerabstimmung hinreichend zu beschreiben. Damit muss das durch die Software berechnete Kupplungsmoment mit dem tatsächlichen physikalischen Hardwareverhalten übereinstimmen. Hierbei werden durch gezielte Manipulation der Funktionsparameter in einem Momentengenaugkeitstest sowohl die Robustheit der Berechnung, als auch sicherheitsrelevante Parameter, wie beispielsweise die Einhaltung der Fehlertoleranzzeit (FTTI), unter verschiedenen Betriebszuständen bewertet.

Mit zunehmender Hybridisierung und Elektrifizierung des Antriebstrangs im Fahrzeug steigt die Anzahl von Schnittstellen, die im Hinblick auf die Systemfunktionalität neue Anforderungen definieren. Zunehmend komplexere Schaltstrategien zur Betriebspunktoptimierung des Verbrennungsmotors durch die E-Maschine, neue Sicherheitskonzepte und Diagnosefunktionen, sowie optimierte Fahrstrategien müssen zukünftig in einer erweiterten Systemauslegung berücksichtigt werden.

2 Aspekte der Gesamtsystemdefinition

2.1 Anforderungen an die Auslegung mechatronischer Doppelkupplungssysteme

Der Aufbau eines Systemmodells legt den Grundstein zur Konsolidierung der Anforderungen eines mechatronischen Kupplungssystems. Basis ist u.a. die Erfüllung der Norm ISO 26262 „Road vehicles – Functional safety“ für sicherheitsrelevante elektrische und elektronische Systeme in Kraftfahrzeugen. Eingangsdaten für das Systemmodell werden u.a. durch das Lastenheft, ergänzt durch Expertenwissen bereitgestellt, damit funktionspezifische Belastungsparameter und deren Wechselwirkungen in die Systemarchitektur und -auslegung mit einfließen.

Der systematische Aufbau des Systemmodells macht es möglich bereits auf dieser Modellierungsebene einem spezifischen Hardwareverhalten eine Softwarefunktion beispielsweise durch Adaption- und Kompensationsstrategien, zuzuordnen (Allokation). Dadurch gelingt es bereits im Vorfeld Wechselwirkungen zwischen Hardware und Software hinsichtlich des verbleibenden Restrisikos zu bewerten, und die Umsetzbarkeit der beabsichtigten Adaption- und Kompensationsstrategien zu prüfen.

Ein Beispiel für diese Wechselwirkung ist die temperaturabhängige Druckänderung eines hydrostatischen Systems bei dem das thermische Verhalten mittels eines applizierten Temperaturmodells überwacht und durch eine Softwarestrategie kompensiert wird. Hierbei ist es

von essentieller Bedeutung die Systemauslegung, welche primär arithmetische oder statistische Parameter beinhaltet, und damit das mechanische Verhalten des Systems charakterisiert, in die Betrachtung mit einzubeziehen. Dies hat u.a. zur Folge, dass in erster Linie die aus der Systemauslegung heraus betrachteten geometrischen Toleranzlagen die Anforderungen an das Kompensationsniveau definieren.

Um die beschriebenen Wechselwirkungen auf eine valide Basis zu stellen, müssen gerade in der Systemauslegung mehr Einflussparameter denn je betrachtet werden. Standen früher bei Kupplungsauslegungen die Erfassung von Standardparametern, wie z.B. Drehzahlen, Motormoment, Betriebstemperaturen und Verbrennungsmotoranregungen im Vordergrund der Auslegung, stehen im Zeitalter mechatronischer Systeme Hybridstrategien, funktionale Eigenschaften sowie kunden-, markt- und länderspezifische Belastungsprofile im Fokus der Betrachtung.

Jedes Land hat eigene spezifische Besonderheiten, die für eine Systemakzeptanz am Markt maßgeblich sind. So können die „Belastungsparameter“ vielschichtig beschrieben werden: Drehzahlen, Temperatur und Luftfeuchtigkeit gehört hier mit Sicherheit zum Standardrepertoire. Darüber hinaus sind für eine Kupplungsauslegung topographische Besonderheiten (Höhenprofile), Umweltbedingungen (Staub, Niederschlag, Ballungszentren), Hybridstrategien sowie die Kunden-DNA entscheidende Faktoren einer zielgerichteten und robusten Systemauslegung. Eine Einschätzung oder gar die Generierung einer ausreichenden Datenbasis dieser vielschichtigen Parameter stellt die Systementwickler vor weitere Herausforderungen. Die Hardwarearchitektur wird auf diese spezifischen Kundenanforderungen maßgeschneidert entwickelt. Meist liegen aufgrund des Neuheitsgrades nur sehr wenige Detailinformationen zu den genannten Parametern vor. Sicherlich kann hierbei auf Erfahrungswerte aus diversen Kundenprojekten zurückgegriffen werden. Es bleibt jedoch nicht aus das durchschnittliche Nutzerverhalten („95% Fahrer“) in den jeweiligen Anwendungsländern zu charakterisieren. Zusammengefasst lässt sich der Input für die Belastungsparameter aus drei Kategorien ableiten: aus den Lessons Learned bisheriger Kundenprojekte, dem länderspezifischen Nutzerverhalten und der Kundenvorgabe bzw. Fahrzeug-DNA.

2.2 Auswirkungen von markt-, kunden- und regionenspezifischer Anforderungen

Die Bedeutung der drei Kategorien für die Auslegung eines trockenen Doppelkupplungssystems soll an folgenden Beispielen näher erläutert werden:

Im asiatischen Raum nutzt die Bevölkerung zur Regeneration die mit dem Fahrzeug schnell erreichbaren Bergregionen als willkommene Alternative zum pulsierenden Großstadtleben.

Einzelne Bergabschnitte sind dadurch gekennzeichnet, dass sich die Fahrzeuge im Kolonnenbetrieb mit einer Durchschnittsgeschwindigkeit von ca. 3,0 km/h bei einer durchschnittlichen Steigung von 6,5% fortbewegen. Für das in Bild 2 dargestellte Höhenprofil kann unter diesen Randbedingungen die Fahrzeit für eine ungefähr 8,0 km lange Fahrstrecke über 2,5 Stunden betragen.

Die in Bild 2 dargestellte Topographie führt unter den genannten Randbedingungen zu einer hohen Anzahl von Anfahrten im Stau. In einem standardisierten europäischen Fahrzyklus, z.B. dem Berganfahrtstest, wird dieses Fahrverhalten jedoch nicht abgebildet.

Für das Kupplungssystem resultiert daraus eine Leichtlastkollektivbelastung mit einem kontinuierlichen Reibleistungseintrag. Die zahlreichen Anfahrten mit kleinem Kupplungsmoment und einer Unschärfe des Motormoments in diesem Betriebsbereich, führen in der Software zu einer Adaptionsstrategie, die es nicht erlaubt die Differenz zwischen Motormoment und abgeschätzten Kupplungsmoment robust zu adaptieren. Dies hat zur Folge, dass die im Fahrzeug online simulierte Kupplungstemperatur, die von der eingetragenen Reibleistung abhängt, gegebenenfalls höher oder niedriger berechnet wird als sie real ist. Für den Fahrer äußert sich dies z.B. durch eine frühe Temperaturwarnmeldung im Cockpit, bzw. eine Reduzierung der Fahrzeugverfügbarkeit. Aus diesem Grund müssen solch spezifischen Belastungsprofile individuell abgeleitet und in der Systemauslegung für die Hardware und Software entsprechend erfasst werden.

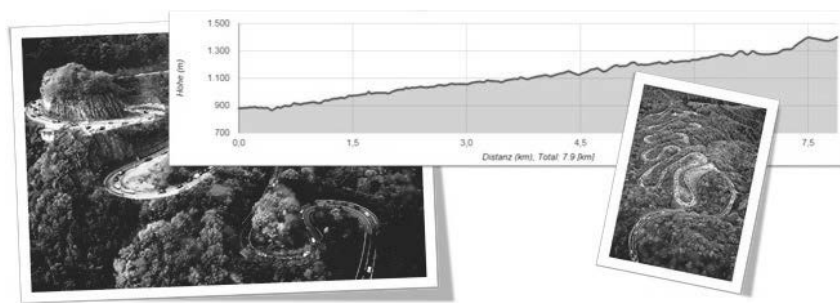


Bild 2: länderspezifisches Nutzerverhalten in Asien [1] [2] [3]

Neben den länderspezifischen Anforderungen rücken vermehrt auch individualisierte Kundenerwartungen (OEM) in den Mittelpunkt. Die DNA des Automobilherstellers spielt ebenso wie das Erreichen einer maximalen Triebstrangeffizienz eine entscheidende Rolle. Die DNA steht dabei nicht nur für das Fahrzeugdesign, sondern auch als charakteristisches Merkmal

für z.B. die Anfahr- und Schaltstrategie, deren Performance von länderspezifischen Markterwartungen geprägt ist.

Die Reduzierung des Schadstoffausstoßes (CO_2 , Kraftstoffverbrauch) und die Steigerung der Triebstrangeffizienz gewinnen auch auf dem nordamerikanischen Markt zunehmend an Bedeutung. So sind die amerikanischen Automobilhersteller gezwungen, neben den seit vielen Jahrzehnten etablierten Wandlerautomaten auf die Suche nach Alternativen zu gehen. Hinsichtlich der weltweit angestrebten Reduzierung der CO_2 -Emission setzt das trockene Doppelkupplungsgetriebe weiterhin den Maßstab. Der hohe Wirkungsgrad kann hierbei u.a. nur durch eine performanceorientierte Anfahr- und Schaltstrategie erreicht werden. Kurze Schaltzeiten aufgrund von Gangvorwahl und niedriger Synchronzeiten, hohe Aktordynamik (Schließen / Öffnen) beim Anfahren, sowie niedrige Anfahrddrehzahlen führen zu einem geringen Reibleistungseintrag und damit zu einem charakteristisch anderen Fahrverhalten als bei einem Wandlerautomatikgetriebe.

Felderfahrungen haben gezeigt, dass sich der nordamerikanische Markt mit der Charaktereigenschaft des trockenen Doppelkupplungsgetriebes nur sehr schwer arrangieren kann. Dies führt dazu, dass man trockenen Doppelkupplungsgetrieben ein wandlerähnliches Verhalten (weiche Anfahrten, lange schlupfige Überschneidungsschaltungen bis Synchrondrehzahl) „anzüchtet“. In erster Linie resultiert aus den erhöhten Schlupfsituationen ein um Faktor zwei höherer Energieeintrag (siehe Bild 3). Dadurch ergeben sich hohe mittlere Betriebstemperaturen, überproportional ansteigende Verschleißraten, eine beschleunigte Degradierung der Kupplungsbelageigenschaften (Dämpfungsverlust) und letztendlich eine maßgebliche Lebensdauerreduzierung. Eine weitere negative Folgeerscheinung ist die Verschlechterung des NVH Verhaltens.

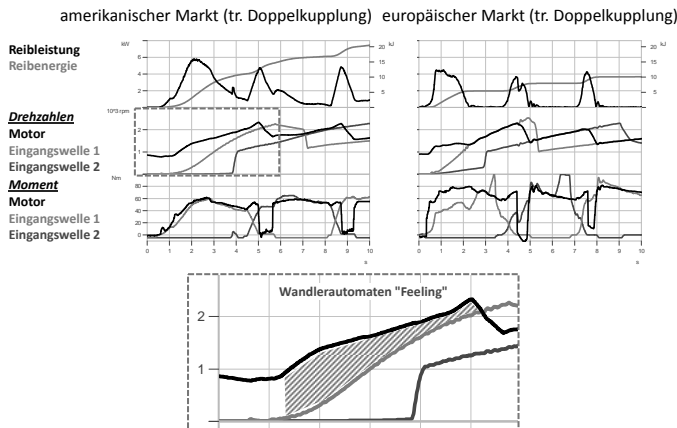


Bild 3: Abstimmung eines trockenen Doppelkupplungssystems für den amerikanischen und europäischen Markt

2.3 Belastungsprofile unter Berücksichtigung Markt / Kunde / Länder

Die unter Kapitel 2.2 aufgeführten Beispiele verdeutlichen, welche große Bedeutung kunden- und länderspezifische Anforderungen in den jeweiligen Zielmärkten haben. Dadurch wird einer der Entwicklungsschwerpunkte in frühen Entwicklungsphasen definiert, aus vorhandenen Feldanalysen landesspezifische Belastungsprofile abzuleiten. Idealerweise repräsentiert dieses Belastungsprofil die Mehrheit an Fahrern („95% Fahrer“), sodass bereits in frühen Projektphasen erste Systemsimulationen durchgeführt werden können (intensives Frontloading). Daraus resultieren länderspezifische Kundenbelastungsprofile, welche als **Customer Usage Profile (CUP)** bezeichnet werden. Diese Profile zeigen individuelle Zusammenstellungen aus Stadt-, Autobahn-, Land- und Berganteilen und spiegeln die individuelle Topographie und Fahrkultur des jeweiligen Zielmarktes wieder (siehe Bild 4)

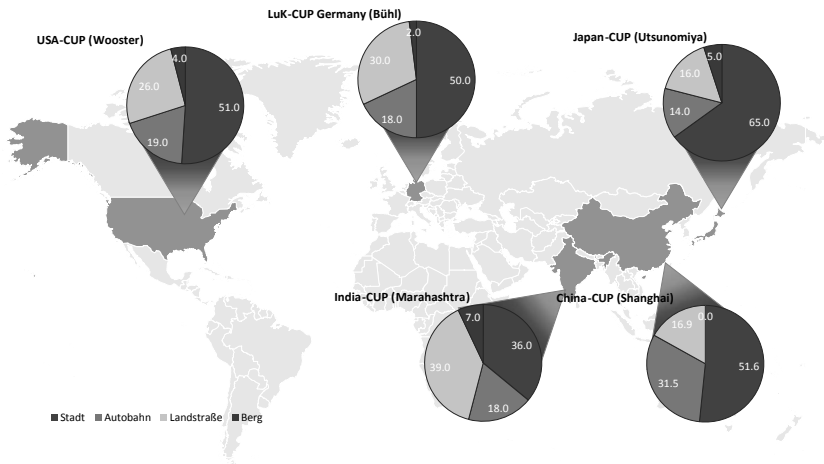


Bild 4: Customer Usage Profile - Lastkollektive weltweit

Sowohl der europäische, chinesische, japanische wie auch der amerikanische CUP repräsentiert mit seinen hohen „Stadtanteilen“ die rasante Entwicklung und Bedeutung der urbanen Mobilität und die damit zukünftig verbundenen Endkundenanforderungen in Mega Cities (>10 Mio. Einwohnern; [4]). Damit verbunden sind niedrigere Durchschnittsgeschwindigkeiten, eine erhöhte Anzahl an Betätigungen für Getriebe und Kupplung, höhere mittlere Betriebstemperaturen, sowie zeitlich erhöhte Anteile mit rein elektromotorischem Betrieb, die für mechatronische Systeme neue Anforderungen darstellen. Dies erfordert in der Systemauslegung eine detaillierte Betrachtung dieser erweiterten Betriebszustände („Use-Cases“), um geeignete Softwarestrategien und Hardwaremaßnahmen festzulegen.

3. Vorgehensweise der Systemauslegung

Zu Beginn der Systemauslegung wird eine Konzeptanalyse durchgeführt, in der kundenspezifische, technische und ökonomische Kriterien bewertet werden. Neben einer Vielzahl von Kupplungen u.a. Einfach-, Doppel- oder Tripelkupplung; „trocken“ oder „nass“; mit oder ohne Verschleißnachstellung, stehen unterschiedliche mechanische, hydrostatische oder hydraulische Betätigungssysteme und damit auch verschiedene Regelungsstrategien innerhalb der Software zur Auswahl.

Eine zentrale Anforderung ist u.a. die Forderung nach der Momentenkapazität. Im Falle einer normal geöffneten Kupplung ohne Verschleißnachstellung und einer hydrostatischen Kupp-

lungsbetätigung mit einem maximal erlaubten Druck, sowie einem begrenzten Geberkolbenweg, muss die Momentenforderung auf maximal erlaubte Kupplungswege und Einrückkräfte heruntergebrochen werden (siehe Bild 5).

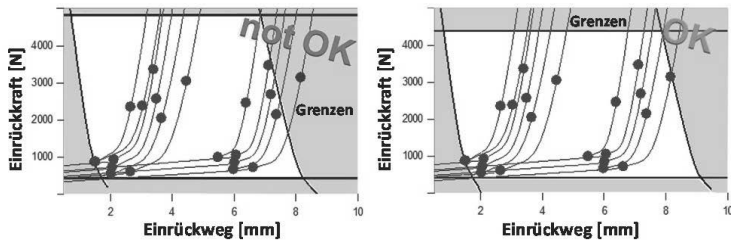


Bild 5: Darstellung Auslegung Einrückkraft vs Einrückweg (hydrostatische Kupplungssystem)

Neben der Momentenkapazität, muss die Auslegung einen sicheren, anstandslosen und komfortablen Betrieb unter definierten Randbedingungen, z.B. Temperatur, Drehzahl, Übersprechen, sicherstellen. Ebenso wichtig sind das Erkennen des sicheren Zustands, die Vermeidung der Bauteilschädigung, z.B. durch Bauraumkollisionen, Verschleiß und die Ansteuerung unter entsprechender Momentengenauigkeit und Dynamik. Dazu werden Simulationen unterschiedlicher Komplexität quasistatisch und dynamisch auf Basis verschiedener Lastkollektive durchgeführt. Besonders die Streuung der Parameter kann schnell zu aufwendigen Toleranzanalysen führen. Ab einer kritischen Anzahl von Einflussparametern, die in mechatronischen Systemen so gut wie immer überschritten wird, ist eine arithmetische Toleranzanalyse nicht mehr zielführend. Stattdessen kommen statistische Methoden à la Monte Carlo zum Einsatz, die aufgrund der immensen Datenmenge in Eigenentwicklung extra an die jeweiligen Bedürfnisse angepasst werden. Gleichzeitig loten statistische Auslegungen den Bereich des gerade noch technisch Machbaren aus und treten dadurch mit ihrer Potentialsteigerung dem zunehmenden Kostendruck von Kundenseite entgegen.

4. Interaktion Hardware und Software

Um die beschriebenen Anforderungen des mechatronischen Systems erfüllen zu können, müssen die Anforderungen an die Systemfunktionen unter Berücksichtigung der physikalischen Hardware-Eigenschaften in Softwarefunktionsanforderungen und schließlich in ein Software Design überführt werden. Hierbei liegt die Herausforderung darin, abhängig vom Reifegrad der Hardware, das aus der Auslegung bekannte Hardwareverhalten in einer entsprechenden Codestruktur unter limitierten Speichergrößen und Rechenkapazitäten valide abzubilden. Dabei ist die Ableitung von angepassten Adaption- und Kompensationsstrate-

ging in frühen Projektphasen von zentraler Bedeutung. Um das Softwaremodell entsprechend applizieren zu können, müssen Systemfunktionstests (SFT) unter Berücksichtigung der Softwarefunktion und den benötigten Applikationsdaten, wie z.B. Momentengenauigkeits-, Temperatur- sowie Drehzahltests durchgeführt werden. Daraus leitet sich ein iterativer Prozess ab, der sowohl für die Software, als auch für die Hardware einen kontinuierlichen Verbesserungsprozess beschreibt.

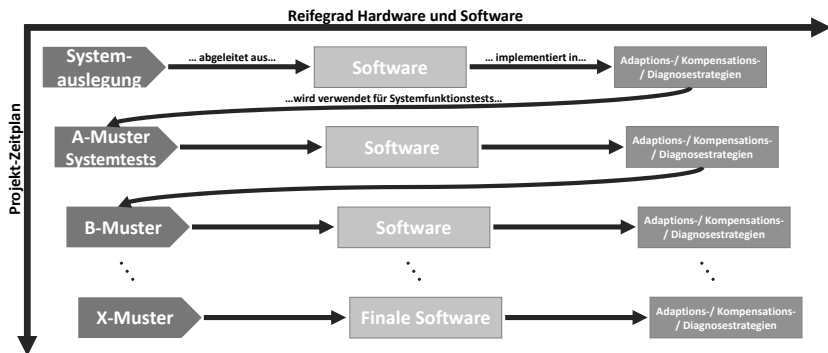


Bild 6: Software-Entwicklung vs. Reifegrad Hardware

Die Eigenschaften des mechatronischen Systems lassen sich hierbei prinzipiell in zwei Kategorien aufteilen: Kategorie eins beschreibt die sich über Laufstrecke kontinuierlich verändernden Systemparameter, welche durch entsprechende **Adaptionsstrategien** nachgeführt werden. Kategorie zwei definiert die laufstreckenunabhängigen, physikalisch vorhersehbaren Systemeigenschaften, die sich durch **Kompensationsstrategien** beschreiben lassen.

Am Beispiel der Systemkennlinie eines Doppelkupplungssystems (Bild 7) sollen die Grundzüge von Adaptionen und Kompensationen erläutert werden:

Auf Basis des SFT wird initial in der Software eine nominale Momentenkennlinie (schwarz) hinterlegt. Bei der „End of Line“ Getriebeabnahme im fertigenden Werk wird die Kennlinie durch einen synthetischen Test grob bestimmt, und in einem anschließenden realistischen Fahrzyklus an das physikalische Systemverhalten (dunkelgrau) adaptiert. Für die Kategorie eins steht exemplarisch die Reibwert- und die Tastpunktadaption. Für die Kategorie zwei die Drehzahl-, sowie die Temperaturkompensation.

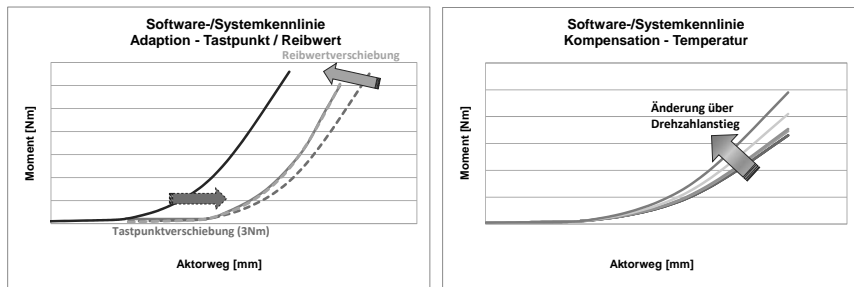


Bild 7: Verhalten Software Adaptionen und Kompensationen

Im Falle der Temperaturkompensation bedeutet dies, dass in jeder Betriebssituation des Systems ein online simuliertes Kupplungstemperatursignal berechnet wird und damit der Absolutbetrag der Kompensationshöhe definiert wird. Damit ist die simulierte Kupplungstemperatur eine maßgebende Größe in der Interaktion zwischen Hardware und Software zur Kompensation von Temperatureffekten, sowie für die Funktion der Kupplungsschutzstrategie. Am Markt haben sich bereits Strategien etabliert, die in Abhängigkeit der verwendeten Belagstechnologie bei einem Temperaturschwellwert von 330°C bis 350°C die Kupplung durch Einleitung energiereduzierender Maßnahmen vor dauerhafter Schädigung schützen. Ein äußerst aufwändiger, sowie komplexer Teilaspekt der Systementwicklung liegt in der Bestimmung der Wärmeübertragungspfade ($\alpha \cdot A$) des Doppelkupplungssystems. Diese beschreiben das konvektive Verhalten zwischen dem Verbrennungsmotor, der Kupplungsglocke und dem Getriebe. Zusätzlich werden die konduktiven Wärmeübertragungspfade des Kupplungssystems ermittelt. Die Wärmeübertragungskoeffizienten der benannten Schnittstellen werden in realen Aufheiz- und Abkühlzyklen ermittelt. Um alle Systemeigenschaften zu berücksichtigen, u.a. die Abbildung des thermomechanischen Verhaltens wie z.B. Topfen, Schirren sowie Einflüsse auf das reibleistungsabhängige Reibwertverhalten wäre die Implementierung eines komplexen Finite Elemente Modelles in die Software notwendig. Durch die Limitierung des zur Verfügung gestellten Speicherplatzes sowie der verfügbaren Rechenleistung, muss ein reduzierter Modellierungsansatz in der Software gewählt werden. Dabei gilt es sicherzustellen, dass das berechnete Temperatursignal drehzahl- (Abkühlung) und reibleistungsabhängig (Aufheizen) mit einer entsprechenden Genauigkeit in Echtzeit zur Verfügung gestellt wird.

Bild 8 zeigt schematisch für eine trockene Doppelkupplung die komplexen Wechselwirkungen des konvektiven und konduktiven Wärmeübertragungsverhaltens zur initialen Parametrisierung der Software.

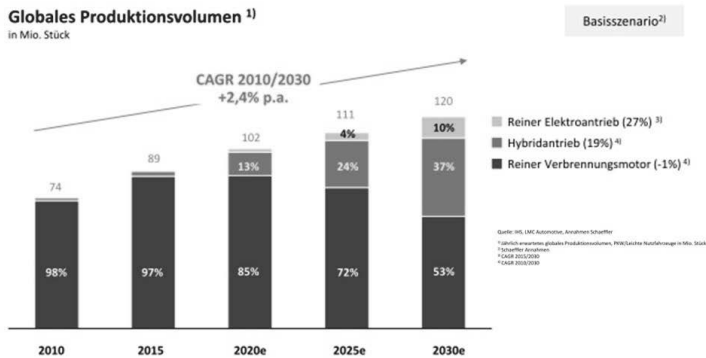


Bild 9: Marktentwicklung Automotive [5]

Diese tiefgreifenden Veränderungen im Sektor Automotive fordern innovative Lösungsansätze seitens der Ingenieure. Durch den wachsenden Anteil an elektrischen Bauteilen im Bereich der Getriebearchitektur (z.B. Hochvoltwandler, E-Maschine) sind starke Restriktionen bzgl. Bauraum (z.B. Kupplungsglocke) bei gleichbleibenden Funktionsanforderungen unumgänglich. Daher rücken innovative Systemkonzepte und -strategien mit folgenden potenziellen Lösungsansätzen in den Mittelpunkt der Betrachtung: Zum einen Triple-Kupplungssysteme, die eine Anfahr- und Doppelkupplung mit einer für den Hybridbetrieb notwendigen Trennkupplung (K0) vereinen. Des Weiteren Teilkupplungssysteme, die als Anfaherelement sowie Trennkupplung eine „geteilte“ Doppelkupplung, unter Verwendung eines an den zweiten Teilgetriebezweig angekoppelten E-Motors nutzen. Ein zugkraftunterbrechungsfreies Fahren wird weiterhin ermöglicht, da der E-Motor den Momenteneinbruch ausgleicht.

Der besondere Charme der zukünftigen Hybrid- und Elektro-Antriebsstränge liegt darin, durch reduzierte Energieeinträge in das Kupplungssystem u.a. folgende Hardware-optimierungen zu ermöglichen: Reduzierung der vorzuhaltenden Verschleißreserve, Entfall der Verschleißnachstellung, sowie die Reduzierung der thermischen Massen. Letzteres spiegelt sich in einer verbesserten Motorperformance sowie CO₂-Bilanz wieder.

- [1] Japan Info: irohazaka-winding-road.jpg online im Internet: URL:<http://jpninfo.com/wp-content/uploads/2015/11/irohazaka-winding-road.jpg> [Stand 03.03.2017]
- [2] icitipw3.jpg online im Internet: URL: <http://img.allw.mn/content/cm/uk/icitipw3.jpg> [Stand 03.03.2017]
- [3] Automatische Höhenprofilberechnung Version 2.0 (beta) Ernst Basler+Partner online im Internet: URL:<http://geo.ebp.ch/gelaendeprofil/> [Stand 03.03.2017]
- [4] Paulun, Carsten (2016): Die Zukunft wohnt in der Stadt. In: tomorrow 03/2016 S. 18-28; Herzogenaurach
- [5] Schaeffler AG (2016) Marktentwicklung Automotive. In Strategie „Mobilität für morgen“ S. 14; Herzogenaurach

Ermittlung des Übertragungs- und Systemverhaltens nasslaufender Lamellenpakete im Schlupfbetrieb unter Berücksichtigung der Systemwechselwirkungen

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. **Albert Albers**, Dipl.-Ing. **Sascha Ott**,
M.Sc. **Michael Basiewicz**,
IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für
Technologie

Kurzfassung

Durch die fortschreitende Mechatronisierung und Digitalisierung werden moderne Kupplungssysteme – bspw. Doppelkupplungen oder Wandlerüberbrückungskupplungen – zunehmend situations- und bedarfsgerecht gesteuert oder geregelt. Hierzu werden die Kupplungssysteme im gezielten Schlupfzustand betrieben. Diese neuartigen Betriebszustände stellen die Entwicklung von solchen Systemen vor große Herausforderungen. Zum einen ist das Verhalten der im funktionsrelevanten Reibschluss stehenden Tribosysteme in solchen Betriebszuständen wenig bis gar nicht erforscht, zum anderen fehlt es an Validierungsumgebungen, welche den Entwicklungsprozess unterstützen würden. Die größten Unsicherheiten liegen dabei im Übertragungsverhalten der Tribosysteme. Neben der Validierung zur Eigenschaftsabsicherung ist deshalb eine zielgerichtete Erforschung des komplexen tribologischen Funktionsverhaltens notwendig. Dies beinhaltet u.a. sowohl die Wechselwirkungen der Mechanismen im Tribosystem, als auch die nicht rückkopplungsfreien Wechselwirkungen des Tribosystems mit den weiteren Komponenten des Antriebsstrangs. In diesem Beitrag werden Validierungsmethoden und Prüftechnologien zur versuchsgestützten Charakterisierung von nasslaufenden Lamellenpaketen und Kupplungssystemen im Schlupfbetrieb vorgestellt.

1. Einleitung

Bis vor einiger Zeit wurden Kupplungssysteme in Fahrzeugen als klassische Anfaherelemente eingesetzt. Heutzutage wird das Kupplungssystem in Antriebssträngen zunehmend als mechatronisches Funktionsmodul verstanden und dementsprechend konzipiert. In modernen Antriebssträngen kann das Kupplungssystem als eines von vielen Übertragungsgliedern beschrieben und modelliert werden. Hierbei kann das Übertragungsverhalten des Kupplungssystems durch eine situations- und bedarfsgerechte Steuerung oder Regelung im Betrieb verändert werden, wodurch das Übertragungsverhalten des gesamten Antriebsstrangs beeinflusst wird. Zur Verbesserung der Regelbarkeit, werden diese Kupp-

lungssysteme dann im Mikroschlupf betrieben. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, bei entsprechender Anpassung und Auslegung, die Funktion der Entkopplung von induzierten Drehungleichförmigkeiten zumindest teilweise und unterstützend durch einen gezielten Schlupfbetrieb zu realisieren. Somit werden die bekannten Zustände Kupplung geöffnet, in Schlupfphase während Synchronisation und Kupplung geschlossen durch einen Schlupfzustand ergänzt. Das moderne Kupplungssystem stellt hierbei ein nicht rückkopplungsfreies, steuer- und regelbares Übertragungsglied im Antriebsstrang dar. Das Übertragungsverhalten des eingesetzten Kupplungssystems kann durch die Eingangsgrößen des Tribosystems bzw. der Tribosysteme, welche den funktionsrelevanten Kraftschluss durch Reibung erzeugen, sowie den Umgebungsbedingungen beeinflusst werden. Entscheidend für den zuverlässigen Betrieb eines Kupplungssystems im gezielten Schlupfbetrieb, als ein Teilsystem im Gesamtsystem Antriebsstrang, ist das Übertragungsverhalten unter den gerade vorherrschenden Betriebsbedingungen sowie den Eingangsgrößen des bzw. der Tribosysteme. Jedoch stellen die Komplexität der Teilsysteme an sich sowie die komplexen Interaktionen mit den weiteren Teilsystemen des Antriebsstrangs die Entwicklung und Validierung von solchen Systemen vor große Herausforderung. Zur zielgerichteten Entwicklung und Validierung von Kupplungssystemen im gezielten Schlupfbetrieb ist zunächst ein umfangreiches Systemverständnis erforderlich. Die größten Unsicherheiten liegen dabei im Verhalten der Tribosysteme, da diese neuartige Beanspruchungen erfahren, welche wiederum neuartige Mechanismen zur Folge haben. Neben der frühzeitigen Validierung in der Produktentwicklung ist deshalb eine zielgerichtete Erforschung in Bezug auf das komplexe tribologische Funktionsverhaltens notwendig.

In diesem Beitrag werden Validierungsmethoden und Prüftechnologien vorgestellt, welche zur versuchsgestützten Charakterisierung von nasslaufenden Lamellenpaketen und Kupplungssystemen im Schlupfbetrieb entwickelt wurden. Diese sollen eine frühzeitige, ganzheitliche und durchgängige Validierung von solchen Kupplungssystemen zur Eigenschaftsabsicherung in der Produktentwicklung bzw. der Produktgenerationsentwicklung [5] ermöglichen, aber auch dazu dienen, umfangreiches Systemverständnis zu generieren. Das Systemverständnis kann zur Analyse, Synthese und Validierung, aber auch zur Modellbildung genutzt werden. Vor allem für die Modellbildung ist ein umfangreiches Verständnis über die Wirkmechanismen elementar.

2. Grundlegender Aufbau einer nasslaufenden Lamellenkupplung sowie Stand der Technik und Forschung in Bezug auf die Validierung von Kupplungssystemen im gezielten Schlupfbetrieb

Im Folgenden wird auf die grundlegende Funktionsweise von nasslaufenden Lamellenkupplungen eingegangen sowie der Stand der Technik und Forschung im Bereich Validierung von Kupplungssystemen im gezielten Schlupfbetrieb dargelegt.

Nasslaufende Lamellenkupplungen, welche u.a. in Doppelkupplungen aber auch als Überbrückungskupplungen in Drehmomentwandlern eingesetzt werden, sind hochkomplexe Frikctionssysteme, deren Verhalten von Wechselwirkungen zahlreicher Einflussgrößen bestimmt wird. In Bild 1 ist der grundlegende Aufbau eines nasslaufenden Lamellenpakets und einer nasslaufenden Doppelkupplung, bestehend aus zwei Lamellenpaketen, dargestellt. Das Lamellenpaket ist in axialer Richtung aus alternierend angeordneten innen- und aussenverzahnten Reib- und Stahllamellen aufgebaut. Durch die Verzahnung können die Lamellen, obwohl bis auf das Verzahnungsspiel drehfest mit den Lamellenmitnehmern verbunden, zum Öffnen und Schließen der Kupplung in axialer Richtung verschoben werden. Je nach Anzahl der Lamellen variiert die Anzahl an Tribosystemen. Hierbei sind immer die Tribosysteme gemeint, welche den funktionsrelevanten Kraftschluss durch Reibung erzeugen. Der Reibschluss, und damit die Drehmomentübertragung vom Aussen- zum Innenlamellenmitnehmer, erfolgt durch Aufbringen einer Anpresskraft durch eine externe Fremdenergie, in der Regel durch Hydraulik. Durch das Kühlöl wird ein Großteil der durch den Reibprozess eingetragene Wärme abgeführt.

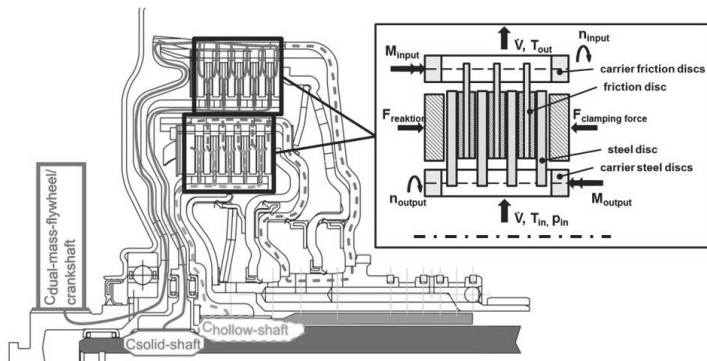


Bild 1: Doppelkupplung, bestehend aus zwei Lamellenpaketen [9], auf Basis [12]

Nach Albers ist die Validierung die zentrale Aktivität im Entwicklungsprozess. Durch eine kontinuierliche Validierung im Entwicklungsprozess werden die Ziele und Zwecke des Produkts mit dem jeweils erreichten Entwicklungsstand verglichen. Die Validierung trägt zum einen ganz erheblich zum Wissensgewinn und letztendlich zur erfolgreichen Produktentwicklung bei, ist jedoch auch die aufwendigste und herausforderndste Aktivität im ganzen Produktentstehungsprozess [1]. Damit kommt der Validierung eine zentrale Bedeutung zu. Die Validierung muss kontinuierlich über die gesamte Entwicklung hinweg erfolgen. Nur so kann sichergestellt werden, dass das Produkt später am Markt erfolgreich sein kann. Die Potenziale bzw. positiven Auswirkungen einer frühzeitigen Erkennung von Problemen und Fehlern sind dementsprechend hoch. Aufgrund von Zeit- und Kostenrestriktionen, denen praktisch alle Produktentwicklungsprozesse unterliegen, kann jedoch nicht beliebig aufwendig bzw. umfangreich validiert werden. Das Ziel muss daher eine effektive und zugleich effiziente Validierung auf der Basis von System- und Modellverständnis sein. Der IPEK-X-in-the-Loop Ansatz (IPEK-XiL) nach Albers, wie in Bild 2 dargestellt, beschreibt den grundlegenden Ansatz bei der Validierung eines Teilsystems, dieses in das Gesamtsystem, die Umwelt und auch evtl. weitere interagierende Systeme wie bspw. den Fahrer einzubinden.

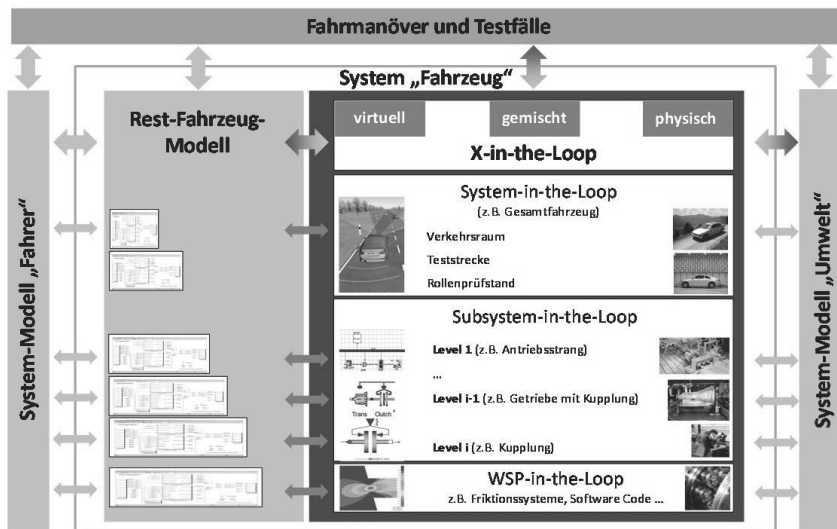


Bild 2: Der IPEK-X-in-the-Loop Ansatz; auf Basis von [1] und [3]

Hierbei beschreibt das „X“ die zu entwickelnde – der Fokus liegt primär auf der Eigenschafts- bzw. Funktionserfüllung – oder zu analysierende Teilkomponente – der Fokus liegt auf dem

Erkenntnisgewinn zur weiteren Verwendung im Entwicklungsprozess [6]. Um die Validierung möglichst effektiv und effizient zu gestalten, müssen grundlegende Entscheidungen getroffen werden [6]:

- Welche (Teil) Systeme sollten zu welchem Zeitpunkt validiert werden?
- Welche Testfälle sind zielführend?
- Wie sehen die konkreten Testumgebungen nebst Modellierungen aus?

Zur Validierung von Kupplungssystemen als klassische Anfahrerelemente stehen bereits umfangreiche Methoden, Prozesse und Werkzeuge zur Verfügung, welche eine effektive und effiziente Validierung ermöglichen. Durch den zusätzlichen Betriebszustand gesteuerter oder geregelter Schlupfbetrieb ergeben sich neuartige Anforderungen an die Validierungsumgebungen mit entsprechenden Testfällen und Validierungszielen sowie den notwendigen Testumgebungen und Validierungsmethoden. Da momentan noch keine geeigneten Validierungsumgebungen verfügbar sind, welche eine frühzeitige Validierung, und auch eine gezielte Erforschung der komplexen Wirkmechanismen – z.B. Einfluss der Eingangsgrößen auf die Tribosysteme sowie der Umgebungsbedingungen auf das dynamische Übertragungsverhalten im gezielten Schlupfbetrieb – ermöglichen, erfolgt die eigentliche Validierung erst im bzw. mit dem Gesamtantriebsstrang. Hierbei wird dann vor allem die Steuerung bzw. Regelung des Kupplungssystems angepasst, bzw. grundlegende Einflüsse untersucht. Dies liefert jedoch nur wenig Erkenntnis über das genaue Systemverhalten, da wenn überhaupt nur wenige innere Zustandsgrößen erfasst werden können. Darüber hinaus ist die Ermittlung des Übertragungsverhaltens erschwert, was in Kombination mit den fehlenden inneren Zustandsgrößen die Erforschung der komplexen Wirkmechanismen erschwert.

Zur zielgerichteten Erforschung des dynamischen Übertragungsverhaltens in diesen Betriebszuständen – gezielter Schlupfbetrieb – besteht zunächst der Bedarf nach geeigneten Validierungsmethoden und Prüftechnologien zur versuchsgestützten Charakterisierung von nasslaufenden Lamellenpaketen und Kupplungssystemen im Schlupfbetrieb sowie nach Möglichkeiten zur Objektivierung des dynamischen Übertragungsverhaltens.

3. Validierungsumgebung zur Charakterisierung des Übertragungsverhaltens sowie des Systemverhaltens von nasslaufenden Lamellenpaketen durch versuchsgestützte Analysen

Im Folgenden wird die entwickelte Validierungsumgebung zur versuchsgestützten Charakterisierung von nasslaufenden Lamellenpaketen vorgestellt, wobei der Fokus in diesem Beitrag auf der Testumgebung liegt. Die Modellbildung wird im Beitrag „Schwingungsreduzierung

durch das Kupplungssystem im gezielten Schlupfbetrieb“ auf der begleitenden Tagung „2. VDI-Fachkonferenz Schwingungsreduzierung in mobilen Systemen“ im Detail vorgestellt. Im Rahmen einer Systemanalyse wurden zunächst die Funktions-Gestalt-Zusammenhänge mit Hilfe von C&C²-Modellen des Lamellenpakets im Kupplungssystem bzw. Gesamtantriebsstrang erarbeitet und beschrieben. Diese dienen auch dazu, die zur Ermittlung und Objektivierung des dynamischen Übertragungsverhaltens, sowie die zur Schaffung und Erweiterung des Systemverständnisses in Bezug auf die Ursache-Wirkprinzipien, relevanten Größen zu definieren. Die in den C&C²-Modellen enthaltenen Connectoren beschreiben die mit dem Teilsystem interagierenden „Connected Systems“. Connectoren sind eine für die Beschreibung der betrachteten Funktion relevante Abstraktion der Systemumgebung, welche durch „Connected Systems“ modelliert werden. Dadurch werden die bestehenden Wechselwirkungen zwischen dem Teilsystem und den interagierenden „Connected Systems“ – System-Modell „Fahrer“, System-Modell „Umwelt“ und Rest-Fahrzeug-Modell berücksichtigt. Damit kann das zu validierende Teilsystem schließlich in das System „Fahrzeug“, „Umwelt“ und „Fahrer“ eingebunden werden, wie in Bild 2 dargestellt. Die Rest-Fahrzeug-Modelle dienen dazu, die dynamischen Wechselwirkungen zwischen dem Teilsystem und dem übergeordneten Supersystem abzubilden. Da das Übertragungsverhalten eines Tribosystems von der Kinematik beeinflusst wird, ist es wichtig, diese Wechselwirkungen möglichst genau abzubilden. In der Regel ist es jedoch ausreichend, die Rest-Fahrzeug-Modelle in reduzierter Form abzubilden, wodurch nur in einem bestimmten Frequenzbereich, welcher von den zu untersuchenden Phänomen abhängt, die Wechselwirkungen zwischen dem Ein- und Ausgang des Teilsystems und den übergeordneten Supersystemen abgebildet werden. Ziel bei der Modellbildung ist es immer, das Übertragungsverhalten mit möglichst wenigen Freiheitsgraden abzubilden. Dadurch können Rest-Fahrzeug-Modelle in Echtzeit simuliert und über die Aktuatorik – wie z.B. einen hochdynamischen Elektromotor – virtuell abgebildet werden. Darüber hinaus besteht bei einer geringen Anzahl an Freiheitsgraden die Möglichkeit, das Rest-Fahrzeug-Modell auch physisch abzubilden. In Bild 3 ist die auf Basis der Modellbildung und Systemanalyse entwickelte Testumgebung dargestellt. Auf die grundlegenden Herausforderungen bei der Gestaltung einer Testumgebung für hochdynamische Untersuchungen wurde bereits in [2, 4, 7, 9, 10] eingegangen.

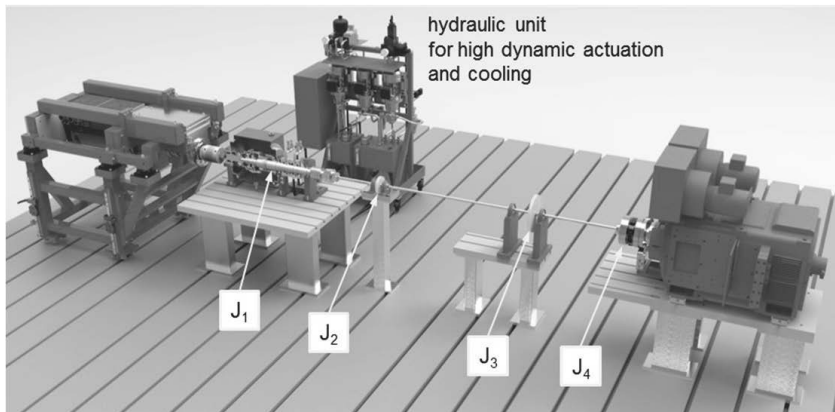


Bild 3: Topologie der Testumgebung [9]

Die Modellbildung der Rest-Fahrzeug-Modelle sowie die durchgeführte Modellreduktion wird im Beitrag „Schwingungsreduzierung durch das Kupplungssystem im gezielten Schlupfbetrieb“ auf der begleitenden Tagung „2. VDI-Fachkonferenz Schwingungsreduzierung in mobilen Systemen“ im Detail vorgestellt. Bei den bisherigen Zuständen Kupplung geöffnet, Kupplung in Schlupfphase bei Synchronisation und Kupplung geschlossen war es auf dieser Validierungsebene ausreichend, den Triebstrang als ein Teil des Rest-Fahrzeug-Modells und damit das Übertragungsverhalten ab Kupplungsausgang durch ein Rest-Fahrzeug-Modell mit zwei Freiheitsgraden abzubilden. Durch den Betriebszustand gezielter Schlupfbetrieb wird der Triebstrang deutlich breitbandiger angeregt. Aus diesem Grund muss das Rest-Fahrzeug-Modell die Wechselwirkungen in einem deutlich größeren Frequenzbereich abbilden. Der „geöffnete Triebstrang“, besteht aus vier Massenträgheiten (J_1 - J_4), welche in unterschiedlichem Abstand zueinander auf einer durchgängigen Torsionswelle angeordnet sind. Die Massenträgheit J_4 liegt dabei in Teilen physisch und in Teilen virtuell vor, wobei das zusätzlich erforderliche Massenträgheitsmoment über den Elektromotor virtuell abgebildet wird. Dadurch können bzw. unterschiedliche Beladungszustände des Fahrzeugs – als Teil des Systems Fahrzeug – oder Streckenprofile – als Teil des System-Modells „Umwelt“ – einfach vorgegeben bzw. variiert werden. Diese Topologie bildet bis zu einer Anregungsfrequenz von 150Hz alle rotationsdynamischen Wechselwirkungen zwischen dem Ausgang des Lamellenpakets und dem Triebstrang im ersten Gang exakt ab, wie diese auch in einem Fahrzeug auftreten würden. Damit können Anregungen mit der 2. Ordnung bei 4500rpm, der 3. Ordnung bei 3000rpm oder z.B. der 6. Ordnung bei 1500rpm abgebildet werden. Das Rest-

Fahrzeug-Modell des Antriebs wird virtuell abgebildet. Dadurch ist eine hohe Flexibilität in Bezug auf eine Variation des Rest-Fahrzeug-Modells gegeben. Hierzu wurde der Antrieb, d.h. der Bereich von Drehmomentmessnabe am Motorflansch des Elektromotors bis Eingang Lamellenpaket so gestaltet, dass der Abschnitt in dem zu untersuchenden Frequenzbereich bis 150 Hz als „starr“ angenommen werden kann, d.h. keine nennenswerte Amplitudendämpfung und Phasenverschiebung zwischen Drehmomenteinleitung und Abstützung stattfindet. Die Übertragungsfunktion und Eigenfrequenzen der Welle wurden über CAE-gestützte Modalanalysen ermittelt. Dadurch kann über den hochdynamischen Elektromotor am Eingang des Lamellenpakets die Wechselwirkung mit einem Rest-Fahrzeug-Modell – z.B. bestehend aus Verbrennungskraftmaschine und Zweimassen-schwungrad sowie Teil des Kupplungssystems bis Eingang in das Lamellenpaket – abgebildet oder aber auch eine generische Zwangsbedingung vorgegeben werden. Der zur Anbindung des Lamellenpakets notwendige Antrieb in physischer Form als sogenanntes Koppelsystem wird bei der Modellbildung des virtuellen Rest-Fahrzeug-Modells mit einbezogen und „kompensiert“. Die Modellbildung von Koppelsystemen in der Validierung physisch-virtueller Antriebssysteme wird u.a. in [2, 4, 10] ausführlich beschrieben. In der folgenden Bild 4 ist eine Detailansicht der Testumgebung dargestellt.

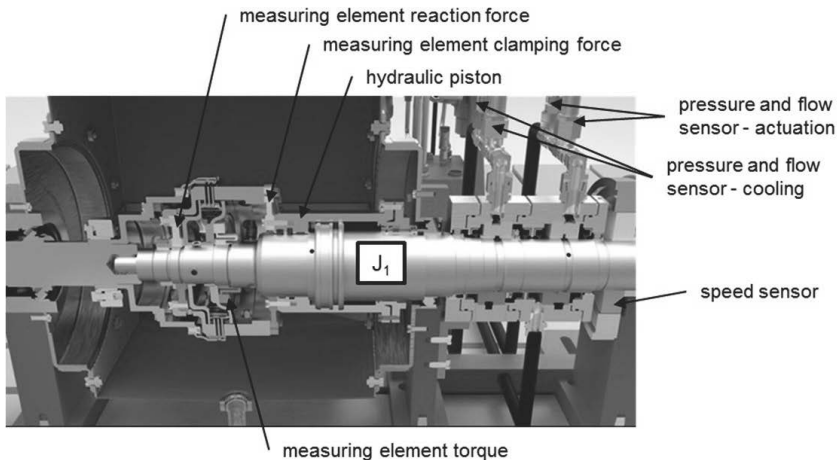


Bild 4: Detailansicht der Testumgebung [9]

Die Welle, welche J_1 darstellt wurde so gestaltet, dass sie in dem zu untersuchenden Frequenzbereich ebenfalls als starr angenommen und damit als „starre“ Massenträgheit J_1 mo-

delliert werden kann. Die Aktuierung des Lamellenpakets erfolgt hydraulisch, wobei sowohl die Gestaltung des Hydraulikaggregats mit Automatisierung etc. als auch das Simulationsmodell hochdynamische Interaktionen mit dem System-Modell „Fahrer“ ermöglichen. Darüber hinaus können gezielt Steifigkeiten und Dämpfungen in den Axialkraftfluss, sowohl physisch, als auch virtuell, eingebracht werden um das Verhalten des späteren Kupplungssystems als Teil des Rest-Fahrzeug-Modells abzubilden. Das Kühlölmanagement als weiteres Teil-Modell des Rest-Fahrzeug-Modells wird durch einen weiteren Hydraulikkreislauf bereitgestellt. Darüber hinaus interagieren diese Teil-Modelle wiederum mit dem System-Modell „Fahrer“ und dem System-Modell „Umwelt“.

Damit wurde eine Testumgebung geschaffen, welche vollständig in den IPEK-X-in-the-Loop Ansatz eingebunden ist und erstmalig eine frühzeitige Validierung von Systemen ermöglicht, welche im gezielten Schlupfzustand betrieben werden. Hierbei müssen lediglich das Lamellenpaket sowie das Kühlöl in physischer Form vorliegen. Die Fahrmanöver und Testfälle werden je nach gewünschtem Validierungsziel festgelegt. Da diese ggfs. auch mit dem System „Fahrzeug“ und den System-Modellen „Fahrer“ und „Umgebung“ interagieren, wurden Schnittstellen vorgesehen, um die Simulationsmodelle miteinander zu verbinden. Die im Rahmen der Systemanalyse erarbeiteten C&C²-Modelle des Lamellenpakets im Kupplungssystem bzw. Gesamtantriebsstrang dienten auch dazu, die zur Ermittlung und Objektivierung des dynamischen Übertragungsverhaltens, sowie die zur Schaffung und Erweiterung des Systemverständnisses relevanten Größen zu definieren. Zur Bestimmung des dynamischen Übertragungsverhaltens und des Systemverhaltens des Lamellenpakets, wie in Bild 5 schematisch dargestellt, werden folgende Ein- und Ausgangsgrößen sowie inneren Zustandsgrößen bestimmt:

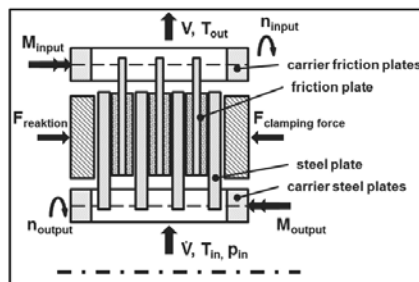


Bild 5: Schematische Darstellung des „freigeschnittenen“ Lamellenpakets [9]

- Drehmoment und Drehzahl am Eingang und Ausgang des Lamellenpakets
- Anpresskraft, welche in das Lamellenpaket eingeleitet wird, sowie Reaktionskraft am Ende des Lamellenpakets
- Temperatur und Druck des Kühlöls am Eingang des Lamellenpakets
- Volumenstrom des Kühlöls durch das Lamellenpaket
- Temperatur des Kühlöls am Austritt des Lamellenpakets
- Temperatur in den Stahllamellen

Mit der Testumgebung soll das Übertragungs- und Systemverhalten des Lamellenpakets unter hochdynamischen Betriebsbedingungen präzise ermittelt werden, so dass sichergestellt werden muss, dass die erfassten Signale nicht durch die weiteren Übertragungspfade bis zur Messstelle bzw. bis zur Auswertung der Daten, durch Amplitudendämpfung oder Phasenverschiebung, signifikant verfälscht werden. Daher wurde die Messtechnik möglichst nah am Lamellenpaket appliziert, wobei auch ein Kompromiss hinsichtlich Flexibilität und Modularität gefunden werden musste. Die Bereiche von Messstelle zu der Stelle, an der die zu erfassenden Kräfte bzw. Drehmomente in das Lamellenpaket eingeleitet werden wurden unter Berücksichtigung folgender grundlegender Gesichtspunkte gestaltet (ausführlich in [2, 4, 7, 9, 10]):

- Nichtlinearitäten bspw. durch Dichtungen oder ähnliches im Kraft- oder Drehmomentfluss zwischen Einleitung/Abstützung und Messstelle vermeiden
- spielfrei Anbindung der Komponenten sicherstellen
- geringe Dämpfungswerte und deutlich unterkritischen Betrieb, sowohl im Kraft-, als auch im Drehmomentfluss
- geringe Massen und Massenträgheitsmomente bei hoher Steifigkeit

Dadurch können das eingeleitete Drehmoment und die Drehzahl am Eingang des Lamellenpakets über die am Motorflansch gemessenen Größen bestimmt werden. Am Ausgang des Lamellenpakets wird das Drehmoment am Lamellenmitnehmer gemessen, wodurch der Beschleunigungsanteil der dazwischen befindlichen Massenträgheit sehr gering ist. Aufgrund der hohen Temperaturen und dem Ölnebel in der Einhausung, musste die Drehzahlmessung außerhalb der Einhausung und neben den Drehdurchführungen angebracht werden. Durch den deutlich unterkritischen Betrieb und die damit verbundene Annahme einer starren Welle J_1 wird der Fehler bzw. die Ungenauigkeit jedoch sehr gering sein. Die über den Hydraulikkolben eingeleitete Anpresskraft und die Reaktionskraft am Ende des Lamellenpakets werden ebenfalls über Messglieder erfasst. Auch an dieser Stelle wurde darauf geachtet, dass die Komponenten im Kraftfluss ausreichend steif sind. Grundsätzlich können aber auch, wie

bereits beschrieben, gezielt Nachgiebigkeiten bspw. in den Axialkraftfluss eingebracht werden. Zur Objektivierung des thermischen Haushalts werden der Druck, der Volumenstrom und die Eintrittstemperatur des Kühllöls am Eingang in die Drehdurchführung gemessen. Darüber hinaus werden die Austrittstemperatur aus dem Lamellenpaket sowie die Temperatur in den Stahllamellen gemessen. Hierzu stehen insgesamt acht Thermoelemente zur Verfügung, deren Signale, wie die der weiteren Messglieder berührungslos übertragen werden. Neben dem „mechanischem Übertragungspfad“ muss bei hochdynamischen Untersuchungen auch der „elektrischen Übertragungspfad“ berücksichtigt werden, da bspw. eine Totzeit zwischen den beiden Kraftsignalen zu einer Hysterese führen würde, wobei die Ursache nicht im Lamellenpaket, z.B. durch Verzahnungsverluste, liegen würde. Dies führt zu Fehlinterpretationen. Da die beiden Kraftmessnaben sowie die Drehmomentmessnabe am Ausgang des Lamellenpakets über die gleiche Telemetrie übertragen werden, wurde die Signalverarbeitung so gestaltet, dass alle Signale zeitgleich abgetastet, gewandelt und übertragen werden. Die Drehzahl am Ein- und Ausgang des Lamellenpakets sowie das Drehmoment am Motorflansch werden durch getrennte Systeme erfasst und verarbeitet. Die Übertragungsfunktionen werden mit einem separaten Testaufbau durch experimentelle Modellbildung ermittelt, wobei hierdurch sowohl die „mechanischen Übertragungspfade“ als auch die „elektrischen Übertragungspfade“ berücksichtigt werden. Hierbei wird der Antrieb an der Schnittstelle zum Außenlamellenmitnehmer direkt mit der Drehmomentmessnabe an der Schnittstelle zum Innenlamellenmitnehmer über einen mit dem Ziel einer hohen Steifigkeit gestalteten Adapter verbunden. Unter Vernachlässigung des Adapters müssen dann die Drehzahl und das Drehmoment am Ein- und Ausgang identisch sein.

Damit wurde eine Testumgebung geschaffen, welche vollständig in den IPEK-X-in-the-Loop Ansatz eingebunden ist und in welcher alle erforderlichen Größen zur Bestimmung des dynamischen Übertragungsverhaltens und des Systemverhaltens von nasslaufenden Lamellenpaketen im Schlupfbetrieb ermittelt werden können.

Da der gezielte Schlupfbetrieb eine gänzlich neuartige Betriebsart darstellt, sind die damit verbundenen tribologischen Prozesse und tribologischen Beanspruchungen unter Einbezug der Wechselwirkungen der Tribosysteme mit den weiteren Teilsystemen des Antriebsstrangs wenig bis gar nicht erforscht. Neben der frühzeitigen Validierung in der Produktentwicklung ist deshalb eine zielgerichtete Erforschung des komplexen tribologischen Funktionsverhaltens erforderlich, da an dieser Stelle noch die größten Unsicherheiten liegen. Hierbei werden in einem aktuellen Forschungsvorhaben mit der vorgestellten Testumgebung die Einflussgrößen auf das dynamische Übertragungsverhalten nasslaufender Lamellenpakete im

Schlupfbetrieb herausgearbeitet und quantifiziert. Dabei werden unterschiedliche Tribosysteme untersucht, wobei die Eingangsgrößen, wie z.B. die Belastung und die Kinematik variiert wird, um das dynamische Übertragungsverhalten der Lamellenpakete unter verschiedensten Betriebsbedingungen zu ermitteln. Da es sich hierbei um Grundlagenforschung handelt und noch kein konkretes System – z.B. Doppelkupplung oder Wandlerüberbrückungskupplung, genaue Konstruktion etc. – vorgesehen ist, werden die Modelle weiter vereinfacht. Ziel ist es, die Eingangsgrößen gezielt einstellen und unabhängig voneinander variieren zu können, um deren Einfluss auf das dynamische Übertragungsverhalten zu ermitteln. So wird der Axialkraftfluss möglichst steif gestaltet, um die Belastung auf die Tribosysteme möglichst genau einstellen zu können. Da die Belastung und das Kühlölmanagement gezielt eingestellt werden, werden auch diese Modelle soweit vereinfacht bzw. entkoppelt, dass die Einstellgrößen Belastung (geregelt über Messnabe zur Erfassung der eingeleiteten Anpresskraft), Kühlöltemperatur und spezifischer Kühlölvolumenstrom (geregelt über Volumensensor am Aggregat sowie Temperatursensor am Eingang der Drehdurchführung) genau eingestellt werden können, um gezielt deren Einfluss herauszuarbeiten. Dem Eingang des Lamellenpakets wird eine generische Zwangsbedingung vorgegeben – an dieser Stelle werden keine Interaktionen mit einer Verbrennungskraftmaschine und ggfs. schwingungsisolierenden oder -tilgenden Elementen abgebildet.

Momentan werden auch Methoden zur quantitativen Beschreibung des Übertragungsverhaltens im gezielten Schlupfbetrieb (wie z.B. Hysterese bei Zweimassenschwungrädern) erarbeitet. Darüber hinaus werden Zielgrößen erarbeitet, die das dynamische Übertragungsverhalten beschreiben.

4. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wurde eine Testumgebung zur Validierung von nasslaufenden Kupplungssystemen im gezielten Schlupfbetrieb vorgestellt, welche vollständig in den IPEK-X-in-the-Loop Ansatz eingebunden ist und in welcher alle erforderlichen Größen zur Bestimmung des dynamischen Übertragungsverhaltens und des Systemverhaltens ermittelt werden können. Die Testumgebung wird momentan aufgebaut. Nach erfolgter Inbetriebnahme werden zunächst umfangreiche Messungen durchgeführt, um die Systemparameter und Übertragungsfunktionen der einzelnen Abschnitte zu bestimmen. Zum einen werden die Übertragungsfunktion des geöffneten Triebstrangs sowie die entsprechenden Parameter, zum anderen die Übertragungsfunktionen der beschriebenen Abschnitte durch experimentelle Modellbildung bestimmt. Dadurch sind auch die Fehler bzw. Ungenauigkeiten bei den darauffolgenden Untersuchungen bekannt. Anschließend werden u.a. innerhalb eines öffentlich geförderten For-

schungsvorhabens die Einflussgrößen auf die Entkopplung von induzierten Drehungleichförmigkeiten durch nasslaufende Kupplungssysteme im Schlupfbetrieb identifiziert und bewertet.

5. Literaturverzeichnis

- [1] Albers, A.: Implementation of a Vehicle in the Loop Development and Validation Platform. FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest, Hungary, 2010
- [2] Albers, A.: Koppelsysteme: Obligatory Elements within Validation Setups Proceedings of DESIGN 2016, 2016
- [3] Albers, A.: Measurement and Interpretation of the Transfer Path of an Acoustic Phenomenon in the Drivetrain of an Electric Vehicle. In: ATZ worldwide vol.03/2014, Nr. 116, pp. 48 – 55, 2014
- [4] Albers, A.: Modellbildung von Koppelsystemen in der dynamischen Validierung von Antriebssystemkomponenten; VDI-Tagung SIMVEC 2016 – Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung, 2016
- [5] Albers, A.: Produktgenerationsentwicklung - Bedeutung und Herausforderungen aus einer entwicklungsmethodischen Perspektive. In: H. Binz und B. Bertsche (Hrsg.): Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung 2015
- [6] Albers, A.: Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess, In: Lindemann (Hrsg.), Handbuch Produktentwicklung, Carl Hanser Verlag, München, 2016
- [7] Berger, Jan: Experimentelle Darstellung der Einflüsse bei dynamischer Kopplung physisch-virtueller Antriebssysteme; VDI-Tagung SIMVEC 2016 – Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung, 2016
- [8] Matitschka, Jens: Anforderungen an den mechanischen Aufbau und die Messtechnik beim Test von Antriebssystemkomponenten in einer Echtzeitumgebung In Schwingungen in Antrieben, VDI-Berichte 2262, VDI-Verlag, Düsseldorf: 2015.
- [9] Ott, S.: Innovative validation environments and methods for holistic clutch system development. ATK . Antriebstechnisches Kolloquium Aachen, 2017
- [10] Pinner, Tobias: Empirical study on sensor and actuator systems of validation setups: descriptive models, application and analysis Proceedings of TCME, 2016

- [11] Stier, Christian: Ein Beitrag zur Validierung von Antriebssystemen mit Bezug auf kuppungs- und motorinduzierte Schwingungen, (Band 82)
Hrsg: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. A. Albers
IPEK – Institut für Produktentwicklung, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2015
- [12] ZF Friedrichshafen AG: AKTIVE
ANFAHRSYSTEME FÜR PKW BIS 1000 Nm,
(http://www.zf.com/corporate/media/de_de/zf_media_import/document/corporate_2/downloads_1/flyer_and_brochures/cars_flyer/aktiveanfahrssystemefrpkwbis1000nm.pdf)
(28.11.2016)

Echtzeit-Analyse des Trennverhaltens von Lamellenkupplungen

Einfluss auf die Systemfunktion und dessen Reproduzierbarkeit

Dipl.-Ing. **Florian Markowsky**, Miba Frictec GmbH, Roitham

Kurzfassung

Der stetig steigende Anspruch an energieeffiziente Antriebssysteme erfordert die Integration von neuartigen Werkzeugen im Entwicklungsprozess. Miba als Entwickler und Produzent von nasslaufenden Reibsystemen hat sich zum Ziel gesetzt bereits während des Designprozesses des Kunden die Wechselwirkung von tribologischer Komponente und Zielsystem faktenbasiert darzustellen. Neben den bereits in der Industrie etablierten Hochleistungsreibprüfständen steht der Miba nun ein System zur Verfügung, welches berührungslos die exakte axiale Position aller Kupplungslamellen während des Betriebs darstellen kann.

Der Vortrag gliedert sich in drei Teile: im ersten wird die Notwendigkeit der Kenntnis der genauen Position von nasslaufenden Reiblamellen in Echtzeit erläutert. Dabei wird insbesondere auf die Relevanz in Punkto Reproduzierbarkeit und der damit einhergehenden Vorteile bei der Regelbarkeit hingewiesen. Darüber hinaus wird der Einfluss der Lamellenposition auf das Trennverhalten sowie Schleppverluste und den damit verbundenen Schädigungsmechanismen erläutert.

Der zweite Block beschäftigt sich mit der Auswahl des Messsystems und dessen technischer Umsetzung. Hierbei werden verschiedene Konzepte zur axialen Lamellenpositionsbestimmung vorgestellt und deren Vor- und Nachteile diskutiert. Im Fokus steht dabei das von der Miba entwickelte optische System, das berührungslos online im Mikrosekunden-Bereich auswertbare Ergebnisse liefert und damit auch für hohe Rotationsgeschwindigkeiten geeignet ist. Diese Eigenschaften prädestinieren das Miba-System zur Forschung und Analyse bestehender und in Konstruktion befindlicher Applikationen, da auf einfachem Wege frühzeitig auf Probleme in der Baugruppengestaltung hingewiesen werden kann.

Im letzten Abschnitt soll im Speziellen auf genau diese Thematik, Analyse und Konstruktionsmerkmale, genauer eingegangen werden. Hier werden aktuelle Studien vorgestellt, die

sich mit dem Einfluss bestimmter Produktions- und Designparameter auseinandergesetzt haben. Die daraus abgeleiteten Lösungen zur Verbesserung des Trennverhaltens von in Öl laufenden Lamellenkupplungen werden abschließend erörtert.

Abstract

The permanent increasing demand for energy efficient drive systems requires the integration of novel tools in the development process. Miba as a developer and producer of wet running friction systems has set itself the goal of presenting the interaction of the tribological component and the target system in a data based manner during the design process of the customer. In addition to the in the industry already established high performance friction test rigs, Miba has now a system which can detect the exact axial position of all clutch lamellas during operation without direct contact.

The lecture is divided into three parts: in the first the need for knowledge of the exact position of wet running friction lamellas in real time is explained. In particular, attention is drawn to the relevance in terms of reproducibility and the associated advantages in terms of controllability. In addition, the influence of the disc position on the separation behavior as well as the drag losses and the associated damage mechanisms are explained.

The second topic deals with the selection of the measuring system and its technical implementation. Various concepts for axial disc position detection are presented and their advantages and disadvantages discussed. The focus is on the optical system developed by Miba, which provides contactless results online in a microsecond range and is thus also suitable for high rotational speeds. These properties make the Miba system ideal for the research and analysis of existing and in-use applications, since problems can be pointed out at an early stage in the development process.

In the last section exactly this topic, analysis and design features, will be discussed. Here, current studies are presented, dealing with the influence of certain production and design parameters. The resulting solutions for improving the separation behavior of lamellar couplings running in oil are finally presented.

1. Bedeutung der Lamellenposition für die Funktionalität des Reibsystems

Exakt definiert ist die Position der Reiblamellen der Kupplung oder Bremse während der Aktuierung. Bei Betätigung wird den Lamellen durch die Pressung der Bewegungsraum genommen: die individuellen axialen Positionen der Reib- und Gegenlamellen sind festgelegt. Anders verhalten sich die Reibpartner in den Phasen der Druckaufbringung beziehungsweise dem Lüften der Kupplung, sowie während des nichtaktuierten Betriebs. Während sich das Bewegungsverhalten der Lamellen im Schaltvorgang vorwiegend auf das Schaltverhalten – wie Momentaufbau bzw. -abbau etc. – auswirkt, so ist es bei geöffneter Kupplung ein wichtiger Treiber des Schleppmoments (siehe Abbildung 1).



Bild 1: Einflussfaktoren auf das Schleppmoment

Wie in Abbildung 2 zu erkennen ist, können bei der Messung von Schleppmomenten bei konstanten Betriebsbedingungen (Drehzahl, Lüftspiel, Beölung konst.) Einzelevents auftreten, die scheinbar zufällig entstehen und nicht oder nur sehr schwer reproduzierbar sind. Hier ist es hilfreich, die gemessenen Drehmomentverläufe mit der Lamellenposition vergleichen und mögliche Korrelationen feststellen zu können. Insbesondere der Einfluss von bestimmten asymmetrischen Nutgeometrien zur Steigerung der Leistungsdichte können eine Tendenz zu Drehmomentschwankungen aufweisen, die möglicherweise durch temporäre, partielle Druckschwankungen des Schmierfluids in der Kupplung hervorgerufen werden.

Das Druckgefälle, bzw. das im Lamellenpaket ungleich verteilte Öl kann so zu kurzzeitigen Bündelungen weniger oder aller Lamellen des Pakets führen und so die Einzellüftspiele teils massiv verkleinern (vgl. Abbildung 3).

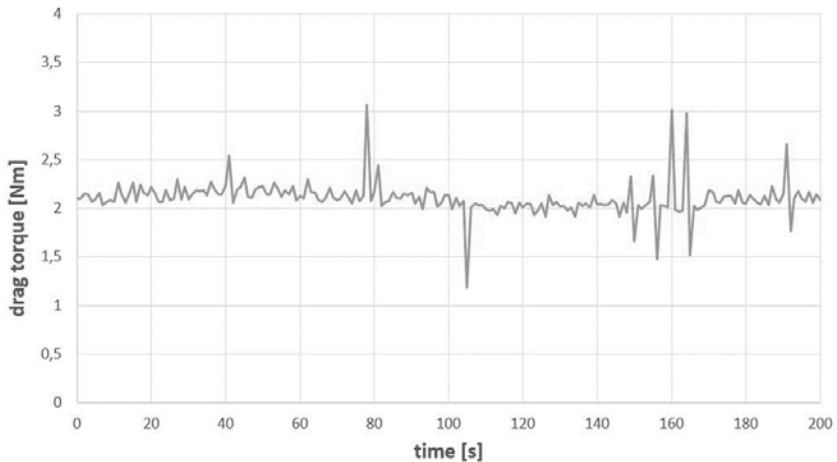


Bild 2: Schleppmoment über Zeit ohne Parameteränderung

Ein weiterer Effekt ist das Lamellentaumeln (vgl. Abbildung 4). Auch hier steigt ohne Verringerung des axialen Raums das Schleppmoment stark an. Die scheinbar willkürliche Verkipfung der Lamellen, insbesondere bei hohen Drehzahlen verengt lokal den Schmierspalt bis zu vereinzelter Berührungen der Reibpartner. Da die Spaltbreite mit dem Schleppmoment in keinem linearen Zusammenhang steht, können so trotz unverändertem Gesamtlüftspiel hohe Verluste bis – in Einzelfällen – zur Zerstörung der Kupplung auftreten.

Mit der Lamellenpositionsbestimmung können so konstruktiv bedingte, nachteilige Effekte verstanden und vermieden werden. Des Weiteren bieten Daten über die genaue Position der Lamellen die Möglichkeit, CAE-Tools zu Verifizieren und die Parametrisierung zu verbessern.

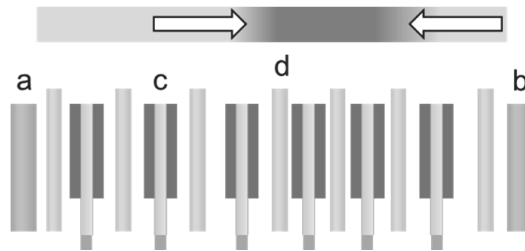


Bild 3: Lamellenbündelung in geöffneter Kupplung

(a: Gehäuse, b: Druckring, c: Reiblamelle, d: Gegenlamelle)

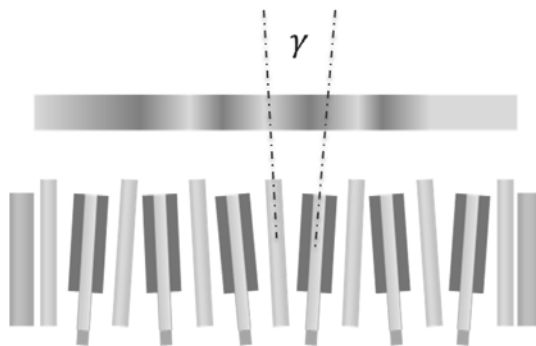


Bild 4: Lamellenverkipfung/-taumeln in geöffneter Kupplung

2. Prüfstand

Als Basis für die Lamellenpositionsbestimmung dient der DTTR (Drag Torque Test Rig) der Miba Friction Group. Seine präzise Messtechnik und der modulare Aufbau sind prädestiniert für die Integration von Erweiterungen mit verschiedensten Untersuchungsschwerpunkten. Als großer Schritt Richtung umfassender Charakterisierung von einzelnen Lamellen bis zum ganzen Kupplungsmodul – im Hinblick auf Leistungsfähigkeit und Effizienz – ist die Erfassung der genauen Lamellenposition umgesetzt worden.

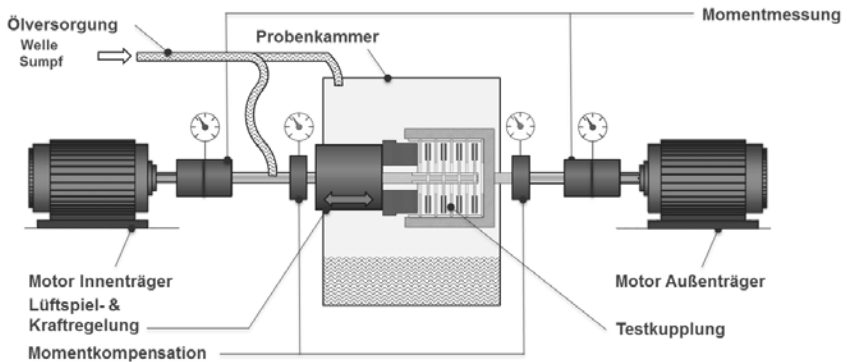


Bild 5: Schematischer Aufbau Miba Drag Torque Test Rig

Der DTTR, in seiner Basiskonfiguration (siehe Abbildung 5), ist ein zweimotoriger Kuppungsprüfstand. Das Moment kann Antriebs- wie Abtriebsseitig gemessen werden. Besonders zu erwähnen ist dabei, dass das Schleppmoment der Lager und Dichtungen konstruktionsbedingt nicht mitgemessen wird. Dadurch ergibt sich eine Genauigkeit über die gesamte Messkette von 0,03 Nm im Messbereich bis 100 Nm. Diese Fähigkeit macht es möglich auch sehr kleine Schleppmomente drehzahlunabhängig und präzise in Echtzeit zu messen.

Für eine hohe Variabilität der Prüfbedingungen sorgen zu gleichen Teilen der weite Drehzahlbereich (± 8000 rpm) sowie die Möglichkeit durch die Antriebswelle von innen, per Sumpfschmierung oder aus einer Kombination beider Prinzipien das Paket zu beölen. Als Highlight bietet der DTTR eine Lüftspiel- und Kraftregelung. Hiermit kann online das Lüftspiel, im Stand oder bei Höchstdrehzahl, mit einer Genauigkeit von $5\mu\text{m}$ eingeregelt werden. Durch diese Features können in kurzer Zeit unzählige Betriebszustände geprüft und dargestellt werden, was ihn zu einem wichtigen Werkzeug für die Entwicklung neuer Strategien zur Erhöhung von Energieeffizienz und Leistungsdichte macht.

3. Bewertung und Auswahl geeigneter Messsysteme

Vor der Implementierung des neuen Systems zur axialen Lagebestimmung der Lamellen wurde eine Studie des IPEK am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) durchgeführt, die messtechnische Eignung und Genauigkeit verschiedener Messverfahren bewerten sollte.

Im Laufe dieser Recherche wurde der relevante Stand der Technik zu denkbaren Verfahren zur Lamellenpositionsbestimmung in nasslaufenden Reibsystemen gesammelt und analysiert. Nach einer ersten Vorbewertung des den unterschiedlichen Verfahren zuzuordnenden Potenzials, wurden die relevanten Verfahren in optoelektronische und elektronische/elektromagnetische Verfahren eingeteilt. Eine Übersicht zu den untersuchten Verfahren ist in Tabelle 1 dargestellt.

Alle Messverfahren wurden hinsichtlich ihrer Eignung zur Messung in punkto Genauigkeit und zeitliche/räumliche Auflösung, Systemkosten, Robustheit, Beeinflussung des Gesamtsystemverhaltens, der Handhabung sowie dem nötigen Bauraum bewertet. Die, nach Gewichtung der Kriterien, am besten geeigneten Messeinrichtungen wurden in einem praktischen Versuchsaufbau getestet und die Gewichtungs- und Bewertungskriterien iterativ angepasst.

Tabelle 1: Auswahl von möglichen Verfahren zur Positionsbestimmung

Optoelektronische Verfahren	elektronische/elektromagnetische Verfahren
Laser-Linien-Triangulation	Magnetorestriktion
Laser-Interferometrie	Magnetoinduktive Sensoren
Schattenwurfverfahren	Hall-Sensoren
Auflichtverfahren	Kapazitive Sensoren
Intrinsischer Faseroptischer Sensor	Wirbelstromsensoren
	Radiofrequenzidentifikation (RFID)

Mit dem, anhand der gewichteten Auswertung ermittelten, bestgeeignetsten Messverfahren wurde Grundlagenuntersuchungen an einem prototypischen Aufbau durchgeführt, um die Eignung hinsichtlich der Störungen durch das Schmiermittel näher zu untersuchen. Gerade bei höheren Drehzahlen ist üblicherweise mit einer ausgeprägten Verschäumung bzw. Bläschenbildung des Fluids zu rechnen, was die Messung mit dem gewählten optischen Verfahren

ren erschweren kann und die Einhaltung der geforderten Genauigkeit des Messsystems von 20 µm gefährdet. Dazu wurden aufwendige Studien zu Parametern wie, Ölmenge, -volumenstrom und -art, tangentialer und angularer Relativbewegung, lamellenseitiger Einflüsse bzgl. Tiefenversatz und Oberflächen- /Kantenzustand durchgeführt. Zusätzlich wurden die erfassungsseitigen Einstellungsparameter Beleuchtungsart, Belichtungsdauer, Tiefenschärfe, Sensorauflösung, und Polfiltereinfluss untersucht, sowie die Lamellenkanten versuchsweise mit retroreflektierenden Materialien beschichtet.

Abschließend wurden unterschiedliche optische/kamerabasierte Konzepte (Zeilenkamera, Highspeedkamera, Spiegelreflexkamera, Flächenbildkamera) zur hardwareseitigen Bildfassung erarbeitet und untersucht. Daraus ergab sich, dass eine Hochgeschwindigkeits-Flächenbildkamera am besten für die Lamellenpositionsbestimmung geeignet ist. Gerade die kurzen Belichtungszeiten von 5µs erlauben, auch bei Höchstdrehzahl des Prüfstands (8000 rpm), mehrere Messungen pro Umdrehung bei gleichbleibend hoher Bildschärfe.

Als weiterer Vorteil des Systems ist anzuführen, das über die optionale Installation eines zweiten, am Umfang versetzten Messsystems auch angularer Taumelbewegungen zuverlässig sichtbar gemacht und vermessen werden können.

4. Aufbau und Ergebnisse

Der physische Teil der Lamellenpositionsbestimmung ist als Modul in der Prüfkammer integriert. Dabei ist sie so positioniert, dass die verwendete Optik im Normalfall in einem Winkel von 45° von unten an die Prüfstandsadaption herangeführt wird. Die Installation von oben (45°) (Vgl. Abbildung 6 A) ist ebenfalls möglich. In dem vorangegangenen Evaluierungsprozess hat sich allerdings herausgestellt, dass insbesondere bei geringen Drehzahlen sowie bei Sumpfschmierung die Anordnung „unten“ deutliche Vorteile bietet. Zum Schutz der empfindlichen Optik und Kamertechnik vor mechanischen und thermischen Einflüssen, werden Belichtung und Beleuchtung in einem Öl- und Hitzeresistenten Verdrängerkörper (Vgl. Abbildung 6 B) zusammengeführt und sichergestellt.

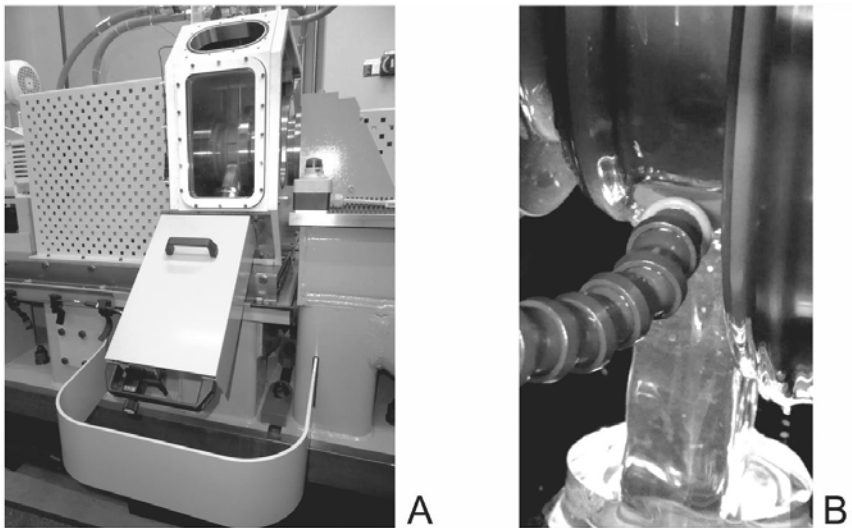


Bild 6: Optische Lamellenpositionsbestimmung

A. Übersicht/Aufbau, B. Detail Optik/Verdrängerkörper

Diese Anordnung der Komponenten hat mehrere Vorteile: das Blitzlicht wird zielgerichtet eingesetzt und Streulicht und Reflexionen werden vermieden. Außerdem kann der hochtransparente Verdränger nah an der Prüfstandsadaption, und damit am Messobjekt platziert werden, ohne größere Wechselwirkungen mit dem Kupplungspaket zu verursachen.

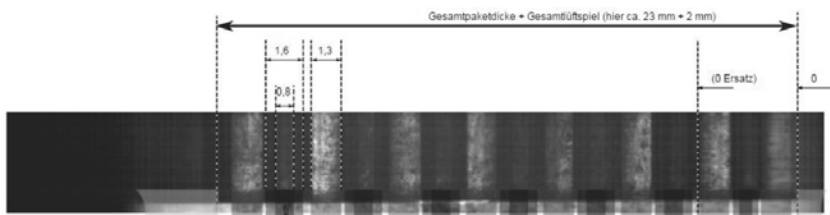


Bild 7: Beispielauswertung aus Einzelbild (exemplarisch)

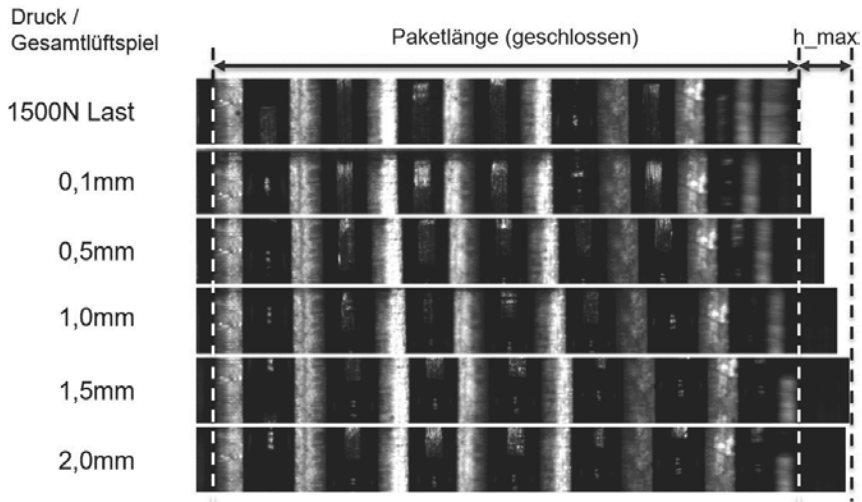


Bild 8: Vergleichsaufnahmen verschiedener Lüftspiele bei $n=\text{konst}$

Abbildung 8 zeigt exemplarisch Einzelaufnahmen aus den Validierungsläufen des aktuellen Systems. In Ihnen lassen sich die Gegenlamellen (hell) und die Reiblamellen (dunkel) klar erkennen. Mithilfe einer speziell für diese Anwendung entwickelten Software werden die in Echtzeit gesammelten Einzelaufnahmen (bis ca. 700 Bilder/s) weiterverarbeitet. Dabei wird über einen mit der Steuerungssoftware des Prüfstands synchronisierten und auf die, insbesondere durch das Öl verursachten, Eigenarten des gemessenen Systems angepassten Algorithmus das Bild auf Kanten untersucht und mit den Soll-Paketdaten verglichen (Abbildung 7). Dieses Vorgehen führt zu einer hohen Treffergenauigkeit der zu detektierenden Kanten und somit zu präziser Messung der Lamellenposition.

Mit der Lamellenpositionsbestimmung ergeben sich so neue Möglichkeiten bei der Bewertung nasslaufender Reibsysteme. Einerseits können problematische Lamellenkonfigurationen schon in der Entwicklungsphase erkannt und nachhaltig verbessert werden. Andererseits können die Positionsdaten zur besseren Parametrisierung und Verifizierung von CAE-Tools eingesetzt werden, um deren Qualität nachhaltig zu erhöhen.

Einfluss des Nutdesigns von nasslaufenden Kupplungslamellen auf das Strömungsverhalten im Lüftspalt

Influence of the groove design of wet clutch discs on the flow within the clearance

Dipl.-Ing. **Thomas Neupert**, Prof. Dr.-Ing. habil. **Dirk Bartel**,
Institut für Maschinenkonstruktion, Lehrstuhl für Maschinenelemente
und Tribologie, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg

Kurzfassung

Der Beitrag behandelt die messtechnische und numerische Untersuchung des Schleppmoments einer nasslaufenden radial genuteten Kupplungslamelle bei Variation verschiedener Geometrieparameter, wie Nutbreite, -winkel oder Nutanzahl. Für die Messungen kommt ein weiterentwickelter Einlamellenprüfstand zum Einsatz, mit dessen Hilfe die Abhängigkeiten des Schleppmoments herausgearbeitet werden können. Es werden Rückschlüsse zur Ursache des jeweiligen Strömungsverhaltens gezogen und für ausgewählte Versuche die Ergebnisse eines validierten 3D - CFD Berechnungsmodells mit den Messwerten verglichen.

Abstract

The paper addresses the experimental and numerical analysis of the drag torque of a radial grooved wet clutch disc. For this investigation certain geometry parameters e.g. groove width, groove angle or number of grooves are varied. In order to carry out the required measurements and to identify the dependencies of the drag torque a further developed single disc test rig is used. The causes for the flow influence of each groove parameter is discussed and for certain operating parameters the measurements are compared with the results of a validated 3D – CFD calculation model.

1. Einleitung

In leistungsstarken Getrieben kommen als Schaltelemente aufgrund der hohen auftretenden Reibleistungen und der damit starken Wärmeentwicklung in der Regel nasslaufende Lamellenkupplungen zum Einsatz. Hierbei durchströmt das zentral zugeführte Kühlöl die Kupplung radial und führt dabei die beim Schalten entstehende Wärme ab. Befindet sich die Kupplung im geöffneten Zustand, führt die Differenzdrehzahl zwischen den Antriebs- und Abtriebslamellen jedoch gleichzeitig zu einer Scherung des Öls im Lüftspalt und damit zu einer unge-

wollten Momentübertragung. Dieses sogenannte Schleppmoment verursacht zunächst primär eine Verlustleistung in der Kupplung selbst. Darüber hinaus wird jedoch auch die an die Abtriebsseite der Kupplung übertragene Leistung i.d.R. nicht genutzt, sondern führt lediglich zum Mitschleppen von Bauteilen im Getriebe, welche ihrerseits Reibungsverluste aufweisen. Ziel ist es diese Gesamtverluste weitgehend zu minimieren ohne die Kühlung und Funktionalität der Kupplung zu beeinträchtigen.

Charakteristisch für nasslaufende Kupplungen ist für niedrige Drehzahlen eine Einphasenströmung, die bei Drehzahlzunahme durch Zustrom von Luft in eine Zweiphasenströmung übergeht. Das Schleppmoment ist in großem Maße sowohl von den Betriebsparametern (z.B. Temperatur bzw. Viskosität) als auch vom Luftanteil im System abhängig [1]. Die Übergangsdrehzahl in die Zweiphasenströmung und auch der Luftanteil bzw. die Luftverteilung im Lüftspalt kann u.a. durch die Geometrie der Lamellennutung gezielt beeinflusst werden.

Gegenstand der aktuellen Forschung ist die Verbesserung des Verständnisses für die strömungstechnischen Vorgänge innerhalb der Nutung und die weitere Optimierung des Nutmusters hinsichtlich Kühlung und Schleppverluste. Das erforderliche Wissen kann über Prüfstandsversuche, Hochgeschwindigkeitsaufnahmen und Simulationen aufgebaut werden.

Die Untersuchung des Einflusses verschiedener Nutgeometrien auf das Schleppmoment erfolgt in der aktuellen Literatur nahezu ausschließlich durch den messtechnischen Vergleich grundsätzlich verschieden ausgeführter Lamellen [2], [3], [4]. Nutvariationen unter Veränderung nur eines oder weniger Geometrieparameter erfolgen sehr selten und nicht umfassend [5], [6], [7].

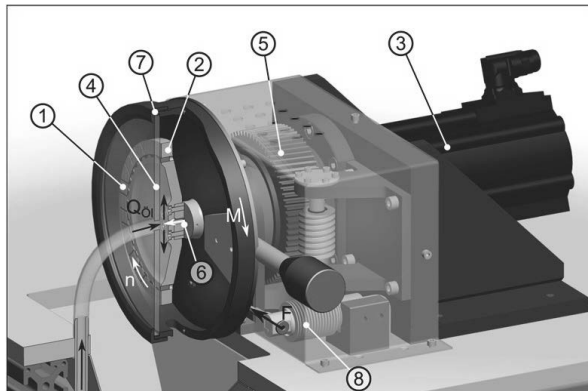
Für die Berechnung des Schleppmomentverlaufs existiert eine Vielzahl von analytischen Verfahren, welche i.d.R. auf der Lösung der Navier - Stokes Gleichungen basieren. Hierfür müssen starke Vereinfachungen in der Lamellengeometrie, in der angesetzten Strömungscharakteristik sowie im Fluidverhalten vorgenommen werden, weshalb die Modelle meist nur für die Berechnung ungenuteter bzw. einfach genuteter Lamellen zufriedenstellende Ergebnisse liefern und Anwendung finden [8], [9], [10].

Die exaktere allgemeingültigere Berechnung der Strömungssituation und der Schleppverluste von realen Nutdesigns kann folglich nur mithilfe von numerischen Simulationen erfolgen, wird jedoch aufgrund der Komplexität in geringerem Maße verfolgt [7], [8], [11], [12].

2. Geometrievariation

Zur Analyse der Einflüsse verschiedener geometrischer Nutparameter auf das Schleppmoment kommt ein weiterentwickelter Einlamellenprüfstand zum Einsatz (Bild 1). Mit diesem ist es möglich sowohl originale Kupplungslamellen mit Papierreibbelag, geometrisch präzisere

Prototypenlamellen aus Aluminium sowie Kunststofflamellen, welche mit einem Rapid Prototyping Verfahren hergestellt werden, zu vermessen. Eine detaillierte Beschreibung der Funktionsweise des Prüfstands und eine allgemeine Darstellung der Auswirkung verschiedener Kupplungsbetriebsparameter auf das Schleppmoment ist in [1] zu finden. Weiterhin werden dort die unterschiedlichen Strömungszustände detailliert erörtert.



- 1 – Kupplungslamelle
- 2 – Lamellenhalter
- 3 – Antriebsmotor
- 4 – Glas- oder Stahlscheibe
- 5 – Mech. Spalteinstellung
- 6 – Luftventil
- 7 – Prüfkopf
- 8 – Kraftsensor zur Schleppmomentmessung

Bild 1: Prüfstand zur Untersuchung des Strömungsverhaltens und des Schleppmoments nasslaufender Kupplungslamellen

Aufgrund der weiten Verbreitung werden die Auswirkungen verschiedener Nutgeometrieparameter auf den Schleppmomentverlauf anhand eines radialen Nutdesigns herausgearbeitet. Angesichts der hohen Anzahl zu fertigender Versuchsträger erfolgen die Untersuchungen unter Nutzung von Prototypenlamellen aus Kunststoff. Hierbei sind die Versuche zwar auf Temperaturen von $\vartheta = 30^\circ\text{C}$ beschränkt, allerdings lassen sich Differenzierungen ohnehin am besten bei hoher Viskosität durchführen. Weiterhin zeigten alle bisher durchgeführten Untersuchungen, dass der qualitative Schleppmomentunterschied zwischen verschiedenen Kupplungslamellen nicht von der Temperatur abhängt. Zur Erfassung der Drehzahlabhängigkeit des Schleppmoments wird im Folgenden ein Drehzahlgradient mit einem Hochlauf auf $n = 3000 \text{ rpm}$ mit $dn/dt = 100 \text{ rpm/s}$ betrachtet. Alle Versuche werden für den Rechtslauf bzw. Linkslauf (Im bzw. entgegen Uhrzeigersinn) durchgeführt.

2.1 Variation der Nutanzahl

Zunächst soll der Einfluss bei einer Veränderung der Nutanzahl ermittelt werden. Bild 2 zeigt die Schleppmomentverläufe für zwei exemplarische Betriebsparameterkombinationen. Die

erkennbaren Abhängigkeiten lassen sich auf alle weiteren Betriebspunkte übertragen. Die Verläufe für beide Drehrichtungen sind nur im linken Diagramm dargestellt.

Zunächst kann festgestellt werden, dass die geometrisch symmetrischen Nutungen wie zu erwarten in beide Drehrichtungen bei gleichen Betriebsbedingungen gleiche Schleppmomente hervorrufen. Dies konnte bei allen untersuchten symmetrischen Nutungen beobachtet werden, wird hier jedoch aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht explizit dargestellt. Weiterhin ist bemerkenswert, dass die radialen Nuten und deren Anzahl im linearen Einphasenströmungsbereich (niedrige Drehzahlen) nahezu keinen Einfluss auf die Höhe des Schleppmoments ausüben. Dies widerspricht einzelnen theoretischen Überlegungen in der Literatur [10], bei welchen davon ausgegangen wird, dass sich das Schleppmoment um das Verhältnis aus Nutfläche zur Gesamtfläche reduziert.

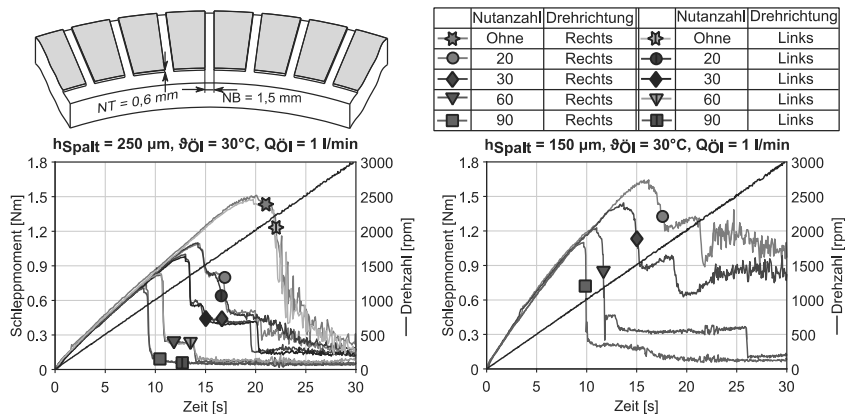


Bild 2: Variation der Nutanzahl bei gleichbleibender Nutbreite

Das Einbringen von radialen Nuten und eine Erhöhung der Nutanzahl ohne Veränderung der Nutbreite führt zu einem immer früheren Übergang in die Zweiphasenströmung. Dies ist nachvollziehbar, da die Erhöhung des Strömungsquerschnitts zu einer Zunahme der Förderleistung der Lamelle führt. Der Gleichgewichtszustand zwischen zugeführtem und durch die Lamelle abgeführtem Ölvolumenstrom wird dadurch bei immer niedrigeren Drehzahlen erreicht. Auch in der Zweiphasenströmung bei hohen Drehzahlen wird das Schleppmoment mit zunehmender Nutanzahl stark reduziert. Hierbei erhöht sich der durch die Nuten strömende Ölanteil, woraufhin der Luftanteil auf den Reibpads ansteigt. Bei bestimmten Betriebsparametern und Geometrieverhältnissen kann es dazu kommen, dass nahezu das gesamte Öl durch die Nutung abgeführt wird. Der Umschlagspunkt stellt sich als zweiter Abfall in der

Schleppmomentenkurve dar (z.B. Bild 2, links, 60 Nuten, $t = 14$ s). Geringe Nutanzahlen und hohe Drehzahlen bewirken im Lüftspalt zunehmend instabile Strömungszustände, welche als Schleppmomentschwankungen in den Messverläufen zu sehen sind.

Um die Funktionalität der Kupplung nicht zu beeinträchtigen, kann der Nutquerschnitt natürlich nicht beliebig weit erhöht werden. Es stellt sich jedoch die Frage, ob unter Konstanthaltung der Reibfläche eher wenige breite oder viele schmale Nuten bzgl. des Schleppmoments sinnvoll sind. Bei Betrachtung von Bild 3 zeichnen sich gegenläufige Trends ab. Kleinteiligere Nutungen verschieben den Übergang in die Zweiphasenströmung in Richtung höherer Drehzahlen, zeichnen sich dann allerdings durch wesentlich niedrigere Schleppmomente aus. Auch diese Abhängigkeit existiert bei sämtlichen Betriebsparameterkombinationen.

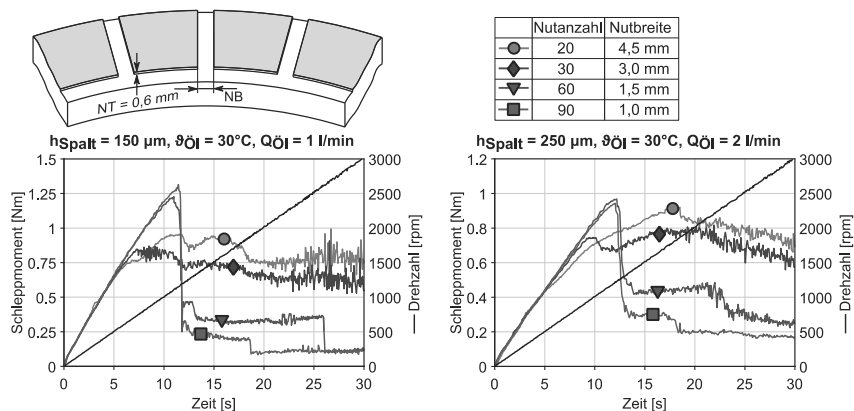


Bild 3: Variation der Nutanzahl bei gleichbleibender Reibfläche

Die Gründe für dieses Verhalten sind schnell gefunden: Kleine Querschnitte sorgen (auch bei gleichem globalen Strömungsquerschnitt) nach dem Gesetz von Hagen-Poiseuille für einen geringeren Öldurchsatz und verhindern somit den raschen Zustrom von Luft. Bei hohen Drehzahlen steigt jedoch die radiale Strömungsgeschwindigkeit in der Nutung an, wodurch nicht mehr der gesamte Nutquerschnitt benötigt wird. Entscheidend ist hier eher die lokale Abführung des Öls, was bei kleinteiligeren Nutungen besser gegeben ist. Das Öl strömt somit hauptsächlich durch die Nuten und nicht über die Reibfläche nach außen. Insgesamt überwiegen klar die Vorteile kleinteiliger Nutungen, insbesondere auch im Hinblick auf die in dieser Arbeit nicht betrachtete Ölverdrängung bei Kupplungsschließung.

2.2 Variation des Nutquerschnitts

In der folgenden Untersuchung werden die Nutanzahl und die Nutquerschnittsfläche konstant gehalten, wobei untersucht werden soll, ob eher flache, breite oder schmale, tiefe Nuten für das Schleppmoment von Vorteil sind. Hierbei wird die evtl. nachteilige Auswirkung auf die Reibfläche außeracht gelassen.

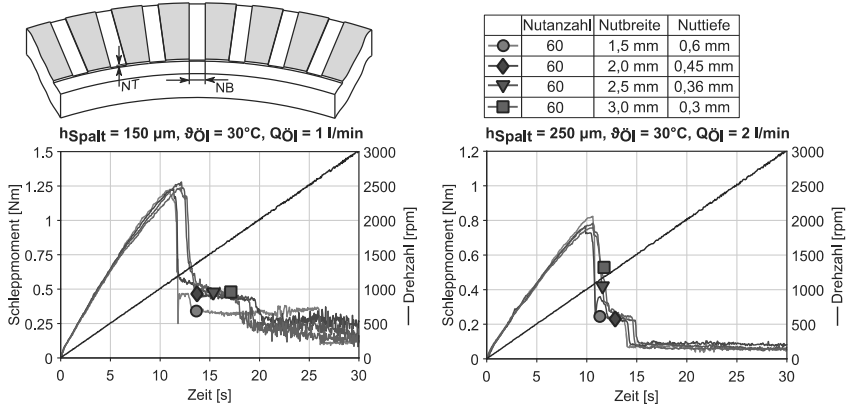


Bild 4: Variation der Nutbreite und -tiefe bei gleichbleibendem Nutquerschnitt und -anzahl

Es wird deutlich, dass zwischen den teils extrem unterschiedlichen Geometrien lediglich geringe Unterschiede im Schleppmomentverlauf existieren. Um eine größtmögliche Reibfläche bei äquivalenten Schleppverlusten zu erhalten, sollten somit möglichst tiefe Nuten, am besten über die gesamte Belagdicke, vorgesehen werden.

2.3 Variation des Nutwinkels

Einen entscheidenden und bei Radialnuten vielfach angewandten Geometrieparameter stellt der Nutwinkel dar. In Analogie zur Radialpumpen bewirkt eine Neigung der Nut entgegen der Drehrichtung eine Zunahme der Förderleistung der Lamelle und damit einen früheren Übergang in die Zweiphasenströmung. Die durchgeführte Variation soll eine Aussage darüber liefern, wie stark dieser Einfluss ist und ob möglicherweise ein optimaler Nutwinkel existiert. Hierfür wurden zunächst jeweils alle Nuten einer Lamelle gleichmäßig geneigt. Diesen Ergebnissen wird weiterhin ein Design mit drei kombinierten Nutwinkeln (10° , 16° , 22°), also einer geneigten Parallelnut gegenüber gestellt.

Die Messwerte sind in Bild 5 für zwei verschiedene Betriebszustände und beide Drehrichtungen dargestellt. Es ist sofort zu erkennen, dass im Rechtslauf (fördernde Drehrichtung, obere

Diagramme) der Übergang in die Zweiphasenströmung generell bei größerem Nutwinkel früher stattfindet. Innerhalb des Zweiphasenströmungszustands muss hingegen stärker differenziert werden. Während bei hohen Spaltweiten bzw. niedrigen Volumenströmen (Diagramm rechts oben) ebenfalls eine kontinuierliche Abnahme des Schleppmoments zu sehen ist, kann bei geringem Lüftspalt zunächst eine Abnahme und bei größeren Winkeln (ab ca. $\varphi = 15^\circ$) eine Zunahme des Schleppmoments verzeichnet werden. Hier gibt es demnach einen Optimalpunkt.

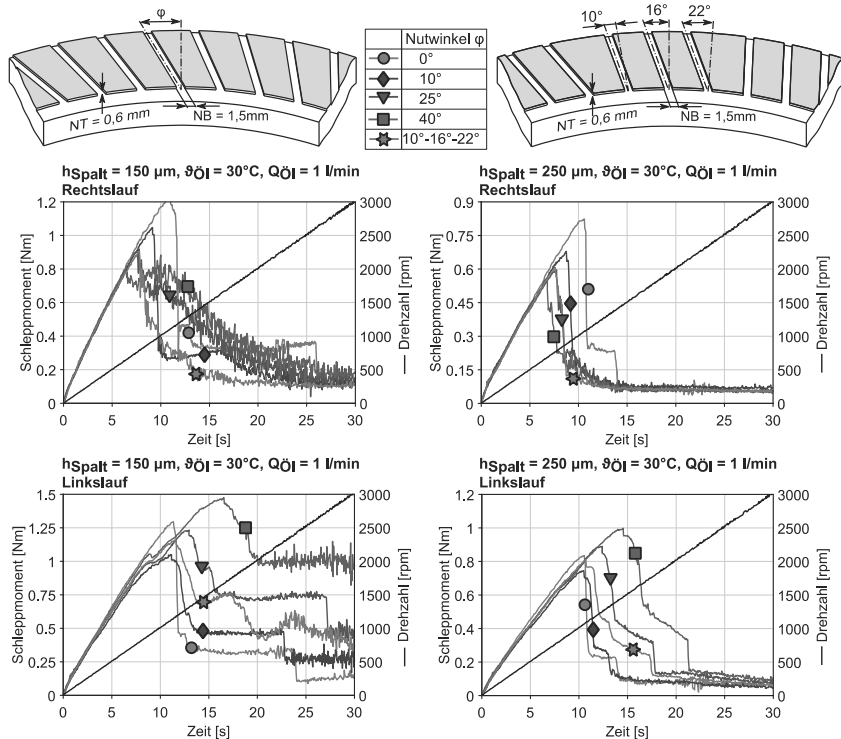


Bild 5: Variation des Nutwinkels bei gleichbleibendem Nutquerschnitt

Die Umkehrung der Drehrichtung zeigt generell mit zunehmendem Nutwinkel ein größeres Schleppmoment bei hohen Drehzahlen, da die Nutung der radialen Strömung des Fluides entgegen wirkt. Bei kleinen Spaltweiten (Diagramm links unten) existiert bei etwa $n = 800 \text{ rpm}$ ein leichter Drehmomentabfall. An diesem Punkt kommt es durch die Nutung zu einem

geringfügigen Einfördern von Luft von außen. Dieser Effekt führt gegenüber der rein radialen Nut teilweise zu einem geringeren Schleppmomentpeak.

Besonders interessant stellen sich die Ergebnisse der Parallelnutung dar. Diese besitzt in fördernder Drehrichtung einen kombinierten sehr günstigen Schleppmomentverlauf. Das maximale Schleppmoment entspricht hierbei dem der 25° - Lamelle. Die Kurve verläuft anschließend analog zur 10° - Lamelle weiter. Wird eine Kupplung überwiegend mit einer Differenzdrehzahlrichtung betrieben, sollten demzufolge in der Nutung möglichst mehrere Winkel kombiniert werden. Weitere Untersuchungen haben gezeigt, dass das Schleppmoment unabhängig von der Reihenfolge der Winkel (10° - 16° - 22° bzw. 10° - 22° - 16°) ist. Bei entgegengesetzter Drehrichtung besitzt die Parallelnutung im Vergleich zur ungeneigten Radialnut nur eine geringe Schleppmomenterhöhung.

3. 3D - CFD – Simulationsmodell

Um die strömungstechnischen Vorgänge innerhalb der Nutung besser zu verstehen, können numerische Simulationen eingesetzt werden. Am Beispiel des Nutwinkels soll überprüft werden, ob CFD - Simulationen in der Lage sind, den früheren Übergang in die Zweiphasenströmung und das von der Kupplungslamelle verursachte Schleppmoment zu berechnen. Hierfür wird ein in ANSYS CFX aufgebautes und in [1] vorgestelltes transientes 3D - CFD-Simulationsmodell genutzt. Um die komplexe hochdynamische Zweiphasenströmung möglichst genau abzubilden, liegt der Fokus dieses Modells auf einer detaillierten Berechnung der Phasengrenzflächen und den damit erforderlich zu beschreibenden Phaseninteraktionsmechanismen.

Einen Vergleich der gemessenen und berechneten Ergebnisse zeigt Bild 6. Berechnet wurde hierbei für zwei Geometrien ($\varphi = 0^\circ$ und $\varphi = 10^\circ$) und einen Betriebszustand der lineare Hochlauf von $n = 0$ rpm auf 3000 rpm mit zum jeweiligen Versuch analogen Randbedingungen. Für die Zweiphasenströmung werden wegen der extrem kleinen erforderlichen Zeitschrittweite von etwa $\Delta t = 5 \cdot 10^{-6}$ s nur einzelne quasistationäre Zustände an diskreten Zeitpunkten berechnet. Diese stellen sich für die entsprechende Drehzahl innerhalb von einigen hundertstel Sekunden ein. Es ist sehr gut zu erkennen, dass für die Einphasenströmung der Gradient des Schleppmoments und auch das maximale Schleppmoment bzw. die Übergangsdrehzahl in die Zweiphasenströmung sehr exakt berechnet werden. Die durch die Scherung des Öls und Wärmeableitung der Festkörper hervorgerufene leichte Krümmung der Kurve wird genau wiedergegeben. Weiterhin bildet die Simulation den früheren Abfall des Moments bei zunehmendem Nutwinkel genau ab. Für die Zweiphasenströmung liegt das berechnete Schleppmoment in guter Näherung zu den Messungen. In Übereinstimmung mit

den Versuchsergebnissen zeigt sich in der Berechnung für die Einphasenströmung eine sehr gleichmäßige und in der Zweiphasenströmung eine dynamische Momentenübertragung.

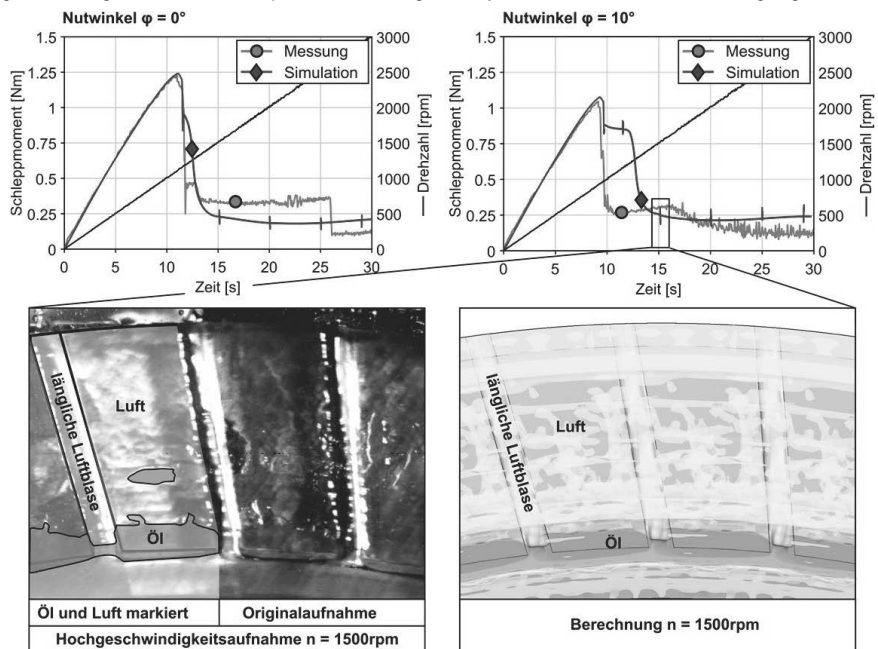


Bild 6: Vergleich der gemessenen und berechneten Schleppmomentkurven sowie Highspeed Aufnahmen der Strömung für $h_{\text{Spalt}} = 150 \mu\text{m}$, $\vartheta_{\text{Öl}} = 30^\circ\text{C}$, $Q_{\text{Öl}} = 1 \text{ l/min}$

Um die Qualität der Berechnungsergebnisse besser einschätzen zu können, wurden am Prüfstand Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Strömung durchgeführt. Der Vergleich der berechneten Phasenverteilung mit den Aufnahmen zeigt sehr gute Übereinstimmungen. Deutlich sind eine längliche Luftblase innerhalb der Nut und ein hoher Luftanteil im äußeren Lamellenbereich zu sehen. Weiterhin zeigt sich übereinstimmend eine charakteristische Luft einschnürung am Innenbereich der Nut sowie ein gewisser Ölanteil vor der Reibfläche bzw. am Innenbereich auf den Reibpads.

4. Zusammenfassung

Der Beitrag umfasst eine experimentelle und numerische Betrachtung zum Einfluss geometrischer Nutparameter auf das Schleppmoment nasslaufender Kupplungslamellen. Mithilfe eines weiterentwickelten Einlamellenprüfstands konnten diese Auswirkungen sehr genau

ermittelt werden. Alle Maßnahmen, die zu einer Erhöhung der Förderleistung einer Kupplungslamelle führen, verringern die Übergangsdrehzahl in die Zweiphasenströmung, wobei der Nutflächenanteil radialer Nutungen das Schleppmoment in der Einphasenströmung selbst kaum beeinflusst. Bei hohen Drehzahlen wird das Schleppmoment durch viele Faktoren bestimmt, wobei aus den Kurven klare Tendenzen abgeleitet werden können.

Weiterhin wurden die Ergebnisse eines allgemeingültigen transienten 3D-CFD-Modells mit den Messungen verglichen. Die berechneten Schleppmomentverläufe wiesen, besonders im Hinblick der Veränderung bei Geometrievariation, gute Übereinstimmungen auf. Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Strömung am Prüfstand zeigten eine zur Berechnung äquivalente Phasenverteilung. In Zukunft kann dieses 3D-CFD-Modell unterstützend zur Strömungsoptimierung von Kupplungslamellen eingesetzt werden.

Literatur

- [1] Neupert, T.; Bartel, D.: Drag torque of wet clutches – Comparison of measurement and CFD simulation. *Getriebe aktuell*, 5 (2015), 20-28
- [2] DRÄXL, T.: Wirkungsgradverbesserung durch Reduzierung der Schleppverluste an Lammellenkupplungen. FVV-Abschlussbericht Projekt FVV1012, HeftNr.985-2013, Frankfurt 2013
- [3] APHALE, C. R.; SCHULTZ, W. W.; CECCIO, S. L.: The Influence of Grooves on the Fully Wetted and Aerated Flow Between Open Clutch Plates. *Journal of Tribology* Vol. 132(1) (2010), 011104-1 – 011104-7
- [4] HU, J.; PENG, Z.; WEI, C.: Experimental Research on Drag Torque for Single-plate Wet Clutches *Journal of Tribology* Vol. 134(1) (2012), 014502-1 - 014502-6
- [5] KITABAYASHI, H.; LI, C.; HIRAKI, H.: Analysis of the Various Factors Affecting Drag Torque in Multiple-Plate Wet Clutches. *SAE Technical Paper* 2003-01-1973 (2003), 1-6
- [6] TAKAGI, Y.; OKANO, Y.; MIYAGAWA, M.; KATAYAMA, N.: Numerical and Physical Experiments on Drag Torque in a Wet Clutch. *Tribology Online* Vol. 7(4) (2012), 242-248
- [7] RAZZAQUE, M. M.; KATO, T.: Effects of Groove Orientation on Hydrodynamic Behavior of Wet Clutch Coolant Films. *Journal of Tribology* Vol. 121(1) (1999), 56-61
- [8] APHALE, C. R.; SCHULTZ, W. W.; CECCIO, S. L.: Aeration in Lubrication With Application to Drag Torque Reduction. *Journal of Tribology* Vol. 133(3) (2011), 031701-1 – 031701-7
- [9] YUAN, Y.; LIU, E. A.; HILL, J.; ZOU, Q.: An Improved Hydrodynamic Model for Open Wet Transmission Clutches. *Journal of Fluids Engineering* Vol. 129(3) (2007), 333-337
- [10] IQBAL, S.; AL-BENDER, F.; PLUYMERS, B.; DESMET, W.: Mathematical Model and Experimental Evaluation of Drag Torque in Disengaged Wet Clutches. *ISRN Tribology* Vol. 2013 (2013), 1-16
- [11] YUAN, S.; GUO, K.; HU, J.; PENG, Z.: Study on Aeration of Disengaged Wet Clutches Using a Two-Phase Flow Model. *ASME Journal of Fluids Engineering* Vol. 132(11) (2010), 111304-1-6
- [12] Wu, W.; Xiong, Z.; Hu, J.; Yuan, S.: Application of CFD to model oil–air flow in a grooved two-disc system. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 91 (2015), 293–301

Zeiteffiziente Methodik zur Ermittlung des Reibungsverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen mit Carbon-Reibbelag



Efficient Friction Screening Method for Wet Multiple Disk Clutches with Carbon Friction Material

M. Sc. **U. Stockinger**, Dr.-Ing. **H. Pflaum**,
Prof. Dr.-Ing. **Karsten Stahl**, FZG, TU München, Garching

Kurzfassung

Das tribologische System aus Reibpaarung, Schmierstoff und Beanspruchungen bestimmt die Reibcharakteristik von nasslaufenden Lamellenkupplungen. Aufgrund zahlreicher Einflussparameter und deren Wechselwirkungen ist das Reibungsverhalten nicht theoretisch vorherbestimmbar. Die Abstimmung von Reibpaarung und Schmierstoff erfordert somit experimentelle Untersuchungen. Im Rahmen eines Forschungsvorhabens der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA e.V.) wurde eine zweistufige Testmethodik zur reproduzierbaren Beschreibung des Reibungsverhaltens von Lamellenkupplungen mit Carbon-Reibbelägen entwickelt. Nach einem Einlauf werden Laststufen mit unterschiedlichen Pressungs-Gleitgeschwindigkeits-Kombinationen (p-v-Variationen) durchlaufen. Das Konditionierungsverhalten des Reibsystems wird mithilfe eines Dauerschaltversuchs und nachfolgenden p-v-Variationen bewertet. Anhand dieser Testmethodik wird der Schmierstoffeinfluss auf das Reibungsverhalten beschrieben.

Abstract

The tribological system friction lining, lubricant and load conditions determines the friction behaviour of wet multiple disk clutches. Due to numerous influencing parameters and their interactions, the friction behaviour cannot be predicted theoretically. Matching friction lining and lubricant requires experiments. In a research project of Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) a two stage screening test was developed to determine the friction behaviour of carbon type friction linings reproducibly. After running-in, different load stages with different surface pressures and sliding velocities are performed. The conditioning behaviour of the tribological system is evaluated by endurance tests and further variations of surface pressure and sliding velocity. This test procedure is well suited to analyse the influence of lubricant on friction behaviour.

1. Einleitung

In der Antriebstechnik werden heute nasslaufende Lamellenkupplungen in vielen Bereichen eingesetzt. Hauptsächlich finden sie in Getrieben für PKWs, LKWs und landwirtschaftlichen Maschinen sowie in industriellen Anlagen und Schiffen Verwendung. Allgemein dienen nasslaufende Lamellenkupplungen zur reibschlüssigen, trennbaren Verbindung zweier Wellen sowie als Bremsen.

Die Reibcharakteristik stellt eine maßgebliche Größe in Bezug auf Komforteindruck, übertragbares Drehmoment und Funktion nasslaufender Lamellenkupplungen dar. Steigt die Reibungszahl im Bereich kleiner Gleitgeschwindigkeiten an, können Reibschwingungen entstehen, die in erhöhten dynamischen Beanspruchungen im Antriebsstrang resultieren. Reibschwingungen können zu mechanischen Schäden bzw. zu Geräuschanregungen führen, die in vielen Anwendungen eine nicht akzeptable Funktionsbeeinträchtigung darstellen.

Das tribologische System aus Reibpaarung, Schmierstoff und Beanspruchungen bestimmt die Reibcharakteristik. Aufgrund einer Vielzahl an Einflussparametern und deren Wechselwirkungen, insbesondere der physikalischen und chemischen Eigenschaften der Schmierstoffbestandteile in der Grenzschicht, ist das Reibungsverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen nicht theoretisch vorherbestimmbar. Für die optimale Abstimmung von Reibpaarung und Schmierstoff sind experimentelle Untersuchungen somit unabdingbar.

Die „Society of Automotive Engineers (SAE)“ entwickelte Versuchsmethodiken zur Untersuchung der Reibcharakteristik von Lamellenkupplungen in Automatikgetrieben mit ATF Schmierstoffen [1], [2], [3], [4]. Laut SAE können diese Methodiken als Lebensdauertests für nasslaufende Lamellenkupplungen verwendet werden. Das Versuchsprogramm besteht aus mehreren Treppenstufenversuchen und dient in erster Linie der Ermittlung von Belastungsgrenzen. Mit dem Treppenstufenversuch „SAE No.2 Friction Test Machine μ_{Pvt} Test“ [4] wird der Einfluss von Differenzdrehzahl, Flächenpressung und Kühllötemperatur auf das Reibungsverhalten der Lamellenkupplungen untersucht. Als Ausfallkriterium ist die komplette Zerstörung des Reibsystems angegeben.

[5] stellt die aktuellen Entwicklungen im Bereich Carbon-Reibbeläge in Bezug auf Fertigung und Reibungsverhalten vor. Zudem wird ein Prüfprogramm bei konstanter Drehzahl und Variation der Flächenpressung zur Beurteilung des Reibungs- und Lebensdauerverhalten erläutert. Der Fokus der Untersuchungen liegt auf dem Reibwertgradienten der maßgeblich die Regelbarkeit einer Kupplung beeinflusst.

[6] beschreibt eine Lebensdauertestmethodik und untersucht die Einflüsse auf das Lebensdauerverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. Ein Reibungszahl-Kurztest für

nasslaufende Lamellenkupplungen mit Papier-Reibbelägen wurde von [7] entwickelt und eine Auswertemethodik zur Beurteilung des Reibungsverhaltens vorgestellt. Es zeigte sich eine sehr gute Reproduzierbarkeit und eine Unterscheidbarkeit der Reibungszahl im Bereich von $\pm 1 \%$. Die Testmethodik eignet sich zur Analyse des Reibungsverhaltens bei verschiedenen Pressungen und Gleitgeschwindigkeiten.

[8] untersuchte das Reibungsverhalten von Carbon- und Papier-Reibbelägen mit unterschiedlichen Schmierstoffen. Es wurden drei verschiedene Carbon und zwei Papier-Reibbeläge in einem Low velocity friction apparatus (LSLVA) mit Basestock Grundöl bei Gleitgeschwindigkeiten bis zu 2,5 m/s und $p = 1 \text{ N/mm}^2$ verglichen. Die gewebten Carbon-Reibbeläge zeigten in reinem Grundöl das beste Reibungsverhalten. Auf einem SAE#2 Prüfstand wurden Versuche mit 18 verschiedenen Modellfluiden bei Dauerschalt- und Loßreißversuchen durchgeführt. Abhängig von der Additivierung erhöhte sich die dynamische Reibungszahl um bis zu 40 %. Eine systematische Analyse von verschiedenen Belastungsparametern erfolgte nicht.

[9] und [10] untersuchten den Einfluss von Pressung, Gleitgeschwindigkeit und Massenträgheitsmoment in Bremsschaltungen auf das Reibungsverhalten von nasslaufenden Scheibenkupplungen mit Carbon-Reibbelägen. Die direkte Übertragbarkeit der Ergebnisse auf nasslaufende Lamellenkupplungen ist nicht gegeben, da unterschiedliche thermische Verhältnisse vorliegen. Die Veränderung des Reibungsverhaltens dieser Scheibenkupplungen mit Carbon-Reibbelägen über der Lebensdauer und mögliche Schadensmechanismen beschreibt [11].

Eine geeignete (Kurzzeit-) Testmethodik zur Charakterisierung des Reibungs- und Konditionierungsverhaltens von Kupplungslamellen bzw. Ölvarianten mit Carbon-Reibbelägen ist somit bisher nicht veröffentlicht.

2. Prüftechnik, Auswertemethodik und Kennwerte

Die experimentellen Untersuchungen zum Reibungszahl-Kurztest wurden mit verschiedenen Schmierstoffen, Lamellen der Baugröße 76/117 mm (Reibflächeninnen- /Reibflächenaußendurchmesser) und einem Carbon-Reibbelag auf dem Kupplungs-Prüfstand ZF/FZG KLP260 [13] durchgeführt.

Die Messungen der Reibungszahl in den Schaltversuchen wurden entsprechend der Methode von [7] in zwei Schritten ausgewertet. Im ersten Schritt wird, ausgehend vom Verlauf der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit, die Reibcharakteristik im Bereich 5...90 % der maximalen Gleitgeschwindigkeit in 5 %-Schritten diskretisiert. An jedem dieser 18 Stützpunkte wird in einem Bereich von jeweils $\pm 1 \%$ maximaler Gleitgeschwindigkeit der

arithmetische Mittelwert der Reibungszahlen berechnet. Für eine Schaltung mit einer maximalen Gleitgeschwindigkeit $v_{g,max} = 12$ m/s wird beispielsweise in Schritten von 0,6 m/s (5 % von 12 m/s) im Bereich von jeweils $\pm 0,12$ m/s (1 % von 12 m/s) arithmetisch gemittelt. Im zweiten Schritt werden jeweils diese diskretisierten Verläufe der Reibungszahlen der letzten fünf Schaltungen einer Laststufe zu einer gemittelten Reibcharakteristik zusammengefasst. Alle folgenden Kennwerte werden anhand der gemittelten Reibcharakteristik berechnet.

Das Reibungszahlniveau wird mit der mittleren Reibungszahl μ_{mit} , dem arithmetischen Mittelwert der Reibungszahlen zwischen 60...5 % der maximalen Gleitgeschwindigkeit $v_{g,max}$, beurteilt.

Die Steigung der Reibcharakteristik gegen Schaltungsende bestimmt die Reibschwingneigung einer Kupplung. Bei einem positiven Gradienten der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit werden Reibschwingungen ausgeschlossen, ein negativer Gradient ist notwendig für die Entstehung von Reibschwingungen. Zur Beurteilung des Reibschwingverhaltens wird hier der Kennwerte μ_2/μ_5 eingesetzt. μ_2 entspricht der Reibungszahl bei 50 % der maximalen Gleitgeschwindigkeit $v_{g,max}$, während μ_5 das Maximum der Reibungszahl im Bereich von 5...10 % $v_{g,max}$ darstellt. Ist der Quotient $\mu_2/\mu_5 > 1$ liegt eine am Schaltungsende fallende Reibcharakteristik vor. Für $\mu_2/\mu_5 < 1$ ist ein Anstieg der Reibungszahl gegen Schaltungsende zu verzeichnen.

Um bei sonst gleichen Beanspruchungen Unterschiede im Reibungszahlverlauf von zwei Versuchen zu beurteilen, wird der Kennwert μ_{Diff} definiert. Anhand dieses Kennwerts wird die Wiederholbarkeit bzw. Reproduzierbarkeit der Versuche bewertet. Es werden an jedem der 18 diskretisierten Punkte der gemittelten Reibcharakteristik die prozentualen Abweichungen einer Referenz (Basisschaltung des Vergleichs) von einer Vergleichsschaltung errechnet. Der arithmetische Mittelwert der so ermittelten betragsmäßigen Abweichungen ergibt μ_{Diff} . Somit ist sichergestellt, dass positive und negative Abweichungen der Vergleichsschaltung von der Referenzschaltung sich nicht kompensieren.

3. Versuchsprogramm Reibungszahl-Kurztest

Ausgehend von dem Reibungszahl-Kurztest für Papier-Reibbeläge [7] war es für Carbon-Reibbelag erforderlich, den Kurztest zweistufig aufzubauen. Nach einem Einlauf mit 620 Schaltungen (Versuchsbedingungen siehe Tabelle 1), der die Konditionierung des Reibsystems sicherstellen soll, werden zwei Versuchsblöcke (p-v-1/2; Versuchsbedingungen siehe Tabelle 2) mit Variation von Pressung und Gleitgeschwindigkeit durchgeführt, siehe Bild 1. Über eine Auswertung der aufeinanderfolgenden p-v-Variationen wird die

Wiederholbarkeit der Reibungszahlmessungen beurteilt. Mögliche Konditioniereffekte des Reibsystems werden über weitere 2.500 Schaltungen auf höchster Laststufe und einer erneuten doppelten p-v-Variation bewertet. Mit dem Kennwerte μ_{Diff} werden jeweils gleiche Laststufen der unterschiedlichen p-v-Variationen miteinander verglichen. Durch eine Gegenüberstellung von Laststufen aus p-v-1 mit p-v-3 kann die Veränderung des Reibungsverhaltens über den 2.500 Schaltungen auf höchster Laststufe beurteilt werden. Der Reibungszahl-Kurztest für Lamellenkupplungen mit Carbon-Reibbelag mit Belastungsstufen gem. Tabelle 1 und Tabelle 2 ist somit in den zwei Stufen wie folgt definiert:

- RZK-C-S1: Nach einer einstündigen Beölung der Lamellen werden 620 Einlaufschaltungen und 9 Laststufen der p-v-Variation doppelt durchlaufen. Durchlaufzeit der Schaltversuche ca. 3 h 20 min
- RZK-C-S2: Fortsetzung von RZK-C-S1 mit 2.500 Schaltungen auf LS9. Im Anschluss werden erneut 9 Laststufen der p-v-Variation doppelt durchlaufen. Durchlaufzeit der Schaltversuche 14 h 30 min

Die Versuche werden bei Öleinspritztemperatur $\vartheta_{\text{Öl}} = 80\text{ °C}$, Ölvolumenstrom $v_{\text{Öl}} = 1,25\text{ mm}^3/(\text{mm}^2\text{s})$, Taktzeit $T = 15\text{ s}$ und Lüftspiel von $l = 0,2\text{ mm}$ pro Reibfläche durchgeführt.

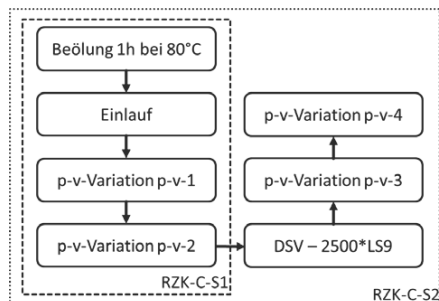


Bild 1: Versuchsabläufe RZK-C-S1 und RZK-C-S2

Tabelle 1: Laststufen des Einlaufs für Reibungszahl-Kurztest RZK-C

Einlauf- laststufe	Schaltungen	Pressung $p / \text{N/mm}^2$	Gleitgeschwindigkeit $v_g / \text{m/s}$	spez. Reibarbeit $q / \text{J/mm}^2$
E1	100	0,5	4,0	0,04
E2	100	0,5	8,0	0,18
E3	200	1,0	8,0	0,18
E4	200	1,5	12,0	0,40
E5	20	1,0	4,0	0,04

Tabelle 2: Laststufen der p-v-Variationen für Reibungszahl-Kurztest RZK-C

Laststufe	Schaltungen	Pressung p / N/mm ²	Gleitgeschwindigkeit v_g / m/s	spez. Reibarbeit q / J/mm ²
LS1	10	0,5	4	0,04
LS2	10	0,5	8	0,18
LS3	10	0,5	12	0,40
LS4	10	1,0	4	0,04
LS5	10	1,0	8	0,18
LS6	10	1,0	12	0,40
LS7	10	1,5	4	0,04
LS8	10	1,5	8	0,18
LS9	10	1,5	12	0,40

Die Wiederholbarkeit der Reibungszahlmessung in einem Versuch liegt bei Abweichungen von ca. 0,7 %.

Die Unterschiede der Lamellenpakete untereinander liegen hier im Mittel in einem Bereich von 1...2 %. Diese Unterschiede sind nicht in stochastischen Streuungen begründet, sondern können mit einem konstant höheren bzw. niedrigeren Reibungszahlniveau eines Versuchs erklärt werden.

Um einen schnellen Überblick über das Reibungsverhalten zu erhalten, kann der Reibungszahl-Kurztest RZK-C-S1 verwendet werden. Mit der angegebenen Durchlaufzeit sind pro Tag zwei Versuche möglich. Werden genauere Aussagen zum Konditionierungsverhalten benötigt, sollte RZK-C-S2 durchgeführt werden. Die Versuchsanzahl reduziert sich auf einen Test pro Tag. Eine Reproduktion der Versuche wird empfohlen.

Tabelle 3: Verwendete Schmierstoffe und deren Additivkomponenten

Bezeichnung	Additivierung
ATF (Serienöl)	volllegiert
SAE 75W90 (Serienöl)	volllegiert
Modellfluid 0 (MF0)	Basestock (Grundöl)
Modellfluid 2 (MF2)	Dispersant
Modellfluid 3 (MF3)	Rust Inhibitor
Modellfluid 6 (MF6)	Friction Modifier + Detergent + EP/AW
Modellfluid 10 (MF10)	Friction Modifier + Dispersant + EP/AW
Modellfluid 12 (MF12)	EP/AW
Modellfluid 13 (MF13)	Friction Modifier + Detergent + Rust Inhibitor
Modellfluid 14 (MF14)	Dispersant + EP/AW + Rust Inhibitor

4. Schmierstoffeinfluss auf das Reibungsverhalten mit Carbon-Reibbelägen

Beispielhaft für die Leistungsfähigkeit der Methode werden im Folgenden die Einflüsse der Schmierstoffadditivierung auf Konditionier- und Reibungsverhalten anhand von voll additivierten Ölen sowie von Modellfluiden mit ausgewählten Additivkomponenten diskutiert.

Es ist ein deutlicher Einfluss des verwendeten Öls bzw. der Additivierung auf das Konditionierverhalten während der 2.500 Schaltungen des Reibungszahl-Kurztests RZK-C gegeben. Für die untersuchten Schmierstoffe (Tabelle 3) traten, gemittelt über allen Laststufen, Veränderungen im Reibungsverhalten, gemessen an μ_{Diff} , in der Größenordnung 1,1...5,1 % vor und nach dem Dauerschaltversuch auf. Die geringsten Veränderungen in einer Laststufe betrugen 0,16 % bei Fluid 13 (FM+Det+RI), die größten Abweichungen wies das reine Grundöl (MF0) mit 6,63 % auf.

In Bild 2 und Bild 3 werden die mittleren Reibungszahlen μ_{mit} und der Kennwert μ_2/μ_5 aus p-v-1 abgebildet. Die Kennwerte errechnen sich jeweils als Mittelwert von Versuch und Reversversuch. Ein Teil der Versuche wurde mit reduziertem Trägheitsmoment durchgeführt, weswegen unterschiedliche maximale Reibleistungen aufgetreten sind.

Der Carbon-Reibbelag zeigt eine geringere Abhängigkeit des Reibungszahlniveaus von der Flächenpressung als der Papier-Reibbelag aus [7]. Es stellt sich ein überlagernder Effekt von Reibarbeit / Gleitgeschwindigkeit ein, sodass mit höherer Reibarbeit / Gleitgeschwindigkeit teils deutlich niedrigere Reibungszahlniveaus vorliegen. Auch der Kennwert μ_2/μ_5 ist pressungsabhängig. Bei höherer Pressung steigt die Reibungszahl am Schaltungsende tendenziell stärker an ($\mu_2/\mu_5 < 1$). Die Versuche mit MF2/6/13/14 und ATF zeigen, dass bei der Auswahl der Additivkombinationen entweder ein hohes Reibungszahlniveau oder eine fallende Reibungszahl am Schaltungsende ($\mu_2/\mu_5 > 1$) erreicht werden kann. Die Fluide MF0/3/10 und das SAE stellen einen Kompromiss zwischen Reibungszahlniveau und Verlauf der Reibcharakteristik dar.

Lediglich MF12 (EP/AW) zeigt sowohl ein niedriges Reibungszahlniveau als auch eine ansteigende Reibcharakteristik am Schaltungsende in allen Laststufen.

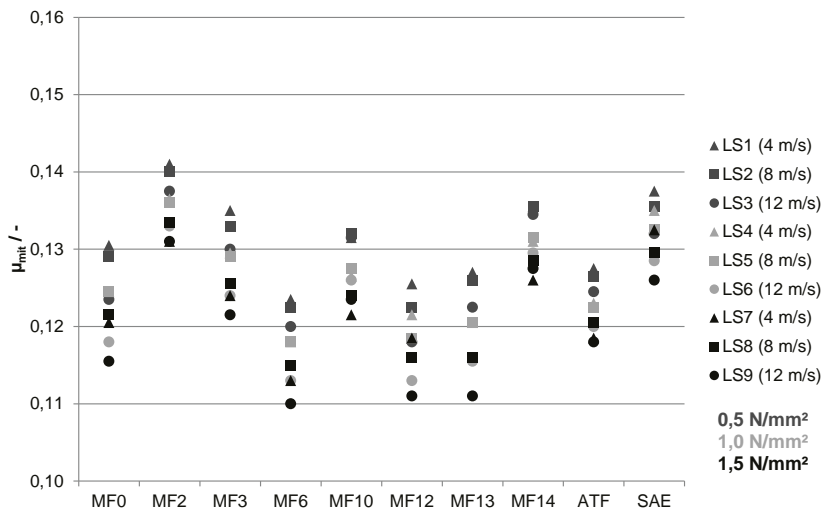


Bild 2: Mittlere Reibungszahl μ_{mit} in p-v-1 für MF0/2/3/6/10/13/14/ATF ($q_{max} = 0,31 \text{ J/mm}^2$); MF12/SAE ($q_{max} = 0,40 \text{ J/mm}^2$); Carbon-Reibbelag; Baugröße 76/117

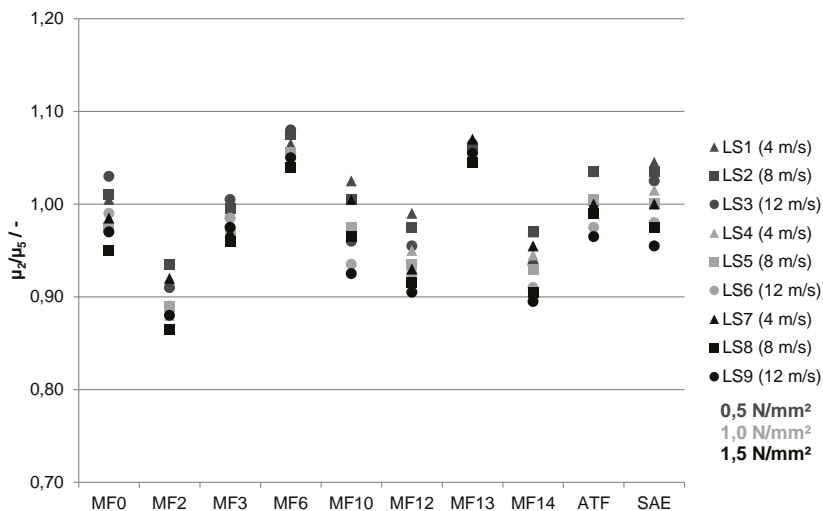


Bild 3: Kennwert μ_2/μ_5 in p-v-1 für MF0/2/3/6/10/13/14/ATF ($q_{max} = 0,31 \text{ J/mm}^2$), MF12/SAE ($q_{max} = 0,40 \text{ J/mm}^2$); Carbon-Reibbelag; Baugröße 76/117

5. Vergleich der Additiveinflüsse bei Carbon- und Papier-Reibbelägen

Der Additiveinfluss beim Carbon-Reibbelag wird mit den Ergebnissen des Papier-Reibbelags von [7] verglichen, die mit den gleichen Schmierstoffen erarbeitet wurden. Die spezifischen Reibarbeiten in den Versuchen mit dem Papier-Reibbelag waren im Einlauf deutlich höher. Einen Einfluss auf das Reibungsverhalten in der p-v-Variation aus der Belastungshistorie lässt sich nicht ausschließen.

Für den Papier-Reibbelag wird zum Vergleich der diskretisierten Reibcharakteristik die Laststufe LS5 ($p = 1 \text{ N/mm}^2$; $v_g = 10 \text{ m/s}$; $q = 0,35 \text{ J/mm}^2$) des Reibungszahl-Kurztests für Papier-Reibbeläge aus [7] herangezogen, siehe Bild 4. Beim Carbon-Reibbelag wird LS6 ($p = 1 \text{ N/mm}^2$; $v_g = 12 \text{ m/s}$; $q = 0,31 \text{ J/mm}^2$) betrachtet, siehe Bild 5. Es werden jeweils die p-v-Variation p-v-1 verglichen, d.h. beim Carbon-Reibbelag das Reibungsverhalten vor den 2.500 Schaltungen auf Laststufe LS9.

Das Reibungsverhalten ist für beide Reibwerkstoffe ähnlich; kleine Unterschiede werden festgestellt. Im Allgemeinen liegt beim Papier-Reibbelag das Reibungszahlniveau um ca. 10 % höher. Der Papier-Reibbelag weist zu Schaltungsbeginn ein konstantes Reibungsverhalten auf, der Carbon-Reibbelag fällt hier im Verlauf der Schaltung leicht ab.

Für MF14 (Disp+EP/AW+RI) tritt bei beiden Reibbelägen das höchste Reibungszahlniveau mit einer steigenden Reibcharakteristik am Schaltungsende auf, gefolgt von MF10 (FM+Disp+EP/AW) mit einem leicht niedrigeren Reibungszahlniveau. Die Modellfluide MF6 (FM+Det+EP/AW) bzw. MF13 (FM+Det+RI) zeigen jeweils ein niedriges Reibungszahlniveau mit einer zum Schaltungsende fallenden Reibcharakteristik. Unterschiede ergeben sich in der Höhe des Gradienten. MF13 fällt beim Papier-Reibbelag deutlich stärker ab als MF6. Auch für den Carbon-Reibbelag ist dies grundsätzlich der Fall, aber deutlich geringer ausgeprägt. Beim ATF wird mit dem Papier-Reibbelag eine zum Schaltungsende fallende, beim Carbon-Reibbelag eine ansteigende Reibcharakteristik festgestellt.

Die grundsätzliche Wirkung der Additiv-Komponenten kann damit für den Carbon-Reibbelag bestätigt werden. Für das Reibungsverhalten sind maßgeblich Dispersant, Detergent und Friction Modifier verantwortlich. Das Dispersant hebt hier das Reibungszahlniveau an und führt in der Tendenz zu einer ansteigenden Reibcharakteristik, Detergent und Friction Modifier senken die Reibungszahl während der Schaltung und gegen Schaltungsende. Die übrigen Additive sind für das Reibungsverhalten nicht vernachlässigbar, der Einfluss ist aber gegenüber Disp/Det/FM weniger stark ausgeprägt.

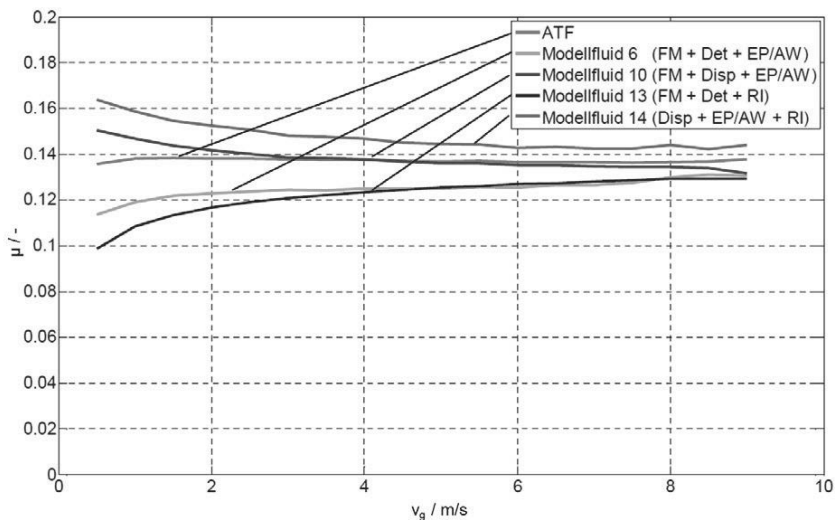


Bild 4: Reibcharakteristik mit ATF, MF6/10/13/14, LS5 ($p = 1 \text{ N/mm}^2$, $v_g = 10 \text{ m/s}$, $q = 0,35 \text{ J/mm}^2$), Papier-Reibbelag; Baugröße DKA 120/142,8; [7]

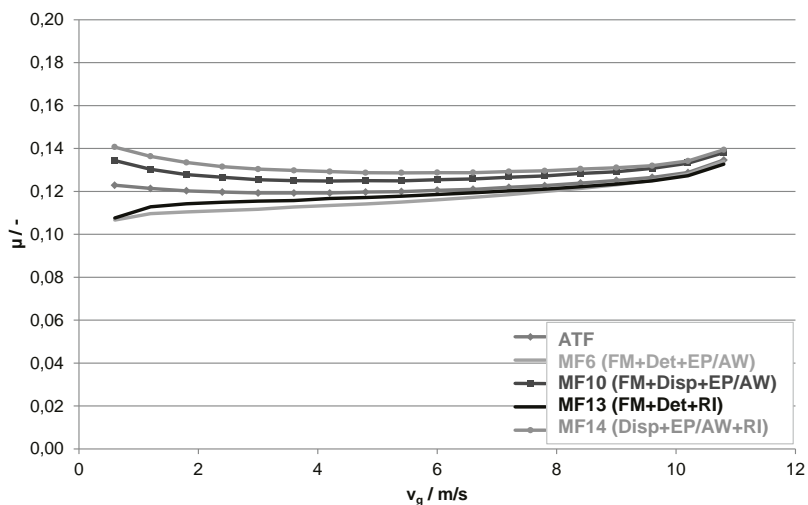


Bild 5: Reibcharakteristik mit ATF, MF6/10/13/14, LS6 ($p = 1 \text{ N/mm}^2$, $v_g = 12 \text{ m/s}$, $q = 0,31 \text{ J/mm}^2$); p-v-1; Carbon-Reibbelag; Baugröße 76/117

6. Zusammenfassung

Ausgehend vom Reibungszahl-Kurztest für Papier wurde für Carbon-Reibbeläge eine zweistufige Testmethodik entwickelt, die eine reproduzierbare Beschreibung des Reibungsverhaltens ermöglicht. Der treppenstufenförmige Einlauf und die Variation von Pressung und Gleitgeschwindigkeit zur Beurteilung des Reibungsverhaltens wurden beibehalten, die Laststufen jedoch an den Carbon-Reibbelag angepasst. Mit einer Durchlaufzeit von ca. 3 h 20 min, dient Stufe 1 der schnellen Beurteilung des Reibungsverhaltens. Eine genauere Analyse des Konditionierungsverhaltens erfolgt durch den verlängerten Reibungszahl-Kurztest in Stufe 2. Bei einer Versuchsdauer von 14 h 30 min kann die weitere Entwicklung des Reibungsverhaltens analysiert werden. Anhand dieses erweiterten Testverfahrens wurden verschiedene Modellfluide untersucht und die Additivwirkungen charakterisiert. Dispersant, Detergent und Friction Modifier zeigen einen maßgeblichen Einfluss auf das Reibungsverhalten. Die weiteren Additive sind ebenfalls relevant, die Auswirkungen auf das Reibungsverhalten sind jedoch untergeordnet.

Die Additiv-Effekte auf den Carbon-Reibbelag sind grundsätzlich mit denen des Papier-Reibbelags vergleichbar, wobei kleine Unterschiede auftreten. In der Tendenz fällt der Additiv-Einfluss auf den Carbon-Reibbelag geringer aus.

7. Danksagung

Die diskutierten Ergebnisse wurden im Rahmen von Forschungsvorhaben erarbeitet, die durch die Forschungsvereinigung Antriebstechnik, FVA e.V. gefördert wurden. Der FVA, sowie allen Mitgliedsfirmen, die die Forschungsarbeiten unterstützt haben, gilt der Dank der Autoren.

8. Literaturverzeichnis

- [1] SAE Spezifikation J2487: SAE No.2 Friction Test Machine 3600 r/min Stepped Power Test, USA, 2000.
- [2] SAE Spezifikation J2488: SAE No.2 Friction Test Machine 6000 r/min Stepped Power Test, USA, 2000.
- [3] SAE Spezifikation J2489: SAE No.2 Friction Test Machine Durability Test, USA, 2000.
- [4] SAE Spezifikation J2490: SAE No.2 Friction Test Machine μ_{Pvt} Test, USA, 2000.
- [5] Föge, V., Eder, M., Nickel, F.: Innovation von Fiber Composite Reibsystemen-Von der Faser bis zur Anwendung. VDI-Bericht 2245, Kupplungen und Kupplungssysteme, 2015, S. 185-196.

- [6] Höhn, B.-R., Stahl, K., Pflaum, H., Hensel, M.: Einflüsse auf das Lebensdauerverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. VDI-Bericht 2139, 2011, S. 105-116.
- [7] Stahl, K., Pflaum, H., Acuner, R.: Reibungszahl-Screeningtest für Lamellenkupplungen mit Papierreibbelag. VDI-Bericht 2206, 2013, S. 101-110.
- [8] Oldfield, R. C., Watts, R. F.: Impact of lubricant formulation on the friction properties of carbon fiber clutch plates. Lubricant Science Heft 1, 2005, S. 37-48.
- [9] Wenbin, L., Jianfeng, H., Jie, F., Zhenhai, L., Liyun, C., Chunyan, Y.: Study on tribological properties as a function of operating conditions for carbon fabric wet clutch. Tribology International, Volume 94, 2016, S. 428-436.
- [10] Fu, Y, Li, H., Fei, J., Yang, G.: Study on Friction Performance of Carbon/Carbon Composite under Lubrication Condition. Polytechnical University, Xi'an, Shaanxi
- [11] Jie, F., Li, W., Huang, J., Cao, L., Yao, C.: Variation of the tribological properties of carbon fabric composites in their whole service life. Tribology International, Volume 99, 2016, S. 29-37.
- [12] Layher, M.: Einfluss der Schmierstoffadditivierung auf das Reibungsverhalten nasslaufender Reibschaltelemente. Technische Universität München, Dissertation, 2011.
- [13] Meingaßner, G. J., Pflaum, H., Stahl, K.: Test-Rig Based Evaluation of Performance Data of Wet Disk Clutches. 14th International CTI Symposium, Berlin, 2015.

Reibungsverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen am Übergang Haftreibung – Gleitreibung



Friction Behavior of Wet Multi-Plate Disk Clutches at the Transition from Static to Dynamic Friction

Dipl.-Ing. (FH) **Georg Johann Meingaßner**, Dr.-Ing. **Hermann Pflaum**,
Prof. Dr.-Ing. **Karsten Stahl**,
Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau – FZG,
Technische Universität München, Garching

Kurzfassung

Nasslaufende Lamellenkupplungen übernehmen in industriellen und automobilen Antriebssträngen meist sicherheits- und komfortrelevante Funktionen. Kenntnisse zum übertragbaren Drehmoment bei den entsprechenden Belastungen und Betriebsbedingungen sind die Basis für eine betriebssichere Auslegung und Dimensionierung der Lamellenkupplung. In einigen Anwendungsfällen wird trotz konservativer Dimensionierung ein unerwünschtes Kriechen der Lamellenkupplung bei langer und häufig stationärer Drehmomentbelastung festgestellt, wodurch Funktion und Sicherheit beeinträchtigt sein können.

Zum Reibungsverhalten bei Mikroschlupf und der ohne Schlupf übertragbaren Reibungszahl liegen bisher nur wenige Erkenntnisse vor. Im Rahmen grundlegender experimenteller Untersuchungen wurden deswegen das Reibungsverhalten bei Mikroschlupf sowie die übertragbare Haftreibungszahl untersucht. Es wurde eine Test- und Auswertemethodik entwickelt und bei Untersuchungen ausgewählter Reib-/ Schmierstoffpaarungen angewendet. Die Methodik ermöglicht eine Untersuchung des Reibungsverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen bei sehr niedrigen Gleitgeschwindigkeiten und die Einordnung zum Lastschalt-Reibungsverhalten.

Abstract

Wet multi-plate disk clutches are used in industrial and automotive powertrains mainly for safety and comfort tasks. Knowledge on the transmissible torque depending on load and operating conditions is essential for reliable dimensioning of the clutch. In some applications creeping and microslip of the clutch can be noticed under long-term and stationary torque load which can affect function and safety.

Currently, there is only a little understanding of the friction behavior of disk clutches under microslip conditions as well as the transmittable static torque without slip. Therefore, basic experimental investigations on the friction behavior under microslip conditions and the static coefficient of friction were carried out. A test and evaluation method has been developed and applied during investigations with selected combinations of friction materials and lubricants. The method enables evaluation of friction behavior of wet disk clutches under low sliding speeds as well as a classification with regard to the powershift friction behavior.

1. Einleitung und Problemstellung

Nasslaufende Lamellenkupplungen finden sehr weite Verbreitung in Fahrzeuggetrieben und Industrieanwendungen und übernehmen meist sicherheits- und komfortrelevante Funktionen. In Automatikgetrieben stellen sie eine der wichtigsten Baugruppen dar und werden zunehmend auch schlupfgeregelt betrieben.

Die hohen Anforderungen an Komfort und Regelbarkeit und die dafür vorteilhafte Einstellung einer mit der Gleitgeschwindigkeit ansteigenden Reibungszahl führen dazu, dass die Kupplungen im geschlossenen Zustand häufiger an der Grenze ihrer Drehmoment-Übertragungsfähigkeit betrieben werden. So wird in einigen Anwendungsfällen trotz konservativer Dimensionierung ein unerwünschtes Kriechen (Mikroschlupf) der Lamellenkupplung bei langer und stationärer Drehmomentbelastung festgestellt. Dadurch können Funktion und Sicherheit erheblich beeinträchtigt werden. Auch Schäden wie Verschleiß und Veränderungen im Reibungsverhalten werden mitunter in Verbindung mit unerwünschten Drehzahl-schlupf gebracht. In der Praxis muss bei derartigen Problemen mit verschleißfesteren und thermisch stabileren Kupplungsbelägen nachgebessert werden. Mögliche Folgen sind dabei eine Verschlechterung der dynamischen Reibeigenschaften sowie eine Überdimensionierung der Kupplungen.

Unerwünschter Schlupf kann aber auch als Folge von äußeren Zwangskräften beispielsweise aus Winkel- oder Achsversatz von An- und Abtriebswelle oder aufgrund von Schwingungen durch Drehungleichförmigkeiten auftreten (u.a. [1, 2, 3]).

Zum Reibungsverhalten bei Mikroschlupf und der ohne Schlupf übertragbaren Reibungszahl liegen aktuell nur wenige Erkenntnisse vor. Im Rahmen grundlegender experimenteller Untersuchungen wurden deshalb das Reibungsverhalten bei Mikroschlupf sowie die übertragbare Haftreibungszahl untersucht. Dafür wurde eine geeignete Test- und Auswertemethodik entwickelt und bei Untersuchungen ausgewählter Reib-/ Schmierstoffpaarungen angewendet.

2. Reibungsverhalten bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten

Nasslaufende Lamellenkupplungen werden hauptsächlich im Bereich der Grenzreibung betrieben. Damit ist das Reibungsverhalten sehr stark vom Schmierstoff und dessen Additivierung abhängig. In der Literatur werden basierend auf empirischen Beobachtungen neben der Reibmaterial-Schmierstoffpaarung zudem vielfältige weitere Einflüsse auf das Reibungsverhalten beschrieben (u.a. [4 – 18]):

- Gleitgeschwindigkeit und Gleitbeschleunigung
- zurückgelegter Gleitweg
- Temperatur
- Flächenpressung der in Kontakt stehenden Körper
- Vorhandensein und Eigenschaften dritter Stoffe (Partikel, Fluide) im Reibkontakt

Aufgrund der komplexen Wechselwirkungen im tribologischen System können Daten zur übertragbaren Reibungszahl nur experimentell bestimmt werden. Hierfür werden häufig Untersuchungen an Komponentenprüfständen durchgeführt (u.a. [7, 19, 20]).

Im Hinblick auf Schlupfbeanspruchungen führte [21] Untersuchungen an einer Allrad-Differenzial-Kupplung mit sintermetallischem Reibbelag durch. Der Versuchsablauf zeigte einen großen Einfluss auf das Reibungsverhalten, was auf unterschiedliche Oberflächentemperaturen beim Start des Versuchs zurückgeführt wird. Als Haupteinflussparameter auf die Reibungszahl bei Schlupfbeanspruchung wurden Gleitgeschwindigkeit, Kontakttemperatur, Flächenpressung und Additivierung identifiziert.

[22] und [23] erklären eine mit sinkender Relativgeschwindigkeit sinkende Reibungszahl durch die Scherfestigkeit der Grenzschichten, die mit organischen Friction Modifier Additiven in ATFs erzeugt werden. Das Reibungsverhalten kann zudem durch Detergent- und Dispersant-Additive durch eine lokale Erhöhung der Viskosität des Flüssigkeitsfilms nahe der Reibflächen beeinflusst werden, wodurch die Reibungszahl ansteigt.

Anhand von Tribometerversuchen („Pin-on-Disk“) werden in [20] stationäre Schlupfversuche mit kurzer Schlupfdauer und dynamischer Beschleunigung und Verzögerungsphase durchgeführt. Neben einer signifikanten Abhängigkeit der Reibungszahl von der Gleitgeschwindigkeit wird eine Abhängigkeit des Reibungszahlniveaus von der Flächenpressung festgestellt. Vergleichbare Ergebnisse für den Einfluss der Flächenpressung papierbasierter Reibwerkstoffe werden auch in [24] mittels Tribometerversuchen erzielt. Dabei werden die Auswirkungen einer thermischen Überlastung des Reibmaterials untersucht. Ohne Additivierung zeigen die Messungen einen über der Gleitgeschwindigkeit stark negativen Reibungszahlgradienten. Die untersuchten Gleitgeschwindigkeiten werden nicht genannt.

Im Hinblick auf das Reibungsverhalten bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten wird in [25] und [26] eine standardisierte Prüfprozedur zur Ermittlung des Reibungsverhaltens auf Basis von Schaltversuchen beschrieben. Die statische Reibungszahl wird dabei über Schaltversuche bei einer „Abfang-/ Enddrehzahl“ von $n = 2,0 \text{ min}^{-1}$ (bzw. Weiterschleppen nach Schaltvorgang mit $\omega = 0,21 \text{ rad/s}$) ermittelt.

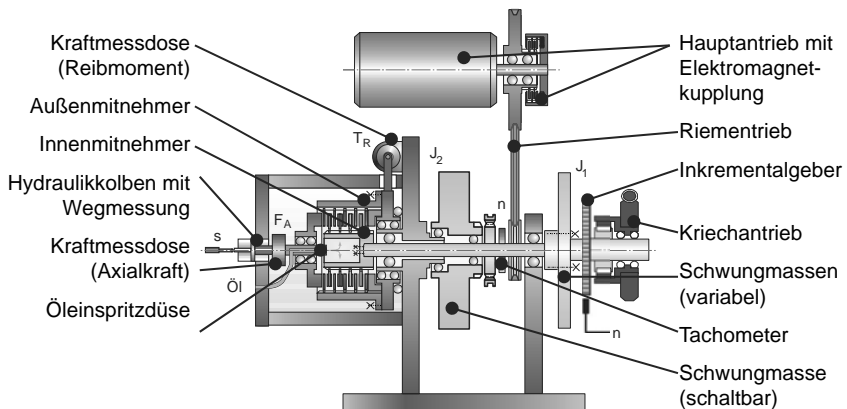
[27] beschreibt einen Prüfstand zur Ermittlung der Haftreibungszahl sowie zur Untersuchung von Lamellenkupplungen bei Langzeitbelastung. Eine gegenüber der dynamischen Reibungszahl zu niedrige Haftreibungszahl kann in der Praxis zu kontinuierlichem Schlupf mit hoher thermischer Beanspruchung führen. Der Brems-Prüfstand besteht aus einem an der Antriebswelle befestigten Hebel, über den mittels Gewichten ein Drehmoment aufgebracht werden kann. Die Abtriebswelle ist über eine Drehmomentmesswelle mit dem Prüfstandsgehäuse befestigt. Es werden keine Versuchsergebnisse gezeigt.

3. Prüfstandstechnik

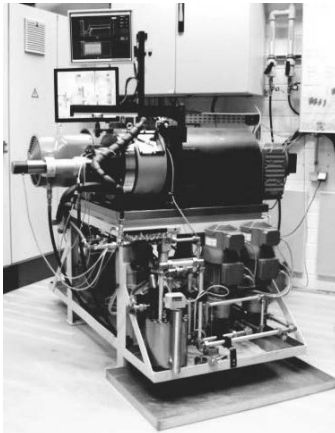
In Rahmen der Untersuchungen kommen zwei Komponenten-Prüfstände der FZG zum Einsatz. Für ausführliche Beschreibungen der beiden Prüfstände wird auf [7] und [28] verwiesen.

3.1 Prüfstand ZF/FZG KLP-260

Für die Untersuchungen bei definiertem Kupplungsschlupf kommt der Prüfstand ZF/FZG KLP-260 zum Einsatz (**Abbildung 1**).



a) Schema



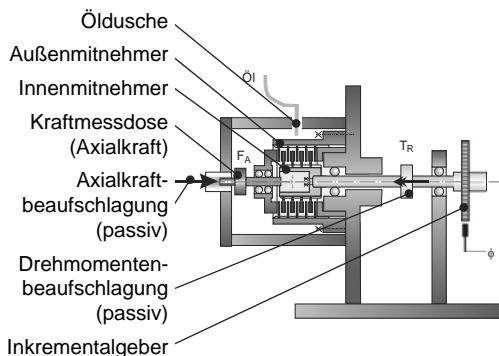
b) Foto

Bild 1: Prüfstand ZF/FZG KLP-260 ([7], [28]).

Über den zuschaltbaren Kriechantrieb können variabel Konstant-Schlupf oder instationäre Schlupfverläufe mit und ohne Drehrichtungswechsel dargestellt werden. Der Inkrementalgeber am Abtrieb ermöglicht eine genaue Erfassung des Schlupfs. Über die Messtechnik können u.a. Reibmoment und Reibungszahl unter definierten Betriebsbedingungen gemessen werden.

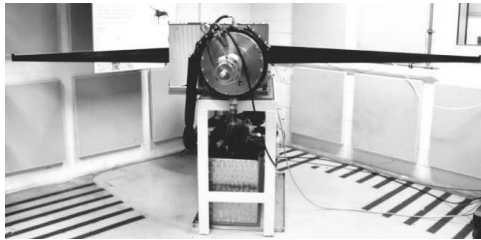
3.2 Prüfstand LK3 (statisch)

Die Untersuchungen bei definierter Drehmomentbelastung werden am Prüfstand LK3 (statisch) durchgeführt (**Abbildung 2**).



a) Schema

Der passive Aufbau ermöglicht die Aufbringung einer über lange Zeit konstanten Anpresskraft, die über eine Kraftmessdose gemessen wird. Das Lastmoment wird über einen Hebel und Gewichte in das Lammellenpaket eingeleitet. Der auftretende Schlupf (Verdrehwinkel) kann über den Inkrementalgeber sehr genau erfasst



b) Foto

Bild 2: Prüfstand LK3 (statisch) ([28]).

werden. Über ein Ölaggregat sind Beölung und Temperierung des Versuchs-pakets sichergestellt.

4. Versuchs- und Auswertemethodik

Eine wichtige Beurteilungsgröße für das Reibungsverhalten einer Lamellenkupplung stellt die *Reibcharakteristik* dar (u.a. [5, 6, 8, 9, 14, 15, 29]). Als *Reibcharakteristik* wird der Verlauf der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit bezeichnet. Hinsichtlich Regelbarkeit und Schaltkomfort sowie zur Reduzierung der Reibschwingneigung wird eine mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit ansteigende Reibungszahl angestrebt.

4.1 Betriebsarten

Im Rahmen der Untersuchungen kommen drei Betriebsarten in jeweils unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeitsbereichen zum Einsatz (**Abbildung 3**).

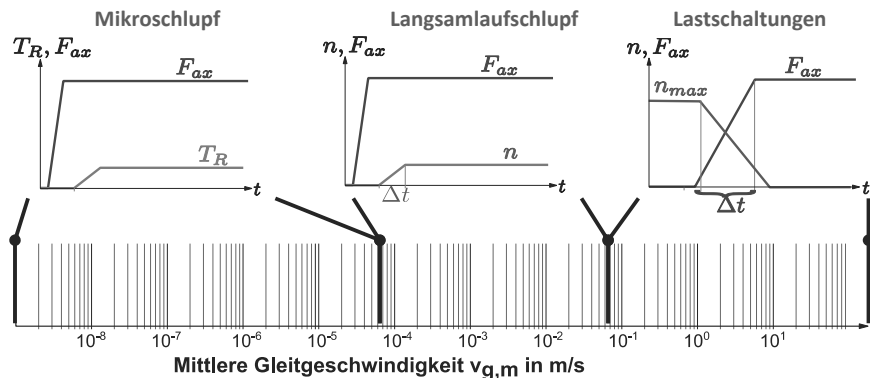


Bild 3: Betriebsarten und Gleitgeschwindigkeitsbereiche – Übersicht ([28]).

Kriechverhalten und Mikroschlupf bei konstanter Drehmomentbelastung

Bei den Versuchen zur Haftreibungszahl sowie zum Reibungsverhalten bei Mikroschlupf wird der Prüfstand LK3 (statisch) verwendet (**Abbildung 4**). Das Belastungsdrehmoment wird bei einer vorgegebenen Flächenpressung entsprechend einer ausgenutzten Reibungszahl μ_a nach Formel (1) gewählt.

$$\mu_a(m, p, \epsilon) = \frac{m \cdot g \cdot l \cdot \cos(\epsilon)}{p \cdot A \cdot r_m \cdot z} \quad (1)$$

μ_a	/ -	Ausgenutzte Reibungszahl	p	/ (N/mm ²)	Flächenpressung
m	/ kg	Masse d. Belastungsgewichts	A	/ mm ²	Reibfläche
l	/ m	Hebellänge	r_m	/ mm	mittl. Reibradius
ϵ	/ °	Verdrehwinkel	z	/ -	Reibflächenanzahl

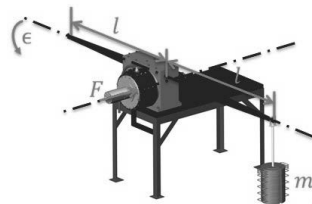


Bild 4: Prüfstand LK3 (statisch) – schematisch ([28]).

Stationärer Langsamlaufschlupf

Bei den Versuchsreihen mit definiertem Langsamlaufschlupf (**Abbildung 3 Mitte**) wird die Kupplung im Stillstand geschlossen und mit definierter Axialkraft F_{ax} beaufschlagt. Anschließend wird die Kupplung innerhalb einer definierten Drehzahlanstiegszeit Δt auf Zieldrehzahl n aufgerissen und eine definierte Zeit stationär bei dieser Schlupfdrehzahl betrieben.

Lastschaltungen

Bei Lastschaltungen wird die geöffnete Kupplung auf Differenzdrehzahl beschleunigt. Nach Erreichen der Ausgangs-Differenzdrehzahl n_{max} wird eine definierte Axialkraft F_{ax} auf die Kupplung aufgebracht. Durch das sich aufbauende Reibmoment wird die Differenzdrehzahl abgebaut und bei Bremsversuchen die Kupplung bis auf Stillstand abgebremst (**Abbildung 3 rechts**). Es ist zu beachten, dass eine Lastschaltung einen hochgradig instationären Reibvorgang darstellt.

Konditionierung

Vor den experimentellen Untersuchungen zum Reibungsverhalten werden die Versuchspakete über Lastschaltungen konditioniert und ein gleichmäßiger und stabiler Konditionierungszustand sichergestellt.

Es hat sich hierbei eine dreistufige Konditionierung als zielführend herausgestellt ([28]). Die

Konditionierung besteht aus einem Einlauf (angelehnt an [11] und [14]) und zusätzlichen Lastschaltungen bei erhöhten Öleinspritztemperaturen (**Abbildung 5**).

4.2 Versuchsablauf und -auswertung

Die Versuchsreihen zum Reibungsverhalten werden mit konditionierten Versuchspaketen durchgeführt. Im Folgenden werden Versuchsablauf und -auswertung beschrieben.

Stationärer Langsamlaufschlupf

Ein *Versuchsblock* (**Abbildung 5**) ist durch eine konstante Öleinspritztemperatur (ϑ_{OI}) gekennzeichnet. Der spezifische Ölvolumenstrom \dot{v} wird konstant gehalten. Vor und nach den Messreihen werden Lastschaltungen durchgeführt. Innerhalb der Versuchsreihen werden blockweise Flächenpressung (p), Gleitgeschwindigkeit (v_g) und ggf. Drehrichtung (DR) variiert. Die Messpunkte werden mehrfach belegt. Für die Auswertung der Reibungszahl wird der stationäre Bereich der Messung herangezogen. Die ermittelten Reibungszahlen lassen sich über der Gleitgeschwindigkeit für z.B. verschiedene Öleinspritztemperaturen und Flächenpressungen darstellen ([28]).

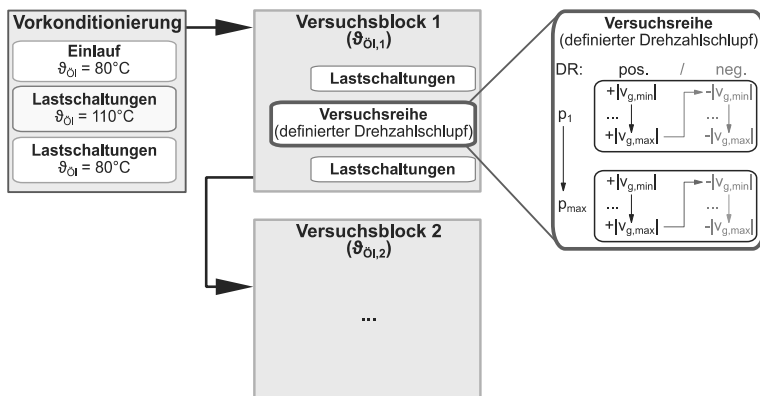


Bild 5: Versuchsablauf – Versuchsreihen bei definiertem Langsamlaufschlupf ([28]).

Haftreibung und Mikroschlupf

Jeder *Versuchsblock* hier ist wieder durch eine feste Öltemperatur (T_{OI}) gekennzeichnet. Es werden blockweise Flächenpressung (p) und ausgenutzte Reibungszahl (μ_a) variiert. Die Messpunkte werden jeweils mehrfach belegt.

Aus dem Zeitverlauf des Verdrehwinkels wird eine mittlere Kriechrate $\dot{\epsilon} = \left| \frac{\Delta \epsilon}{\Delta t} \right|_{\text{m}}$ in $(^\circ/\text{h})$ berechnet. Bei Variation der ausgenutzten Reibungszahl μ_a ergeben sich unterschiedliche Kriechraten. Diese lassen sich in eine mittlere Gleitgeschwindigkeit umrechnen, wodurch die übliche Darstellung der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit und damit eine Einordnung zu den Ergebnissen der anderen Betriebsmodi möglich ist. ([28])

5. Versuchsergebnisse zum Reibungsverhalten

Nachfolgend werden exemplarisch Versuchsergebnisse zum Reibungsverhalten einer Lammellenkupplung mit Papierreibbelag in Pkw-Baugröße mit ATF gezeigt.

5.1 Haftreibung und Mikroschlupf

Es wurden im Rahmen dieser Versuchsreihe Messungen bei drei Schmierstofftemperaturen mit Variation von ausgenutzter Reibungszahl sowie Flächenpressung durchgeführt. Es ist bei allen untersuchten Flächenpressungen und Schmierstofftemperaturen eine ausgenutzte Reibungszahl zu identifizieren, unterhalb der es zu keiner Relativverdrehung kommt. Bei Überschreiten der Haftreibungszahl kommt es zunächst zu Kriechen mit sehr niedrigen Kriechraten, die dann sehr schnell ansteigen.

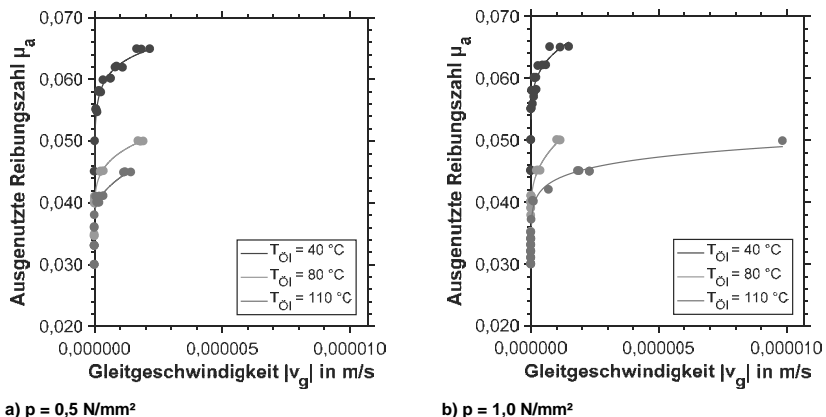


Bild 6: Mikroschlupf und Haftreibung – ausgenutzte Reibungszahl über Gleitgeschwindigkeit.

In **Abbildung 6** ist die ausgenutzte Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit für die untersuchten Schmierstofftemperaturen und Flächenpressungen dargestellt. Es ist jeweils eine mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit ansteigende Reibungszahl zu beobachten. Der Übergang von Haften zu Gleiten erfolgt kontinuierlich. Mit zunehmender Schmierstofftemperatur

kommt es bei den untersuchten Flächenpressungen zu einer deutlichen Reduzierung der ohne beziehungsweise mit nur sehr geringen mittleren Kriechraten ausnutzbaren Reibungszahlen.

5.2 Stationärer Langsamlaufschlupf

Abbildung 7 zeigt die gemessenen Reibungszahlen über der Gleitgeschwindigkeit für Öleinspritztemperaturen 40 / 80 / 110 °C sowie für Flächenpressungen 0,2 und 1,0 N/mm². Es liegt eine mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit ansteigende Reibungszahl vor, wobei sich ein signifikanter Einfluss der Öleinspritztemperatur zeigt. Mit zunehmender Öleinspritztemperatur sinkt das Reibungszahlniveau besonders bei niedrigeren Gleitgeschwindigkeiten stark ab. Das Reibungszahlniveau sinkt zudem mit zunehmender Flächenpressung.

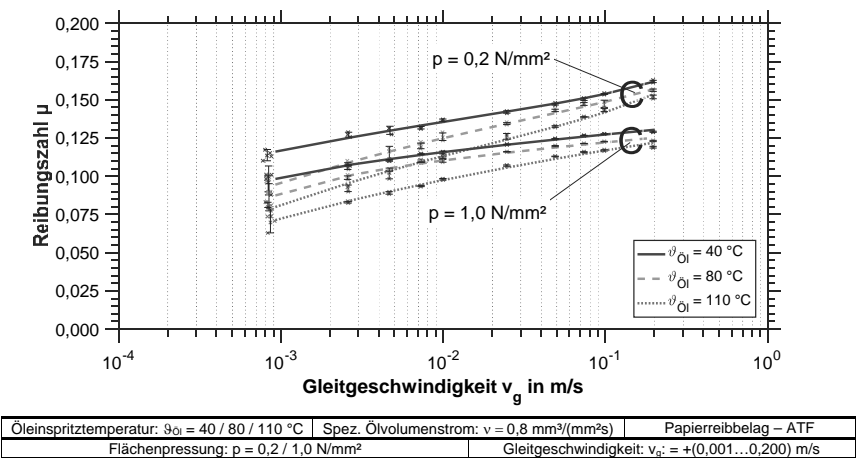


Bild 7: Stationärer Langsamlaufschlupf – Reibungszahl über Gleitgeschwindigkeit.

5.3 Gesamtdarstellung und Einordnung zum Lastschalt-Reibungsverhalten

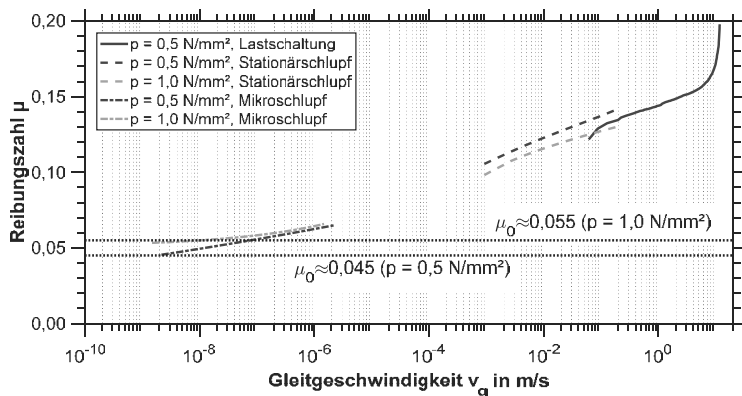
Die Ergebnisse aus den einzelnen Betriebsarten können zusammengeführt und das Reibungsverhalten bei Mikro- und stationärem Langsamlaufschlupf zum Lastschaltreibungsverhalten eingeordnet werden (Abbildung 8).

Es ist bei allen drei Öleinspritz-/ Schmierstofftemperaturen eine gute Anknüpfung zwischen den Reibcharakteristiken der jeweiligen Betriebsarten zu erkennen. Insgesamt zeigt der Verlauf der Reibungszahl bei allen drei Schmierstofftemperaturen mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit ausgehend vom Übergang von Haften zu Gleiten ein ansteigendes Verhalten auf. Der Übergang Gleit-Haftreibung sinkt mit zunehmender Schmierstofftemperatur und fin-

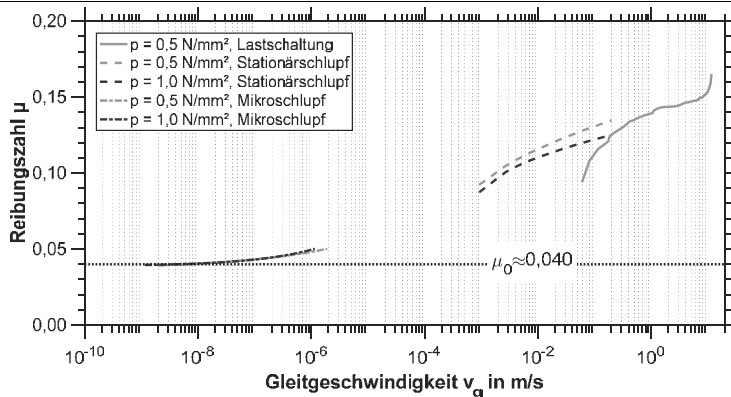
det für alle Schmierstofftemperaturen und Flächenpressungen jeweils allmählich statt.

Bei Schmierstofftemperatur 40 °C liegt der Haft-Gleit-Übergang bei höherer Flächenpressung höher als bei niedriger Flächenpressung (Abbildung 8a). Bei den höheren Schmierstofftemperaturen ist keine Abhängigkeit des Haft-Gleit-Überganges von der Flächenpressung erkennbar (Abbildung 8b,c).

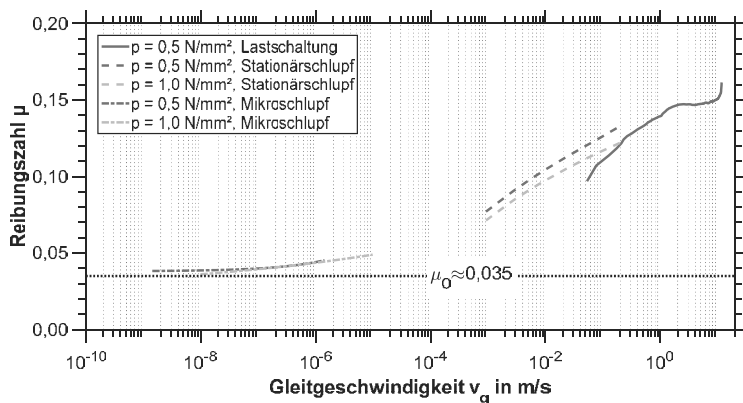
Für diese Reibmaterial-Schmierstoff-Paarung kann festgestellt werden, dass die ohne Kriechen bzw. bei sehr niedrigen Kriechraten übertragbaren Reibungszahlen deutlich unter den Reibungszahlen bei den Lastschaltungen und den Reibungszahlen bei stationärem Langsamlaufschlupf liegen.



a) $T_{\text{Öl}}$ bzw. $\vartheta_{\text{Öl}} = 40\text{ °C}$



b) $T_{\text{Öl}}$ bzw. $\vartheta_{\text{Öl}} = 80\text{ °C}$

c) T_{01} bzw. $\theta_{01} = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$

Schmierstoff-/ Öleinspritztemperatur: 40 / 80 / 110 °C		Flächenpressung: $p = 0,5 (1,0) \text{ N/mm}^2$		Papierreibbelag – ATF
Lastschaltung:	Spez. Reibarbeit: $q = 0,35 \text{ J/mm}^2$	Max. spez. Reibleistung $q_{90} = 0,78 \text{ W/mm}^2$	Max. Gleitgeschwindigkeit $v_{90} = 13,0 \text{ m/s}$	Spez. Ölvolumenstrom: $v = 0,8 \text{ mm}^3/(\text{mm}^2\text{s})$

Bild 8: Reibungszahl über Gleitgeschwindigkeit - Gesamtdarstellung.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Kenntnisse zum übertragbaren Drehmoment nasslaufender Lamellenkupplungen bei den entsprechenden Belastungen und Betriebsbedingungen sind die Basis für eine betriebssichere Auslegung und Dimensionierung.

Im Rahmen grundlegender experimenteller Untersuchungen wurden das Reibungsverhalten bei Mikroschlupf sowie die übertragbare Haftreibungszahl untersucht. Es wurde eine Test- und Auswertemethodik entwickelt und auf ausgewählte Reib-/ Schmierstoffpaarungen angewendet.

Die Ergebnisse für einen Papierreibbelag mit ATF zeigen, dass für diese Reibmaterial-Schmierstoff-Paarung die ohne Kriechen bzw. bei sehr niedrigen Kriechraten übertragbaren Reibungszahlen deutlich unter den Reibungszahlen aus den Lastschaltversuchen liegen. Wenn für die Dimensionierung von Schaltelementen mit Haltefunktion (z.B. Lamellenbremsen) Reibungszahlen aus dynamischen Untersuchungen oder Stationärschlupf-Versuchen herangezogen werden, ist mit einem deutlichen Kriechen zu rechnen. Die Erkenntnisse können einen Beitrag zur Erhöhung der Dimensionierungs- und Auslegungssicherheit nasslaufender Lamellenkupplungen leisten.

Aktuell liegen jedoch noch keine systematischen Ergebnisse zu den Einflüssen von Schmierstoff, Baugröße und Reibbelag auf das Reibungsverhalten bei Langsamlauf- und Mikroschlupf vor. Auch Einflüsse der Stahllamellenbeschaffenheit (z.B. Rauigkeit / Nitrier-

schicht) sowie Wellung der Belaglamellen bei diesen Betriebszuständen sind unbekannt. Anhand weitergehender Untersuchungen werden mit der gezeigten Versuchs- und Auswertungsmethodik systematisch Erkenntnisse zu diesen Einflüssen erarbeitet.

Danksagung

Das IGF-Vorhaben 18103 N / 1 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA) wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung und -entwicklung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Die FVA übernimmt keine Gewähr für die Richtigkeit, die Genauigkeit und Vollständigkeit der Angaben sowie die Beachtung privater Rechte Dritter.



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Lyoner Str. 18, 60528 Frankfurt/Main

Literatur

- [1] A. Albers, C. Stier: „Analysis of Geometrical Deviations in Clutch Systems and their Interdependencies in Relation to the Excitation of Judder Vibrations“, *ANALYSIS*, Bd. 100, 2010.
- [2] A. Fidlin: „Friction discs: torsional slip control and radial dynamics“, in *Mechanics Down Under - Proceedings of the 22nd International Congress of Theoretical and Applied Mechanics*, 2008.
- [3] W. Stamm: „Stabilization of sliding motion by partial stiction“, *PAMM*, Bd. 10, Nr. 1, S. 733-738, 2010.
- [4] E. J. Berger: „Friction modeling for dynamic system simulation“, *Applied Mechanics Reviews*, Bd. 55, Nr. 6, S. 535 - 577, 2002.
- [5] C. Hauser: „Einfluss der Ölalterung auf Reibcharakteristik und Reibschwingverhalten von Lamellenkupplungen“, Dissertation: Lehrstuhl für Maschinenelemente (FZG) - Technische Universität München, 2006.
- [6] B. Hämmerl: „Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung“, Dissertation: Lehrstuhl für Maschinenelemente (FZG) - Technische Universität München, München, 1994.
- [7] G. J. Meingaßner, H. Pflaum, K. Stahl: „Test-Rig Based Evaluation of Performance Data of Wet Disk Clutches“, in *14th International CTI Symposium*, Berlin, 2015.
- [8] C. Mosbach: „Das Reibungs- und Reibschwingverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen“, Dissertation: Lehrstuhl für Maschinenelemente (FZG) - Technische Universität München, 2002.
- [9] H. Naunheimer, B. Bertsche und G. Lechner, Fahrzeuggetriebe - Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion, Springer-Verlag, 2007.
- [10] H. Pflaum: „Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben“, Dissertation: Lehrstuhl für Maschinenelemente (FZG) - Technische Universität München, 1988.

- [11] K. Stahl, H. Pflaum, U. Stockinger: „Schmierstoffeinfluss auf das Reibungsverhalten mit Carbon- und Sinterreibbelägen in Lamellenkupplungen – Entwicklung eines erweiterten Reibungszahl-Kurztests“, Abschlussbericht FVA Nr. 490 VII, 2015.
- [12] S. Winkelmann, H. Harmuth: Schaltbare Reibkupplungen, Berlin/ Heidelberg: Springer Verlag, 1985.
- [13] H. Czichos, K.-H. Habig: Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik, Bd. 1, Vieweg+Teubner Verlag, 2010.
- [14] K. Stahl, H. Pflaum, R. Acuner: „FVA Abschlussbericht 490/IV - Reibungszahl-Kurztest“, FVA-Heft 1051, 2013.
- [15] M. Hensel: „Thermische Beanspruchbarkeit und Lebensdauerverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen“, Dissertation: Lehrstuhl für Maschinenelemente (FZG) - Technische Universität München, 2014.
- [16] J. Winkler: „Tribologischer Schichtaufbau bei Synchronisierungen und sein Einfluss auf Reibung und Verschleiß“, Dissertation: Lehrstuhl für Maschinenelemente (FZG) - Technische Universität München, 2008.
- [17] G. Rao: Modellierung und Simulation des Systemverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen, Dissertation: Technische Universität Dresden, 2012.
- [18] M. Layer: „Einfluss der Schmierstoffadditivierung auf das Reibungsverhalten nasslaufender Reibschaltelemente“, Dissertation: Lehrstuhl für Maschinenelemente (FZG) - Technische Universität München, 2011.
- [19] D. Frey, E. Ast, E. Brügel: „European Test Procedures and Test Equipment for Slip-Controlled Wet Disc Clutches“, *SAE Technical Paper No. 982258*, 1998.
- [20] W. Ost, S. De Baets, J. Degriek: „The tribological behaviour of paper friction plates for wet clutch application investigated on SAE#II and pin-on-disk test rigs“, *Wear*, Bd. 249, Nr.5, S. 361-371, 2001.
- [21] R. Mäki: „Wet clutch tribology: friction characteristics in limited slip differentials“, Doctoral Thesis: Lulea University of Technology, 2005.
- [22] M. Ingram, J. Noles, R. Watts, S. Harris, H. A. Spikes: „Frictional properties of automatic transmission fluids: Part I - Measurement of friction-sliding speed behavior“, *Tribology Transactions*, Bd. 54, Nr. 1, S. 145-153, 2010.
- [23] M. Ingram, J. Noles, R. Watts, S. Harris, H. A. Spikes: „Frictional properties of automatic transmission fluids: Part II - Origins of Friction-Sliding Speed Behavior“, *Tribology Transactions*, Bd. 54, Nr. 1, S. 154-167, 2010.
- [24] H. Gao, G. C. Barber and H. Chu: „Friction characteristics of a paper-based friction material“, *International journal of automotive technology*, Bd. 3, Nr. 4, S. 171-176, 2002.
- [25] H. J. Förster: Automatische Fahrzeuggetriebe - Grundlagen, Bauformen, Eigenschaften, Besonderheiten, Springer-Verlag, 1991.
- [26] G. S. Gommel: „DKA-Reibwertprüfmaschine zur Prüfung von Ölen und Belagwerkstoffen, insbesondere für automatische Getriebe“, *Automobiltechnische Zeitschrift*, Bd. 75, S. 247 ff., 1973.
- [27] S. Herscovici: „Determining the static and dynamic coefficient of friction and its causes for variation“, 1969.
- [28] G. J. Meingaßner, H. Pflaum, K. Stahl: „Drehmomentübertragungsverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen bei geringen Differenzdrehzahlen“, in *4. Tribologie- und Schmierstoffkongress GETLUB*, 2016.
- [29] R. Fischer, F. Küçükay, G. Jürgens, et. al.: Das Getriebebuch, Springer-Verlag, 2012.

Schnellschaltende Kupplung zur Reduzierung von Reibverlusten während des Synchronisationsvorgangs

M.Sc. **Helene Wintersperger**, Prof. Dr.-Ing. **Michael Fister**,
Dr.-Ing. **Christian Spieker**, M.Sc. **Björn Bartholmai**,
Universität Kassel, Institut für Antriebs- und Fahrzeugtechnik, Kassel

Kurzfassung

Prinzip bedingt entstehen im Schlupfvorgang reibschlüssiger Schaltkupplungen hohe Verluste. Ein neues Konzept soll mit Hilfe mechanischer Energiespeicher den Schlupfzustand der Kupplung verkürzen und damit die Reibungsverluste reduzieren. In diesem Artikel wird das Konzept des sogenannten mechanischen Tiefsetzstellers vorgestellt, sowie auf Basis einer Mehrkörpersimulation (MKS-Modell) die funktionale Realisierbarkeit dargestellt. Mit Hilfe des Simulationsmodells wird das Potential dieser Topologie bewertet.

Abstract

In the slipping process of friction automotive dry clutches high losses occur. A new concept should reduce the slip rate of the clutch by means of mechanical energy storage devices and thus reduce friction losses. In this article, the concept of the so-called “mechanical buck converter” is presented, as well as the functional feasibility based on a multi-body simulation is shown. Using the simulation model, the potential of this topology is evaluated.

1. Motivation

Kupplungen

Die Aufgabe einer Kupplung im PKW-Antriebsstrang ist das Trennen, Verbinden und Synchronisieren von Motor und Getriebe. Sie ermöglicht die Drehzahlwandlung in Anfahr- und Schaltvorgängen zwischen Motordrehzahl und Getriebeeingangswellendrehzahl. Drehmoment und Drehzahl werden mittels Reibung in der Kupplung kraftschlüssig übertragen, wobei im Schlupf eine Verlustleistung P_V entsteht.

Abbildung 1 zeigt einen vereinfachten Anfahrvorgang mit der zu überbrückenden Drehzahl-differenz zwischen Motor und Getriebe. In diesem Beispiel wird das Kupplungsmoment während des gesamten Anfahrvorgangs konstant gehalten. Die beiden Flächen ober und unter-

halb der Drehzahl geraden des Getriebes entsprechen den umgesetzten Energien. Die Beschleunigungsarbeit beschreibt die kinetische Energie, welche das Fahrzeug beschleunigt. Die Reibarbeit stellt die während des Schlupfvorgangs in der Kupplung entstehende Verlustenergie (Wärmeenergie) dar. Bei diesem vereinfachten Anfahrvorgang werden somit 50% der Gesamtenergie in Wärme umgewandelt.

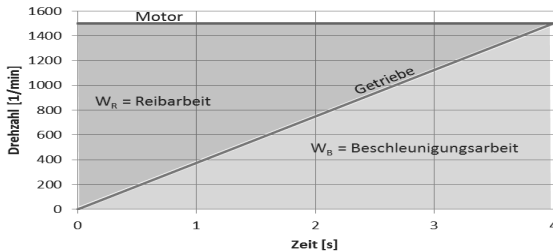


Bild 1: Idealisierter Anfahrvorgang mit schlupfender Kupplung und benötigter Reibarbeit

Eine neue Topologie soll die Drehzahldifferenz beim Anfahren überbrücken, ohne dass die Drehzahlanpassung über eine schlupfende Kupplung und die damit verbundenen, hohen Wärmeverluste geschieht. Das Konzept basiert auf einem Ansatz der Leistungselektronik. Mit Hilfe periodisch schaltender Wandler wird eine Eingangsspannung U_E in eine niedrigere Ausgangsspannung U_A transferiert.

Ein Ausführungsbeispiel stellt der in Abbildung 2 skizzierte Tiefsetzsteller dar, dessen Funktionsweise hier einführend kurz erläutert werden soll.

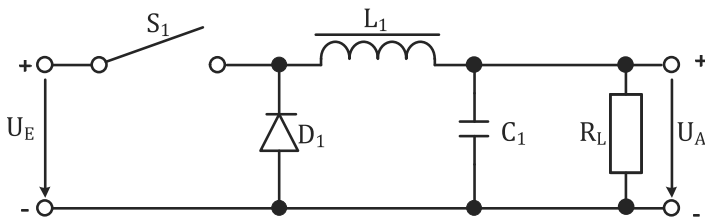


Bild 2: Schema elektrischer Tiefsetzsteller (vgl. [1])

Der Schalter S_1 wird über eine hier nicht dargestellte Regelung periodisch angesteuert. Das zeitliche Verhältnis innerhalb einer Periode zwischen geöffnetem und geschlossenem Schalter wird als Tastgrad T bezeichnet. Bei geschlossenem Schalter S_1 fließt ein elektrischer

Strom durch die Induktivität L_1 . Dabei baut sich ein Magnetfeld auf und gleichzeitig wird der Kapazität C_1 elektrisch geladen. Bei geöffnetem Schalter wird die Last R_L weiter mit der in der Induktivität und in der Kapazität C_1 gespeicherten Energien versorgt. Die Diode D_1 hält in dieser Phase den Stromfluss durch die Spule aufrecht. Wird der Schalter erneut geschlossen bevor sich das magnetische Feld in der Spule vollständig abgebaut hat, spricht man von „nichtlückendem, linearen Betrieb“ (vgl. [1]). Die Ausgangsspannung U_A ergibt sich in diesem Betriebszustand allein aus der Eingangsspannung und dem Tastgrad T , es gilt:

$$U_A = T \cdot U_E$$

Diese Idee eines periodisch, schaltenden Wandlers wird in mechanischen Antriebsstrangtopologien bisher nicht verfolgt.

Aus der Grundlagenliteratur ist die Übertragbarkeit des Verhaltens von mechanischem und elektrischem Schwingkreis bekannt [2] [3] [4]. Die bekannten Analogien (siehe Tabelle 1) in der Dynamik können zur Berechnung herangezogen werden. Für die Entwicklung der neuen Topologie wird die Idee verfolgt, dass sich auch komplexe elektrische Schaltungen auf die Mechanik übertragen lassen und so deren aus der Elektrotechnik bekannten Eigenschaften ergeben.

Tabelle 1: Analogie elektrische mechanische Größen (vgl. [4])

Mechanisch	Elektrisch
Moment M	Strom I
Drehzahl ω	Spannung U
Massenträgheit J	Kapazität $C \rightarrow 1/C$
Federkonstante D	Induktivität L
Dämpfungsgrad d	Widerstand $R \rightarrow 1/R$

Mechanischer Tiefsetzsteller

Mit Hilfe der Analogien zwischen Mechanik und Elektrotechnik nach Tabelle 1 lässt sich ein Konzept für einen „mechanischen Tiefsetzsteller“ ableiten, der aus den folgenden Komponenten besteht (vgl. Bild 2 und Bild 3):

1. Einer schnellschaltenden Kupplung, bei der möglichst kein Schlupf entsteht ($K1$), analog zum Schalter S_1 .
2. Stellglieder, die ein ausreichend schnelles Schalten der Kupplung ermöglichen (Aktor), mit einer geeigneten Aktorsteuerung zur Erzeugung der Anpresskraft $F_{Anpress}$.
3. Energiespeicher, d. h. Federn und Massen, die mit Hilfe der Kupplung geschaltet Energie aufnehmen (C_1, J_1).

4. Vorrichtungen, z. B. Freiläufe (F_1), so dass während der Schaltphasen ein Energiefluss hin zur Last z. B. beim Anfahren aufrechterhalten werden kann.
5. Eine geeignete Ansteuerlogik, die auf steuerungs- und regelungstechnischen Methoden basiert, so dass ein verlustarmer, dynamischer und komfortabler Anfahrbetrieb realisiert wird.

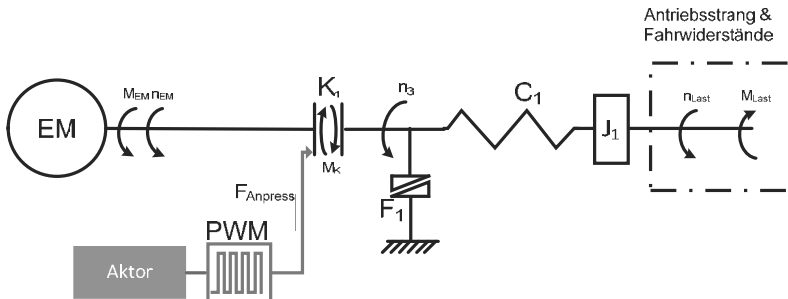


Bild 3: Konzept des mechanischen Tiefsetzstellers

Die schnellschaltende Kupplung hat analog zum Schalter idealerweise nur zwei Zustände (offen und geschlossen).

Dieser Aufbau würde die Wandlung einer Eingangs-drehzahl in eine Ausgangs-drehzahl rein abhängig vom „Tastgrad“ T , genauer dem pulsweitenmodellierten (PWM) Verlauf der Kupplungsanpresskraft, ermöglichen.

Die Energieübertragung der Kupplung kann auf diese Weise verlustärmer gestaltet werden, da die Momentenübertragung nicht wie bisher über Reibschluss erfolgt, sondern durch einen geschalteten Energiespeicher. Dieses Vorgehen hat den Vorteil, dass die Verlustenergie analog zur Leistungselektronik primär nur durch die Güte des Schaltvorgangs bestimmt wird.

2. Proof of Concept

Vor der prototypischen Umsetzung des Aufbaus sollen simulatorische Untersuchungen zum einen die Realisierbarkeit des Ansatzes aufzeigen und zum anderen Rückschlüsse an die Anforderungen der Komponenten erbringen.

Das hochdynamische Verhalten stellt dabei sowohl in der Simulation, als auch in Auswahl und Auslegung der Komponenten eine besondere Herausforderung dar. Mit einem ersten Prototypen der Topologie soll ein Moment von rund 100 Nm übertragen, sowie eine Differenzdrehzahl von rund 1500 min^{-1} überbrückt werden können.

Zur Untersuchung des Systemverhaltens wird eine umfangreiche Mehrkörpersimulation (MKS) aufgebaut, dessen schematischer Aufbau in Bild 4 dargestellt ist.

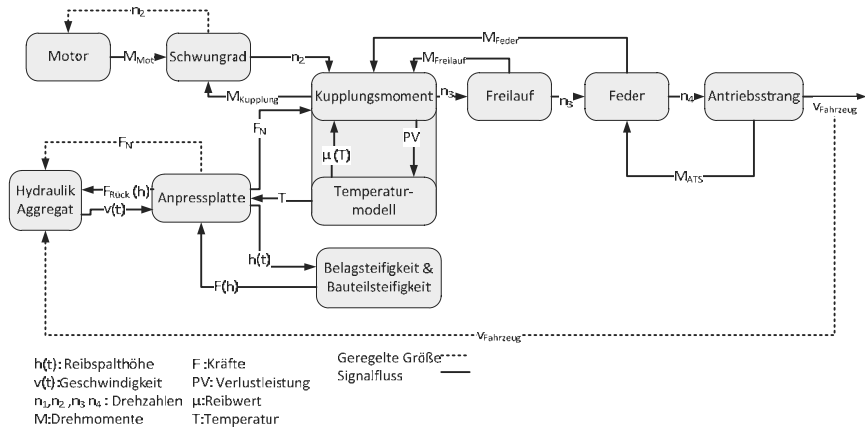


Bild 4: Schematischer Modellaufbau

Eine zentrale Herausforderung des Konzeptes stellt das schnelle Öffnen und Schließen der Kupplung dar, so dass der Schlupfzustand der Kupplung möglichst kurz gehalten wird. Die Aufgabe des Aktors ist es, einen idealerweise rechteckigen Verlauf der Anpresskraft F_N über die Zeit zu realisieren.

Für das Konzept wird ein hydraulischer Aktor verwendet, denkbar wären aber auch elektrische oder pneumatische Aktoren.

Bei der Modellbildung des hydraulischen Aktors werden u.a. folgende Effekte berücksichtigt:

- Elektrische Ansteuerung und kinematisches Verhalten des Ventils.
- Dynamischer Druckverlauf, Leckageverluste und Kolbenreibung im Hydraulikzylinder,
- Massenträgheitsmoment resultierend aus den bewegten Massen (u. a. Masse der Anpressplatte, Kolbenmasse).

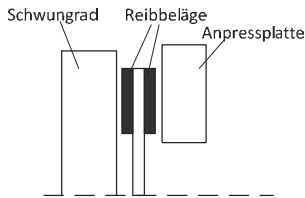


Bild 5: Schematische Darstellung Kupplung

Als Kupplung kommt eine trockenlaufende Einscheiben-Kupplung zum Einsatz (siehe Bild 5). Zum Schließen der Kupplung drückt die Anpressplatte die Reibbeläge gegen das Schwungrad. Die Schließkraft der Kupplung wird üblicherweise mit einer Tellerfeder erzeugt.

Zur Umsetzung eines hochdynamischen Verlaufs der Anpresskraft sollen Gegenkräfte und

die Schaltwege soweit wie möglich reduziert werden. Daher wird in der vorgestellten Topologie auf die Tellerfeder und die häufig zwischen den Reibbelägen befindlichen Belagfedern verzichtet. Im Vergleich zu Belagfedern und Tellerfeder weisen die Reibbeläge eine deutlich höhere Steifigkeit auf. Üblicherweise wird bei allgemeinen Untersuchungen des Schaltverhaltens trockenlaufender Kupplungen die Steifigkeit der Reibbeläge vernachlässigt. In der schnell schaltenden Kupplung müssen aber die Steifigkeiten berücksichtigt werden.

Im vorgestellten Aufbau ergibt sich die beim Schließen der Kupplung entstehende Gegenkraft $F(h)$ aus der elastischen, vom Weg $h(t)$ abhängigen Verformung der Reibbeläge. Für die Modellierung der Kompressibilität der Beläge wird auf ein von [5] vorgestelltes viskoelastisches Modell für Bremsbeläge zurückgegriffen.

Der Schaltvorgang der Kupplung wird über ein struktumschaltendes Modell abgebildet (vgl. [6]), dessen schematischer Aufbau in Bild 6 zu sehen ist. Das Modell sieht die Zustände „Haften“, „Schlupfen“, „Offen“ und „Losbrechen“ vor. Die Modellierung des Reibwertes μ erfolgt über eine Stribeck-Kurve.

Während des Schlupfzustandes wird das Kupplungsmoment M_K übertragen. Die Sekundärseite der Kupplung wird mit ω_2 schleunigt. Die, der Kupplung nachgeschaltete weiche Feder C_1 , (siehe Bild 3) entkoppelt die Kupplung vom Antriebsstrang. Dem Kupplungsmoment M_K wirkt nur das rückstellende Moment der Feder M_{FD} entgegen, so dass eine Synchronisation der Kupplungsseiten in Millisekunden möglich ist. Im folgenden Haftzustand wird das Moment $M_{K,Haft}$ mit der Synchrohdrehzahl übertragen und als Energie in der Feder gespeichert. Nach wenigen Millisekunden öffnet die Kupplung erneut. Der Freilauf verhindert in diesem Systemzustand eine Umkehr des Energieflusses. Der Freilauf weist üblicherweise ein Eindrehverhalten über ein Winkelspiel auf, bevor er das volle Moment der Feder, respektive die gespeicherte Energie, abstützen kann. Dieses Verhalten wird in der Simulation ebenfalls berücksichtigt. Die Feder gibt die Energie an den nachfolgenden Antriebsstrang ab, welcher beschleunigt wird. Das dynamische Verhalten des Antriebsstrangs

wird, wie in der Literatur (vgl. [8], [9]) üblich, als Zwei-Massenschwinger mit Getriebeübersetzung modelliert. Die Modellierung der Feder erfolgt über ein lineares Feder-Dämpfer-Element.

Über eine Variation des Tastgrades lässt sich die pro Schaltvorgang in die Feder übertragene Energie steuern und somit der Anfahrvorgang gezielt beeinflussen.

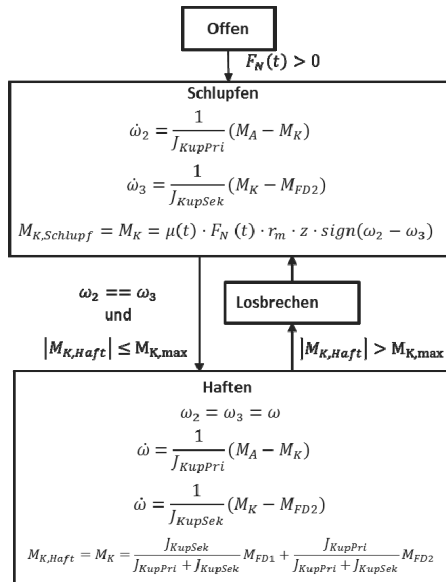


Bild 6: Struktur des Kupplungsmodells nach [7] und [6]

Simulationsergebnisse

Nachfolgend werden Simulationsergebnisse des oben dargestellten MKS Modells vorgestellt. Bild 7 zeigt den Synchronisationsvorgang der Kupplung bei einem Tastgrad von $T=0,2$. Der Verlauf der Sekundärseite ω_3 , im Bild 7 in schwarz dargestellt, zeigt den erwartenden Verlauf: Zieht man die Analogie zur Elektrotechnik, entspricht der Verlauf dem Spannungsverlauf nach dem Schalter; beim Öffnen des Schalters geht die Spannung auf null zurück. Ebenso fällt die Drehzahl ω_3 mit Öffnen der Kupplung ab. In Bild 7 ist zu sehen, dass die Drehzahl kleine negative Werte annimmt, was aus dem Eindrehverhalten des Freilaufes resultiert. Bei der dargestellten Drehzahl ω_3 , handelt es sich um die Eingangs-drehzahl des Federenergiespeichers, welche nicht mit der Getriebeeingangs-drehzahl verwechselt werden

darf. Die Getriebeeingangsdrehzahl ω_4 ist in Bild 9 links unten dargestellt. (siehe auch Bild 4, n_3 und n_4). Bild 8 zeigt den Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit beim Anfahrvorgang mit verschiedenen Tastgraden. Die in der Drehzahl ω_3 , zu sehenden Schwingungen sind in der Fahrzeuggeschwindigkeit nicht mehr vorhanden, sie werden von den Energiespeichern herausgefiltert. Es ist zu sehen, dass über eine Variation des Tastgrades sich die pro Schaltvorgang in die Feder übertragene Energie steuern und somit der Anfahrvorgang beeinflussen lässt.

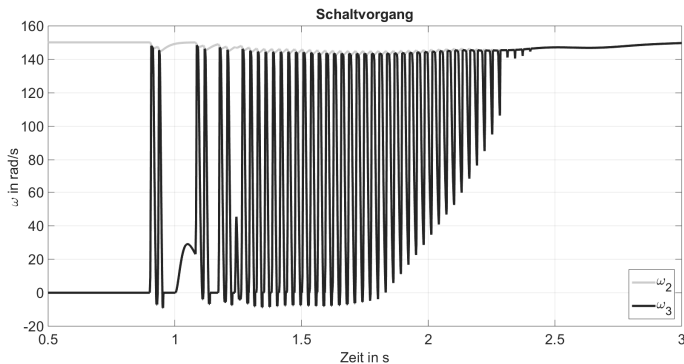


Bild 7: Kupplungsdrehzahlen bei $T=0,2$

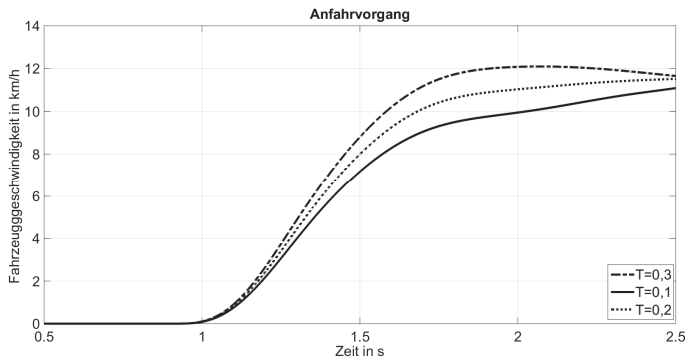


Bild 8: Anfahrvorgang mit verschiedenen Tastgraden

Ziel der vorgestellten Topologie ist es, den verlustbehafteten Schlupfzustand der Kupplung möglichst zu vermeiden. Analog zu den von [10] vorgestellten Modellen zum Temperaturver-

halten trockenlaufender Kupplungen wird davon ausgegangen, dass die in den Wirkflächenpaaren Schwungrad/Reibbelag und Reibbelag/Anpressplatte erzeugte Reibleistung vollständig an das Schwungrad und an die Anpressplatte übergeht und diese dadurch erwärmt.

Die im Kupplungsschlupf erzeugte Reibarbeit kann über

$$W_R = \int M_k \cdot \Delta\omega \, dt$$

bestimmt werden.

Die der Anpressplatte aufgeprägte spezifische Wärmearbeit ergibt sich gemäß [10] zu

$$q_{zw} = \int \frac{M_k \cdot \Delta\omega}{2 \cdot A_{Ap}} \, dt.$$

Bild 9 stellt rechts unten den Verlauf von q_{zw} für den in Bild 7 gezeigten Anfahrvorgang dar. Für den gesamten Anfahrvorgang ergibt sich somit eine spezifische Reibarbeit von ca.

$3,8 \frac{\text{Ws}}{\text{cm}^2}$. Rechts oben in Bild 9 ist die spezifische Reibarbeit bei einem konventionellen An-

fahrvorgang dargestellt, diese ist ca. doppelt so groß.

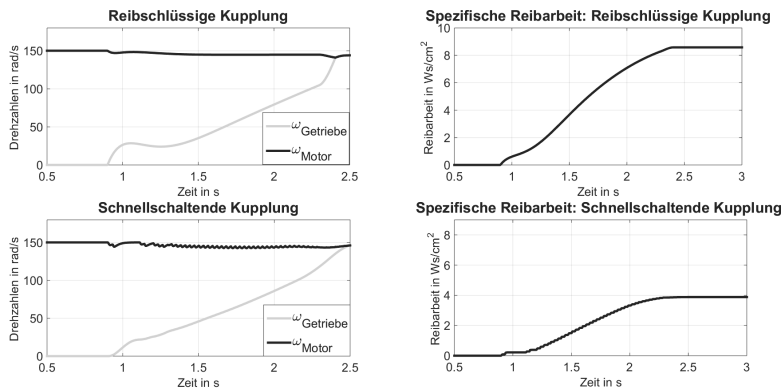


Bild 9: Vergleich konventioneller Kupplung mit neuer Topologie: links Getriebeeingangsdrehzahl und Motordrehzahl; rechts: Spezifische Reibleistung

Die einzelnen Schlupfphasen der Kupplung im vorgestellten Konzept sind unter einer Millisekunde. Daher ist der Energieeintrag über den gesamten Anfahrvorgang in die Kupplung erwartungsgemäß gering.

Diese Reibarbeit führt nur zu einer geringen Erwärmung der Wirkflächenpaare, daher zeigte sich in der Simulation kein Einfluss der Temperatur auf den Reibwert.

Fazit

Das MKS-Simulationsmodell zeigt die funktionale Realisierbarkeit des Ansatzes auf. Darüber bestätigt es das Potential des neuartigen Ansatzes zur Reduzierung von Reibungsverlusten der Kupplung im Anfahrvorgang.

Der nächste Schritt besteht im Aufbau eines ersten Prototyps, um auch die technische Realisierbarkeit zu demonstrieren.

Literaturverzeichnis

- [1] J. Specovius, Grundkurs Leistungselektronik, Bauelemente, Schaltungen und Systeme, Vieweg Verlag: Wiesbaden, 2008.
- [2] H. Stöcker, Taschenbuch der Physik, Frankfurt am Main: Verlag Harri Deutsch, 2010.
- [3] B. Heimann, G. Wilfried und K. Popp, Mechatronik, Fachbuchverlag Leipzig, 2001.
- [4] P. Zeller, Handbuch Fahrzeugakustik, Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009.
- [5] K. Augsburg, H. Günther, H. Abendroth und B. Wernitz, „Comparison Between Different Investigation Methods of Quasi-Static and Dynamic Brake Pad Behaviour,“ SAE International, 2003.
- [6] F. Matthies, Beitrag zur Modellbildung von Antriebsträngen für Fahrbarkeitsuntersuchungen, Berlin: epubli GmbH, 2013.
- [7] M. Goll, „Grundlegende Untersuchungen zur Regelung einer nasslaufenden Lamellenkupplung mit negativem Reibwertgradienten,“ Universität Kassel, Institut für Fahrzeugtechnik (Masterarbeit), Kassel, 2015.
- [8] G. Rao, Modellierung und Simulation des Systemverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen, Dresden: TU Dresden.
- [9] A. Schwenger, Aktive Dämpfung von Triebstrangschwingungen, Hannover: Universität Hannover Fakultät Elektrotechnik und Informatik, 2005.
- [10] H. Breitler, Untersuchungen zum Temperatur- und Wärmeabgabeverhalten einer Einscheibentrockenkupplung, Karlsruhe: Institut für Produktentwicklung Universität Karlsruhe, 2008.

Substitution von Metallen durch thermoplastische Hochleistungspolymere in der Kupplungshydraulik bei Nutzfahrzeugen

Dipl.-Ing. (FH) **Rolf Seidl**, FTE automotive GmbH, Ebern

Kurzfassung

Thermoplastische Kunststoffe bieten durch intelligente Werkstoffausnutzung und moderne Berechnungstools einen immer weiteren Anwendungsbereich für die Substitution von Leichtmetallen. Aufgrund des anisotropen und temperatursensiblen Werkstoffverhaltens sollte bereits zu Beginn eine detaillierte und simulationsbasierte Bauteilauslegung erfolgen, um das wirtschaftliche Potential applikationsgerecht ausschöpfen zu können. Der Entwicklungsaufwand steigt, was kapazitiv eingeplant werden muss.

Abstract

Due to an intelligent use of material and state-of-the-art simulation tools, thermoplastics offer a steadily growing range of application for the substitution of light alloys. Because of the anisotropic and temperature-sensitive material behavior, a detailed and simulation-based component design should be realized right from the start, so that the economic potential can be used in an application-specific manner. The development effort increases, and this has to be taken into account in terms of capacity.

1. Anwendungsfall

Der pneumatische Zentralsrucker öffnet und schließt die Kupplung, die zwischen dem Motor und dem Getriebe angeordnet ist. Bei der Betätigung des Aktuators wird durch die Zuführung von Druckluft in den Arbeitsraum der pneumatische Betriebsdruck p_{Bet} gezielt erhöht. In Abhängigkeit von der Größe der Wirkfläche des Kolbens und des eingeleiteten Druckes resultiert eine Betätigungskraft F_{Bet} , welche auf die Membranfedern der Kupplung übertragen wird und die Kupplung vollständig ausrückt. Hierdurch wird der Drehmomentfluss zwischen Motor und Getriebe unterbrochen, und der Gangwechsel im Getriebe kann erfolgen.

Zum Schließen der Kupplung wird der im Arbeitsraum des Zentralsruckers vorhandene Betriebsdruck p_{Bet} reduziert, die Betätigungskraft F_{Bet} des Kolbens verringert sich entsprechend, und die Kupplung wird geschlossen. Das gesamte Drehmoment des Motors wird wieder in das Getriebe übertragen, und der Schaltvorgang des Getriebes ist abgeschlossen.

• Betriebsdruck	p_{Bet}	[bar]	6,5
• Maximaldruck	p_{Max}	[bar]	13,5
• Minimaltemperatur	t_{min}	[°C]	-40
• Maximaltemperatur	t_{max}	[°C]	+160
• Lastwechsel	LW	[]	$5 \cdot 10^6$
• Betriebsdauer		[h]	$2 \cdot 10^4$
• Betriebsmedium		Druckluft	

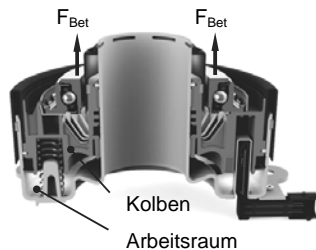


Bild 1:
Pneumatischer Zentralausrücker

2. Zielsetzung

Der Aluminiumkolben soll unter Einhaltung des vorhandenen Einbauraumes und der vorgegebenen Funktion durch einen Kolben aus thermoplastischem Kunststoff substituiert werden. Hierbei sind die Herstellkosten des Kolbens gegenüber der aktuellen Ausführung um 33 % zu reduzieren, und das Bauteilgewicht ist von 2040 g auf 1140 g zu senken. Aufgrund der bei FTE durch die millionenfache Fertigung von thermoplastischen Kunststoffteilen vorhandenen Erfahrung und wegen der Einbindung des Entwicklungspartners EMS-Chemie wird die Gruppe der faserverstärkten PPA-Werkstoffe (Polyphthalamide) materialseitig vorselektiert.

3. Entwicklungstools

Um die Bauteilstruktur des Kolbens bereits in der Konstruktionsphase zu optimieren, werden frühzeitig Berechnungstools (FEM-Berechnung, Moldflow) eingesetzt. Besonderes Augenmerk liegt hierbei auf der Überlagerung der Simulationsergebnisse der verschiedenen Systeme, deren Interpretation und den daraus resultierenden notwendigen Anpassungen. Die Moldflow-Analyse wird für jeden Konstruktionsstand bedarfsabhängig mehrfach durchlaufen, um die spätere Herstellbarkeit des Bauteiles zu gewährleisten und die Auslegung des Spritzgusswerkzeuges festzulegen. In Einzelfällen wird auf die computertomographische Analyse von vergleichbaren, bereits existierenden Geometrien zurückgegriffen, um eine Vorhersage des Verlaufes der endgültigen Faserstruktur treffen zu können. In Bild 2 sind die wechselseitigen Beziehungen der verschiedenen Entwicklungstools und die jeweiligen Schnittstellen der Software dargestellt.

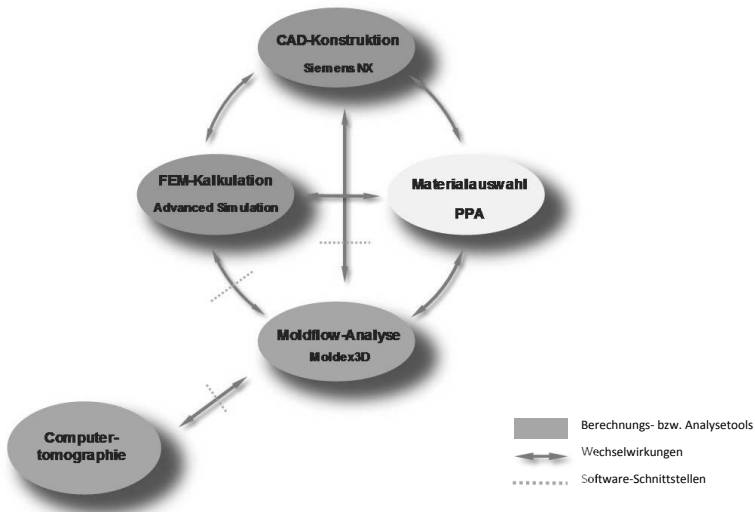


Bild 2: Entwicklungstools

4. Simulation Bauteilfestigkeit

Bei der Auslegung der Bauteilgeometrie ist die gegenüber Aluminium geringere mechanische Festigkeit von faserverstärkten thermoplastischen Kunststoffen – speziell bei höheren Temperaturen – die wichtigste zu lösende Aufgabe. Die bedeutendsten Einflussfaktoren sind:

- Einsatztemperatur
- Einsatzdauer und Lastwechselzahl
- Faserausrichtung in hoch belasteten Bauteilbereichen
- Bindenähte in hoch belasteten Bauteilbereichen
- Lunker in hoch belasteten Bauteilbereichen
- Feuchtigkeitsaufnahme (Geometrie und Festigkeit)

Auf die Faserausrichtung und die Lunker wird detailliert in Abschnitt 5 (Simulation Herstellprozess) eingegangen.

In Diagramm 1 ist die zulässige Biegespannung in Abhängigkeit von der Temperatur und der Schwingspielzahl dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die zulässige Spannung mit zunehmender Temperatur und steigender Schwingspielzahl abnimmt. Diese Minderung muss bei der Bauteilauslegung und bei der FEM-Kalkulation durch entsprechende Faktoren in Abhängigkeit vom Lastkollektiv berücksichtigt werden.

Bild 3 zeigt die Bindenaht einer computertomographischen Analyse. Im Bereich der weißen gestrichelten Linie sind während des Spritzgussprozesses zwei Masseströme aufeinandergetroffen, und die Glasfasern konnten sich nicht ausreichend verknüpfen. Nach dem Abkühlen ist die Verbindung deshalb weniger von den festigkeitssteigernden Eigenschaften der Glaserfaser, sondern maßgeblich von den mechanischen Kennwerten des Matrixwerkstoffes geprägt. Die Bindenaht hat in vielen Fällen den gravierendsten Einfluss auf die Bauteilfestigkeit, welche weitgehend von den folgenden Parametern beeinflusst wird:

- Bauteilgeometrie
- Zeit zwischen Zusammenfluss und Nachdruckaufbringung
- Zusammenflusswinkel der Masseströme
- Schmelztemperatur und Spritzdruck beim Zusammenfluss
- Werkzeugtemperatur im Bindenahtbereich
- Nachdruckwirkung im Bindenahtbereich
- Durchspülung der Bindenaht nach Zusammenfluss
- Entlüftung der Bindenaht
- Eigenspannungen

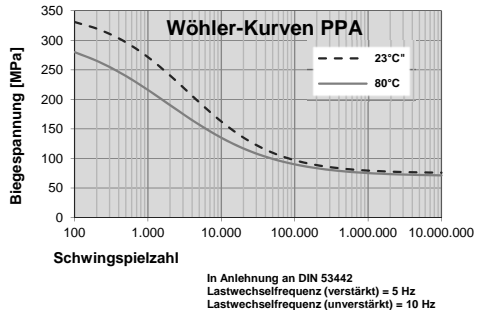


Diagramm 1: Wöhler-Kurven [1]

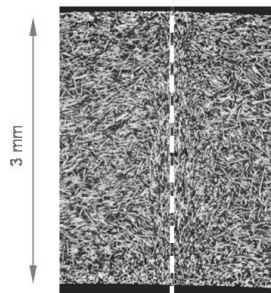


Bild 3: Bindenaht [2]

Eine exakte Definition der zulässigen mechanischen Kennwerte und somit der Bauteilfestigkeit ist im Bereich der Bindenaht nur bedingt möglich, da nicht alle Parameter festigkeitstechnisch eindeutig bewertet werden können. Die Bindenaht muss für jeden Anwendungsfall neu betrachtet werden. Mit folgenden Ansätzen lässt sich diese meistens ausreichend optimieren:

- Bindenähte aus den kritischen Spannungsbereichen herauschieben
- Zur Spannungsreduktion im Bindenahtbereich Geometrie optimieren
- Bindenähte minimieren
- Ausreichende Festigkeitsreserven berücksichtigen
- Prozesse optimieren
- Werkzeugaufbau ändern

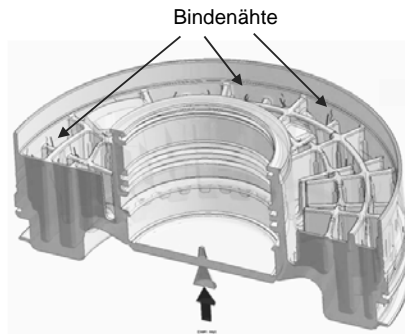


Bild 4: Bindenahtverteilung der Moldflow-Analyse

Sehr gute Werte für die Bindenahtfestigkeit liegen bei Dreiviertel der Querfestigkeit des Grundwerkstoffes. Bei komplexen thermoplastischen Bauteilen lassen sich Bindenähte nicht vollständig vermeiden. Funktion, Herstellbarkeit und Kosten sind häufig nur durch gegenläufige Maßnahmen zu erreichen. Für alle Anforderungen muss der bestmögliche Kompromiss gefunden werden.

5. Simulation Herstellprozess

Die Faserausrichtung (Bild 5) von verstärkten Kunststoffen beeinflusst deren mechanische Festigkeit beträchtlich. Die Orientierung lässt sich mittels einer Moldflow-Analyse bestimmen und wird weitgehend von den Werkstoffeigenschaften, der Bauteilgeometrie, der Werkzeugkonstruktion und den Prozessparametern beim Spritzgießen beeinflusst.

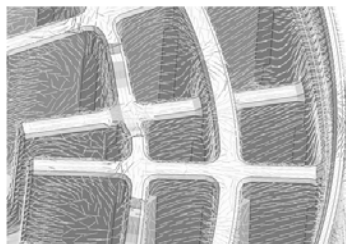


Bild 5: Faserausrichtung

Das Ergebnis muss mit der Spannungsverteilung der FEM-Berechnungen abgeglichen werden, um die Überlagerung von Bindenähten bzw. markanten Faserausrichtungen und Spannungsspitzen zu vermeiden.

Lunker im Bauteilinneren können die Lebensdauer reduzieren, wenn sich diese in Bauteilbereichen mit erhöhten Spannungen befinden. Meist kann dies jedoch durch eine geschickte Werkzeugkonstruktion und dem Anpassen der Parameter des Spritzgussprozesses minimiert werden. Lufteinschlüsse (Bild 6) an der Bauteiloberfläche sind größtenteils unkritisch.

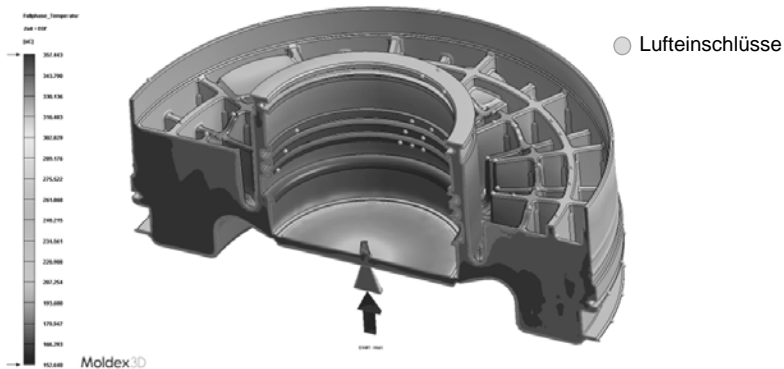


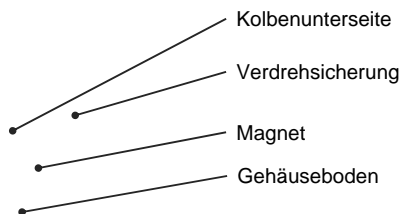
Bild 6: Lufteinschlüsse

Analog zu den Bindenähten lassen sich bei komplexen thermoplastischen Bauteilen auch Lunker und Lufteinschlüsse nicht vollständig vermeiden. Funktion, Herstellbarkeit und Kosteneinsparungen sind ebenso meist nur durch gegenläufige Maßnahmen zu erreichen. Auch hier muss für alle Anforderungen der bestmögliche Kompromiss gefunden werden.

6. Zusatzfunktionen

Beim Spritzgießen können komplexe Geometrien werkzeugfallend hergestellt werden, d. h., ohne dass diese eine anschließende spanende Bearbeitung benötigen. Parallel zur Werkstoffsubstitution werden bei dieser Applikation drei zusätzliche Funktionen integriert: Das Totraumvolumen des Arbeitsraumes wird zum einen in der hintersten Funktionsstellung des

Kolbens um 74 % reduziert; dies ist möglich, da die Kolbenunterseite weitgehend an die Bodenform des Gehäuses angepasst werden kann. Der Magnet zur Positionserfassung des Kolbens ist zum anderen ohne Zusatzaufwand formschlüssig in den Kolben eingefügt, und schließlich hat der Kolben eine Verdrehssicherung erhalten.



7. Zielerreichung

Die Herstellkosten des Kolbens aus thermoplastischem Kunststoff (Bild 8) betragen ca. 5,00 Euro weniger als bei einer Eigenfertigung aus Aluminium (Bild 9). Dies entspricht einer Preisreduktion von nahezu 40 % anstelle der geplanten 33 %. Die Gewichteinsparung von 900 g wird mit 1050 g übererfüllt. Die Funktion des Bauteils wird in vollem Umfang gewährleistet.



Bild 8: Kunststoffkolben



Bild 9: Aluminiumkolben

• Bauteilkosten: (Einsparung)	-5,00	[€/Bauteil]
- hiervon Werkstoffkosten	8	[%]
- hiervon Entfall Nachbearbeitung	79	[%]
- hiervon Funktionsintegration	13	[%]
• Entwicklungsaufwand:		
- Konstruktion	900	[h]
- Erprobung	1200	[h]
• Werkzeugkosten Prototypen:	145 000	[€]
• Werkzeugkosten Serie:	0	[€]
• Investitionen Serie:	67 000	[€]
• Amortisierung:	< 2	[Jahre]

Eine Kosten- und Aufwandabschätzung muss in Kombination mit der Bewertung der technischen Umsetzung zu Projektbeginn erfolgen, um alle Chancen und Risiken abwägen zu können. Kostenseitig ist der komplette Produktlebenszyklus zu berücksichtigen.

8. Ausblick

Das Anwendungsfeld für thermoplastische Kunststoffe ist sehr vielfältig und kann bis in das Getriebeinnere ausgedehnt werden, wie die bereits in Serie befindlichen Applikationen belegen (Bilder 10 bis 12).



Bild 10:
Gangstellermodul
Audi DL382



Bild 11:
Gangstellerpatrone
Porsche PDK2



Bild 12:
Schmierölpumpe
Audi DL382

9. Zusammenfassung

Thermoplastische Kunststoffe haben durch ihre vielfältige Möglichkeit der Formgebung und ihre werkzeugfallenden Endkontur großes Potential, Leichtmetalle aus technischer und kommerzieller Sicht zu substituieren. Hierbei ist zu beachten, dass thermoplastische Kunststoffe gegenüber Leichtmetallen, speziell bei höheren Temperaturen, deutlich niedrigere mechanische Kennwerte aufweisen. Dies erfordert bei der Substituierung ein vollständiges Redesign; um das Werkstoffpotential vollständig auszunutzen, müssen dabei außerdem moderne Simulationstools eingebunden werden. Beides bedingt meist eine entwicklungsseitige Vorleistung.

Literaturangaben

- [1] Wöhler-Kurven PPA, Materialdatenblatt, EMS-Chemie, Dornat, Schweiz, 2015.
- [2] CT-Analyse Bindenaht PPA, Bildmaterial, EMS-Chemie, Dornat, Schweiz, 2016.

Clutch-by-Wire

Eine Technologie mit vielen Optionen

Dipl.-Ing.(FH) **Fred Mäder**, Dipl.-Ing.(FH) **Jörg Buhl**,
Dipl.-Ing.(FH) **Matthias Hochrein**,
ZF Friedrichshafen AG, Schweinfurt

Kurzfassung

Durch die weltweit immer strenger werdenden Abgasgrenzwerte stieg in den vergangenen Jahren der Bedarf an Lösungen zur Kraftstoffeinsparung bei Verbrennungsmotoren. Eine mögliche Maßnahme ist die sogenannte Segelfunktion. Um den Segelbetrieb auch bei Fahrzeugen mit manuellen Handschaltgetrieben automatisiert durchführen zu können, kann das hier beschriebene „Clutch-by-Wire“ System (CBW) eingesetzt werden. Dieses kann neben der eigentlichen Segelfunktionalität durch aktiven Kupplungseingriff zusätzlich komfortsteigernd für den Fahrer und für andere Regelsysteme eingesetzt werden. Die betreffenden Assistenzfunktionen können dabei in unterschiedlichen Funktionspaketen kundenspezifisch umgesetzt werden. ZF hat basierend auf der jahrelangen Erfahrung mit automatisierten Handschaltgetrieben im Serieneinsatz eine einfache und modulare CBW Systemlösung entwickelt. Das System besteht dabei aus den Hauptkomponenten Kupplungsaktuator, elektronischer Steuerung (CCU) und Pedalkraftsimulator. Fahrzeuge mit manuellen Handschaltgetrieben können ohne großen Änderungsaufwand für den Fahrzeughersteller mit einem CBW-System aufgewertet werden. Je nach Kundenvoraussetzung existieren dabei Komponenten sowohl für eine elektromechanische, als auch für eine elektrohydraulische Systemlösung.

1. Beweggründe

Die Vorgaben der Gesetzgeber in Europa sehen eine Reduzierung des CO₂ Ausstoßes der jeweiligen Fahrzeugflotte von derzeit 120 g/km auf 95 g/km bis 2020/2021 vor. Allein durch verbrennungsmotorische Maßnahmen lassen sich diese Ziele nicht mehr erreichen. Die Automobilhersteller sind somit gezwungen auch alternative Wege zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs zu beschreiten.

ZF entwickelte für diesen Zweck ein sogenanntes „Clutch-by-Wire“ System, welches durch die Nutzung der Segelfunktion die verbrennungsmotorischen Bremsmomente und damit auch die CO₂-Emissionen der Fahrzeuge im realen Fahrbetrieb signifikant verringern kann.

Um diesen Effekt der Kraftstoffeinsparung nachzuweisen, wurden in den vergangenen Jahren umfangreiche Testfahrten durchgeführt. Hierbei konnten durch den Einsatz der Segelfunktion Kraftstoffeinsparungen von ca. 7% im realen Fahrbetrieb nachgewiesen werden.

1.1 Reduzierung der CO₂ Emissionen

Eine der Möglichkeiten, die CO₂-Emissionen eines Fahrzeuges zu reduzieren ist es, den Verbrennungsmotor in Fahrsituationen, in denen er nicht benötigt wird einfach abzustellen. Durch ein gleichzeitiges Öffnen der Anfahrkupplung in diesen Betriebsphasen ist es möglich die bremsend wirkenden Reibungsverluste des Verbrennungsmotors zu eliminieren und damit die sogenannten Segelphasen besonders effizient auszunutzen. Ein Hindernis für das komplette abstellen des Verbrennungsmotors stellen heute jedoch Nebenverbraucher wie Klimaanlage, Bremskraftverstärker und elektromechanische Lenkung dar – welche in diesem Falle nicht mehr mit Energie versorgt werden. Ein weiterer Grund, warum ein Verbrennungsmotor aktuell im Segelbetrieb noch nicht komplett abgestellt werden kann, ist die heute nahezu ausnahmslose Verwendung der 12 Volt Ritzelstartertechnologie zum Start des Verbrennungsmotors. Diese benötigt für den Wiederstart des Verbrennungsmotors beim Segelaustritt relativ lange, was wiederum zu einem subjektiv schlechten Eindruck für den Fahrer beim erneuten Beschleunigen führt. Solange die betreffenden Fahrzeuge noch nicht mit hochdynamischen Startertechnologien ausgestattet sind, muss der Motor daher in den Segelphasen weiter im kraftstoffsparenden Leerlauf betrieben werden. Ein Segelbetrieb mit völlig abgestelltem Verbrennungsmotor ist erst mit einem hochdynamischen Starterelement - wie es heute für 48 Volt Hybridanwendungen konzipiert wird - vorstellbar.

Bei Automatgetrieben kann die Funktionalität des Leerlauf-Segelns bereits heute problemlos umgesetzt werden. Da hier das Öffnen der Kupplung vom Automatgetriebe selbstständig übernommen wird ist dieser Vorgang vom Fahrer selbst kaum wahrzunehmen.

Beim manuellen Handschaltgetriebe kann die beschriebene Segelfunktionalität mit der heute üblichen hydraulischen Kupplungsbetätigung nicht automatisiert erfolgen. Aufgrund des hohen Bedienaufwandes für den Fahrer zur Realisierung dieser Funktion kann diesem jedoch eine manuelle Durchführung nicht zugemutet werden. Um die Segelfunktionalität auch bei Fahrzeugen mit manuellen Schaltgetrieben nutzen zu können, ist es erforderlich, die Kupplungsbetätigung durch ein geeignetes „by-wire“ System, in welchem ein Kupplungsaktuator die Kupplung öffnen und wieder schließen kann, zu automatisieren. Um dem Fahrer die vom Handschaltgetriebe gewohnte, jedoch beim „by-wire“ System nicht mehr vorhandene, Kraft-rückwirkung von der Kupplung zu suggerieren, hat ZF hier einen Pedalkraftsimulator entwi-

ckelt, welcher anstelle des heutigen Kupplungsgeberzylinders in Fahrzeugen mit CBW eingesetzt werden kann.

Die hier beschriebene Systemlösung, bestehend aus Kupplungsaktuator, Pedalkraftsimulator, Sensorik, Regelelektronik und Softwarefunktionalität, kann mit diesen Komponenten nun auch in Fahrzeugen mit manuellen Handschaltgetrieben eine Segelfunktion automatisieren und für den Fahrer nahezu unmerklich durchführen.

1.2 Komfortfunktionen

Neben der primären Segelfunktion können durch ein CBW-System auch weitere Komfort- und Sicherheitsfunktionen realisiert werden:

- Optimierte Pedalkennlinie: Durch die fehlende mechanische oder hydraulische Verbindung zwischen Kupplung und Kupplungspedal kann die Pedalcharakteristik optimal auf den jeweiligen Kundenwunsch angepasst werden. Sowohl Maximalkraft, als auch Drop Off, Hysterese und Pedalweg können frei von jedweden Kupplungszwängen an die Kundenanforderungen angepasst werden.
- Anfahrassistent: Diese Funktionalität beobachtet beim Anfahrvorgang die jeweils relevanten Systemparameter wie Verbrennungsmotormoment, Fahrwiderstand und übertragenes Kupplungsmoment und korrigiert die Drehzahlverläufe, um größtmöglichen Komfort beim Anfahrvorgang zu realisieren.
- Kupplungsassistent: Hier werden ähnlich wie beim Anfahrassistenten die relevanten Führungsgrößen beobachtet. Bei drohenden, unkomfortablen Schaltvorgängen wird durch eine Optimierung der Stellgrößen komfortsteigernd eingegriffen.
- Abwürgeschutz: Hierbei öffnet das System selbstständig die Kupplung, sollte eine Unterdrehzahl des Verbrennungsmotors drohen. Der Verbrennungsmotor kann anschließend sicher im Leerlauf weiter betrieben werden. In diesem Fall bleibt das Fahrzeug ohne Zusatzmaßnahmen betriebsbereit und kann bei drohender Gefahrsituation den Standort schnellstmöglich verlassen.
- ABS Assistent: Bei dieser Funktionalität wird dem CBW-System vom ABS oder vom Fahrdynamikregelsystem über das Bus-System die Anforderung zum Öffnen der Kupplung übermittelt. Diese Anforderung wird anschließend vom CBW-System umgesetzt, um die Regelgüte von Fahrdynamikregelung oder ABS zu verbessern.
- Kriechfunktion: Hierbei handelt es sich um ein sogenanntes Kriechen, wie es von Fahrzeugen mit Wandlerautomatgetrieben bekannt ist. Sobald der Fahrer das Bremspedal bei langsamer Fahrt betätigt, wird die Kupplung selbsttätig geöffnet; sobald der

Fahrer anschließend den Fuß wieder von der Bremse nimmt, schließt die Kupplung selbsttätig. Das Fahrzeug fährt in Leerlaufdrehzahl an, ohne dass der Fahrer Kupplung oder Gaspedal betätigen muss. Diese Funktion muss vom Fahrer über ein zu definierendes Bedienelement gesondert aktiviert werden.

- Stauassistent: Diese Funktion ist ähnlich vorab beschriebene Kriechfunktion ausgeführt. Im Unterschied dazu wird die Kupplung jedoch erst beim Betätigen des Gaspedals geschlossen. Das Öffnen der Kupplung erfolgt anschließend wieder beim Lösen des Gaspedals. Bei der kompletten Funktionalität ist ein Betätigen der Kupplung nicht erforderlich. Auch diese Funktion muss vom Fahrer gesondert aktiviert werden.
- Kupplungsschutz: Hierbei wird die Temperatur der Fahrzeugkupplung kontinuierlich unter Zuhilfenahme der eingebrachten Reibarbeit berechnet. Bei kritischen Reibbelag Temperaturen wird dem Fahrer eine Warnmeldung im Armaturenbrett angezeigt um die Kupplung vor Überhitzung zu schützen.
- Überdrehzahlschutz: Diese Funktionalität überwacht kontinuierlich die Drehzahl der Getriebeeingangswelle und verhindert bei zu hohen Getriebeeingangswellendrehzahlen nach der Wahl eines zu niedrigen Ganges, ein Einkuppeln. Dadurch wird der Verbrennungsmotor vor möglicher Beschädigung geschützt.
- Unterdrehzahlschutz: Diese Funktion überwacht ähnlich wie die vorab beschriebene Funktion die Getriebeeingangswellendrehzahl und schützt den Verbrennungsmotor vor zu niedrigen Drehzahlen. Ein ruckelnder Betrieb des Motors nach dem Einkuppeln verhindert.

2. Systemarchitektur

2.1 Add On System für Fahrzeuge mit manuellen Handschaltgetrieben

ZF entwickelt und produziert seit mehr als 15 Jahren elektromechanische und elektrohydraulische Kupplungsaktuatoren für den Einsatz in automatisierten Handschaltgetrieben in Serie. Ein Teil des heute produzierten Aktuatorportfolios ist in Bild 1 dargestellt. Diese von den ASG-Anwendungen bekannten Kupplungsaktuatoren lassen sich aufgrund ihrer flexiblen, robusten und serienerebten Bauweise in ähnlicher Form auch in CBW-Anwendungen zur Aktuierung der Anfahrkupplung einsetzen.

Zur Steigerung der Aktuator-Effizienz sind die Kupplungsaktuatoren mit einer sogenannten Kompensationsfeder ausgestattet. Diese Kompensationsfeder hat die Aufgabe, die beim letzten Einkuppelvorgang von der Membranfeder freigesetzte Schließenergie in Form von

potentieller Energie zu speichern. Beim nächsten Auskuppelvorgang wird diese gespeicherte Energie wieder freigesetzt und unterstützt den Aktuator beim Öffnen der Anfahrkupplung.

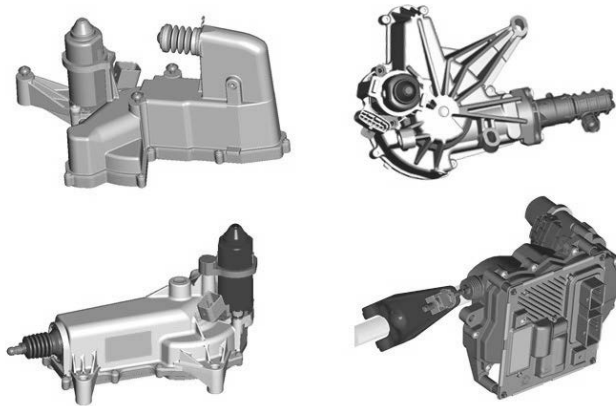


Bild 1: Auswahl aktuell in Serienproduktion befindlicher Kupplungsaktuatoren für AMT-Anwendungen bei ZF

Durch die mechanische Energiespeicherung ist es möglich, einen relativ kleinen, bürstenkommutierten DC-Motor mit geringem Übersetzungsverhältnis zur Aktuierung der Kupplung einzusetzen. Aus dem Einsatz der Kompensationsfeder in Kombination mit einem niedrig übersetzenden Stirnradgetriebe, ist es dem DC-Motor möglich, die Fahrzeugkupplung in ca. 100 ms sowohl zu öffnen, als auch wieder zu schließen. Die geringe Elektromotorlast macht sich weiterhin in einem geringen elektrischen Leistungsbedarf für die Kupplungsaktuierung bemerkbar, welche sowohl dem Gesamtenergieverbrauch des Fahrzeugs entgegenkommt, als auch die Eigenerwärmung des Elektromotors im Betrieb in zulässigen Grenzen hält. Ein weiterer Vorteil der mechanischen Energiespeicherung in der Kompensationsfeder, in Verbindung mit dem hocheffizienten Stirnradgetriebe, ist der hier äußerst geringe Rückspeisestrom, welcher im generatorischen Betrieb des Motors an das Bordnetz abgegeben werden muss. Durch die geringen resultierenden Stellmomente, welche der Aktuator im Stirnradgetriebe übertragen muss, ist es weiterhin möglich, dieses relativ kompakt und teilweise auch in thermoplastischem Kunststoff auszuführen. Diese Maßnahme trägt neben dem Einsatz eines bürstenkommutierten DC-Motors zur günstigen Preisgestaltung des Aktuatorsystems bei.

Im Aktuatorportfolio von ZF stehen aktuell sowohl elektromechanische (siehe Bild 2), als auch elektrohydraulische (siehe Bild 3) Aktuatorvarianten zur Verfügung, welche jeweils spe-

zifisch angepasst werden können. Abhängig vom jeweiligen Kundenwunsch können die Kupplungsaktuatoren mit DC-Motoren, wie sie vom ASG bekannt sind, mit einer Wegbau-elektronik ausgestattet werden. Es besteht aber auch die Möglichkeit, diese mit einem BLDC- oder EC-Motor, mit einer speziell dafür konzipierten Anbauelektronik (siehe Bilder 2 und 3) auszuführen.

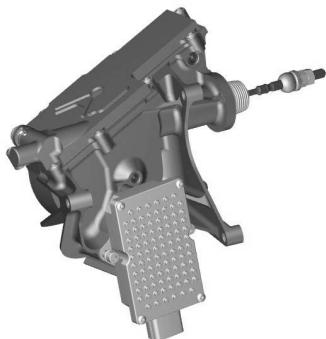


Bild 2: Elektromechanischer Kupplungs-
aktuator mit EC-Motor



Bild 3: elektrohydraulischer Kupplungsaktu-
ator mit EC-Motor

Um bei Fahrzeugen mit CBW-System für den Fahrer die vom manuellen Getriebe bekannte Pedalrückwirkung darstellen zu können, wurde von ZF ein sogenannter Pedalkraftsimulator mit integrierter Weg Sensorik entwickelt (siehe Bild 4). Durch den modularen Aufbau des Pedalkraftsimulators ist es möglich die Pedalcharakteristik nur durch den Austausch von Einzelkomponenten auf den jeweiligen Kundenwunsch anzupassen. Im Einzelnen können hier Kriterien wie maximale Pedalkraft, Haltekraft in AK, Drop Off, Hysterese und sogar Pedalhub auf den jeweiligen Kundenwunsch abgestimmt werden (siehe Bild 5). Der Pedalkraftsimulator ist mit einem berührungslosen Pedalwegsensord ausgestattet, welcher je nach Kundenwunsch und Sicherheitsanforderungen ein- oder zweikanalig ausgeführt werden kann. Er kann über den Fahrzeugkabelbaum entweder direkt mit dem Aktuatorsteuergerät oder aber mit dem OEM-Steuergerät verbunden werden. Die Konzeption des Pedalkraftsimulators erlaubt es diesen im Bauraum des herkömmlichen Kupplungsgeberzylinders ohne nennenswerte Änderungen an Pedalwerk oder Fahrzeug unterzubringen. Da der hier beschriebene Pedalkraftsimulator keine mechanische Verbindung zur Kupplung besitzt ist es möglich die Modulationszone der Kupplung auf der Pedalkraftsimulatorcharakteristik zu verschieben und somit durch eine einfache Anpassung von Softwareparametern auf die unter-

schiedlichen Kundenwünsche zu reagieren. Ein Weiterer, komfortsteigernder Vorteil des Pedalkraftsimulators stellt die über die Fahrzeuglebensdauer gleichbleibende Pedalkraftcharakteristik dar, welche sich bei heutigen manuellen Getriebe mit zunehmendem Kupplungsverschleiß sukzessive ändert.

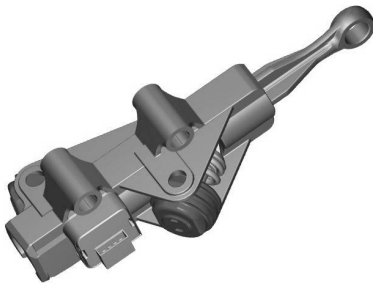


Bild 4: Pedalkraftsimulator mit Pedalwegsensord

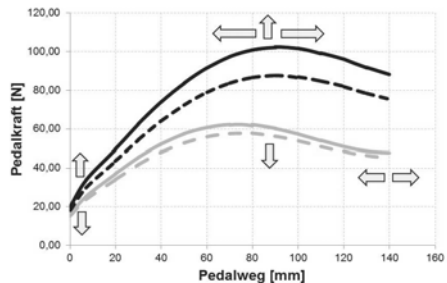


Bild 5: typische Pedalkraftkennlinie mit allen Freiheitsgraden für den Kunden

2.2 einfacher Systemaufbau für hohe Fahrerakzeptanz

ZF verfolgt beim Systemkonzept den Ansatz eines für den Fahrer möglichst unauffällig agierenden CBW-Systems, welches den Fahrer nicht vor unerwartete Herausforderungen stellen sollte, um dadurch eine möglichst hohe Systemakzeptanz zu erzielen. Der Fahrzeughersteller hat hier die Möglichkeit zwischen einer sogenannten Grundfunktionalität und einer vollumfänglichen Systemlösung zu wählen um diese anschließend in die jeweilige Gesamtfahrzeugarchitektur zu integrieren. Optional kann bei der vollumfänglichen Systemvariante auf Kundenwunsch sowohl ein Komfortpaket, als auch ein Stauassistentpaket realisiert werden (Bild 6).

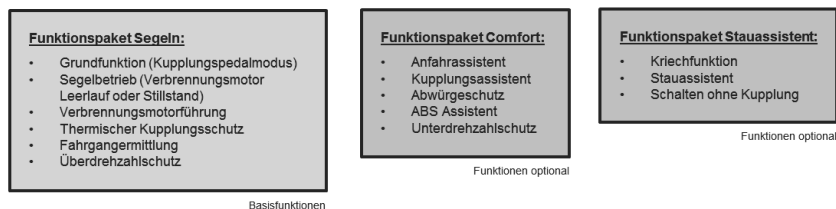


Bild 6: Funktionspakete der vollumfänglichen ZF Systemlösung

Bei der Basisvariante nur mit Grundfunktionalität wird die Positionsvorgabe von einem Master-Steuergerät, entweder „hard wired“ oder über das Fahrzeugbussystem (CAN, Flex Ray), entgegengenommen und über den Aktuator in eine Kupplungsposition umgesetzt. Alle übergreifenden Funktionen werden bei dieser Funktionsarchitektur vom Fahrzeughersteller auf dem Master-Steuergerät realisiert und liegen unter OEM-Verantwortung. Neben der Basisvariante ist noch eine vollumfängliche Systemvariante mit den optionalen Funktionspaketen verfügbar. Hierbei sind sämtliche CBW-Funktionen auf dem Aktuator Steuergerät integriert. In diesem Fall fungiert das CBW-Steuergerät als Master und führt beim Einsatz der CBW-Funktionen über das Fahrzeugbussystem den Verbrennungsmotor. Die auf dem Steuergerät abgebildete Funktionsstruktur zeigt Bild 7.

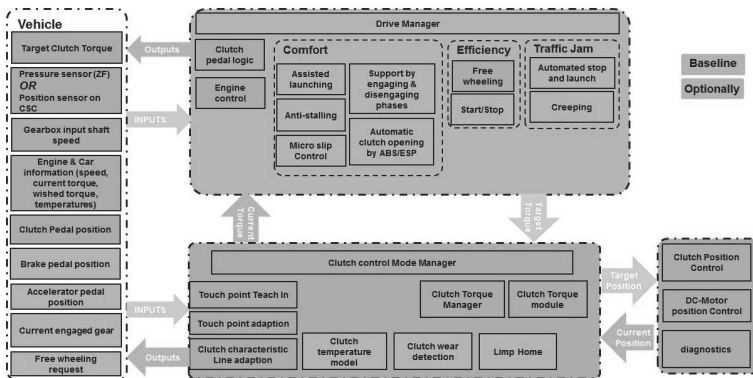


Bild 7: Funktionsstruktur CBW

3. ZF Clutch-by-Wire System

Im Pkw werden heute nahezu ausschließlich hydraulische Kupplungsbetätigungssysteme eingesetzt, wobei sich hier im Wesentlichen zwei Betätigungsvarianten durchgesetzt haben. Die Erste betätigt über den Kupplungsgeberzylinder direkt einen CSC, welcher in der Kupplungsglocke des Getriebes verbaut ist. Die zweite Variante betätigt die Kupplung über eine mechanische Kupplungsbetätigung und einen Kupplungsnehmerzylinder, welcher aufgrund der besseren Zugänglichkeit außerhalb der Kupplungsglocke montiert ist.

Ziel ist es mit dem CBW-System ein möglichst großes Kundenspektrum zu erreichen und beim Fahrzeughersteller bei der Einführung dieses CBW-Systems möglichst wenig Änderungs- und Entwicklungsaufwand zu verursachen. Hierfür stehen im Wesentlichen zwei, auf die beschriebenen Einsatzfelder zugeschnittene Systemvarianten zur Verfügung.

3.1 Elektromechanische Systemlösung

Die elektromechanische Systemlösung ist besonders gut geeignet für Fahrzeuge mit manuellem Handschaltgetriebe, welche mit einer mechanischen Kupplungsbetätigung in Verbindung mit einer Geber-Nehmer-Kombination ausgestattet sind. Bei dieser Betätigungsvariante kann die Geber- und Nehmerzylinder Kombination entfernt und durch Pedalkraftsimulator und elektromechanischen Kupplungsaktuator ersetzt werden. Beim Kupplungsaktuator existieren bei ZF Lösungen, welche das Ausrücklager über einen Ausrückhebel oder über eine Ausrückgabel betätigen können. Mit diesen Komponenten kann ein Fahrzeug mit einem herkömmlichen manuellen Schaltgetriebe ohne nennenswerten Änderungsaufwand in ein Fahrzeug mit „by-wire“-Kupplungsbetätigung umgerüstet werden. Beim Einsatz der elektromechanischen Lösung entfällt das Hydraulikmedium aus der Kupplungsbetätigung, was auch einen Befüllvorgang der selbigen beim Fahrzeughersteller erübrigt. Des Weiteren treten speziell bei besonders tiefen Temperaturen bei der elektromechanischen Lösung keine Wirkungsgradverluste auf.

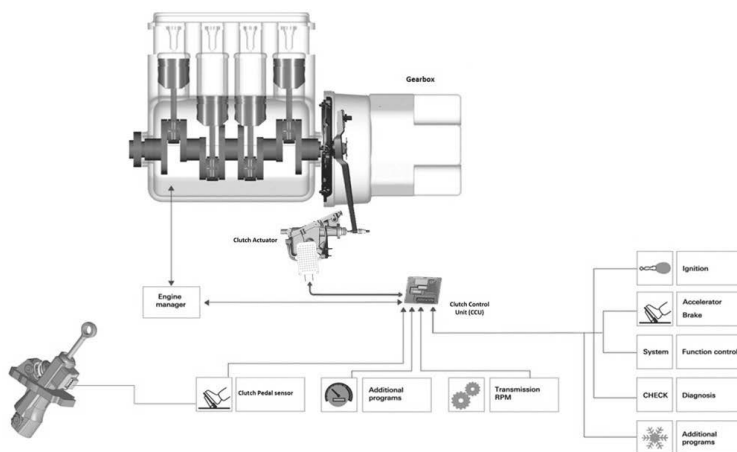


Bild 8: Systemschaubild elektromechanisches „Clutch-by-Wire“ Konzept

3.2 Elektrohydraulische Systemlösung

Die elektrohydraulische Systemvariante ist prädestiniert für Fahrzeuge, welche in der herkömmlichen manuellen Variante bereits mit einem CSC in der Kupplungsglocke ausgestattet sind. Hier wird die Hydraulikleitung modifiziert und der Geberzylinder entfernt. Der Kupplungsaktuator, welcher über einen integrierten Geberzylinder verfügt, kann nun direkt an den

CSC angeschlossen werden und so die Kupplung betätigen. Die Anbindung des Aktuators über die Hydraulikleitung an die Kupplung ermöglicht eine verhältnismäßig flexible Anbindung des Kupplungsaktuators an das Getriebe, was besondere Vorteile in sehr engen Motorbauräumen bietet. Der Pedalkraftsimulator ersetzt wieder den Kupplungsgeberzylinder im Pedalwerk. Auch bei dieser Systemlösung sind nur geringfügige Änderungen des Fahrzeugherstellers am Zielfahrzeug erforderlich.

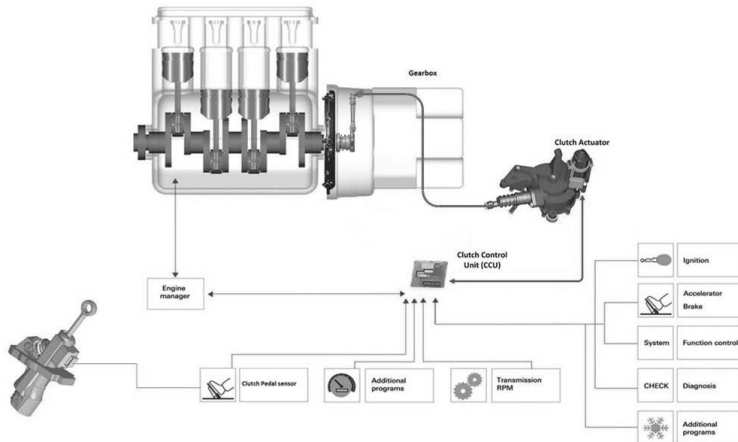


Bild 9: Systemschaubild elektrohydraulisches „Clutch-by-Wire“ Konzept

4. Zusammenfassung

Durch die immer strenger werdenden CO₂ Grenzwerte der Gesetzgeber sind die Fahrzeughersteller noch mehr gezwungen neue Wege der Kraftstoffeinsparung zu beschreiten. Die ZF hat hierfür, aufbauend auf ihren langjährigen Erfahrungen mit ASG Anwendungen ein sehr modular und flexibel aufgebautes „Clutch by Wire“ Konzept entwickelt, welches bei manuellen Handschaltgetrieben als „Add On“ System einsetzbar ist. Die hierfür entwickelten Systemkomponenten erlauben es, dem Fahrzeughersteller bei nur äußerst geringfügigen Änderungen am Zielfahrzeug eine Segelfunktionalität, auch bei manuellen Handschaltgetrieben mit dem Ziel der CO₂ Reduktion im Flottenverbrauch einzusetzen. Weiterhin können die unterschiedlichen Komfortfunktionen eines CBW Systems den Fahrkomfort beim manuellen Handschaltgetriebe signifikant verbessern, was wiederum zu einer steigenden Akzeptanz beim Handschaltgetriebe beitragen kann.

Durch die immer stärkeren Restriktionen im Bereich CO₂ Emissionen wird die hier beschriebene CBW Technologie mit all ihren Einsparvorteilen und auch Komfortsteigerungsmöglichkeiten eine immer stärker werdende Bedeutung auf dem weltweiten Handschaltgetriebemarkt gewinnen.

Hydraulische Betätigungssysteme für nass laufende Kupplungen – Vorhandene Potentiale nutzen

Dipl.-Ing. (BA) **Frank Frietsch**, Dipl.-Ing. **Bernhard Wolf**,
LuK GmbH & Co. KG, Bühl

Kurzfassung

Aktuell befinden sich unterschiedliche nasse Doppelkupplungsarchitekturen in Serie. Die Betätigung dieser Kupplungen kann durch Einrücksysteme mit nicht-rotierenden Kolben sowie Einrücklagern oder mit drehenden Kolben in Verbindung mit Gleitringdichtungen erfolgen. In diesem Beitrag werden die Eigenschaften der Einrücksysteme mit nicht-rotierenden Kolben vorgestellt. Dabei werden unterschiedliche Systemarchitekturen, sowie Messungen der Verlustleistung vorgestellt. Weitere Kapitel erklären die wesentlichen Komponenten eines Einrücksystems, Einrück- und Stützlager sowie den Kolben-Nutdichtring Aufbau. Besondere Potentiale liegen in der Nutzung der Polymerwerkstoffe für die Gehäuse. Für die Wegmessung kann ein bauraum-optimales Sensorkonzept verwendet werden. Zum Abschluss des Beitrags wird dargestellt wie das NVH Verhalten eines Kupplungssystems berechnet und optimiert werden kann.

Abstract

Nowadays several different wet running clutch system architectures are in mass production. The actuation of these clutches is either realized by engage systems with non-rotating pistons and engage bearings or by rotating pistons fed with fluid by sliding seals. In this article the characteristics of engage systems with non-rotating pistons in combination with engage bearings are highlighted. Different system architectures as well as measurements for power loss are presented. Another chapter explains the main components of an engage system, engage and support bearing as well as the piston seal sub-assembly. Special potential exists when using polymer materials for the housings. For engagement-travel measurement, a space-optimized sensor concept can be used. At the end of the article it is described how to calculate the NVH behavior of a clutch system and how to optimize it.

1. Serienlösungen mit Einrücklagern und nicht rotierenden Kolben (CSC) für nass laufende Doppelkupplungen

Die Konstruktion des Einrücksystems in Doppelkupplungsgetrieben ist maßgeblich von der Kupplungsarchitektur abhängig. Entsprechend der in Bild 1 dargestellten Varianten werden Einrücksysteme in der Bauform des Doppel-CSC oder als CSC in gegenüberliegender Zylinderanordnung ausgeführt. Charakteristisch ist der Aufbau mit einem getriebefestem Gehäuse, einem Kolben-Dichtungsunterzusammenbau sowie Einrücklager.

Die aus dem Handschalterbereich bekannten Gehäuse in Polymertechnologie sind auch hier einsetzbar. Wird das Stützlager auf dem CSC platziert ergeben sich für das Gehäuse erhöhte Festigkeitsanforderungen, da Axialkräfte in der Größenordnung von 10 kN und mehr aufgenommen werden müssen. In diesen Fällen werden Aluminium-Legierungen als Gehäuse-Werkstoff eingesetzt und die notwendigen Passungen für die Aufnahme des Stützlagers realisiert.

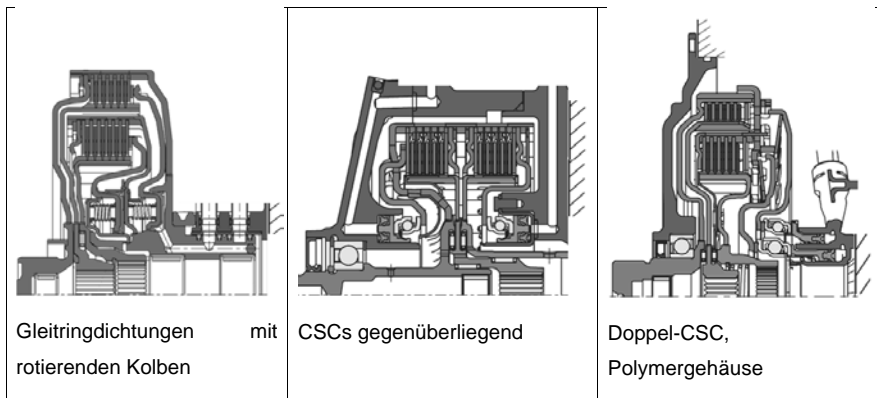


Bild 1: Verschiedene Doppelkupplungsarchitekturen (unmaßstäblich dargestellt)

2. Verlustvergleich Lagerbetätigung mit Gleitringdichtungen

In der Literatur gibt es sowohl für Einrücklager, als auch für Gleitringdichtungen Angaben, um die Verlustleistung abzuschätzen. Alle Formeln basieren auf Anwendungsfällen, die mehr oder weniger genau mit dem eigenen zu untersuchenden Anwendungsfall übereinstimmen. Im Einrücklagerbereich bietet die Software BEARINX® von Schaeffler diese Möglichkeit [1]. Zur Verifizierung der BEARINX® Ergebnisse wurde das Schleppmoment von Einrücklagern gemessen, die sich in Serie befinden und mit den errechneten Werten verglichen. Es ergab sich eine gute Übereinstimmung der gemessenen mit den berechneten Werten.

Für Gleitringdichtungen sind die vorhandenen Formeln zur Abschätzung des Schleppmoments von Wasser abdichtenden Gleitringdichtungen abgeleitet. Hier ergeben sich teilweise erhebliche Abweichungen zum Anwendungsfall in Automobilgetrieben. Deshalb wurde für den Vergleich eine passende Datenquelle abgeglichen [2]. Basis für die Werte aus Bild 2 sind bei Schaeffler durchgeführte Messungen von in Serie befindlichen Doppelkupplungssystemen [3, 4]. Eines der beiden Systeme enthält Gleitringdichtungen, das andere ein Doppel-CSC mit Stützlager.

Der Reibdurchmesser geht in die Reibleistung von Gleitringdichtungen in 2,5-facher Potenz ein [5]. Bei Schrägkugellagern ist die Reibleistung linear proportional zum Reibdurchmesser [1]. Bei Wahl eines kleinen Stützlagerdurchmessers liegt hier bei den gegebenen Bedingungen die Verlustleistung bei Lagerbetätigungen über der Drehzahl um ca. 25 bis 80 W niedriger im Vergleich zu Systemen mit Gleitringdichtungen.

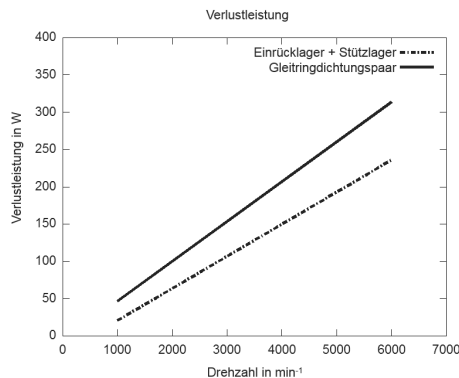


Bild 2: Vergleich Gleitringdichtungen (10bar Druck) und CSC Lösung mit Stützlager (5000N Axiallast) bei jeweils 90°C Öltemperatur. Basis sind theoretische Untersuchungen abgeglichen mit Schaeffler Messwerten.

3. Einrücklager und Stützlager

Bei der Auslegung von Einrücklagern für Doppelkupplungen sind insbesondere die hohen Einrückkräfte zu betrachten, die für das Schließen von Normally-Open Kupplungen notwendig sind. Während bei tellerfederbetätigten Normally-Closed-Trockenkupplungen maximale Betätigungskräfte bis ca. 2.500 N wirken, liegen diese bei direkt betätigten Normally-Open Nasskupplungen bei ca. 5.000 bis 6.000 N bei Pkw Getrieben.

Bei Lagern für Trockenkupplungen sind Dichtungen zum Verhindern von Fettverlust und zum Schutz vor Schmutzeintrag erforderlich. Bei Lagern für Nasskupplungen hingegen muss auf Dichtungen verzichtet werden, da das Kühllöl der Kupplung für die Schmierung der Lager verwendet wird. Durch den konstruktiven Aufbau von Kupplung und Einrücksystem ist auf einen ausreichenden Ölvolumeinstrom zu achten. Andernfalls kann es zu Schäden aufgrund unzureichender Schmierung und Wärmeabfuhr kommen.

Die Konstruktion der Lagerkäfige erfordert besondere Aufmerksamkeit, um bekannte Phänomene wie Geräusche und mechanische Schadensfälle zu verhindern. In einem konkreten Anwendungsfall konnte nach dem Auftreten des Geräuscheffekts bei Messungen sowohl eine drehzahlabhängige als auch eine lastabhängige Amplitudenüberhöhung festgestellt werden. Treffen diese in bestimmten Betriebspunkten aufeinander, kommt es zu Pfeifgeräuschen. Durch eine geeignete Käfigauslegung können die drehzahlabhängigen Erregerfrequenzen in ihrer Amplitude verringert und in ihrer Ausprägung spektral verbreitert werden. Diese Modifikation hat bereits ausgereicht, das Pfeifgeräusch zu eliminieren. Ein weiterer untersuchter Effekt sind hochfrequente Geräusche, deren Ursachen mitunter auch zu mechanischen Schäden führen. Diese Effekte konnten an einem Prüfstand nachgestellt werden. Die Beobachtung mit einer Highspeed-Kamera ermöglichte eine genaue Betrachtung der Käfigschwingungen (siehe Bild 3). Mit dem Schaeffler Simulationstool CABA 3D konnte das Käfigverhalten nachgestellt und eine Abhilfemaßnahme definiert werden.

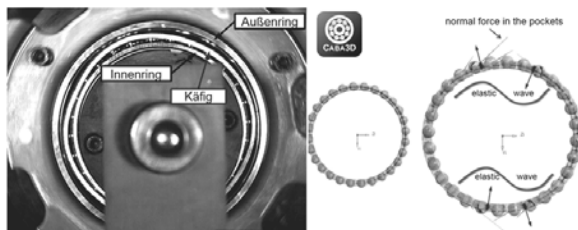


Bild 3: Linke Seite: Verformung eines Lagerkäfigs aufgenommen mit einer Highspeed Kamera. Rechte Seite: Berechnete Verformung [6]

4. Auslegung von CSC Kolbendichtungen

Dichtungen für Hydraulikzylinder werden bei Schaeffler üblicherweise als Nutdichtring ausgeführt. Um Spaltextrusion bei hohen Drücken zu verhindern, werden flexible Armierungsringe aus Thermoplast-Werkstoffen verwendet, die den Spalt zwischen Kolben und Gehäuse unter Druck schließen [8] (siehe Bild 4).

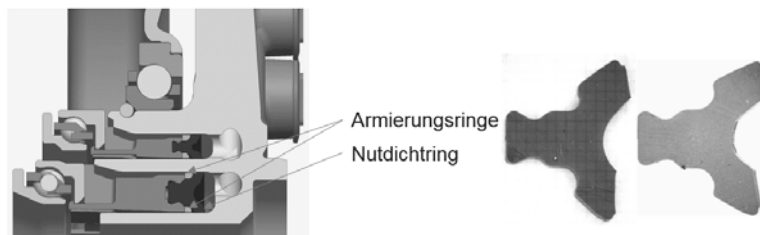


Bild 4: Nutdichtringe mit Armierungen im Zusammenbau, Schnitte von Nutdichtringen – Neuzustand und nach dem Dauerlauf

Besonders gut ist diese Kombination für moderne Power-On-Demand Kupplungsaktoren mit Axialkolbenpumpen geeignet, deren optimaler Betriebspunkt zwischen 40 und 45 bar liegt [7]. Aufgrund der niedrigen Leckagewerte der Kolben-Nutdichtring Kombination, ist diese Bauart für Kupplungsaktoren mit eigenem Reservoir sehr gut geeignet.

Die Hysterese der Kolbendichtungen spielt hinsichtlich Reibung auf das Gesamtsystem betrachtet nur eine geringe Rolle.

Relativ gesehen ist die Hysterese der Kolbendichtungen für rotierende und nicht rotierende Kolben praktisch identisch, da ähnliche Werkstoffe und Lippenformen gewählt werden können.

Absolut gesehen können sich aber doch Unterschiede ergeben: Der Kontaktumfang der Dichtkante ist in der Regel bei rotierenden Kolben größer. Außerdem ist die Reibung der zusätzlichen Dichtungen an den Ausgleichszylindern für den zentrifugalbedingten Druckzuwachs bei rotierenden Zylindern zu berücksichtigen. Dafür sind aber die Betriebsdrücke bei den CSC Lösungen höher.

5. Gehäuse in Polymerdesign

Wenn das Stützlager nicht in das CSC-Gehäuse integriert werden soll, ergibt sich die Möglichkeit, kostengünstige Polymergehäuse zu verwenden. Im Handschalterbereich ist das seit mehr als 15 Jahren Standard.

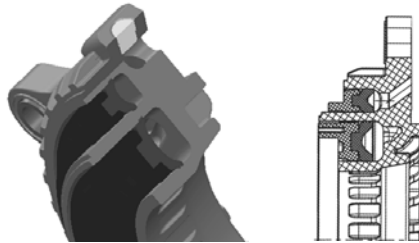


Bild 5: Entwurf für ein Doppelkupplungs-CSC in Polymerbauweise (Einrücklager nicht dargestellt)

Insbesondere durch kurze Toleranzketten des Gesamtsystems und die direkte Betätigung der Nasskupplungen ohne Übersetzung innerhalb der Kupplung, können sehr kompakte Lösungen realisiert werden. Daraus ergibt sich ein sogenanntes Kurzkolbendesign sowie CSC Gehäuse mit einer geringen Druckraumhöhe. Im Betrieb ergeben sich so geringe Spannungen in der Gehäusewand.

Hohe Spannungen, die in der ersten Berechnungsschleife erkannt werden, können durch geeignete Verrippungen und Versteifungskonturen optimiert werden (Bild 6).



Bild 6: Finite-Elemente-Analyse des Entwurfs ohne und mit Verrippung

Der Spritzgussprozess wird bei Schaeffler im Rahmen der Auslegung der Gehäuse von Beginn an mitberücksichtigt, um eventuell auftretende Bindenähte möglichst in einen spannungsunkritischen Bereich verlegen zu können und die Füllung des Werkzeugs (Bild 7) sowie die Abkühlung des Bauteils optimal auszulegen.

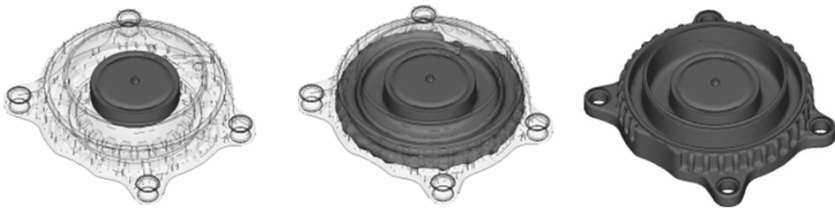


Bild 7: Füllsimulation des Gehäuses aus dem Entwurf

Darüber hinaus ermöglicht die Simulation die Folgen von Materialanhäufungen (Gefahr von Lunkern) zu erkennen und so den Konstrukteur bei einer idealen Auslegung zu unterstützen. Das Ergebnis der Simulation ist eine Gehäusekonstruktion mit minimalem Verzug, die sich für die Anwendung in Hydraulikzylindern optimal eignet.

6. Sensorlösung

Sensoren am CSC werden abhängig von der Regelstrategie der Automatisierung des Getriebes benötigt. Sehr kompakte Lösungen sind Lead-Frame-Sensoren (Bild 8). Diese bieten im Vergleich zu PCB Anwendungen einen höheren zulässigen Temperaturbereich und benötigen einen geringeren Bauraum. In der Kombination mit zwei Blockmagneten, die in den Kolben integriert werden, kann eine Sensorlösung mit minimaler Toleranzkette dargestellt werden.

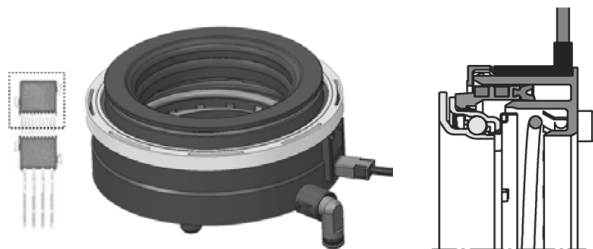


Bild 8: Lead-Frame-Wegsensor am CSC mit zwei Blockmagneten (Hybridanwendung)

7. NVH

Eines der häufigsten kupplungsbedingten NVH-Phänomene ist das sogenannte „Rupfen“, welches sich im Allgemeinen durch Längsschwingungen des Fahrzeugs während der Schlupfphase der Kupplung manifestiert. Es handelt sich dabei um ein Resonanzphänomen, bei dem eine Eigenmode des schlupfenden Triebstranges angeregt wird. Diese Eigenmoden liegen typischerweise in einem Bereich von 6-30 Hz und werden durch eine periodische Schwankung des übertragenen Kupplungsmomentes angeregt.

Um die Lage der Eigenfrequenz und die Sensitivität des Triebstrangs gegenüber einer Anregung bewerten zu können, kann der Triebstrang als ein Feder-Masse-Modell dargestellt werden (Bild 9). In diesem Modell können ebenfalls Optimierungspotentiale des Triebstrangs bezüglich seiner Rupfsensitivität ausgewiesen werden.

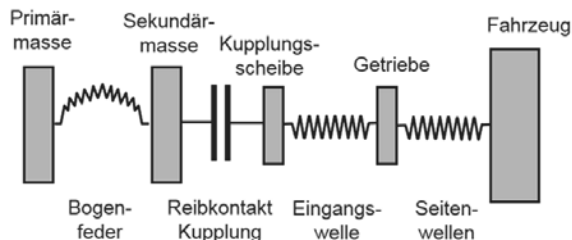


Bild 9: Einfachstmodell des Triebstranges [10]

Bei den vielfältigen Anregungsmechanismen für Momentenschwankungen kann zwischen reibwertinduzierten und kraftinduzierten Mechanismen unterschieden werden. Die kraftinduzierte Anregung kann sowohl durch äußere, als auch durch innere Kräfte entstehen. Während bei der Anregung durch äußere Kräfte, beispielsweise durch Kurbelwellenaxialschwingungen, die Kupplung vor allem als Übertragungsmoment fungiert, liegen die Ursachen der Anregung durch innere Kräfte innerhalb des Kupplungssystems. Bei der sogenannten geometrischen Anregung führen geometrische Abweichungen von relativ zueinander drehenden Bauteilen zu einer Momentenschwankung, deren Frequenz proportional zur Relativdrehzahl der Bauteile während der Schlupfphase ist. Durch ein optimiertes Design des Kupplungssystems, speziell des Einrücksystems, kann die Empfindlichkeit gegenüber solchen Abweichungen deutlich reduziert werden.

Zur Bewertung und Optimierung der Momentenschwankung des Kupplungssystems kann ein quasistatisches Modell herangezogen werden, welches alle relevanten Steifigkeiten, Freiheitsgrade und Geometrien des Systems abbildet (Bild 10). Die Einstellung des Systems

innerhalb der vorhandenen Freiheitsgrade wird durch die potentielle Energie charakterisiert. Das System bewegt sich zu seinem Potentialminimum durch eine Rückstellkraft, welche der partiellen Ableitung der potentiellen Energie entspricht. Dabei ergibt sich ein breiter Bereich von möglichen Endzuständen, in denen die Reibkraft im Kontakt die angreifende Rückstellkraft übersteigt. Resultierend daraus ergibt sich ebenfalls ein breiter Bereich von möglichen Momentenschwankungen, wobei das Ziel sein muss, die maximal mögliche Momentenschwankung zu reduzieren. Eine in Bild 10 gezeigte Optimierungsmaßnahme ist das Ersetzen der Kippsteifigkeit im Einrücksystem, beispielsweise ein Hebelsystem, durch ein kippweiches Gelenk, was gerade dem CSC entspricht.

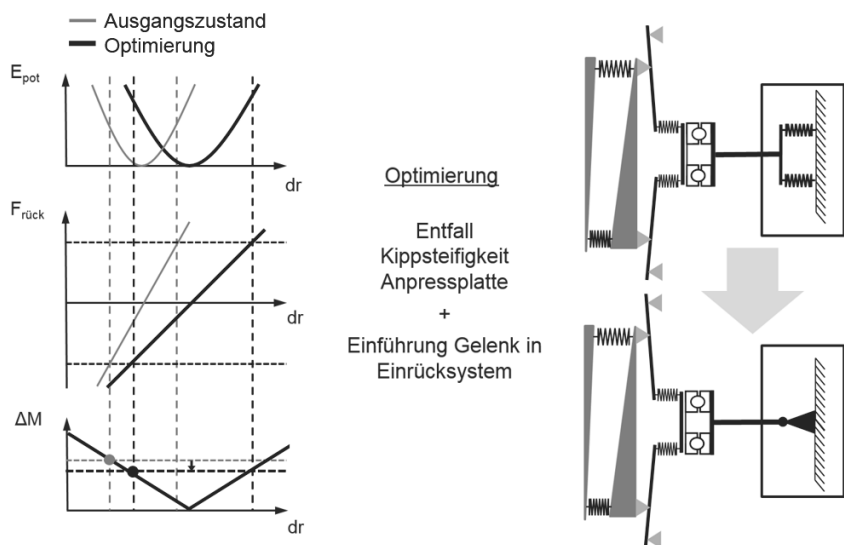


Bild 10: Optimierung eines Doppelkupplungssystems- Berechnungsmodell zur Selbstzentrierung sowie Prinzipdarstellung [10]

Die Erfahrung und Plausibilisierung mit solchen Optimierungen kommt überwiegend aus dem Trockenkupplungsbereich [9]. Sie wird für Nasskupplungen aber standardmäßig mit angewandt.

8. Ausblick

Nasskupplungen werden seit den 2000er Jahren in steigender Zahl in Doppelkupplungsgetrieben eingesetzt. Durch die Nutzung der Potentiale eines Einrücksystems kann ein hinsichtlich Bauraum, Verlustleistung sowie NVH Verhalten optimales Betätigungssystem entwickelt werden. Dazu ist es sinnvoll, bereits in einem frühen Entwicklungszeitpunkt das Einrücksystem sowie die möglichen Konstruktionsvarianten mit zu betrachten. Die hier vorgestellten Lösungen für nass laufende Doppelkupplungssysteme sind grundsätzlich auch für Schaltkupplungen in Planetenautomatgetrieben übertragbar. Der jeweilige Anwendungsfall ist dabei hinsichtlich der Optimierungspotentiale zur Verringerung der Reibungsverluste und damit der CO₂ Emissionen zu prüfen.

Literaturverzeichnis

- [1] BEARINX-online Easy Friction, Berechnungstool, Schaeffler, <https://bearinx-online-easy-friction.schaeffler.com/> (Stand: 22.03.2017)
- [2] Gronitzki, M.: Untersuchungen zur Funktion und Auslegung von Rechteckdichtringen für Drehdurchführungen. Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover Diss. 2006. (Berechnungsmethode wurde inzwischen erweitert)
- [3] Schaeffler interne Messungen für Gleitringdichtungen an einer Serienlösung 2015
- [4] Schaeffler interne Messungen für Einrücklager und Stützlager 2015
- [5] Technik und Auswahl Gleitringdichtungen, Broschüre, EagleBurgmann, www.eagleburgmann.com (Stand: 09.03.2017), S.10 Ablesebeispiel M7
- [6] Geffroy, C., Dr. Grillenberger, H., Dr. Mohr, C.: Störende Wälzlagergeräusche und Abhilfemaßnahmen. Vortrag bei der Technischen Akademie Esslingen (05/2016)
- [7] Zink, M., Wagner, U., Feltz, C.: Doppelkupplungssysteme. Modular und höchst effizient für den Antriebsstrang von morgen. 10. Schaeffler Kolloquium (2014), S. 226-229
- [8] Dr. Welter, R., Herrmann, T., Honselmann, S., Keller, J.: Ausrücksysteme. Vom System Know-how bis zum fertigen Serienprodukt. 10. Schaeffler Kolloquium (2014), S. 107-108
- [9] Baumann, M., Kimmig, K.-L., Daikeler, R.: Das trockene Doppelkupplungssystem, ideal für Hybridantriebstränge. VDI Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben (2015)
- [10] Dagenbach, A., Werner, O., Seebacher, R: Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik VIII. Dynamisches Gesamtsystemverhalten von Fahrzeugantrieben. Haus der Technik Fachbuch, Band 136 (2015)

Kühlverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen in neuen Anwendungen



Cooling performance of wet multi-plate disk clutches in modern applications

Dipl.-Ing. **K. Völkel**, Dr.-Ing. **H. Pflaum**, Prof. Dr.-Ing. **K. Stahl**,
Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG),
Technische Universität München, Garching;
Dr.-Ing. **F. Wohlleber**, DHHI Germany GmbH, Schweinfurt

Kurzfassung

Für die Steigerung der Leistungsfähigkeit nasslaufender Lamellenkupplungen werden neben Belag- und Öloptimierung auch neue Nutbilder, insbesondere für neue Getriebeanwendungen - z.B. Schaufelnuten in Doppelkupplungsgetrieben - entwickelt. Zugleich steht die Reduktion der Kühllölvolumenströme aus Gründen der Energieeffizienz im Fokus, wobei Funktions- und Lebensdauerverhalten von Lamellenkupplungen maßgeblich durch deren thermischen Haushalt bestimmt werden. Somit ist die Kenntnis des thermischen Verhaltens nicht nur in der Reibphase sondern auch in der Kühlphase von großer Bedeutung. Einflussgrößen auf das Temperatur- und insbesondere Kühlverhalten sind vielfältig und teilweise sehr komplex; neben Bauform und Beölungssituation wirken sich auch die Betriebsbedingung (Brems- oder Kupplungsbetrieb) und die Belagnutzung in Form von Schluckvermögen und Wärmeübergang auf das Kühlverhalten aus. Diese Größen bilden auch wichtige Eingangsgrößen der thermischen Simulation nasslaufender Lamellenkupplungen, weshalb ein hoher Wissensstand grundlegend für die aussagefähige Ermittlung und Bewertung des Temperatur- und Abkühlverhaltens ist.

Der Tagungsbeitrag soll Einflüsse auf das Abkühlverhalten sowie die Absicherung der Einflussgrößen anhand von Temperaturmessungen und Simulationsrechnungen darstellen. Die Ermittlung des Wärmeübergangs an das Kühllöl in Reib- und Kühlphase wird für verschiedenartige Baugrößen, Reibbeläge und Nutbilder im Abgleich von Temperaturmessungen und -berechnungen vorgestellt. Zudem werden die Bestimmung des Schluckvermögens in statischen und dynamischen Messungen dargestellt und Mechanismen wie die Förderwirkung von Schaufelnuten bei geschlossener Kupplung erläutert.

Abstract

In order to improve the performance of wet multi-disk clutches, beside optimization of friction lining and lubricants, new groove arrangements are being developed for transmission applications, for example scoop grooves in dual clutch transmissions. At the same time, the reduction of the cooling oil volume flow is in focus for reasons of energy efficiency, with functionality and durability of disk clutches being largely determined by their thermal household. Thus, insight into the thermal behavior is crucial not only in the friction phase but also in the cooling phase. Factors that influence the thermal- and especially the cooling properties are highly diverse and sometimes very complex: beside part design and oil flow rate, the operation mode (operation as a brake or a regular clutch) and the design of grooves in the lining regarding flow capacity and heat transfer affect the cooling properties. These variables also provide important input variables for thermal simulations of wet running multi-plate clutches, making profound knowledge imperative to the precise calculation and evaluation of the temperature household and cooling properties.

This paper investigates the influences on the cooling properties and the validation of input parameters by comparison of temperature measurements and temperature calculations. The heat transfer by cooling oil in the friction and the cooling phase of the load spectrum is determined for various clutch sizes, friction linings and groove patterns. In addition, the determinations of the flow capacity in static and dynamic measurements are presented and mechanisms such as the conveying effect of scoop grooves are explained.

1. Einleitung

Nasslaufende Lamellenkupplungen sind als Lastschaltelemente oder Überlastkupplungen wichtige Komponenten in Industrie- und Fahrzeugtechnik. Mit dem Ziel der Leistungssteigerung finden neben optimierten Belägen und Schmierstoffen auch neuartige Nutbilder Anwendung. Zugleich steht die Reduktion der Kühlölstromen aus Gründen der Energieeffizienz im Fokus, wobei Funktions- und Lebensdauerverhalten von Lamellenkupplungen maßgeblich durch deren thermischen Haushalt bestimmt werden [2] [3] [10]. Somit ist die Kenntnis des thermischen Verhaltens nicht nur in der Reibphase sondern auch in der Kühlphase von großer Bedeutung. Hierbei ist oft die Betrachtung eines einzelnen Lastzyklus nicht ausreichend; die Temperaturverteilung in der Kupplung ist abhängig von dem Verhältnis aus eingebrachter Energie sowie Art und Dauer der Kühlphasen im Lastkollektiv. Zudem sind Einflussgrößen auf das Temperatur- und insbesondere Kühlverhalten vielfältig und teilweise sehr komplex; neben Bauform und Beölungssituation wirken sich auch die Betriebsbedingung (Brems- oder Kupplungsbetrieb) und die Belagnutzung in Form von Schluckvermögen und Wärmeübergang auf das Kühlverhalten aus [1] [4] [6] [8] [9].

Eine messtechnische Erfassung der Temperaturen in einer Kupplung ist möglich, aber aufgrund der kompakten Bauteile und des Aufbaus mit drehenden Teilen anspruchsvoll und aufwändig. Zudem liefern Temperaturmessungen stets nur Aussagen über den lokalen Temperaturverlauf an der Messstelle – eine vollständige Temperaturverteilung in der Kupplung kann nur die thermische Simulation liefern. Voraussetzungen hierbei sind neben einer entsprechenden Modellierung die Kenntnis belastbarer Eingabegrößen. Dies erfordert einen hohen Wissensstand und viel Erfahrung [4] [5] [7].

Die beschriebenen Erkenntnisse basieren auf der Dissertation Wohlleber [9] sowie auf Ergebnissen der Forschungsvorhaben FVA 413 II und III ‚Wärmeübergang Lamellenkupplungen‘ [8] der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V..

2. Kühlverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen – Einflüsse auf den Wärmeübergang zwischen Reibflächen und Kühlöl

Einflussgrößen auf das Temperatur- und insbesondere Kühlverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen sind vielfältig und teilweise sehr komplex: neben Bauform und Beölungssituation wirken sich auch die Betriebsbedingung (Brems- oder Kupplungsbetrieb) und die Beschaffenheit des Reibbelags mit seiner Belagnutung auf das Kühlverhalten aus. Haupteinflussgrößen bilden hierbei die Wärmeübergangsverhältnisse zwischen Reibflächen und Kühlöl im Allgemeinen und insbesondere der durch das Nutbild bedingte Kühlölstrom durch die geschlossene Kupplung. [4] [8] [9]

Temperaturmessungen in Stahllamellen (Paketmitte auf Höhe des mittleren Reibradius; NiCr-Ni-Mantelthermoelemente $\varnothing 0,25$ mm) zeigen gemäß Bild 1 die deutlichen Unterschiede im Abkühlverhalten unterschiedlicher Reibbelagnutungen bei sonst gleichen Betriebsbedingungen und identischer Baugröße (BGI) und Reibbelagtyp (BO1).

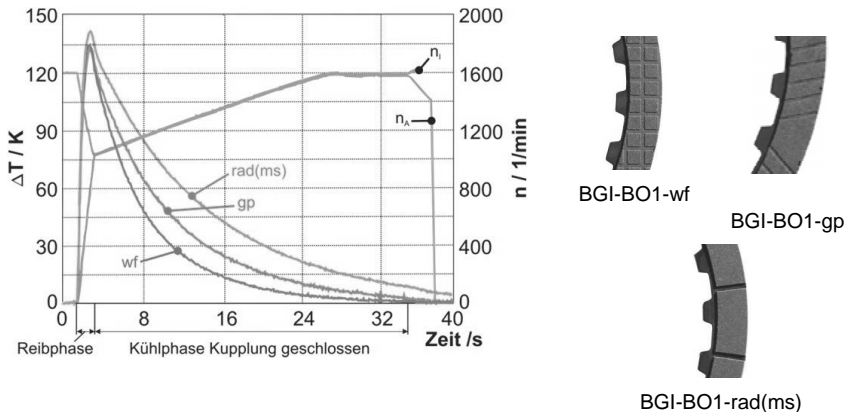


Bild 1: Temperaturhub und Abkühlung unterschiedlicher Reibbelagnutungen BGI-BO1-wf, -gp und -rad(ms) (Messungen)

2.1 Kühlöldurchfluss bei geschlossener Kupplung – Schluckvermögen

Das Schluckvermögen beschreibt den Ölvolumenstrom, der bei definierten Bedingungen durch ein geschlossenes Kupplungspaket gefördert werden kann, und ist somit abhängig von der Betriebsbedingung sowie von Anzahl und Art der Nuten des Reibbelags. [9]

Für eine bessere Vergleichbarkeit sind Referenzbedingungen für die Angabe des Schluckvermögens gemäß Tabelle 1 definiert. Messungen werden auf diese Bedingungen umge-

rechnet. Alle Untersuchungen wurden aus Gründen der Vergleichbarkeit mit einem serientypischen Automatikgetriebeöl (ATF) durchgeführt.

Tabelle 1: Referenzbedingungen für die Angabe des Schluckvermögens;
berechnete Ölkennwerte bei 80°C

Benennung	Zeichen	Einheit	Wert
Bezugsdruck	p	bar	0,5
Öltemperatur	θ	°C	80
Dichte bei 80°C	ρ	kg/dm ³	0,8
Kinematische Viskosität bei 80°C	ν	mm ² /s	8,5

Eine **Umrechnung des Schluckvermögens auf Referenzbedingungen** leitet sich gemäß Formel (1) aus Betrachtungen zur laminaren Rohrströmung ab. Diese Formel bildet auch im **FVA-Programm KUPSIM** [7] die Berechnungsgrundlage. Für genauere Betrachtungen sind zusätzlich die Verhältnisse der Dichten und der hydraulischen Ersatzdurchmesser gemäß Formel (2) zu berücksichtigen.

$$\dot{V}_{\text{Referenz}} = \dot{V}_{\text{Messung}} \cdot \frac{\nu(\theta_{\text{Messung}})}{\nu(\theta_{\text{Referenz}})} \cdot \frac{p_{\text{Referenz}}}{p_{\text{Messung}}} \quad (1)$$

$$\dot{V}_{\text{Referenz}} = \dot{V}_{\text{Messung}} \cdot \frac{\nu(\theta_{\text{Messung}})}{\nu(\theta_{\text{Referenz}})} \cdot \frac{p_{\text{Referenz}}}{p_{\text{Messung}}} \cdot \frac{\rho(\theta_{\text{Messung}})}{\rho(\theta_{\text{Referenz}})} \cdot \frac{d_{\text{hydr,Messung}}^4}{d_{\text{hydr,Referenz}}^4} \quad (2)$$

Für Messungen des **Volumenstroms durch ein geschlossenes Kupplungspaket** stehen zwei Methoden zur Verfügung – eine statische und eine dynamische Messung. Bei der **statischen Messung** wird ein Kupplungspaket gemäß Bild 2 zwischen zwei Platten definiert verspannt und der bei definiertem Öldruck und Öltemperatur durch die Kupplung strömende Ölvolumenstrom gemessen. **Dynamische Messungen** des Schluckvermögens werden im Kupplungsprüfstand mit rotierenden Lamellen durchgeführt. Da die Auswertung optisch durch Ausmessen des Ölstauring erfolgt, sind ein Prüfraumdeckel sowie eine Öltaukante aus Plexiglas eingebaut (vgl. Bild 3). Hierbei können sich aufgrund von Ölnebel und Ölverschäumungen am Innendurchmesser des Ölstauring Ungenauigkeiten in der Auswertung der Ölstauringhöhe ergeben.

Gemäß Formel (3) kann nach [3] der dynamische Druck, der das Kühlöl durch die Belagnung fördert, berechnet werden. Eingangsgrößen sind hierbei die Dichte des Öls $\rho_{\text{Öl}}$, die Winkelgeschwindigkeit der Kupplung ω , der Belagaußendurchmesser $d_{\text{B,a}}$ sowie der optisch ausgewertete Innendurchmesser des Ölstauring $d_{\text{Öl,i}}$.

$$p_{\text{Öl,dyn}} = \frac{1}{8} \rho_{\text{Öl}} \omega^2 (d_{\text{B,a}}^2 - d_{\text{Öl,i}}^2)$$

(3)

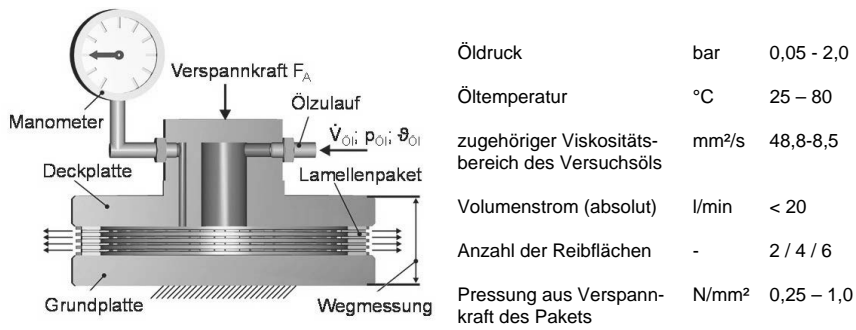


Bild 2: Schematische Darstellung der Vorrichtung und Betriebsdaten der statischen Messungen zum Schluckvermögen

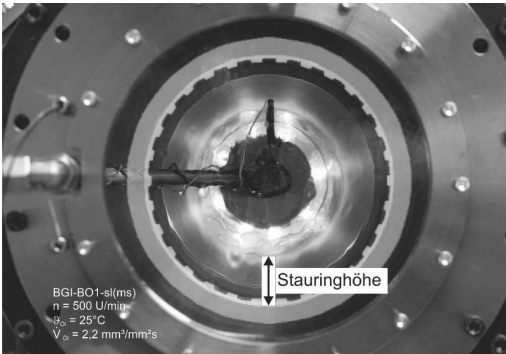


Bild 3: Dynamische Messung zum Schluckvermögen mit Ölstauring im Prüfstand mit rotierenden Lamellen

Der Aufwand einer statischen Messung des Schluckvermögens liegt deutlich unter dem einer dynamischen Messung. Die **Vergleichbarkeit** der Ergebnisse beider Messverfahren ist prinzipiell sehr gut gegeben (vgl. Bild 4 exemplarisch für BGI-B01-gp). Effekte **asymmetrischer Nutbilder** können allerdings nur bei rotierenden Lamellen untersucht werden. Abweichungen ergeben sich aufgrund von unterschiedlichen Flächenpressungen auf das Paket (statisch: 0,5 N/mm²; dynamisch: 0,1 N/mm²) sowie durch Ungenauigkeiten beim Ausmessen des Ölstaurings bei der dynamischen Messung.

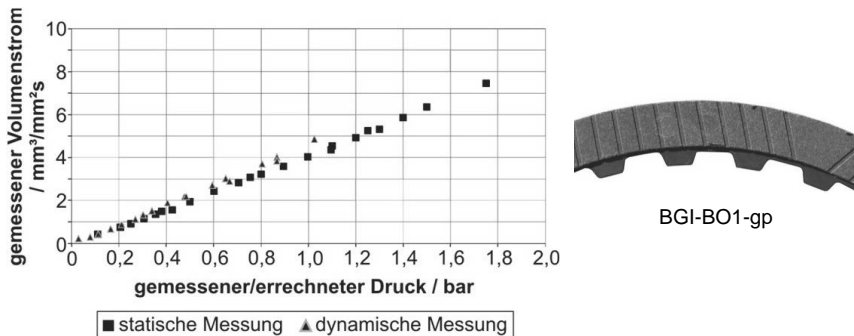


Bild 4: Ergebnisse aus statischer und dynamischer Messung des Schluckvermögens (BGI-BO1-gp)

In Abhängigkeit des **Nutbilds** bilden sich teilweise stark unterschiedliche Kühlölströme durch die geschlossene Kupplung aus. Einflussfaktoren hierbei sind neben der Art des Nutbilds (Waffel, gruppenparallel, multisegmentiert,...) auch die Anzahl der Nuten sowie der Nutquerschnitt. **Kombinierte Nutbilder**, die eine Überprägung zweier Nutbilder aufweisen, besitzen hierbei in Versuchen näherungsweise die Summe der Schluckvolumina der Einzel-Nutbilder. Bild 5 zeigt die gemessenen Ölvolumenströme durch Kupplungen gleicher Baugröße und Reibbelagtyp (BGI-BO1) mit Waffelnutung wf1, multisegmentiertem Reibbelag rad(ms) sowie der Kombination beider Nutbilder rad(ms)/wf1. Der gemessene Volumenstrom durch das multisegmentiert genutete Kupplungspaket liegt deutlich über dem mit Waffelnutung. Die Waffelüberprägung der multisegmentierten Nutung in der Variante rad(ms)/wf führt zu einer weiteren Erhöhung des gemessenen Kühlölstroms, wobei die Erhöhung die Größenordnung des Schluckvermögens der reinen Waffelnutung besitzt.

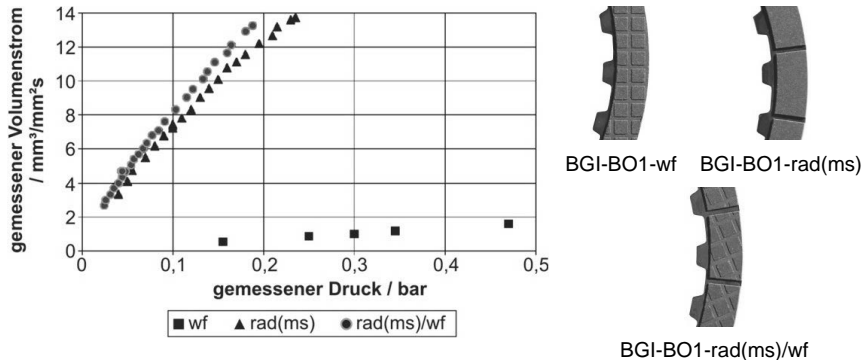


Bild 5: Schluckvermögen - Vergleich kombiniertes Nutbild BGI-BO1-rad(ms)/wf mit den Grundnutbildern BGI-BO1-rad(ms) und BGI-BO1-wf

Belagvarianten mit **Schaufelnutung** besitzen **bei schlupfender Kupplung** ein drehrichtungsabhängiges Schluckvermögen: in sogenannter **fördernder Drehrichtung** ist der mögliche Kühlölstrom durch das schlupfende Lamellenpaket deutlich höher als in **sperrender Drehrichtung**. Es wird die Hypothese aufgestellt, dass es zu einem Anhaften des Öls an den Lamellen kommt und die Förderwirkung in der Folge aufgrund der Differenzdrehzahl zwischen den Lamellen über einen Mitnahme- bzw. Abstreifeffekt zunimmt (vgl. Bild 6).

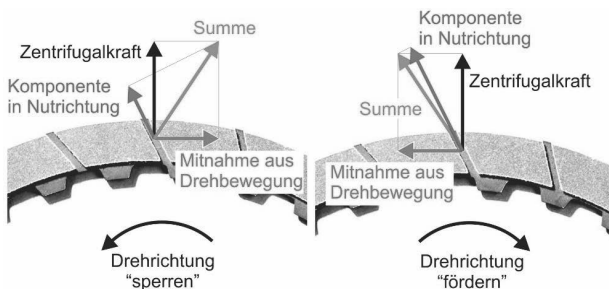


Bild 6: Sperrende und fördernde Drehrichtung (stehende Stahllamellen) bei Belagvarianten mit Schaufelnutung

Bild 7 zeigt den Ölvolumenstrom durch die schlupfende Kupplung für die fördernde und die sperrende Drehrichtung sowie aus der statischen Messung bei gleicher Ölzufuhrtemperatur. Hierbei ist zu beachten, dass das Kühlöl beim Durchströmen der schlupfenden Kupplung erwärmt wird.

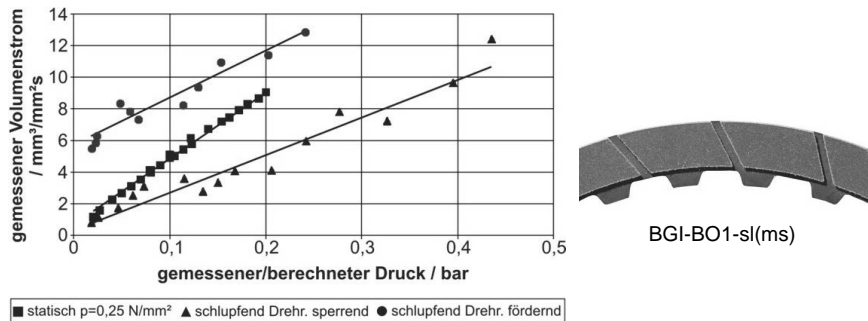


Bild 7: Schlickvermögen - Vergleich kombiniertes Nutbild BGI-BO1-rad(ms)/wf mit den Grundnutbildern BGI-BO1-rad(ms) und BGI-BO1-wf

2.2 Wärmeübergangszahlen zur Beschreibung des Wärmeübergangs von den Reibflächen an das Kühlöl

Basierend auf umfassenden Prüfstandsversuchen mit Temperaturmessungen wurde das **Wärmeübergangsverhalten** von Kupplungen unterschiedlicher Baugrößen und Reibbelagvarianten durch Nachrechnungen mit dem **FVA-Programm KUPSIM** [7] analysiert. Hierbei wurden iterativ **Wärmeübergangszahlen** α_{KUPSIM} für die Reibphase sowie die geschlossene und offene Kühlphase durch Abgleiche der Ergebnisse aus Temperaturmessungen und -berechnungen erarbeitet. In den Temperaturberechnungen wurden auch die Ergebnisse aus den Untersuchungen zum Schlickvermögen berücksichtigt. Abweichungen zwischen gemessenem und berechnetem Temperaturverlauf liegen innerhalb eines Streubands von $\pm 5 \text{ K}$.

In Tabelle 2 sind die Wärmeübergangszahlen α_{KUPSIM} samt Streubereichen für die drei Phasen eines Schaltzyklus (Reibphase, geschlossene und offene Kühlphase) für ausgewählte Reibbelagvarianten aufgeführt. BGI-BO1 sind hierbei organische Beläge, während BGI-BS1 sintermetallische Reibbeläge darstellen. Werte weiterer Reibbelagvarianten finden sich in [8]. Für die unterschiedlichen Phasen eines Schaltzyklus gelten stark unterschiedlichen Wärmeübergangszahlen. Zudem sind Wärmeübergangszahlen α_{KUPSIM} insbesondere in der geschlossenen Kühlphase für verschiedene Belagarten (organisch oder sintermetallisch) deutlich unterschiedlich. Das Nutbild übt hingegen einen untergeordneten Einfluss auf die Wärmeübergangszahlen α_{KUPSIM} aus.

Bei den Zahlenwerten ist hier zu beachten, dass diese Wärmeübergangszahlen α_{KUPSIM} auf die Nut-Projektionsfläche als wärmeübertragende Fläche bezogen sind.

Tabelle 2: Wärmeübergangszahlen α_{KUPSIM} für ausgewählte Belagvarianten mit Streubereich

	Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} / W/m²K		
	Reibphase	Kühlphase geschlossen	Kühlphase offen
BGI-BO1-gp	4000 ⁺²⁰⁰⁰ ₋₂₀₀₀	2250 ⁺²⁵⁰ ₋₂₅₀	300 ⁺²⁰⁰ ₋₁₀₀
BGI-BO1-wf	2000 ⁺²⁰⁰⁰ ₋₁₀₀₀	1500 ⁺⁷⁵⁰ ₋₅₀₀	400 ⁺¹⁵⁰ ₋₁₅₀
BGI-BO1-rad(ms)	1500 ⁺¹⁰⁰⁰ ₋₁₀₀₀	6000 ⁺¹⁵⁰⁰ ₋₁₅₀₀	700 ⁺⁴⁰⁰ ₋₃₀₀
BGI-BO1-rad(ms)/wf	500 ⁺⁵⁰⁰ ₋₄₀₀	2000 ⁺⁸⁰⁰ ₋₅₀₀	900 ⁺¹⁰⁰ ₋₁₅₀
BGI-BS1-wf1	1500 ⁺¹⁰⁰⁰ ₋₇₅₀	5500 ⁺¹⁰⁰⁰ ₋₅₀₀	650 ⁺²⁰⁰ ₋₁₀₀
BGI-BS1-wf2	1000 ⁺²⁵⁰ ₋₅₀₀	7000 ⁺²⁰⁰⁰ ₋₁₀₀₀	1000 ⁺⁸⁰⁰ ₋₂₅₀

In einer **Sensitivitätsanalyse** werden Auswirkungen abweichender Wärmeübergangszahlen α_{KUPSIM} auf den berechneten Temperaturverlauf untersucht (vgl. Bild 8). Die Wärmeübergangszahlen der drei Phasen des Schaltzyklus werden um $\pm 20\%$ verändert. Hierbei ergeben sich Abweichungen von der Ausgangstemperaturkurve innerhalb eines $\pm 5\text{ K}$ Streubands. Zudem sind in Bild 8 Temperaturberechnungen mit den oberen und unteren Grenzen der Wärmeübergangszahlen gemäß Tabelle 2 eingetragen.

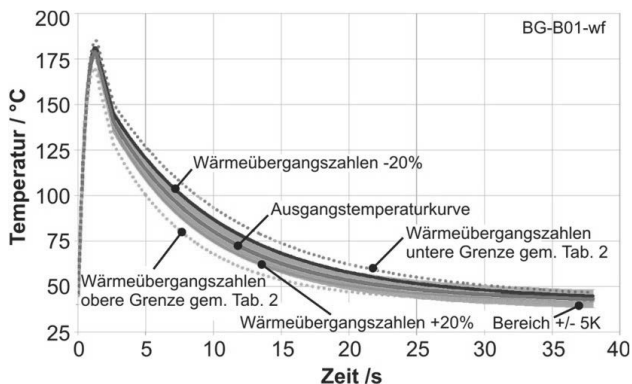
Bild 8: Sensitivitätsanalyse – Vergleich von berechneten Temperaturverläufen bei Variation der Wärmeübergangszahlen α_{KUPSIM} (BGI-BO1-wf)

Bild 9 zeigt für eine exemplarische Schaltfolge einen gemessenen Temperaturverlauf sowie die für Reib- und Kühlphasen nachgerechneten Temperaturverläufe. Der berechnete Temperaturverlauf bewegt sich vorwiegend innerhalb des $\pm 5\text{ K}$ Streubands des gemessenen Temperaturverlaufs – es liegt sowohl qualitativ als auch in der Höhe der auftretenden Temperaturen eine sehr gute **Übereinstimmung von Temperaturmessung und -berechnung** vor.

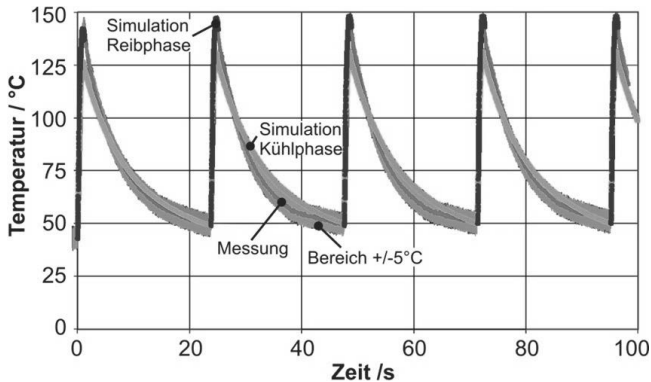


Bild 9: Gemessene und mit KUPSIM simulierte Temperaturverläufe einer Schaltungsfolge (BGI-BO1-gp; $p = 0,50 \text{ N/mm}^2$ / $v_g = 13,8 \text{ m/s}$; $q = 0,56 \text{ J/mm}^2$)

3. Zusammenfassung

Das Kühlverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen ist stark beeinflusst vom Wärmeübergang zwischen den Reibflächen und dem Kühlöl sowie dem durch das Nutbild beeinflussten Kühlölstrom durch die geschlossene Kupplung. Diese Größen bilden auch wichtige Eingangsgrößen für die thermische Simulation nasslaufender Lamellenkupplungen.

Die Ermittlung des Wärmeübergangs an das Kühlöl in Reib- und Kühlphase wurde für verschiedenartige Baugrößen, Reibelbeläge und Nutbilder im Abgleich von Temperaturmessungen und -berechnungen ermittelt. Zudem wurden die Bestimmung des Schluckvermögens in statischen und dynamischen Messungen dargestellt und Mechanismen wie die Förderwirkung von Schaufelnuten bei geschlossener Kupplung mit und ohne Relativdrehzahl erläutert. Abschließend zeigt ein Abgleich von Temperaturverläufen aus Messung und Berechnung die Güte der Simulation des thermischen Haushalts nasslaufender Lamellenkupplungen mit dem FVA-Programm KUPSIM.

4. Danksagung

Die dieser Veröffentlichung zugrundeliegenden Erkenntnisse basieren auf Forschungsvorhaben der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA). Die Autoren danken der FVA sowie den FVA-Mitgliedsfirmen, die das Vorhaben begleiten und unterstützen.

Die FVA übernimmt keine Gewähr für die Richtigkeit, die Genauigkeit und Vollständigkeit der Angaben sowie die Beachtung privater Rechte Dritter.

Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Lyoner Str. 18, 60528 Frankfurt/Main

5. Literaturverzeichnis

- [1] A. Albers, J. Bernhardt und S. Ott, „Untersuchung der Ölströmung in geschmierten Friktionssystemen am Beispiel einer nasslaufenden Lamellenkupplung,“ *Tribologie und Schmierungstechnik*, Nr. 3, pp. 5-8, 2011.
- [2] M. Hensel, H. Pflaum und K. Stahl, „Einfluss der thermischen Beanspruchung auf die Schädigung nasslaufender Lamellenkupplungen,“ Getlub Getriebekongress, Würzburg, 2014.
- [3] B. Hämmerl, „Lebensdauer-und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung,“ Lehrstuhl für Maschinenelemente (FZG) - Technische Universität München, München, 1994.
- [4] J. Y. Jang, M. M. Khonsari und R. Maki, „Three-Dimensional Thermohydrodynamic Analysis of a Wet Clutch With Consideration of Grooved Friction Surfaces,“ *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Bd. 133, pp. 011703/1-12, 2011.
- [5] P. Marklund, F. Sahlin und R. Larsson, „Modelling and simulation of thermal effects in wet clutches operating under boundary lubrication conditions,“ *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J, Journal of Engineering*, Bd. 223, pp. 1129-1141, 2009.
- [6] K. Snima, Kenngrößen und Belastungsgrenzen von nasslaufenden Lamellenkupplungen, Karlsruhe, Universität, Dissertation, 2006.
- [7] K. Völkel, „Das thermische Verhalten nasslaufender Lamellenkupplungen - Simulation mit dem FVA-Programm KUPSIM,“ Getlub Getriebekongress, Würzburg, 2016.
- [8] F. Wohlleber, Ermittlung von Wärmeübergangsverhalten und Schluckvermögen von Lamellenkupplungen und Verifizierung und Erweiterung der Modellierung des Wärmeübergangs in KUPSIM, München: FVA-Forschungsvorhaben Nr. 413/II/III, Heft 985, 2011.
- [9] F. Wohlleber, Thermischer Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen, München: Technische Universität München, Dissertation, 2012.
- [10] Y. Yang, P. Twaddell, Y. Chen und R. Lam, „Theoretical and Experimental Studies on the Thermal Degradation of Wet Friction Materials,“ *SAE Technical Paper*, Bd. 970978, 1997.

Verschleißverhalten organischer Reibbeläge in nassen Kupplungen & Bremsen

Tests am Lamellenprüfstand

Dipl.-Ing. (FH) **Norbert Holzer**, ZF Friedrichshafen AG, Friedrichshafen

Kurzfassung

Nasslaufende Lamellenschaltelemente arbeiten wartungs- und verschleißfrei - per Definition! Dennoch kann bei organischen Belägen Verschleiß auftreten, u.a. wegen ungeeigneten Gegenaufläflächen, Fremdstoffen im Öl, mech. Ermüdung oder weil der Belag verbrennt. In jüngerer Zeit wurde bei Prüfstandsversuchen jedoch abrasiver Belagverschleiß festgestellt, der nicht auf eine der bekannten Mechanismen zurückzuführen war. Grundlagenuntersuchungen am Lamellenprüfstand wurden durchgeführt, die bald einen deutlichen Zusammenhang des Belagverschleißes zur Lamellentemperatur erbrachten. Schließlich wurde eine Prüfmethode entwickelt, bei der in vertretbaren Laufzeiten deutlicher Belagverschleiß auftrat. Gestützt durch statistische Versuchsplanung (DoE) wurden Tests bei unterschiedlichen Temperaturniveaus gefahren. Das Ziel war die bessere Kenntnis über den Zusammenhang von Temperatur und Belagverschleiß. Über diese Prüfmethode kann künftig mit geringem Versuchsaufwand das kritische Temperaturniveau, ab dem mit Belagverschleiß oder anderen Schäden zu rechnen ist, bestimmt und bei der Auslegung berücksichtigt werden.

Abstract

Wet-running multidisk shift elements work maintenance- and wear-free - by definition! Nevertheless, wear can occur particularly in the case of organic linings, e.g. due to inappropriate counter faces, foreign substances in the oil, mech. fatigue or because the lining burns. However, some time ago abrasive lining wear was determined during bench tests, which was not due to one of the known mechanisms. Basic investigations were performed at the disk test bench, which soon led to a clear connection between wear and the disk temperature. Finally, a test methodology was developed in which a clearly measurable lining wear occurred within reasonable time. Based on statistical test planning (DoE) tests were performed at different temperature levels. The aim was to improve the knowledge about the relationship between temperature and wear. Using this method, the critical temperature level, from which lining wear or other damages are to be expected, can be determined with little effort and taken into account in the design.

1. Einleitung und Motivation

Nasslaufende Lamellenschaltelemente arbeiten wartungs- und verschleißfrei - per Definition! Dennoch können insbes. organische Beläge bei falscher Auslegung oder Beanspruchung verschleifen; z.B., aufgrund von ungeeigneten Gegenauflflächen, Fremdstoffen im Öl, mech. Ermüdung oder schlichtweg durch Verbrennen, um nur einige Verursacher zu nennen. In jüngerer Zeit wurde jedoch bei Prüfstandsversuchen wieder Belagverschleiß festgestellt, der meist ohne Anzeichen therm. Überbeanspruchungen und nur manchmal in Verbindung mit gedunkelten Belägen und verfärbten Stahl-Laufflächen nicht auf eine der bekannten Mechanismen zurückzuführen war. Als Ursache wurden längere Schlupfzustände bei höheren Differenzdrehzahlen und Pressungen, Aufreißen des Schaltelementes unter hoher Last, Mikroschlupf, hochfrequente Schwingungen bzw. Relativbewegungen, die sich im Reibkontakt austoben, und hohe, zu hohe Lamellentemperaturen vermutet.

Um dem Belagverschleiß „auf die Schliche“ zu kommen“ und ihn künftig vermeiden zu können, wurden Grundlagenuntersuchungen am Lamellenprüfstand durchgeführt.

2. Versuche und Ergebnisse

2.1 Prüfstand, Prüflinge, Versuchsaufbau

Prüfstand

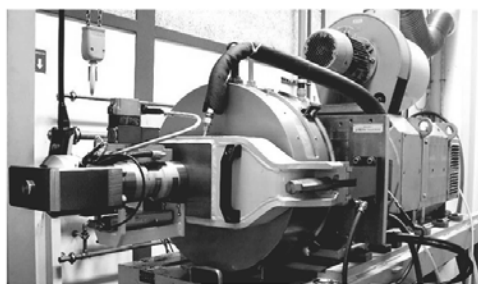
Die Tests wurden am ZF NFZ-Lamellenprüfstand gefahren. Dieser Stopp-Brems-Lamellenprüfstand arbeitet mit Schwungmassensimulation und erlaubt Schaltungen, Losreißvorgänge sowie Dauerschlupf und variablen Betrieb. Technische Daten siehe Bild 1.

Prüflinge:

Lamellen (vorwiegend NFZ)
Durchmesser: max. 540 mm

Technische Daten:

Antriebsleistung: 191 kW (306 kW)
Drehzahl: 0 – ± 2200 1/min
Antriebsmoment: 1824 Nm (2918 Nm)
Schwungmasse: 1 – 99 kg m²
Axialkraft: 0,2 – 50 kN
Reibmoment: ± 5000 Nm
Ölmenge: 10 – 20 L
Ölstrom: 0,4 – 20 L/min
Öltemperatur: 40 – 120 °C
Software: ZF-Modas, DIAdem



Prüfprogramme:

- Temperieren, Kalibrieren
- Schaltungen
- Losreißvorgänge
- Dauerschlupf
- Variabler Betrieb

Bild 1: ZF NFZ-Lamellenprüfstand

Prüflinge

Prüflamellen waren Single-Sided-Plates mit organischem Reibbelag und multi-segmentierten Gruppenparallelnuten und Prüföl war ein vollsynthetisches ATF.

Versuchsaufbau

Bild 2 zeigt den Aufbau des Lamellenpaketes mit 8 Reibflächen. An Außenlamelle V oben und unten wurden NiCr-Ni Thermoelemente $\varnothing 0,5$ mm appliziert, weil hier in Paketmitte mit den höchsten Lamellentemperaturen zu rechnen war.

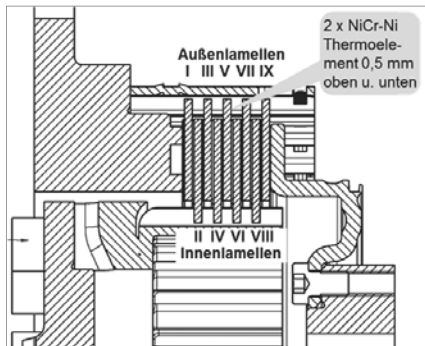


Bild 2: Aufbau Lamellenpaket im Prüfkopf

2.2 Vorversuche

In Vorversuchen galt es, überhaupt irgendwie Belagverschleiß am Lamellenprüfstand zu erzeugen. Schlupf mit verschiedenen Leistungen, führte in den meisten Fällen nur zu Belagglättung und Reibwertabfall. Erst bei zyklischem Aufreißen auf höhere Drehzahlen und eingestreuten Kühlphasen stellte sich Verschleiß ein. Allerdings gab es keine Hinweise, dass bei den Prüfstandtests mit Belagverschleiß die Schaltelemente derart oft bzw. überhaupt aufgerissen wären. Deshalb wurden praxisnähere Tests gestaltet, die auch weitere Erkenntnisse brachten. Das Lamellentemperaturniveau bestimmte den Belagverschleiß, wobei der Verschleißgradient mit steigendem Temperaturniveau stark zunahm. Mikroschlupf, Aufreißen und die Stahl-Laufläche hatten, innerhalb der untersuchten Parameter, keinen Einfluss. Der Zusammenhang Schlupfleistung, Lamellentemperaturniveau und Belagverschleiß sollte aber auf jeden Fall noch gründlicher erforscht werden.

2.3 Kollektivtests

So wurde ein Kollektivzyklus entwickelt, in dem alles enthalten war, was eine Kupplung im Feldeinsatz „erdulden“ könnte: Schaltung, Momentübertragung, Mikroschlupf, Aufreißen, Leerlauf und ein längerer Schlupfbetrieb, der hier die bestimmende Belastung darstellte.

Prüfablauf:

- a) 500 Schalt. Einlauf zur Konditionierung der Lamellen, Reibwertmessung
- b) Beanspruchungsblock 200 Kollektivzyklen, Lamellentemperaturmessung
- c) Reibwertkontrolle, Messung Schlupfbetrieb, dyn. und Abreiß-Reibwert

Nach jeweils ca. 1000 Kollektivzyklen: Zwischenbefund und Lamellendickenmessung.

Testdauer: Mind. 20 Wiederholungen b) c) \Rightarrow mind. 4000 Kollektivzyklen \Rightarrow 5 bis 6 Tage.

Versuchsziele

Nachdem nun über die Vorversuche doch schon die ein oder andere vermutete Ursache für den Belagverschleiß entkräftet war und sich das Lamellentemperaturniveau als Hauptverursacher offenbarte, galt es drei Fragen zu beantworten:

1. Hat die Zusammensetzung der Schlupfleistung aus Schlupfdrehzahl und -moment einen Einfluss auf das Lamellentemperaturniveau?
2. Wie stark tragen Schlupfleistung und Ölstrom zum Lamellentemperaturniveau bei?
3. Wie hängt der Belagverschleiß vom Lamellentemperaturniveau ab und gibt es ein kritisches Temperaturniveau, bis zu dem der Belag nicht verschleißt?

Tests

Zur Klärung dieser Fragen waren Kollektivtests auf unterschiedlichen Lamellentemperaturniveaus über Variation von Schlupfleistung und Ölstrom vorgesehen, wobei die Schlupfleistungen über verschiedene Schlupfdrehzahlen und Reibmomente eingestellt werden sollten.

3 Schlupfdrehzahlen, 3 Schlupfmomente und 3 Ölströme ergäben vollfaktoriell gefahren 27 Tests ($3^3 = 27$). Bei dieser Testanzahl und der gewünschten Form der Ergebnisauswertung war diese Versuchsreihe prädestiniert für eine statistische Versuchsplanung und Versuchsauswertung (DoE). Die DoE-Versuchsplanung reduzierte die 27 Tests auf 15 Tests, welche im DoE-Versuchsraum, Bild 3,

dargestellt und gemäß ihrer geschätzten therm. Beanspruchungen entsprechend eingefärbt sind. Später bei der Auswertung wurde dann mit den tatsächlich in den Testläufen aufgetretenen Belastungen gerechnet. Die 15 Tests wurden dann nach der zufällig vom DoE-Programm vorgegebenen Reihenfolge (in Bild 3 mit 01 bis 15 bezeichnet) abgefahren.

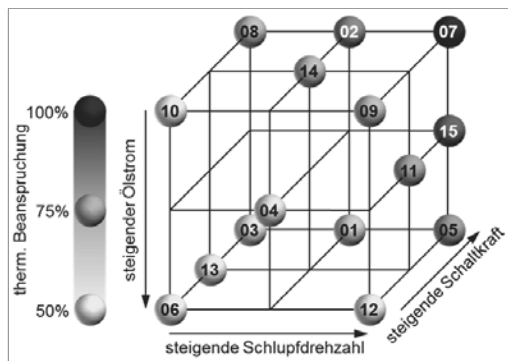


Bild 3: DoE-Versuchsraum

Ergebnisse

In Bild 4 ist das dyn. Reibverhalten beim Einlauf des Lamellenpaketes (der sich übrigens bei allen Tests sehr reproduzierbar zeigte) und bei den Kontrollmessungen während des Kollektivzyklus beispielhaft abgebildet. In späteren Diagrammen werden die dyn. und Abreiß-Reibwerte nur noch als Punkte im Trendverlauf über der Zyklenzahl dargestellt.

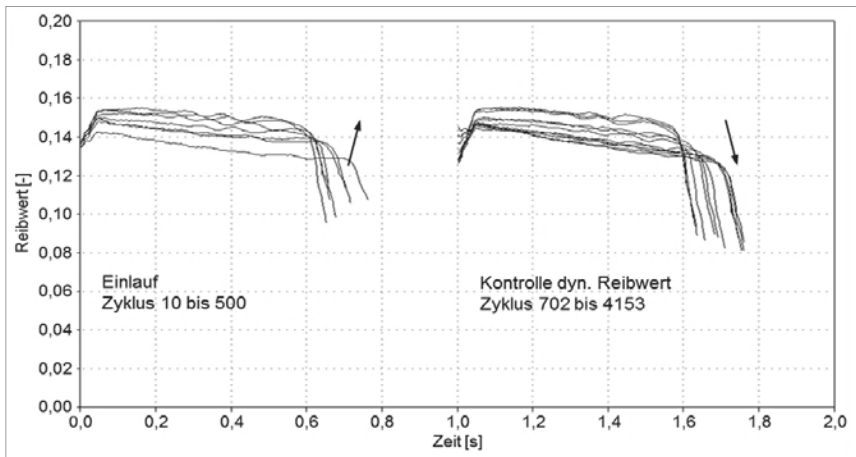


Bild 4: Dyn. Reibverläufe bei Einlauf und während Kollektivzyklus

Bild 5 zeigt exemplarisch die gemessenen Lamellentemperaturen. Es war davon auszugehen, dass die Beläge nur Schaden nehmen, wenn sie in Stahlkontakt sind. Deshalb wurde als repräsentative Lamellentemperatur der Mittelwert aus den Zeiten im Zyklus ermittelt, in denen die Kupplung geschlossen war (die hellen Bereiche in Bild 5). Von den beiden Lamellentemperaturen wurde jeweils die höhere herangezogen – i.d.R. war das die obere.

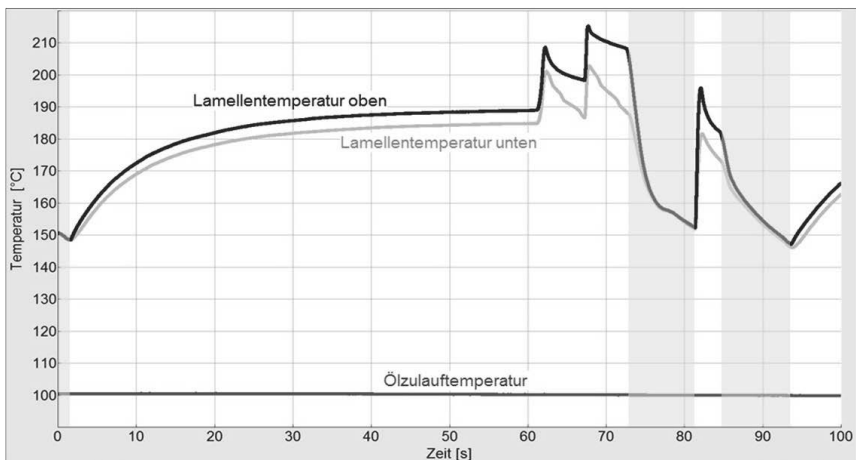


Bild 5: Gemessene Lamellentemperaturen

Typische Verläufe des Belagverschleißes der Einzellamellen im Paket zeigt Bild 6. Nach anfänglichem Setzen um die 0,01 mm im Einlauf wies durchweg in allen Tests eine der paketmittleren Lamellen (IV, V, VI) den höchsten Belagverschleiß auf, der sich zu den paketäußeren Lamellen hin (II, III, VII, VIII, IX) merklich verringerte. Das deutet klar auf höhere Lamellentemperaturen in Paketmitte hin. Außenlamelle I hatte eine inaktive Reibfläche, war also nicht im Reibkontakt und erfuhr nur Reibflächenpressung und infolgedessen deutlich geringere Temperaturen, weshalb sich die Dickenabnahmen bei etwas über dem Belagsetzen auch stabilisierten. Für die spätere Auswertung der max. Dickenabnahme pro Lamelle war bei jeder Messung immer die Lamelle mit der höchsten Dickenabnahme relevant (Hüllkurve).

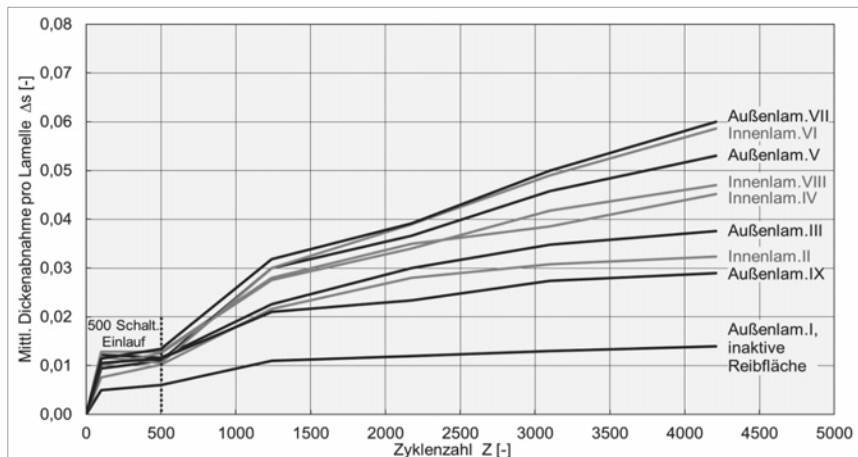


Bild 6: Belagverschleißverlauf der einzelnen Lamellen

Um die folgenden Trenddarstellungen nicht zu überfrachten und unübersichtlich zu machen, werden nur 5 ausgewählte Kollektivtests mit geringster, schwacher, mittlerer, starker und höchster therm. Beanspruchung dargestellt und nicht alle 15 gefahrenen.

Dyn. Anfangsreibwerte Bild 7 und Abreiß-Reibwerte Bild 8 über Zyklenzahl:

Verändertes Reibverhalten drückte sich am stärksten am Schaltbeginn beim dyn. Anfangs- und beim Abreiß-Reibwert aus. Solange die Reibflächen intakt waren, blieben auch die Reibwerte auf recht konstantem, von den Bedingungen abhängigem Level. Auffällig war der recht früh beginnende Verlust an dyn. bei gleichzeitigem Anstieg des Abreiß-Reibwertes beim Test mit höchster therm. Beanspruchung. Bei starker therm. Beanspruchung stieg der Abreiß-Reibwert erst zum Testende hin leicht an, während der dyn. noch recht stabil blieb.

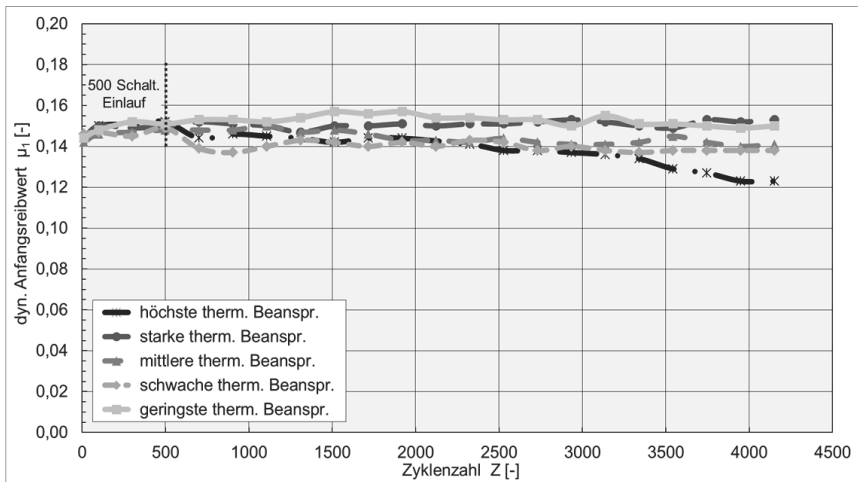


Bild 7: Dyn. Anfangsreibwerte über Zyklenzahl

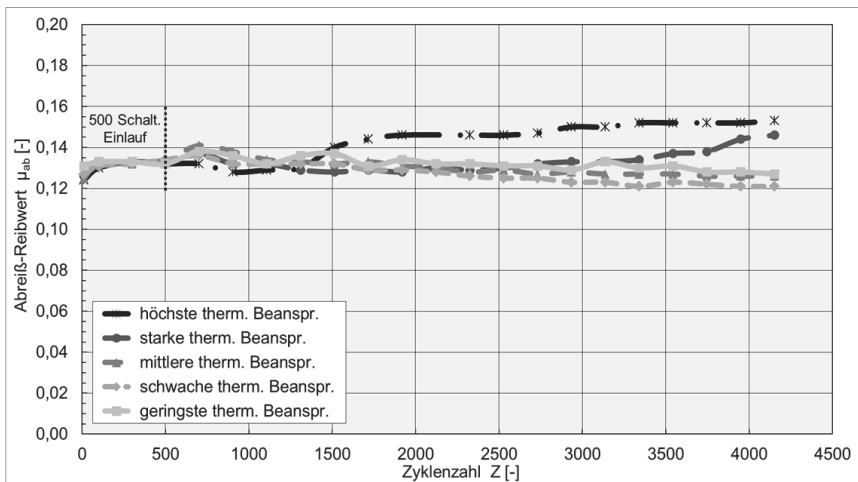


Bild 8: Abreiß-Reibwerte über Zyklenzahl

Lamellentemperaturen bei geschlossener Kupplung über Zyklenzahl, Bild 9:

Die über den Kollektivtests gemittelten Temperaturen reichten von 134 °C bei geringster bis 259 °C bei höchster therm. Beanspruchung. Meistens bewegten sich die Temperaturen wäh-

rend der Tests innerhalb von ca. 5 °C. Nur wenn Reibwertänderungen auch andere Schlupfleistungen zur Folge hatten, gab es Auswirkungen auf die Lamellentemperaturen. Beim Test mit höchster therm. Beanspruchung ist, wie oben gezeigt, der dyn. Reibwert und somit die Schlupfleistung allmählich abgefallen, wodurch die Temperaturen ebenfalls absanken. Hingegen sind die Reibwerte beim Test mit starker therm. Beanspruchung zum Testende hin wieder leicht angestiegen, woraus höhere Schlupfleistung und Temperaturanstieg resultierte.

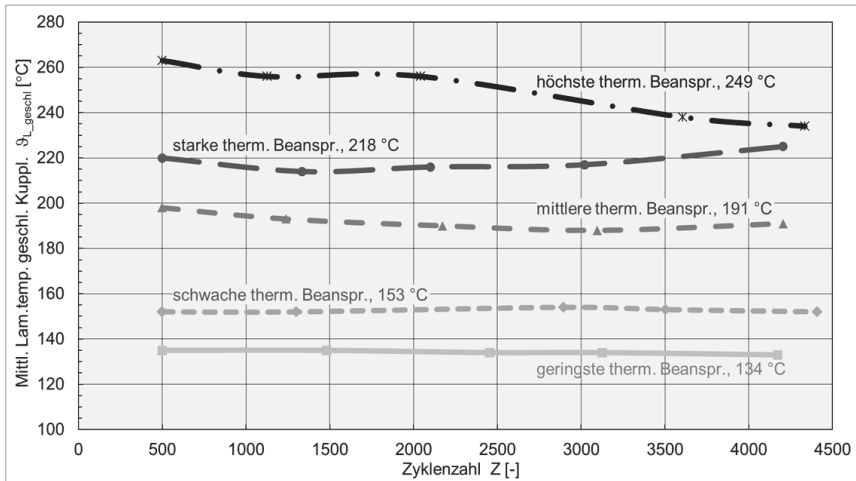


Bild 9: Mittlere Lamellentemperaturen bei geschlossener Kupplung über Zyklenzahl

Lamellenbefunde nach Kollektivtest, Bild 10:

Die Lamellen spiegelten im Großen und Ganzen das erfahrene Temperaturniveau wieder. Bis zu schwachen therm. Beanspruchungen waren die Beläge kaum gedunkelt und die Stahl-Lauflächen hatten lediglich normale Laufspuren. Mit höherem Temperaturniveau wurden die Beläge zwar dunkler und dunkler aber glätteten sich noch nicht ein und obwohl auch die Stahl-Lauflächen mehr und mehr Farbe abbekamen, waren die Lamellen bis zu den Tests mit mittlerer therm. Beanspruchung noch durchaus in akzeptablem Zustand. Während bei starker therm. Beanspruchung höchstens andeutungsweise eine beginnende Belagglättung zu erkennen war, waren die Beläge aus dem Kollektivtest mit höchster therm. Beanspruchung nicht nur stark gedunkelt, sondern auch merklich geglättet und die Stahl-Lauflächen wiesen deutliche therm. Verfärbungen auf. Dieser Lamellenbefund erklärt dann auch den dyn. Reibwertabfall und den Anstieg der Abreiß-Reibwerte.

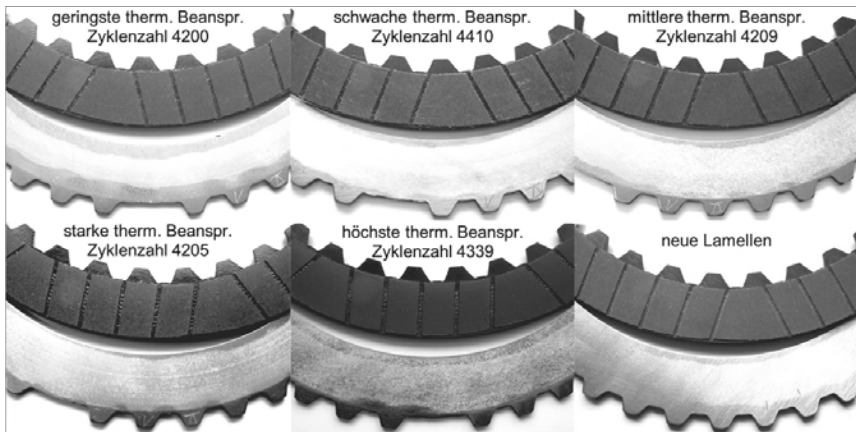


Bild 10: Lamellenbefunde nach Kollektivtest

Max. Dickenabnahme pro Lamelle über Zyklenzahl, Bild 11:

Bis zu einem bestimmten Temperaturniveau stabilisierte sich die Belagdickenabnahme etwa über dem Setzbetrag nach Einlauf. Bei höheren Lamellentemperaturen nahm der Belagverschleiß nahezu linear zu, wobei sich der Verschleißgradient mit dem Lamellentemperaturniveau ebenfalls erhöhte. Nur beim Kollektivtest mit stärkster therm. Beanspruchung zeigte sich nach anfänglich sehr starker Verschleißzunahme im Weiteren ein eher degressiver Verlauf. Das war der zunehmenden Belagglättung geschuldet!

Wenn die Temperaturen nur hoch genug sind - und das ist bei anspruchsvolleren Schalt- und Schlupfzuständen immer gegeben - zersetzt sich auch ein synthetisches ATF und die Ölabbauprodukte werden erst mal in die Belagoberfläche eingelagert. In einem funktionierenden Tribosystem können jedoch bei offener, leerlaufender Kupplung mehr Ölabbauprodukte aus dem Belag wieder herausgelöst als unter Beanspruchung eingelagert werden. Die Belagoberflächen bleiben offenporig und die Reibwerte erhalten. Beim Kollektivtest mit höchster therm. Beanspruchung setzte sich die Belagoberfläche hingegen mehr und mehr zu, wodurch sich nach und nach eine verschleißresistente Schutzschicht ausbildete, die in Folge auch zum dyn. Reibwertabfall und den höheren Abreiß-Reibwerten führte. Bei allen anderen Tests blieb das Tribosystem funktionsfähig - allerdings mit dem Nachteil, dass ab einem kritischen Temperaturniveau Belagverschleiß ermöglicht wurde.

Somit hat sich der Kreis geschlossen - Lamellentemperatur, Reib- und Verschleißverhalten sowie Lamellenbefund waren innerhalb der durchgeführten Tests zueinander schlüssig!

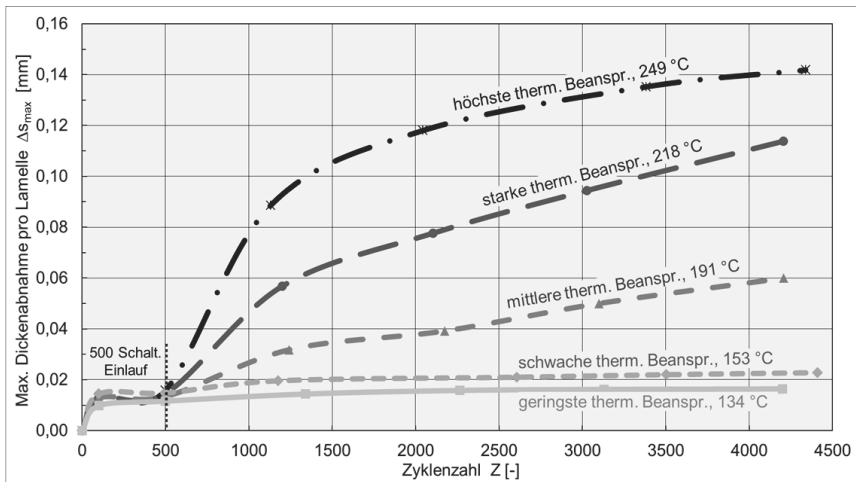


Bild 11: Max. Dickenabnahme pro Lamelle über Zykluszahl

Folgerungen - statistische Versuchsauswertung mit DoE-Programm

Die Ergebnisse der 15 Kollektivtests wurden aufbereitet und über das DoE-Programm zur Beantwortung der eingangs gestellten Fragen statistisch ausgewertet. Es sei angemerkt, dass die statistischen Auswertungen allesamt eine überraschend gute Korrelation aufwiesen.

1. Frage: Hat die Zusammensetzung der Schlupfleistung aus Schlupfdrehzahl und -moment einen Einfluss auf das Lamellentemperaturniveau?

Im Einflussgrößendiagramm Bild 12 sind die Einflüsse von Schlupfdrehzahl, Schlupfmoment und spez. Ölvolumenstrom auf die Zielgröße, die mittlere Lamellentemperatur bei geschlossener Kupplung, dargestellt. Die Einflussgröße von Schlupfdrehzahl und Schlupfmoment sind fast gleich groß und pos., d.h. temperaturerhöhend. Etwas geringer und neg., also abkühlend, ist der Ölstromeinfluss, der zudem eine kleine quadratische Komponente in Richtung temperaturerhöhend aufweist. Die Wechselwirkungen zwischen den Einflussgrößen waren vernachlässigbar gering. In der Vorhersagegrafik Bild 13 sind die nahezu linearen Einflüsse von Schlupfdrehzahl und Schlupfmoment, sowie der leicht quadratische Einfluss des spez. Ölstromes innerhalb ihrer Vertrauensbereiche zu sehen.

Antwort auf 1. Frage: Es ist einerlei, ob die Schlupfleistung über hohe Drehzahl und geringes Moment oder anders herum erzeugt wird, bei gleicher Schlupfleistung (und gleichem Ölstrom) kann auch dieselbe Lamellentemperatur erwartet werden.

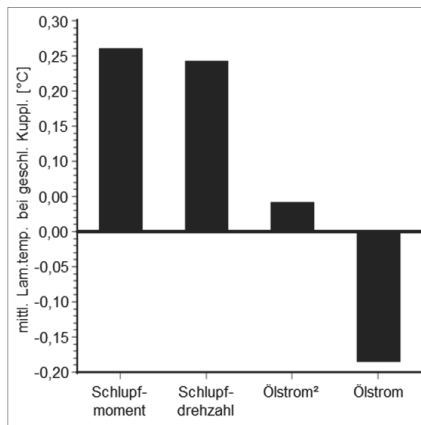


Bild 3: Einflussgrößendiagramm

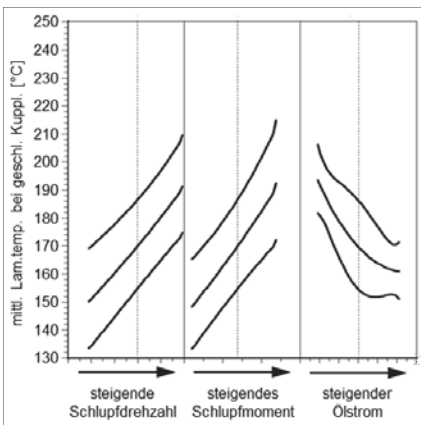


Bild 4: Vorhersagegrafik

2. Frage: Wie stark tragen Schlupfleistung und Ölstrom zum Lamellentemperaturniveau bei?

Das Einflussgrößendiagramm Bild 14 und die Vorhersagegrafik Bild 15 zeigen die starke, nahezu lineare und temperaturerhöhende Wirkung der Schlupfleistung auf die Lamellentemperatur. Der kühlende Einfluss des spez. Ölstromes ist höchstens halb so groß und schwächt sich aufgrund seiner quadratischen Charakteristik zu höheren Ölströmen hin auch noch ab. Auch hier gab es so gut wie keine Wechselwirkungen zwischen den Einflussgrößen.

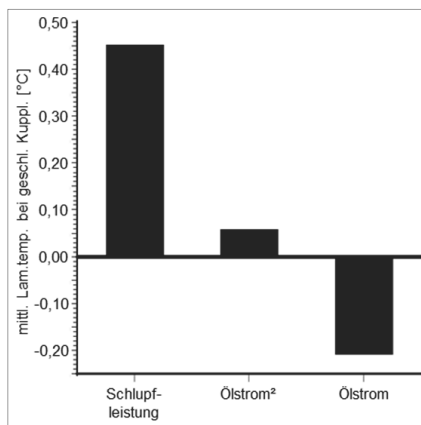


Bild 5: Einflussgrößendiagramm

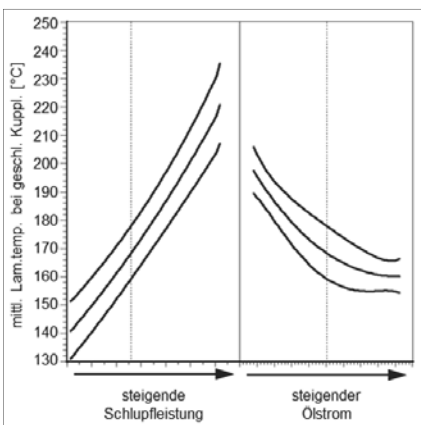


Bild 6: Vorhersagegrafik

Antwort auf 2. Frage: Die temperaturerhöhende Wirkung der Schlupfleistung ist, zumindest innerhalb der betrachteten Parameter, deutlich stärker als die Kühlwirkung des Ölstromes, wobei sich bei Ölstromerhöhung die Wärmeabfuhr nicht in gleichem Maße verbessert.

3. Frage: Wie hängt der Belagverschleiß vom Lamellentemperaturniveau ab und gibt es ein kritisches Temperaturniveau bis zu dem der Belag nicht verschleißt?

Für die Auswertung wurde aus den Verläufen der max. Dickenabnahmen pro Lamelle der Belagverschleißgradient in $\mu\text{m/h}$ bestimmt (lineare Regression innerhalb der nahezu linear verlaufenden Teilstücke - die Steigung der Ausgleichsgeraden entspricht dann dem Verschleißgradienten). Die Vorhersagegrafik Bild 16 zeigt den zu erwartenden Belagverschleißgradient abhängig von der mittleren Lamellentemperatur bei geschlossener Kupplung mit Vertrauensbereich. In die Grafik mit eingetragen sind die aus den 15 Kollektivtests tatsächlich ermittelten Verschleißgradienten. Bei den außerhalb vom Vertrauensbereich liegenden Punkten (bei der Auswertung ignoriert), muss es sich nicht zwangsläufig um Ausreißer handeln, vielmehr hat das Programm keine Ausgleichsfunktion, die den wahren Verlauf besser nachbilden kann (wäre vielleicht eine doppel-logarithmische Darstellung besser?).

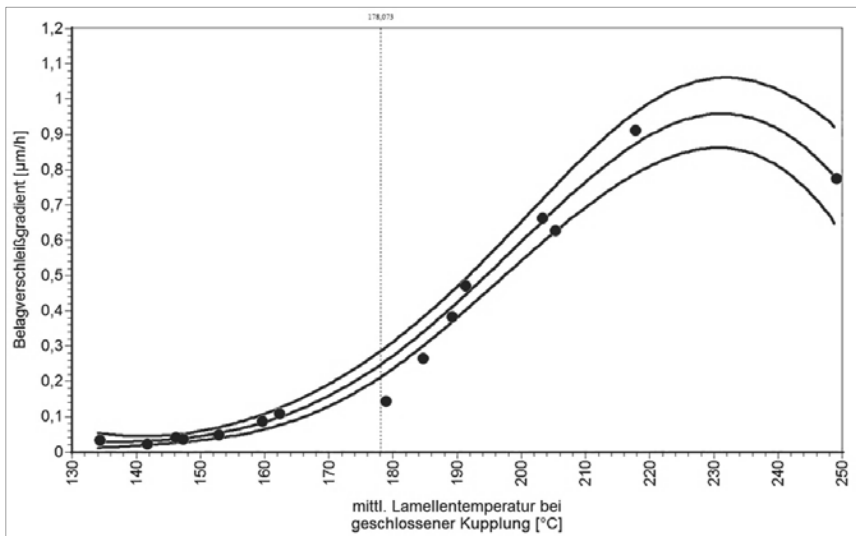


Bild 7: Erwarteter Belagverschleißgradient abh. von mittl. Lam.temp. bei geschl. Kuppl.

Antwort auf 3. Frage: Es kann davon ausgegangen werden, dass im betrachteten Tribosystem bis zu einer Temperatur von ca. 160 °C nur vernachlässigbare Verschleißgradienten

bzw. überhaupt kein Belagverschleiß auftritt. Beläge und Stahl-Laufflächen bleiben befundfrei und das Reibverhalten konstant. In einem schmalen Temperaturbereich zwischen ca. 160 °C und ca. 220 °C nimmt der Verschleißgradient mit ansteigender Temperatur stark zu. Die steigende therm. Beanspruchung hinterlässt zwar immer mehr Spuren auf den Lamellen, aber infolge des abrasiven Belagverschleißes regenerieren sich die Reibflächen immer wieder, so dass das Reibverhalten nicht stark gestört wird. Erst bei Temperaturen über ca. 220 °C nimmt die Produktion von Ölabbauprodukten derart massiv zu, dass sich auf den Belagoberflächen allmählich eine Verschleißschuttschicht aufbaut, wodurch der Belagverschleiß immer geringer und schließlich ganz zum Erliegen kommen wird. Gleichzeitig fallen die dyn. Reibwert ab, die stat. steigen an und die Lamellen bekommen massive therm. Schäden.

3. Fazit

Neben den bekannten Mechanismen, die zu Belagverschleiß führen können, gibt es einen weiteren, bislang wenig beachteten, nämlich das Lamellentemperaturniveau im Allgemeinen! Offensichtlich führt ein auf die Oberfläche organischer Reibbeläge über längere Zeit einwirkendes zu hohes Temperaturniveau allmählich zu deren Zersetzung und unter Wirkung von mech. Reibung über kurz oder lang zu Belagverschleiß. Kurzzeitig hohe Temperaturen, wie sie etwa bei Gangwechselschaltungen auftreten, spielen hier keine Rolle, weil die Einwirkdauern von wenigen Zehntelsekunden viel zu kurz sind.

Aber warum trat dieser Verschleißmechanismus bislang nicht so klar in Erscheinung?

Einhergehend mit Effizienzsteigerung und Emissionsreduzierung gewinnen die nachfolgend aufgeführten Maßnahmen und Aspekte mehr und mehr an Bedeutung und werden schon heute in vielen Versuchsgetriebenen für Neuentwicklungen umgesetzt und erprobt:

- Generelle Reduzierung des Kühlölstromes zu den Schaltelementen
- Schmierölreduzierung oder gar –abschaltung bei offenem Schaltelement
- Allgemeine Leistungsverdichtung in allen Getriebekomponenten
- Single-Sided-Plates, bei denen der Belag mehr Wärme „von hinten“ über den Belagträger erfährt, der ja hier gleichzeitig als Stahl-Lauffläche fungiert und seine Reibungswärme mit an den aufgebrauchten Belag abführt
- Die Kennungen moderner Motoren lassen zu, dass vor allem Arbeitsmaschinen auch bei hartem Einsatz mit niedrigeren Motordrehzahlen bei (fast) vollem Moment arbeiten können, was geringere Pumpenförderleistung und entsprechend geringere Ölströme zu den Kupplungen bei dennoch höchsten Beanspruchungen nach sich zieht

All diese Aspekte bedeuten eine schlechtere Ölversorgung und damit schlechtere Kühlung der Lamellen. In Folge führt das ausnahmslos dazu, dass die Schaltelemente auf deutlich

höheren Temperaturen als früher betrieben werden, u.U. auf einem Niveau bei dem zwar noch kein therm. Schaden aber bereits Belagverschleiß auftritt.

Fortan muss dem Lamellentemperaturniveau im Zyklus mehr Beachtung als bisher geschenkt werden. Das bedeutet, geringere spez. Beanspruchungen oder aber vorsichtiger mit Ölförderung bzw. -abschaltung bei offener Kupplung umgehen, denn gerade bei offener Kupplung sind die Lamellen auf einen guten Abkühlkoeffizienten angewiesen! Bei schlupfenden Kupplungen gilt es eher die Schlupfleistungen zu reduzieren als den Ölstrom zu erhöhen, denn, wie die Auswertungen gezeigt haben, ist der temperaturerhöhende Einfluss der Schlupfleistung deutlich höher als der kühlende des Ölstromes, der sich auch noch umso mehr abschwächt, umso größer der Ölstrom wird.

Die mittleren Lamellentemperaturen bei geschlossenem Schaltelement sollten sich unbedingt nicht nur in dem Bereich bewegen, bis zu dem kein Reibwertabfall oder gar Schäden auftreten, sondern auch unterhalb des kritischen Wertes, ab dem mit Belagverschleiß zu rechnen ist. Dieses kritische Temperaturniveau kann jedoch bei jedem Reibsystem ein anderes sein und muss daher für jedes Tribosystem und für jede Anwendung im Versuch neu bestimmt werden.

4. Ausblick

Die hier gewonnenen Erkenntnisse gelten streng genommen, zumindest was das Temperatur-Verschleiß-Verhalten und die Grenztemperatur ab der Verschleiß auftritt, angeht, nur für das betrachtete Reibsystem (Belag, Nutung, Stahl-Gegenlaufläche, Öl) und das gefährnete Kollektiv, das ja weitestgehend durch einen langen Schlupfvorgang gekennzeichnet war.

Weitere Untersuchungen sollten sich noch anderen Reibsystemen und Kollektiven widmen. Insbesondere wären Folgeschaltungen bei unterschiedlichen Bedingungen und Lamellentemperaturen von Interesse. Die Frage wäre hierbei, zeigt sich auch bei Folgeschaltungen, abhängig vom mittleren Lamellentemperaturniveau bei geschlossener Kupplung und unabhängig vom Temperaturhub bei der Schaltung und vom Abkühlgradient nach der Schaltung, ein ähnliches Verhalten wie beim Schlupfkollektiv?

Die grundsätzlichen Zusammenhänge dieses Schadensmechanismus sind jetzt bekannt. Somit lässt sich mit relativ wenig Versuchsaufwand auch für andere Reibsysteme und Anwendungskollektive das kritische Temperaturniveau, ab dem mit Belagverschleiß zu rechnen ist, ermitteln, um dies dann bei der Auslegung berücksichtigen zu können.

Die Lamellenhersteller und Reibbelagentwickler dürfen gerne das ihrige beitragen und das absehbar höhere Lamellentemperaturniveau bei künftigen Reibbelag-, Harz- und Kleberentwicklungen mit einkalkulieren.

Verteilung der Flächenpressung im Reibspalt – Vorstellung und Anwendung eines neuen Messverfahrens für nasslaufende Anfahrkupplungen

Dipl.-Ing. **C. Schlösser**, Dr.-Ing. **F. Kohlmann**, Volkswagen AG, Kassel;
Prof. Dr.-Ing. **M. Fister**, Universität Kassel

Kurzfassung

Die Vorgänge im tribologischen Reibspalt bestimmen maßgeblich das Betriebsverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. Eine Messung von Betriebsgrößen im Reibspalt ermöglicht einen detaillierten Blick in den Reibkontakt, um das Verständnis der komplexen tribologischen Vorgänge zu verbessern. Insbesondere bei Mehrscheiben-Lamellenkupplung bestimmt die Homogenität der wirkenden Betriebsgrößen wie Flächenpressung und Reibflächentemperatur maßgeblich das Systemverhalten des Lamellenpakets. Spezifische Kenntnisse über die im Kupplungsbetrieb wirkenden Flächenpressungen sowie deren örtliche Verteilung sind heute noch weitgehend unbekannt. Der in diesem Tagungsbeitrag vorgestellte Lösungsansatz beschreibt das Potenzial der messtechnischen Erfassung örtlich variierender Flächenpressungen im Reibspalt mittels eines auf drucksensiblen Sensorfolien basierenden Messkonzeptes. Anhand dessen sind am Beispiel des tribologischen Systems einer nasslaufenden Lamellenkupplung im Betätigten Zustand ohne und mit Differenzdrehzahl wirkende und variierende Pressungen messbar und deren Einfluss auf die Momentenübertragung interpretierbar. Damit eröffnen sich neue Möglichkeiten bisherige Auslegungsstrategien weiter zu optimieren, um zukünftige Systeme noch effizienter zu gestalten.

Abstract

The processes in the tribological friction gap decisively determine the operating behavior of a wet running multi-disc clutch. The measurement of such operating variables allows a detailed view of the friction contact to improve the understanding of the complex tribological processes. The homogeneity of the operating parameters, such as surface pressure and friction surface temperature, determine the system behavior of the friction disc package. Specific knowledge of the surface pressures during the clutch operation as well as their local distribution are still largely unknown today. The approach presented in this conference paper describes the potential of the measurement-technical detection of locally varying surface pressures in the friction gap by means of a measuring concept based on pressure-sensitive sen-

sor films. Using the example of the tribological system of a wet running multiple disc clutch, it is possible to measure the pressure and the influence on the torque transmission. This opens up new possibilities to further optimize existing design strategies to make future systems more efficient.

1. Motivation

Untersuchungen zu den tribologischen Vorgängen im Reibspalt nasslaufender Lamellenkupplungen sind Gegenstand aktueller Forschungsvorhaben. Wichtige Auslegungsmerkmale des tribologischen Systems und damit des Systems Reibkupplung werden über die im Reibspalt wirkenden Betriebsgrößen bestimmt.

Eine wichtige Betriebsgröße stellt die flächenbezogenen Betätigungskraft – die Flächenpressung – dar, deren lokale Ausprägung und Verteilung eine entscheidende Rolle hinsichtlich Reibung, Verschleiß und Momentenübertragung spielt. Eine inhomogene Pressungsverteilung innerhalb einer Reibpaarung kann zu lokal überhöhten Temperaturen führen, die einen lokal erhöhten Verschleiß und eine thermische Schädigung mit sich bringen. [1] Die Auslegung tribologischer Systeme für Reibkupplungen erfolgt heute im Wesentlichen anhand konstruktiver sowie simulativer Vorstudien in welchen lediglich die mittleren Flächenpressungen berücksichtigt werden. Diese Vereinfachung findet sich in den Auslegungsstrategien in Form von Sicherheitsfaktoren wieder, welche alle Einflüsse abdecken, die zu einer inhomogenen Pressungsverteilung führen. Die Überprüfung von Pressungsvorgängen innerhalb einer Reibkupplung erfolgt heute weitgehend anhand von Simulationsstudien und Bauteilbefundungen.

Da bei bisherigen Methoden eine Vielzahl von Einflussfaktoren auf die Kontaktkraftverteilung unberücksichtigt bleiben, besteht die Motivation darin, die Kontaktkräfte und deren Verteilung im stehenden und rotierenden Lamellenpaket messtechnisch erfassen zu können. Eine hochauflösende messtechnische Erfassung und Überprüfung der lokal wirkenden Betätigungskräfte findet dabei derzeit nicht statt. Mit dem erfassten Ist-Zustand können noch genauere Aussagen über das Betriebsverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen erarbeitet werden. Damit können für zukünftige Systeme Maßnahmen erarbeitet werden, um durch den Abbau von lokalen Spitzenpressungen die Homogenität zu verbessern, sowie eine Verschleißminderung zu erzielen. Weiterhin kann mit verringerten Sicherheitsfaktoren die mittlere Pressung zu Gunsten der Kupplungskapazität angehoben werden um die Drehmomentdichte und damit Effizienz im Lamellenpaket noch weiter zu steigern.

2. Verteilung von Flächenpressungen im nasslaufenden tribologischen System

Die Auslegung von Flächenpressungen im tribologischen System erfolgt heute im Wesentlichen anhand des mechanischen Ansatzes in Abhängigkeit der Lamellengeometrie mit einer daraus resultierenden mittleren Pressung.

Die Geometrien der anliegenden Bauteile zur Axialkrafteinleitung und –abstützung stützen sich in der Regel mittig zur Reibfläche, auf Höhe des mittleren Reibdurchmessers, am Lamellenpaket ab.

Die Auslegung der mittleren Flächenpressung sowie deren Verteilung erfolgt heute nach konstruktiven und simulativen Methoden. Die Methoden der Auslegung bedienen sich dabei stets einer Reihe von vereinfachten Annahmen. Dazu zählt, dass ausschließlich ideale Geometrien zu einer im Reibkontakt weitgehend homogen verteilten Flächenpressung führen. Die beste Homogenität besteht in der Mitte des Lamellenpakets (vgl. Bild 10).

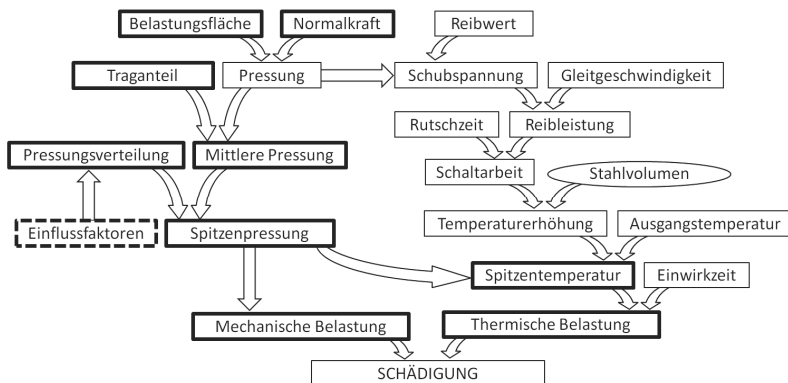


Bild 1: Einfluss der Pressung auf die thermische und mechanische Schädigung eines tribologischen Systems in Anlehnung an [1]

In Bild 1 ist die Bedeutung der Pressung hinsichtlich mechanischer und thermischer Schädigungen im Reibkontakt dargestellt. Das Schaubild zeigt, wie die wirkende Pressung die thermischen Vorgänge und Belastung innerhalb des Reibkontaktes mitbestimmt. Ausgehend von der nominellen Belastungsfläche ergibt sich unter Berücksichtigung von Traganteil und Einflussfaktoren auf die Pressungsverteilung eine Spitzenpressung, welche zur mechanischen Belastung führt. Inhomogene Pressungsverteilungen bedingen neben einer mechanischen Belastung weiterhin lokale Spitzentemperaturen und damit auch lokale thermische Schädigungen. [1]

Die im Reibspalt wirkenden Pressungsvorgänge werden dabei maßgeblich über die geometrischen Zusammenhänge bestimmt. Als Einflussfaktoren auf die Pressungsverteilung und den Traganteil nennt [1] die Belagqualität, Belagnutzung, Lamellengeometrie, Elastizitäten, Ebenheit und Wellung der Reibpartner. Weiterhin wirken thermische Einflüsse, Setz- und Einlaufeffekte sowie die Geometrien der anliegenden Bauteile zur Einleitung und Abstützung der Betätigungskraft auf die Pressungsverteilung. Damit ergeben sich eine Vielzahl von Einflüssen auf die wirkenden Flächenpressungen und deren Verteilung.

Zu typischen Schädigungsformen der Reibpartner infolge inhomogener Pressungs- und Temperaturverteilung zählen beispielsweise neben mechanischen Schäden in Form von Belagabplatzern thermischen Schäden in Form von lokalen Temperaturspitzen (Hot-Spots). Insbesondere die Bildung von Hot-Spots als lokale Wärmeflecken wird der Kombination aus Gleitgeschwindigkeit und Flächenpressung zugeschrieben. Moderne organische Reibbeläge gelten hingegen aufgrund ihrer Elastizität und Beschaffenheit als unempfindlich gegenüber Hot-Spots [1].

Weiterhin kommt es durch die Temperatur- und Pressungsabhängigkeit des Reibwertes bei Papierreibbelägen zu Funktionseinschränkung und Leistungseinbußen.

Für eine Festlegung der im Betrieb maximal zulässigen Flächenpressungen werden diese mit Sicherheitsfaktoren belegt [2]. Angaben zu den Belastungsgrenzen während einer Schaltung werden in [1] genannt. Demnach liegt der Grenzwert für zulässige Reibflächenpressungen bei Papier/Stahl Kombinationen bei 5 MPa. [3] weist auf unterschiedliche zulässige Grenzwerte für statische und dynamische Belastungen hin. Es wird empfohlen bei organischen Reibbelägen im statischen Fall eine Grenze von 20 MPa, sowie im dynamischen Fall eine Grenze von 2,5 MPa einzuhalten. Moderne nasslaufende Kupplungssysteme werden heute mit mittleren statischen Netto-Flächenpressungen bis zu 1,5 MPa ausgelegt.

Die messtechnische Ermittlung von Pressungsvorgängen im Betrieb einer Lamellenkupplung gestaltet sich aufgrund der hohen Belastungen bei gleichzeitig sehr geringem Bauraum als Herausforderung. Eine Analyse in hochauflösender Form findet derzeit nur für statische Betätigungen unter Zuhilfenahme analoger Druckmessfolien statt. [1]

Genaue Kenntnisse von Pressungsverteilungen sind insbesondere für eine Detaillierung von Temperatur- und Verschleißmodellen entscheidend.

3. Neuer Ansatz für die Ermittlung von Flächenpressungsverteilungen im stehenden und rotierenden Lamellenpaket

Als neuartiger Ansatz zur Erfassung örtlich variierender Flächenpressungen im stehenden und rotierenden Lamellenpaket wird nachfolgend die Auslegung und Umsetzung einer Messvorrichtung mittels drucksensitiven Foliensensoren beschrieben. Das Matrix-Folienmesssystem „I-Scan“ der Firma TEKSCAN Inc. bietet die Möglichkeit, im erforderlichen Messumfeld sehr dünne und individuell gestaltbare Sensoren zu platzieren.

Der Aufbau der Sensorik ist in Bild 2 dargestellt. Ein Foliensensor besteht aus zwei dünnen Polyester-Folienträgern auf diese elastische Silberleiterbahnen in kartesischer Anordnungen gedruckt sind. Nach dem Verkleben beider Trägerfolien miteinander entsteht ein Messgitter in diesem jede Kreuzung aus Reihe und Spalte einen eigenständigen Sensor darstellt. Erfährt eine Kontaktstelle eine Normalkraft, ändert sich deren Widerstand nach dem piezoresistiven Effekt. Jeder Leiterbahnenkontakt stellt einen Widerstand dar, dessen Impedanz sich in Abhängigkeit der beaufschlagten Kraft ändert. Die Sensoren werden der Reihe nach von einer Auswerteeinheit durchgeschaltet, von einem Analog-Digital Wandler weiterverarbeitet und anschließend per USB-Schnittstelle an die Auswertesoftware zur weiteren Analyse weitergeleitet. Der AD-Wandler stellt diese Widerstandsänderung als relative Druckverteilung in einer 8bit Auflösung mit 0-255 Stufen (Rohdaten) dar. Jeder Sensor bildet mit den umschließenden unempfindlichen Bereichen eine Sensorzelle. Per Kalibrierung können die 8-Bit Ausgabewerte jeder Sensorzelle anschließend in physikalischen Einheiten umgerechnet werden. Dabei folgen die Ausgabewerte den systemspezifischen Eigenschaften von Messbereichs-Unter- und Übersteuerungen (Sättigung), Mess- und Wiederholgenauigkeit, Hysterese und Sensordrift. Eine weitere wichtige Eigenschaft stellt die Temperaturabhängigkeit des Leiterbahnenmaterials dar, welche direkt Auswirkungen auf die Messwertverläufe hat. Die Vorgehensweise beim Einsatz unter variierenden Temperaturen wird im weiteren Verlauf erneut aufgegriffen. Im Inneren des Messgitters befindet sich eine speziell entwickelte Halbleitertinte, dessen Aufgabe es ist das elektrische Übersprechen zwischen den Sensorzellen zu verhindern. Weiterhin ermöglicht es, diese Sensoren mit unterschiedlicher Empfindlichkeit zu produzieren. Das Messsystem ermöglicht es damit, Pressungsverteilungen je nach Sensorspezifikationen mit einer örtlichen Auflösung von bis zu 248 Sensorzellen je cm^2 bei einem maximalen Druck von bis zu 200 MPa zu erfassen. [4]

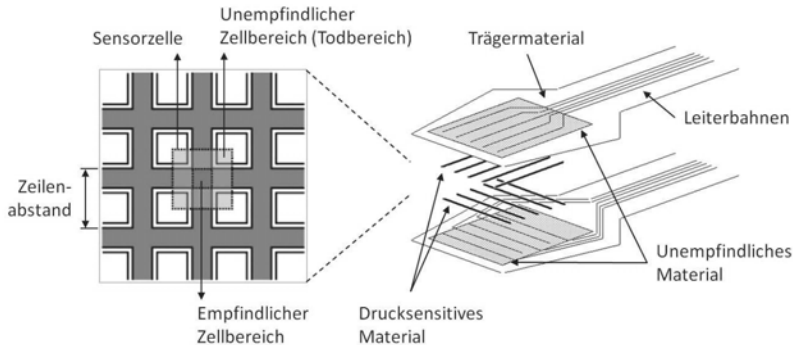


Bild 2: Aufbau der Foliensensorik (re.) und Messgitter-Detailbild (li.) [5]

Das für die Anwendung individuell entwickelte Sensordesign zeigt das Bild 3. Dieses zeichnet sich insbesondere durch eine Öl- und Temperaturbeständigkeit bis 200°C aus, indem statt der üblichen Polyester-Folien temperaturbeständiges Kapton-Material zum Einsatz kommt. Weiterhin konnte mit den gewählten Sensorspezifikationen von Dicke, Druckbereich und Matrixauflösung die Möglichkeit geschaffen werden, den Sensor in einem nasslaufenden Lamellenpaket zu platzieren, um die Kontaktkraftverteilungen zu ermitteln.

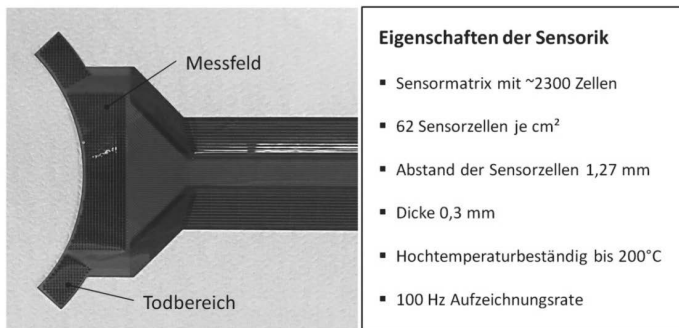


Bild 3: Eigenschaften des eingesetzten Sensordesigns

Das Sensordesign zeigt neben dem über Leiterbahnen angeschlossene Messfeld weiterhin zwei nicht verschaltete Messfeld-Todbereiche. Diese „Dummy-Messfelder“ wurden dazu eingelassen um im verbauten Zustand keine Höhenunterschiede – und damit Pressungsunterschiede - zu erhalten. Vier der dargestellten einzeln angesteuerten Sensoren bilden einen

Sensor-Vollring. Mit Berücksichtigung dünnerer Sensorbereiche in welchen die Leiterbahnen verlaufen ergeben sich für den Sensorring eine netto Auflagefläche von 89% sowie eine sensitive Netto-Reibflächenabdeckung von 53%.

Alle Untersuchungen finden an einem Ersatzsystem in der Prüfumgebung eines Reiblamellenprüfstandes statt. Die Anordnung der Sensoren, sowie der Datenaufnehmer sind in Bild 4 zu sehen. Zusätzlich zum Messsignal der Foliensensoren werden Analogdaten vom Prüfstand per Analogmodul in die Auswertesoftware eingelesen und können für einen Echtzeit-Abgleich der Betätigungskräfte von Prüfstand und Sensorik verwendet werden.

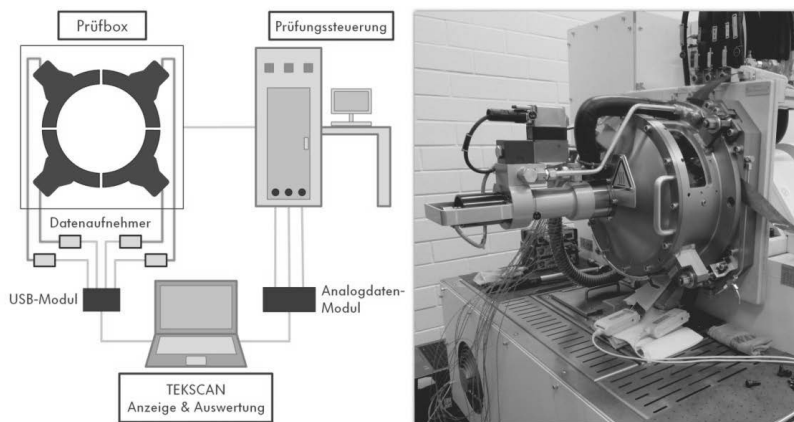


Bild 4: Aufbau und Anordnung von Messtechnik und Prüfstand (li.); Außenansicht Prüfglocke Reiblamellenprüfstand mit angeschlossener Sensorik (re.)

Bild 5 zeigt die Prüfstands-Anordnung von Messtechnik und Prototypen als Explosionsansicht sowie im Querschnitt. Neben der modifizierten Prüfstandsadaption (1) zum Herausführen der Sensor-Anschlussfahnen sind Distanzring (2), Krafteinleitungs- (6), Kraftabstützungsbauteile (3) sowie die Sensorlamelle (5) bestehend aus Trägerlamelle, Sensorring und Abschirmblech im 12 Reibflächen Lamellenpaket (4) abgebildet.

Als Trägerlamelle dient eine konventionelle Stahllamelle auf welche der Sensorring mittels Klebefolie heißverpresst ist. Die nicht scherfesten Sensoren werden mit Hilfe des Abschirmbleches vom Kontakt mit der nachfolgenden, rotierenden Belaglamelle geschützt.

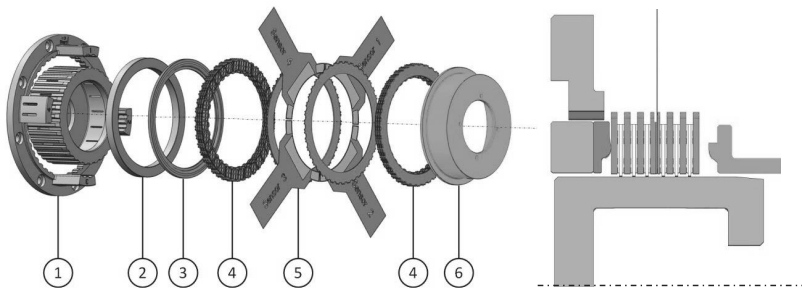


Bild 5: Prüfaufbau in Explosions- (li.) und Schnittdarstellung (re.) mit 1: Prüfstand modifizierter Außenlamellenträger, Innenlamellenträger; 2: Distanzring; 3: Stützring; 4: Lamellenpaket mit 12 Reibflächen; 5: Sensorlamelle mit Sensorträger, Sensorring, Abschirmlamelle; 6: Druckkolben

Im dargestellten Beispiel befindet sich die Sensorlamelle mittig im 12 Reibflächen Lamellenpaket. Weiterhin wurden mit der Nachbildung von Krafteinleitungs- und Kraftabstützungsgeometrien über Druckkolben und Stützring die Pressungsverhältnisse analog zum Serienaufbau nachgebildet. Der Prüfaufbau sieht vor, dass der Außenlamellenträger inklusive Stahllamellen und Sensorlamelle prüfstandsfest den Abtrieb bilden. Der Innenlamellenträger mit den Reiblamellen kann hingegen frei rotieren und übernimmt die Funktion des Antriebs. Mit der maximal möglichen Aufzeichnungsrate der Foliensensorik von 100Hz ist es möglich, Pressungsänderungen bei Drehzahlen von bis zu 6000 U/min zu prüfen.

Mit dem Ziel der bestmöglichen Messgenauigkeit im zu untersuchenden System, erfordert die eingesetzte Sensorik umfangreiche Maßnahmen zur Versuchsvorbereitung im Rahmen von Vorkonditionierungen sowie Nachbereitungen der Messdaten im Postprocessing.

Insbesondere die auftretenden Pressungsunterschiede von ca. 0,10-2,60 MPa (siehe Kapitel 4, Bild 8) auf einer Reibfläche erfordert es, mit der Sensorik einen möglichst großen Messbereich abzudecken. Dazu ist es vorab wichtig die optimale Konfiguration der Sensoren festzulegen, um die Verteilung der Flächenpressungen valide erfassen zu können. Dazu zählen beispielsweise eine zyklische Vorbelastung der Sensoren im erwartenden Messbereich sowie die Auswahl einer geeigneten Messempfindlichkeit. Weiterhin erfordern die Analysen umfangreiche Nachbearbeitung der Messdaten. Insbesondere das Temperaturverhalten ist im Postprocessing zu berücksichtigen. Unter Temperaturänderung ändert sich das Materialverhalten und damit das piezoresistive Verhalten der Kontaktstellen aus Silberleiterbahnen

dahingegen, dass die Messempfindlichkeit steigt. Entsprechende Temperaturveränderungen müssen somit bereits bei der Messbereichsauswahl berücksichtigt werden. Zur Nachbearbeitung der Messdaten dienen Informationen von Thermoelementen, welche zusätzlich in die Trägerlamelle eingelassen sind.

In den ersten Versuchen liegt der Fokus nicht auf den Einlaufvorgängen. Dementsprechend wurde für die nachfolgend durchgeführten Versuche das zu untersuchende Lamellenpaket bereits vorkonditioniert.

4. Ergebnisse von Prüfläufen

Für die durchzuführenden Versuche ist es vorab notwendig, die Sensordaten zu plausibilisieren, sowie die Messgenauigkeit der Sensorik für die Sensor-Konfiguration am Prüfstandsaufbau zu ermitteln. Bild 6 zeigt die Verläufe der Flächenpressung von Prüfstand und Sensorik im unkalibrierten (Digital-Output: Sensor Rohwerte) und kalibrierten Zustand. Anhand der Kurvenverläufe ist dargestellt, dass mittels einer geeigneten Kalibrierung die per Druckfolie aufgenommenen Kraftdaten bis auf eine Genauigkeit von $\pm 3\%$ der Prüfstandskraft angeglichen werden können.

Dem Messdatenverlauf liegt eine Kalibrierung mittels eines biegesteifen Kalibrieraufbaus mit zehn Stützpunkten zugrunde. Die Kalibrierkraft wurde unter Berücksichtigung der Kalibriergeometrie sowie der Zielempfindlichkeit für nachfolgende Versuche im Lamellenpaket bis zu einer Flächenpressung von ca. 1,10 MPa gefahren. Im unteren Pressungsbereich zeigen sich mit bis zu 40% deutliche Abweichungen zwischen Sensor und Prüfstandskraft. Die Messung zeigt damit das typische Sensorverhalten im untersteuerten Messbereich, welcher durch eine nicht in ausreichender Anzahl angesteuerten Sensorzellen begründet ist. Im oberen Pressungsbereich liegt hingegen eine gute Übereinstimmung von Sensor zu Prüfstandspression vor.

Die dargestellten relativen Abweichungen zeigen den systematischen Fehler der Sensorik, welcher ohne die Berücksichtigung weiterer Faktoren wie Lamelleneinflüsse durch den Kalibriervorgang entsteht. Das generierte Sensorsignal im Kalibrieraufbau dient weiterhin zur Kalibrierung für spätere Messaufbauten.

Vergleich der Flächenpressung: Prüfstand zu Sensor im Kalibrieraufbau

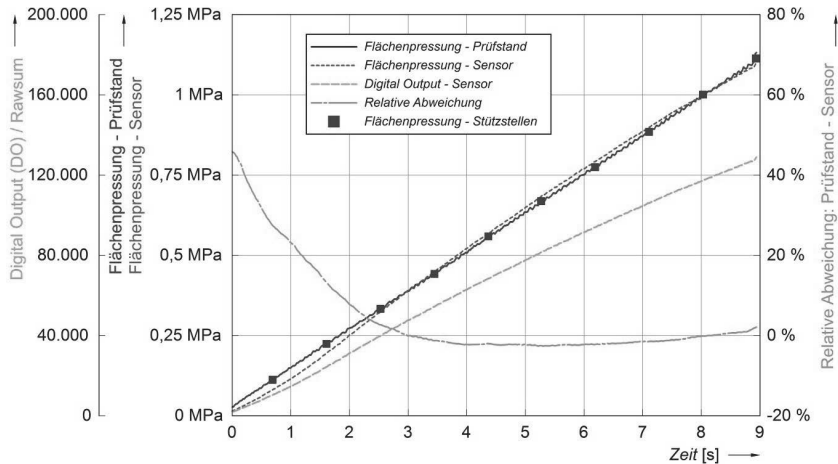


Bild 6: Abgleich der Pressungsdaten von Sensor und Prüfstand unter Verwendung einer biegesteifen Kalibriereinheit

Im nächsten Schritt konnte die ermittelte globale Kalibrierung auf einen Versuchsaufbau übertragen werden. (Bild 7) Als Messposition der Sensorlamelle wurde die 6. von 12 Reibflächen im Lamellenpaket gewählt und entspricht damit der in Kapitel 3 beschriebenen Aufbauvariante. Das Versuchs-Lamellenpaket wurde analog zur Kalibrierung statisch bis zu einer mittleren Flächenpressung von 1,00 MPa betätigt. Die angegebene Abweichung von Sensor und Prüfstandskraft beinhaltet damit, zusätzlich zu dem bekannten Kalibrierfehler, die Einflüsse aus dem Lamellenpaket. Weiterhin ist die gemessene Sensorkraft faktorbehaftet, um die Flächenunterschiede von Brutto-Reibfläche zu sensibler Messfläche zu berücksichtigen. Die relative Messabweichung im untersteuernden Messbereich steigt auf über 60% an und erreicht einen Maximalwert von ca. 400 N. Für hohe Betätigungskräfte ergeben sich relative Abweichungen von kleiner 1%, sodass bei 1,00 MPa eine Abweichung von lediglich etwa 22 N verbleibt. Für nachfolgende Messungen wird angenommen, dass ab Unterschreitung der 5% Abweichung das Messsystem im vorliegenden Fall valide angewendet werden kann. Dadurch ergibt sich ein messbarer Pressungsbereich von ca. 0,47 MPa bis 1,10 MPa. Damit konnte für den Versuchsaufbau eine gute Übereinstimmung von Sensor und Prüfstandskraft mit bekannten Fehlern aus Sensoreigenschaften, Kalibrierung und Versuchsaufbau gezeigt werden.

Vergleich der Flächenpressung: Prüfstand zu Sensor im 12 Reibflächen-Lamellenpaket

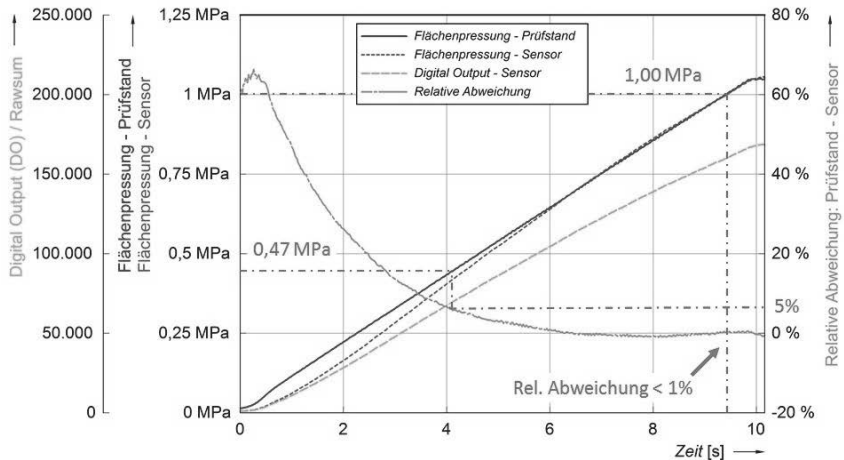


Bild 7: Abgleich der Pressungsdaten von Sensor und Prüfstand unter Betätigung im 12-Reibflächen (RF) Lamellenpaket (LP) unter Verwendung der globalen 10-Punkte Kalibrierung

Flächenpressungsverteilung unter statischer Betätigung

Nachfolgend soll das Messsystem für einen ausgewählten Betriebspunkt qualifiziert werden. Dieser Betriebspunkt beinhaltet eine statische Betätigung mit 1,00 MPa mittlerer Flächenpressung sowie einer Differenzdrehzahl von 0 U/min. Dieser Betriebspunkt konnte vorab mit einer Messabweichung von <1% validiert werden. Die Analyse erfolgt mit einem vorkonditionierten Lamellenpaket.

Zur weiteren Veranschaulichung wird die mittige Reibfläche im Lamellenpaket bezüglich der wirkenden Flächenpressungen und Pressungsspitzen näher betrachtet. Diese zeichnet sich, wie in Kapitel 2 erwähnt, dadurch aus, dass in dieser die wirkenden Kontaktkräfte besonders homogen verteilt sind.

Bild 8 zeigt für den Betriebspunkt die Zellenstatistik aller aktiven Sensorzellen der dargestellten Flächenpressungsverteilung beim Erreichen einer mittleren Pressung von 1,00 MPa am Prüfstand. Die Statistik zählt auf wie viele Sensorzellen einem Flächendruck zugeordnet

werden. Für den untersuchten Reibkontakt ergibt sich eine Normalverteilung der Sensorzellen mit einer mittleren Flächenpressung von 1,00 MPa und einer maximalen Flächenpressung von 2,57 MPa.

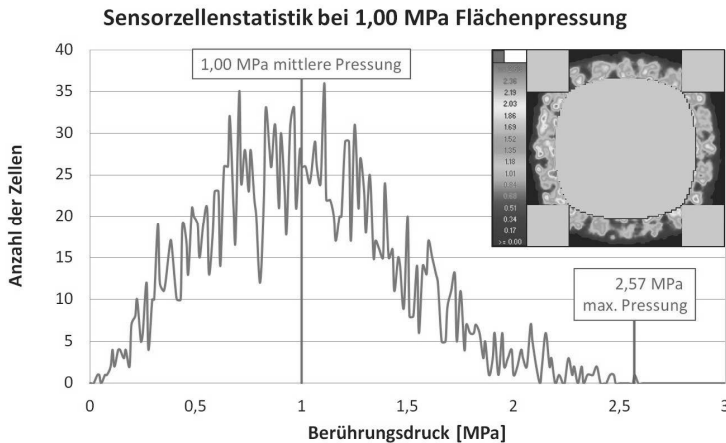


Bild 8: Zellenstatistik zur Flächenpressungsverteilung bei 1,00 MPa PST-Betätigungsdruck im 12-Reibflächen-Lamellenpaket

Eine detaillierte Auswertung der variierenden Flächenpressungsverteilung über den Umfang der Lamelle erfolgt in Bild 9. An der dargestellten Flächenpressungsverteilung zeigt sich deutlich die Belagsegmentierung der aufliegenden Reiblamelle mit Waffelnutbild. Anhand der farblichen Verteilung kann das Pressungsbild bereits im ersten Schritt subjektiv beurteilt werden.

Eine objektive Beurteilung der Pressungsverteilung erfolgt anhand von Auswertungen der Verläufe von Flächenpressungen entlang einer Kreislinie auf drei Durchmessern. Die Durchmesser wurden im mittigen Reibdurchmesser r_m auf 50% der Reibflächenhöhe (RF-Höhe) sowie auf einem inneren Durchmesser r_i auf 25% und einem äußeren Durchmesser r_a auf 75% der RF-Höhe platziert. Die dargestellten Pressungsverläufe werden gefolgt von nicht sensitiven Bereichen auf dem Sensorring. Die Auswertung der Daten auf den drei Auswertedurchmessern zeigt einen großen Einfluss der Nutgeometrie welche dazu führt, dass auf dem inneren Durchmesser die höchste mittlere Pressung mit ca. 1,17 MPa sowie einer maximalen Pressung mit ca. 2,44 MPa auftritt.

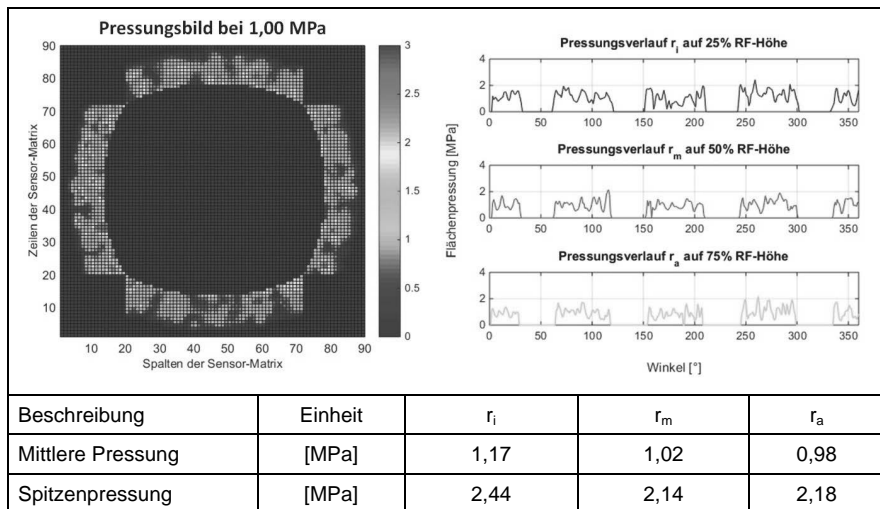


Bild 9: Auswertung der Sensorik-Flächenpressungsverteilung bei 1,00 MPa PST-Betätigungsdruck im 12-Reibflächen-Lamellenpaket in der mittigen Reibfläche über drei Auswertedurchmesser auf 25% (r_i), 50% (r_m) und 75% (r_a) der Reibflächenhöhe

Die Untersuchung der Kontaktkraftverteilung beinhaltet weiterhin den Vergleich unterschiedlicher Auswerteebenen im Lamellenpaket. Dazu wurden die Reibkontakte 2, 6 und 10 per Sensorfolie gemessen, um den axialen Durchgang der Betätigungskraft im Lamellenpaket darstellen zu können. In Bild 10 ist die axiale Pressungsverteilung auf drei Auswerteebenen und den drei Auswertedurchmessern r_i , r_m und r_a für Prüfstandsmessungen mit der Folien-sensorik als auch von vergleichbaren FEM-Simulationen dargestellt.

Die Ergebnisse der durchgeführten FEM Studien zeigen die heute gängigen Annahmen der Umfangs- und axialen Pressungsverteilungen in einem Lamellenpaket. Die Darstellung verdeutlicht den Einfluss der Systemumgebung auf die Pressungsverteilung durch die große Abhängigkeit der Gestaltung von Krafteinleitung und -abstützung. Als Vergleich zeichnet sich die per Foliensensorik ermittelte Verteilung durch einen in deutlich höherem Maße homogenen zweiten und zehnten Reibkontakt aus. Zusätzlich liegt in den Auswerteebenen die niedrigste Pressung am mittigen Reibdurchmesser an sodass sich die Pressung hauptsächlich auf dem inneren und äußeren Analysedurchmesser abstützt. Im Verlauf der Reibflächen zur

Paketmitte findet eine Verlagerung der Flächenpressung in Richtung des inneren Durchmessers statt.

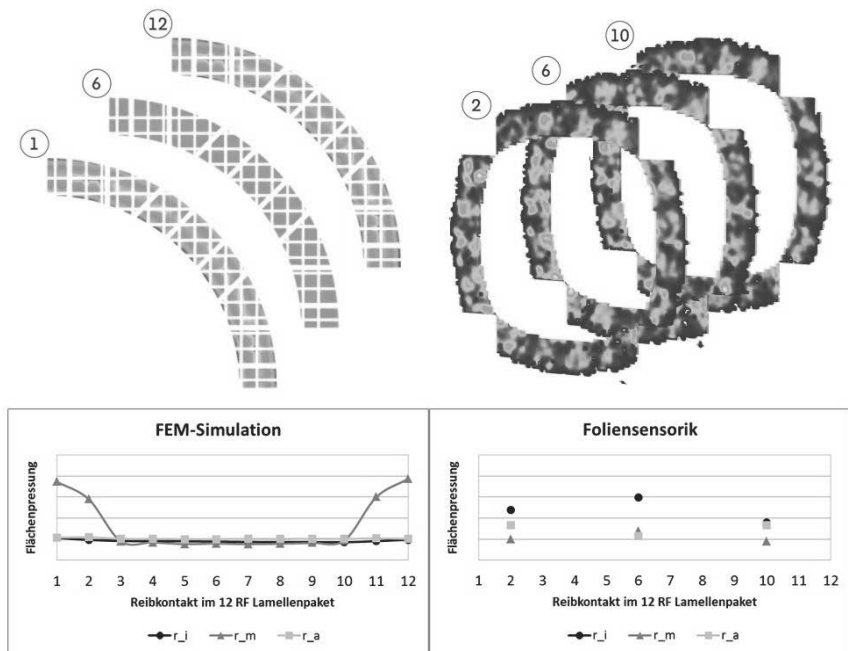


Bild 10: Vergleich der axialen Pressungsverteilung im 12 Reibflächen-Lamellenpaket bei 1,00 MPa nomineller Brutto Flächenpressung aus li: Simulation im Viertelkreis, Auswertebenen 1-12 (Darstellung: Netto-Flächenpressung); re: Foliensensorik, Auswertebenen 2, 6, 10 (Darstellung: Brutto-Flächenpressung) über drei Auswertedurchmesser auf 25% (r_i), 50% (r_m) und 75% (r_a) der Reibflächenhöhe.

Ein Vergleich der Pressungsdaten von Auslegung, Simulation und Sensorik für die statische Betätigung im untersuchten Betriebspunkt sind in Tabelle 1 aufgelistet.

Die den Prüfstandsversuchen vergleichbaren FEM-Simulationen zeigen unter Berücksichtigung gleicher Randbedingungen eine mittlere Pressung von 1,09 MPa mit lokalen Überhöhungen von +24%. Diese Überhöhungen entstehen im vorliegenden Fall primär aus Kanten- effekten der Belagnutung für die gewählte Darstellung der Netto-Flächenpressung. Die Er-

gebnisse zeigen einerseits die Möglichkeiten welche eine FEM-Simulation bietet als auch die Grenzen, welche insbesondere durch komplexe Nutbilder gegeben sind.

Tabelle 1: Übersicht Brutto-Flächenpressungsdaten aus konstruktiver Auslegung, FEM Struktursimulation und Messung per Sensorfolie für den untersuchten Betriebspunkt

Beschreibung	Einheit	Auslegung	Simulation	Messung
Mittlere Pressung	[MPa]	1,00	1,09	1,00
Maximale Pressung (Pressungsspitze)	[MPa]	n.V.	1,35	2,57
Lokale Überhöhung	[-]	n.V.	+ 24%	+ 157%

Für die Messungen per Foliensensorik ergibt sich eine mittlere Pressung von 1,00 MPa sowie eine maximale Pressung von 2,57 MPa, welches einer lokalen Überhöhung von 157% entspricht.

Anhand der durchgeführten statischen Versuche konnte verdeutlicht werden, dass eine große Diskrepanz zu den bekannten theoretischen Verteilungsaussagen im Lamellenpaket vorliegt. Es zeigt sich ein signifikanter Einfluss der Belagnutzung welcher dazu führt, dass der auslegungsrelevante mittlere Reibdurchmesser hinsichtlich der Pressung nicht im Fokus steht. Weiterführende Versuche können dazu genutzt werden, Möglichkeiten zu evaluieren auftretende Druckspitzen abzubauen.

Flächenpressungsverteilung unter Betätigung bei Differenzdrehzahl

Mit der Sensorik im vorgestellten Messaufbau ist es möglich, die Pressungsverteilung für Betriebspunkte unter Differenzdrehzahl zu bestimmen. Der während der Synchronisation von Innen- und Außenlamellen stattfindende Energieeintrag, ist im Postprocessing durch eine Temperatur-Kompensation zu berücksichtigen. Damit ist es möglich, periodisch wiederkehrende Pressungsbilder miteinander zu vergleichen. Es besteht zusätzlich die Möglichkeit, mit Hilfe des bekannten Temperaturverhaltens der Sensorik für quasistationäre Betriebspunkte die Druckänderungen als Temperaturspitzen zu interpretieren. Damit können unter Differenzdrehzahl variierende Pressungsbilder zur Identifikation von stehenden Temperaturspitzen verwendet werden, um die Entstehung lokaler Temperaturereignisse (Hot-Spots) besser verstehen zu können.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Ein detaillierter Blick in die tribologischen Vorgänge im Reibspalt nasslaufender Lamellenkupplungen kann dazu dienen, das Verständnis der komplexen tribologischen Vorgänge zu verbessern. Der Einsatz geeigneter Messmethoden ermöglicht es damit bestehende tribologische Systeme bereits in einem frühen Entwicklungsstadium zu untersuchen und Erkenntnisse und Eigenschaften von der Bauteilebene auf das Systemverhalten zu übertragen.

Insbesondere die Flächenpressung im Reibspalt gilt als wichtiger Indikator für das Betriebsverhalten sowie für Verschleiß- und Temperaturphänomene. Eine hochauflösende ortsgenaue Ermittlung der Flächenpressungsverteilung konnte dabei bislang nicht durchgeführt werden.

In diesem Tagungsbeitrag konnte das Potenzial der Ermittlung von Kontaktkräften und deren Verteilung im Reibspalt mittels einer hoch innovativen Foliensensorik anhand erster Studien aufgezeigt werden. Dabei konnte in Versuchen an einem Reiblamellenprüfstand gezeigt werden, dass die im Versuch ermittelten Flächenpressungsverteilung weitaus inhomogener ist als es anhand simulativer Voruntersuchungen und theoretischen Auslegungen angenommen wird. Die Studie zeigt beispielsweise, dass die Theorie der klassisch angenommenen Drucklinse im Lamellenpaket stark von dessen Elastizität beeinflusst wird. Weiterhin konnten Pressungsspitzen von bis zu 157% der nominellen Auslegung ermittelt werden. Die auftretenden maximalen Flächenpressungen liegen damit weiterhin in dem für papierbasierte Reibbeläge angenommenen maximal zulässigen Flächenpressungen von 5,00 MPa [3], zeigen jedoch Potenzial für Optimierungen hinsichtlich der Effizienz und Dauerhaltbarkeit. Exakte Ursachen für die Verteilung in Axial- sowie Umfangsrichtung für die statische Betätigung als auch unter Differenzdrehzahl, sind in nachfolgenden Analysen noch genauer zu erarbeiten.

Die vorhandene Messtechnik ermöglicht damit einen tiefen Blick in den Reibkontakt und liefert einen Beitrag bei der Untersuchung und Entwicklung tribologischer Systeme für Reibkupplungen. Das Ziel ist es auf Basis mechanische Beanspruchung im Reibspalt in Form einer wirkenden Flächenpressungsverteilung unter Anderem auf thermische Beanspruchungen in Form einer Temperaturverteilung zu schließen, um Rückschlüsse hinsichtlich Dauerhaltbarkeit, Effizienz und Schaltverhalten zu erhalten. Weiterhin können auf Basis der erarbeiteten Erkenntnisse FEM-Modelle abgeglichen werden, um eingesetzten Berechnungsverfahren eine genauere Vorhersage ermöglichen zu können.

6. Literaturverzeichnis

- [1] Naunheimer, H.; Bertsche, B.; Lechner, G.: Fahrzeuggetriebe – Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion, 2. Bearbeitet und erweiterte Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer 2007
- [2] Wittmann, C.; Bergl, T.: Kupplungskonzepte für steigende Motormomente. VDI-Berichte Nr. 1987. VDI-Verlag 2007
- [3] Förster, H.- J.: Automatische Fahrzeuggetriebe – Grundlagen, Bauformen, Eigenschaften, Besonderheiten. Berlin, Heidelberg: Springer 1991
- [4] Bedienungs-Anweisungen zum Tekscan I-Scan® Druck-Mess-System, Version 7.60. Dokumentation, CMVhoven GmbH, Mönchengladbach 2014
- [5] I-Scan® Equilibration and Calibration Practical Suggestions. Rev A, Dokumentation, Tekscan Inc., Boston/USA 2003

Innovative Kunststofflösungen für Kupplungsleitungen und Komponenten hydraulisch betätigter Systeme

Innovative plastic solutions for clutch lines and components for hydraulic activated systems

Dipl.-Ing. **Frank Lorenz**, Evonik Resource Efficiency GmbH, Marl

Kurzfassung

Das Segment Resource Efficiency von Evonik ist ein führender Hersteller von Hochleistungskunststoffen. Diese Kunststoffe kommen in verschiedenen Industrien hauptsächlich für hochbelastete Bauteile zum Einsatz. Für Kupplungsleitungen und Konnektoren von hydraulisch betätigten Systemen werden von Evonik Spezialpolyamide eingesetzt wie z.B. PA12, PA612 oder PA610. Aber auch für verschiedene Komponenten rund um die Leitung werden geeignete Werkstoffe wie PPA oder PEEK angeboten.

Abstract

The segment Resource Efficiency from Evonik supplies high performance polymers for different industries mainly in highly stressed parts. For hydraulic clutch lines and connectors Evonik offers materials such as PA12, PA612 or PA610. Also for components around the lines Evonik provides suitable materials such as PPA or PEEK.

Leitungssysteme

Die Kupplungsleitung ist das Verbindungselement zwischen dem Geber- und dem Nehmerzylinder oder Zentralausrücken. Durch die Leitung wird der Druck zum Ausrücken übertragen. Als Medium zur Druckübertragung wird hauptsächlich Bremsflüssigkeit (z.B. DOT 3, DOT 4, DOT 5) oder Mineralöl (z.B. 10W40) eingesetzt. Daher muss die Leitung sehr druckfest ausgeführt sein, um Betriebsdrücken bis zu 50 bar^[1] ohne Leckagen zu widerstehen. Neben der chemischen Beständigkeit gegen die Bremsflüssigkeit oder Mineralöl im Inneren der Leitung, ist auch eine ausreichende Beständigkeit gegen äußere Einflüsse erforderlich. Besonders wichtig ist hier eine dauerhafte Temperaturbeständigkeit für den Bereich von -40°C bis 130°C (im Peak auch höher bis max. 160°C^[1]). Auch kann Medienangriff von außen stattfinden. Als kritisch zu bewerten ist hier sicherlich ein möglicher Kontakt mit Batteriesäure

bei höheren Temperaturen und längerer Einwirkzeit, (insbesondere wenn die verbaute Leitung sich im direkten Umfeld der Batterie befindet). Auch die Feuchtigkeitsdiffusion von außen durch die Leitung in die Bremsflüssigkeit ist zu beachten.

Evonik bietet verschiedene Kunststoffe für solche Leitungen an: PA12-, PA612- und PA610-Formmassen. VESTAMID® L2141 schwarz ist eine PA12-Formmasse mit spezieller Langzeittemperaturstabilisierung. Sie zeigt eine geringe Feuchtigkeitsdiffusion und sehr gute Chemikalienbeständigkeit. VESTAMID® DX9305 schwarz ist eine PA612-Formmasse mit höherer Steifigkeit gegenüber PA12, jedoch geringerer Chemikalienbeständigkeit und höherer Feuchtigkeitsdiffusion. Durch die Entwicklung dieser Formmasse wurde es möglich, geringere Wanddicken bei ausreichender Berstdruckfestigkeit zu realisieren. VESTAMID Terra HS2211 schwarz oder VESTAMID Terra HS22X-HI-H2 schwarz sind PA610-Formmassen mit vergleichbarer Steifigkeit wie ähnliche PA612 – Formmassen, die z.T. aus nachwachsenden Rohstoffen produziert werden. Diese Formmassen zeigen die schwächste technische Performance hinsichtlich Feuchtigkeitsdiffusion, Chemikalienbeständigkeit und Prozessfähigkeit bei der Herstellung. Häufig sind hier weitere Nachbearbeitungsschritte notwendig (wie ein zusätzlicher Schrumpf- oder Wellrohrschutzschlauch als äußerliche Schutzschicht gegenüber einem möglichen Chemikalienangriff oder zusätzliche Trocknung vor der Konfektionierung mit Konnektoren). Siehe Bild 1 Übersicht Materialvarianten für Leitungssysteme.

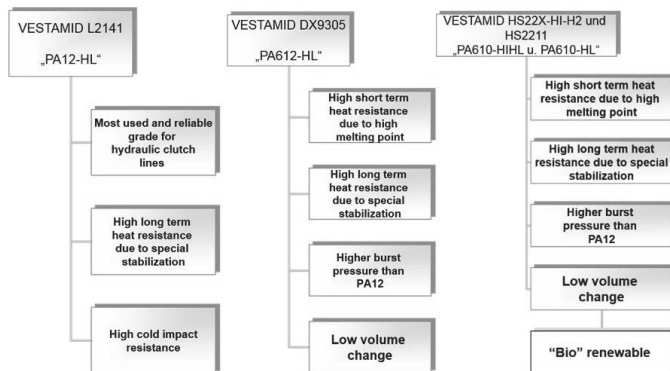


Bild 1: Materialvarianten für Kupplungsleitungen

Konnektoren

Evonik bietet für alle Leitungsmaterialien entsprechende Konnektor - Materialien an. Die Konnektoren können durch stoffschlüssiges Überspritzen oder durch Schweißen, (z.B. Laser- oder Rotationsreibschweißen), mit den Leitungen ausreichend druckfest und ohne Leckagen sicher verbunden werden.

Nehmerzylinder

Hydraulische Kupplungssysteme übertragen die Kraft zum Ausrücken der Kupplung vom Kupplungspedal zum Ausrücklager. Der Nehmerzylinder nimmt den aus der Leitung kommenden Hydraulikdruck auf und überträgt ihn zum Ausrücker^[2]. Durch den im Nehmerzylinder angebrachten Kolben wird die Kupplung geöffnet oder geschlossen, je nach Bewegungsrichtung des Kolbens. Solche Nehmerzylinder befinden sich in unmittelbarer Umgebung der Kupplung und sind damit hohen Temperatur- und Druckbelastungen ausgesetzt. Um Nehmerzylindergehäuse aus Kunststoff zu fertigen, wird häufig hochtemperaturbeständiges Polyphthalamid (PPA) verwendet. Diese Kunststoffklasse hat sich für solche Bauteile als besonders robust und zuverlässig erwiesen. Materialien wie VESTAMID® HTplus M1035 P1 schwarz besitzen eine hohe Berstdruckbeständigkeit, sind Temperaturbeständig bis 160 °C in der Anwendung, haben eine hohe Oberflächengüte für die Kolbenauflfläche, sind sehr fließfähig und zudem dimensionsstabil durch geringe Wasseraufnahme. Tabelle 1 zeigt eine Übersicht der thermischen und mechanischen Eigenschaften für VESTAMID® HTplus M1035 P1 schwarz.

Property	Unit	M1035 P1 black
Tensile Modulus	MPa (ISO 527)	17000
Stress at Break	MPa (ISO 527)	250
Strain at Break	% (ISO 527)	2
Charpy Impact	kJ/m ² (RT)	65
Notched Impact	kJ/m ² (RT)	15
Burst Pressure	Bar (Evonik method 2,2 mm wall thickness)	> 60
Flowability	mm (2 mm Spiral tool at 345 °C Melt- /160°C Mould- temperature)	591
HDT	Method A	> 290 °C

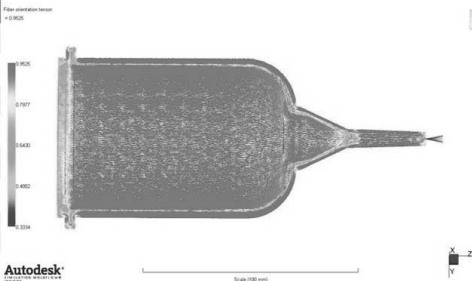


Tabelle 1: Übersichtstabelle VESTAMID HTplus M1035 P1 und Berstdruckprüfkörper bei Evonik

Reibsteuerscheibe

Die von 4-Viertakt Hubkolbenmotoren und neuen verbrauchoptimierten PKW Motoren mit weniger Hubraum und reduzierter Zylinderzahl eingeleiteten Drehungsungleichmäßigkeiten führen zu Drehschwingungen, die es konstruktiv zu reduzieren gilt. Diese Funktion übernehmen heute zumeist Zweimassenschwungräder (ZMS). In diesen ZMS befinden sich neben vielen anderen Elementen auch Gleitlager und Reibsteuerscheiben. Die Reibsteuerscheibe verhindert Geräuscentwicklung beim Startvorgang oder bei Lastwechseln, durch eine gezielte Verzögerung der Drehbewegung des Flansches in einem definierten Arbeitsbereich^[3]. Diese Reibsteuerscheiben werden häufig aus Polyetheretherketon (PEEK) gefertigt. Ein geeignetes Material hierfür ist VESTAKEEP® 2000FC30 und 4000FC30. Dieses Material vereint eine hohe Temperaturbeständigkeit von bis zu 250°C mit hoher Festigkeit und ausgezeichneten tribologischen Eigenschaften durch die verwendeten Zuschlagsstoffe. Bild 3 zeigt weitere tribologisch optimierte Formmassen von Evonik, die auch für Lageranwendungen Verwendung finden.

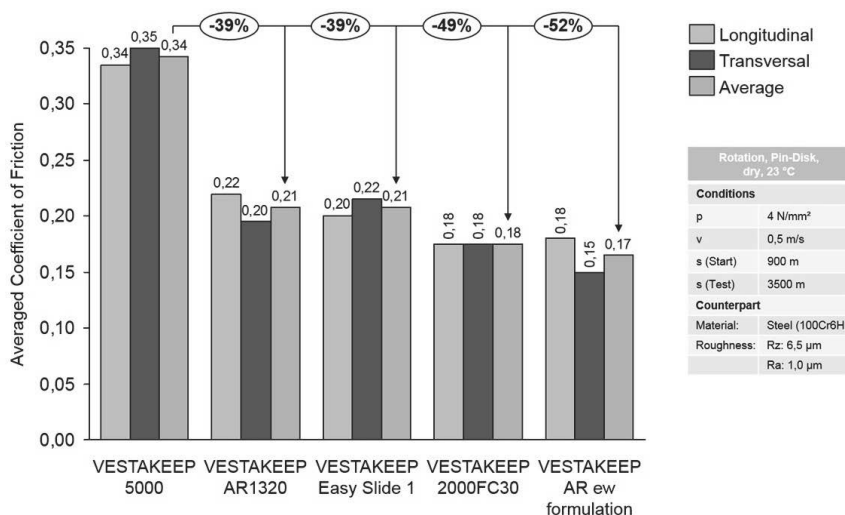


Bild 3: Reibungskoeffizienten verschiedener VESTAKEEP® Formmassen

- [1] Broschüre Kupplungsbestätigungssysteme (FTE automotive GmbH, PROS.KUPPLSYS-D)
- [2] Hydraulische Kupplungsbetätigung (mein-autolexikon.de, Internet)
- [3] Zweimassenschwungrad – Technik/Schadensdiagnose (LUK Broschüre - 2013 Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG)

Modellbasierte Regelung eines konzentrisch auf der Getriebeeingangswelle angeordneten elektro-pneumatischen Kupplungsstellers

Dr.-Ing. **R. Prabel**, Prof. Dr.-Ing. **H. Aschemann**,
Lehrstuhl für Mechatronik, Universität Rostock

Kurzfassung

In diesem Beitrag wird ein modellbasiertes Konzept zur flachheitsbasierten Positionsregelung eines elektro-pneumatischen Kupplungsstellers vorgestellt, der konzentrisch auf der Getriebeeingangswelle angeordnet ist. In einem ersten Schritt werden die Systemgleichungen zur Beschreibung der Dynamik des Kupplungsstellers aufgestellt. Hierbei werden unter anderem die Nichtlinearitäten – Hysterese, Ausrückkraftkennlinie und Ventilkennfelder – berücksichtigt. Anschließend erfolgt ein flachheitsbasierter Entwurf für die Position des Kupplungsstellers. Verbleibende Unsicherheiten werden mit Hilfe eines reduzierten Störbeobachters geschätzt. Abschließend werden die modellbasierte Regelungsstruktur an einem Prüfstands Aufbau validiert und die erzielten experimentellen Ergebnisse dargestellt.

1. Einleitung und Motivation

Im Bereich der Antriebstechnik werden für Lkw häufig automatisierte Schaltgetriebe in Verbindung mit einer trockenen elektro-pneumatisch betätigten Kupplung eingesetzt. Um Fahrkomfort und -sicherheit im Bereich des Anfahrens und des Rangierens für Lkw gewährleisten zu können, ist eine möglichst genaue Umsetzung des Fahrerwunschmomentes an der Kupplung notwendig. Durch die Vorgabe des Wunschmomentes kann näherungsweise auf die notwendige Normalkraft der Kupplungsscheiben sowie die dazugehörige Position des Kupplungsstellers geschlossen werden [1]. In dem Vergleich zur Arbeit [2] erfolgt das Ausrücken der Kupplung nicht durch einen exzentrisch angeordneten Aktor, sondern einen um die Getriebeeingangswelle angeordneten Kupplungssteller. Um bereits im Vorfeld dominante Nichtlinearitäten identifizieren und geeignete Regelungskonzepte validieren zu können, wurde am Lehrstuhl für Mechatronik der Universität Rostock ein Kupplungsprüfstand, siehe Bild 1, aufgebaut.



Bild 1: Prüfstands Aufbau zur Identifikation von Systemparametern und zur Validierung modellbasierter Regelungskonzepte.

2. Modellbildung und Identifikation

Das mechatronische Modell des Kupplungsstellers lässt sich in ein pneumatisches und ein mechanisches Teilsystem unterteilen. Die dominierenden Nichtlinearitäten sind charakterisiert durch die Massenstromcharakteristik infolge der Ventilansteuerung, die hystereseebehaftete Ausrückkraftkennlinie und die nichtlineare Differentialgleichung zur Beschreibung der Druckänderung im Zylinder. Ein entsprechendes mechatronisches Modell ist in Bild 2 dargestellt.

Die Identifikation der unsicheren Parameter erfolgt durch die Auswertung von Messungen mit geeigneten Sensoren, siehe Bild 1. Beispielsweise wurde in einem ersten Schritt die mittlere Ausrückkraftkennlinie bestimmt. Anschließend erfolgte eine Modellierung des Hystereseeanteils durch ein dynamisches Bouc-Wen-Modell [4]. Die gemessenen und identifizierten Kraftverläufe sind im Bild 2 (rechts) dargestellt.

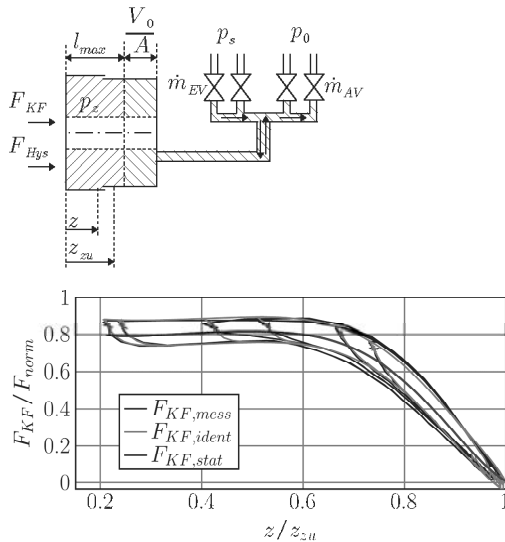


Bild 2: Mechatronisches Modell des Kupplungsstellers (links) und identifizierte und modellierte Ausrückkraftkennlinie (rechts).

Im nachfolgenden Regelungskonzept wird der Massenstrom als Stellgröße verwendet. Zudem wird angenommen, dass die Zeitkonstanten der Ventile sowie der resultierenden Massenströme viel kleiner sind als die des verbleibenden Systems. Zur Kompensation der statischen Aktornichtlinearität wird ein invertiertes Massenstromkennfeld verwendet, siehe Bild 3.

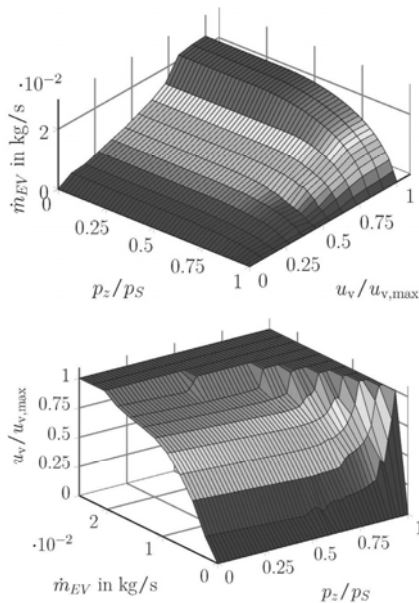


Bild 3: Identifizierte Massenstromcharakteristik (links) und invertiertes Kennfeld zur Kompensation der Nichtlinearität (rechts).

Unter Berücksichtigung der Ausrückkraftkennlinie sowie einer unbekannten Störkraft ergibt sich die Bewegungsgleichung aus dem Impulssatz zu

$$\ddot{z}(t) = \frac{1}{m} [A(p_0 - p_z(t)) - b \dot{z}(t) + F_{KF,ges}(z, \dot{z}) - F_U] .$$

Auf Grundlage einer polytropen Zustandsänderung des Gases in der Zylinderkammer folgt die Differentialgleichung zur Beschreibung der Dynamik des absoluten Zylinderinnendrucks mit

$$\dot{p}_z(t) = \frac{n A p_z(t) \dot{z}(t)}{V(z)} + \frac{n R T}{V(z)} [\dot{m}_{EV}(t) - \dot{m}_{AV}(t)] .$$

3. Regelungs- und Beobachterentwurf

Das vorliegende System stellt mit der Position des Kupplungsstellers als Ausgang ein flaches System dar. Eine detaillierte Beschreibung für flachheitsbasierte Regelungsentwürfe ist unter anderem in [3] zu finden. Nachfolgend werden die wesentlichen Punkte des Rege-

Die unbekannte Zustandsgröße resultiert aus

$$\hat{y}_1 = \hat{F}_U = \underline{h}^T \underline{y}_2 + \zeta, \text{ mit } \underline{y}_2 = [z \dot{z} p_z]^T \text{ und } \dot{\zeta} = \Phi(\hat{y}_1, \underline{y}_2, u) = \dot{\hat{y}}_1 - \underline{h}^T \dot{\underline{y}}_2,$$

wobei die Dynamik des Schätzfehlers durch eine Eigenwertvorgabe der skalaren Jacobi-Matrix erfolgt

$$J_B = \left. \frac{\partial \Phi(\hat{y}_1, \underline{y}_2, u)}{\partial \hat{y}_1} \right|_{\hat{y}_1 = \hat{y}_1} = h_2 \frac{1}{m}.$$

4. Experimentelle Ergebnisse

Im Folgenden werden die Implementierung des zuvor erläuterten Regelungskonzepts am Prüfstand, siehe Bild 1, und dessen Ergebnisse kurz beschrieben. Die Solltrajektorie für die Position ist in der oberen Darstellung von Bild 5 dargestellt. Die Position, bei der die Kuppelung vollständig geschlossen ist, der Zupunkt, liegt bei 27.2 mm. Zudem ist der Positionsverlauf unter Verwendung des vorgeschlagenen Regelungskonzepts abgebildet. Der zugehörige Positionsfehler ist im unteren Bereich von Bild 5 dargestellt. Lediglich in transienten Phasen treten größere Abweichungen mit einem maximalen absoluten Fehler von 1.2 mm auf, der RMS-Fehler liegt bei 0.195 mm.

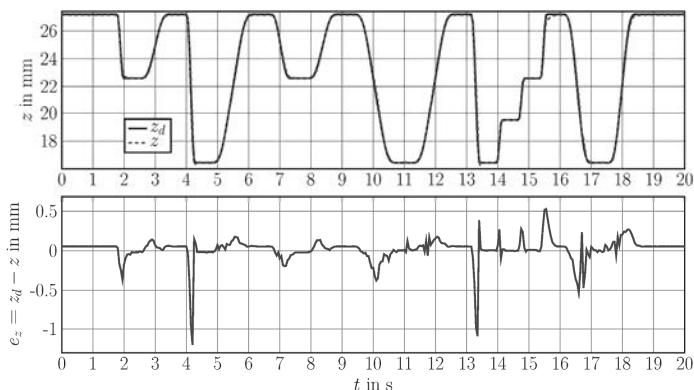


Bild 5: Soll- und Istpositionsverlauf des Kupplungsstellers (oben) sowie der zugehörige Positionsfehler (unten).

5. Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag wird ein zentrales, beobachtergestütztes Regelungskonzept für die Position eines elektro-pneumatischen Kupplungsstellers vorgestellt. Auf Basis eines regelungsorientierten Modells wird ein flachheitsbasiertes Regelungskonzept erarbeitet. Zudem wird durch ein Bouc-Wen-Modell die Hysterese der Ausrückkraftkennlinie geschätzt. Parameterunsicherheiten und Abweichungen von der Ausrückkraftkennlinie werden in Form einer zusammengefassten Störkraft mit Hilfe eines reduzierten Beobachters geschätzt und im flachheitsbasierten Regler verwendet. Die abschließende Validierung des Positions-Regelungskonzepts am Prüfstands Aufbau zeigt ein sehr gutes Folgeverhalten in Bezug auf die Solltrajektorie sowie kleinere Positionsabweichungen in transienten Phasen.

6. Literaturangaben

- [1] Pisaturo, A., Senatore, A. and D'Agostino, V.: Automotive Dry-Clutch Control: Engagement Tracking and FE Thermal Model, 20th IEEE International Conference on Intelligent Engineering Systems (INES), 2016.
- [2] Prabel, R. and Aschemann, H.: State-Dependent Sliding Mode Observer for an Electro-Pneumatic Clutch, IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM), 2016.
- [3] Adamy, J.: Nichtlineare Systeme und Regelungen, Springer Vieweg Verlag, Berlin, 2. Auflage 2014.
- [4] Wen, Y.-K.: Method for Random Vibration of Hysteretic Systems, Journal of the Engineering Mechanics Division, 1976.

Reibung im Längenausgleich von Kreuzgelenkwellen

Friction in the length compensation of cardan shafts

Dr.-Ing. **G. Schäfer**, Dipl.-Ing. **R. Schmelter**, TU Clausthal

Kurzfassung

Zur Leistungsübertragung im Antriebsstrang stationärer und mobiler Anwendungen kommt häufig, aufgrund der Einbausituation, eine Gelenkwelle zum Einsatz. Innerhalb der Gelenkwelle stellt der üblicherweise verzahnte Längenausgleich ein wesentliches Funktionselement dar. Aufgrund der im Zahnkontakt vorhandenen Reibung kommt es im Betrieb zu Verschiebekräften und Verschleiß. Diese beiden Betriebsgrößen sind für einen energieeffizienten und langlebigen Betrieb zu minimieren. Hohe Verschiebekräfte führen zusätzlich zu parasitären Belastungen in den benachbarten Komponenten des Antriebsstrangs, was die Anstrengungen zur Reibwertreduzierung im Längenausgleich zusätzlich motiviert.

Im Rahmen experimenteller Untersuchungen am Institut für Maschinenwesen wurden neue Erkenntnisse zu den aktuell verfügbaren Schmierungs- und Beschichtungsvarianten gewonnen. Bei der Auswahl der Varianten wurde neben dem zu erwartenden Reibwert auf einen weiten Einsatztemperaturbereich und einfache Anwendbarkeit bei unterschiedlichen Losgrößen geachtet. Die Anwendbarkeit schließt auch die Fertigung der Bauteile in möglichst wenigen Arbeitsschritten mit Standardwerkzeugen ein.

Neben der bekannten Polyamid 11-Beschichtung, die als Referenz diente, wurden Gleitlacke, additierte Fluorpolymerbeschichtungen, semi-kristalline Polymerbeschichtungen und Dünnschichtchromschichten in Kombination mit unterschiedlichen Schmierpasten mit dem Fokus reduzierter Reibung betrachtet.

Die Ergebnisse zum Reibungsverhalten werden durch die Angabe der Knickspielentwicklung im Längenausgleich über der Nutzungsdauer ergänzt, womit eine Abschätzung der dynamischen Eigenschaften der Gelenkwelle im Bezug auf den Rundlauf ermöglicht wird.

Keywords

Cardan shaft, length compensation, spline, lubrication, coating, fluorocarbon polymer, metallic chromium layer, angular clearance, back to back test rig

1. Einleitung

Gelenkwellen mit Längenausgleich werden in den unterschiedlichsten Anwendungen eingesetzt und dazu in diversen Bauformen ausgeführt. Allen gemeinsam ist aus funktionalen Gründen die Kombination aus Gelenkbereichen und einem Längenausgleich. Eine häufig anzutreffende Variante des Längenausgleichs ist der verzahnte Längenausgleich in Form einer Passverzahnung. Aufgrund der Kontaktverhältnisse kommt es im Längenausgleich bei Drehmomentübertragung zu Reibkräften, die einerseits der Verschiebung entgegenwirken und andererseits über der Nutzungsdauer zu Verschleiß führen. Durch Schmierung und Oberflächenbeschichtungen kann dieses Verhalten günstig beeinflusst werden. Die folgenden Untersuchungsergebnisse stammen aus experimentellen Untersuchungen am Institut für Maschinenwesen (IMW) der TU Clausthal [1], die für die Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), gefördert durch die AiF im Projekt (17142 N/1), durchgeführt wurden.

2. Versuchsdurchführung

Bild 1 zeigt einen Verspannprüfstand des IMW mit zwei vorne verbauten Prüfgelenkwellen. Über das radial ausschwenkbare Mittellager werden die Längenausgleiche im rotierenden Betrieb unter Drehmomentbelastung verschoben.

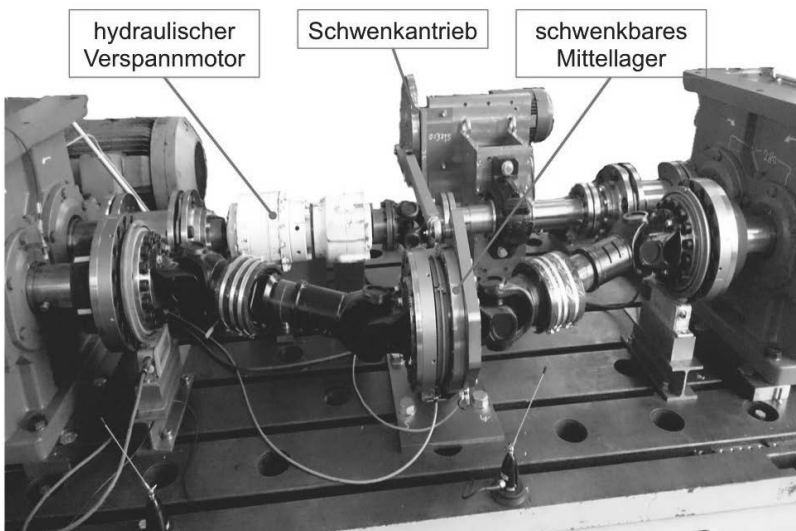


Bild 1: Verspannprüfstand mit hydraulischer Verspannung und 750 kW umlaufender Leistung

3. Benchmarkversuche

Im ersten Schritt der Untersuchungen wurde der Längenausgleich herausgelöst aus der Gelenkwelle mit sechs Schmierstoffen (Fetten) und fünf Beschichtungen (jeweils in Kombination mit Referenz-Schmierstoff 1) unter Drehmoment und zyklischer Axialverschiebung untersucht. Die beiden Schmierstoffe und Beschichtungen mit den geringsten, über der Versuchsdauer (1×10^6 Verschiebungen) gemittelten, Reibwerten, wurden dann für die vollständigen Gelenkwellenversuche ausgewählt. Beschichtung 3 ist Polyamid 11, sie wurde trotz ihrer Temperatureinschränkung als Referenz genutzt.

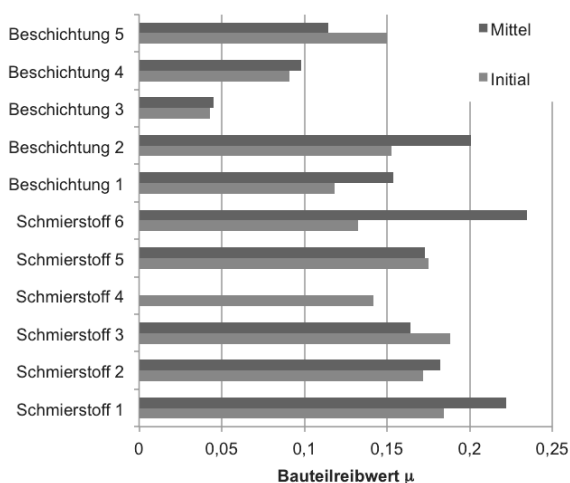


Bild 2: Reibwerte im separierten Längenausgleich (Vorversuche)

4. Reibwerte der Gelenkwellen

Bild 3 zeigt die gemittelten Reibwerte im Längenausgleich vollständiger Gelenkwellen (Hauptversuche), die im rotierenden Betrieb unter Drehmomentbelastung und gleichzeitiger zyklischer Verschiebung um ± 1 mm im Prüfstand (Bild 1) gemessen wurden, im Vergleich zu den in den Benchmarkversuchen gemessenen Reibwerten. Die etwas höhere Dynamik im Betrieb einer vollständigen Gelenkwelle, wirkt sich günstig auf das Reibungsverhalten aus, dies ist ebenso für schwankende Drehmomentbelastungen. Extrem konstante Betriebsbedingungen, speziell Drehmomente, wirken sich ungünstig aus. Die trennende Wirkung der Beschichtungen ist in Bild 3 signifikant günstig zu erkennen.

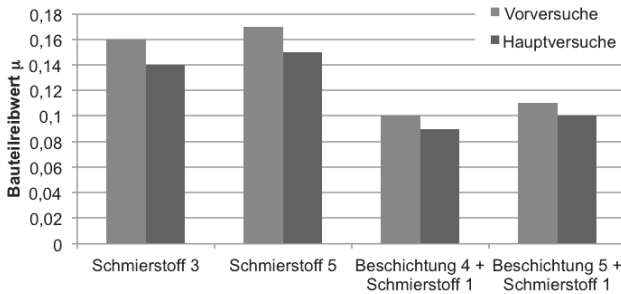


Bild 3: Reibwerte im Längenausgleich vollständiger Kreuzgelenkwellen

5. Betriebsverhalten

Ein weiterer Indikator für das Betriebsverhalten ist das Knickspiel im Längenausgleich (Bild 4), dass direkten Einfluss auf die Wuchtgüte der Gelenkwelle hat. Hier ist ein geringfügiger Anstieg, aber auch eine Vergleichmäßigung über dem Umfang zu erkennen.

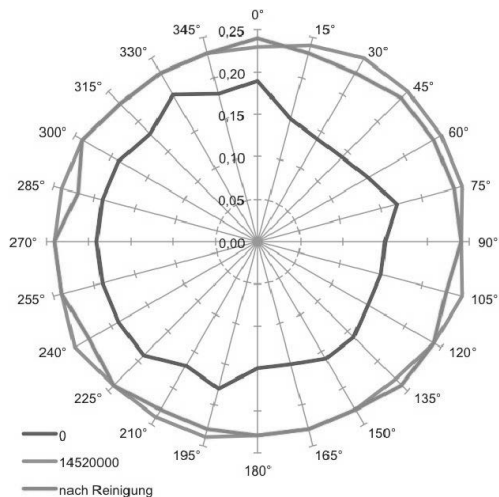


Bild 4: Knickspielentwicklung über der Nutzungsdauer in Umdrehungen (flankenzentriert)

- [1] Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Schmelter, R.: Potential moderner Schmierstoff- und Beschichtungssysteme am Beispiel axial bewegter Zahnwellenverbindungen, Institutsmitteilung Nr. 41, IMW Clausthal 2016

Erweitertes Lebensdauermodell für Freilaufkupplungen Berücksichtigung der Radiallast

Prof. Dr.-Ing. **Armin Lohrengel**, **Viktor Martinewski** M.Sc.,
Institut für Maschinenwesen, Technische Universität Clausthal;
Prof. Dr.-Ing. **Adrian Rienäcker**, Dr.-Ing. **Gerald Ochse**,
Dipl.-Ing. **Bao Qian**, Institut für Antriebs- und Fahrzeugtechnik,
Universität Kassel

Kurzfassung

Im Anwendungsbereich von Freiläufen lassen sich parasitäre Kräfte wie radiale Zusatzlasten oft konstruktiv nicht vermeiden. Diese Zusatzlasten sind in der derzeit gängigen Auslegungssystematik nicht berücksichtigt, sodass eine beanspruchungsgerechte Auslegung für diesen Fall nicht möglich ist. Der vorliegende Beitrag setzt sich mit dem Einfluss einer Radiallast auf die Funktionssicherheit und Lebensdauer von Klemmrollenfreiläufen auseinander. Durch Kombination der Berechnungsverfahren aus dem Bereich der Wälzlager mit denen für Freiläufe kann die Lastverteilung über dem Umfang bei kombinierter Belastung durch Drehmoment und Radiallast hinreichend gut bestimmt werden. Hierdurch ist es möglich, für jede Komponente und jeden Kontakt des Freilaufs eine Einzelerlebenswahrscheinlichkeit zu bestimmen, welche kombiniert die Gesamterlebenswahrscheinlichkeit des Freilaufs ergibt. Dieses Vorgehen erweist sich auf Basis der durchgeführten experimentellen Untersuchungen als zielführend.

1. Motivation

Der Freilauf kommt zum Einsatz, wenn ein Antriebsstrang mit einer drehrichtungsabhängigen Drehmomentübertragung ausgestattet werden soll. Trotz des grundsätzlich hohen Ähnlichkeitsgrades zum Wälzlager sind aufgrund der zusätzlich zur Normalkraft auftretenden Tangentialkraft aus der Drehmomentübertragung die Einflüsse differierend.

Der Einfluss der Haupt-Beanspruchungsgröße „Drehmoment“ auf die Lebensdauer wurde bereits in diversen Arbeiten im Rahmen des FVA-Arbeitskreises Freiläufe untersucht. Die hieraus resultierten Berechnungsmodelle sind gängige industrielle Praxis und im Freilauf-Dimensionierungsprogramm JFRED hinterlegt. Unberücksichtigt bleiben hierbei jedoch radiale Zusatzlasten, die zu einer kombinierten Belastung des Freilaufs führen und damit zu einer Ungleichverteilung der Belastung im Klemmkontakt.

Im Rahmen des FVA-Forschungsvorhabens 694 (IGF-Nr. 17157 N) wurden, mit dem Ziel das fehlende Wissen zu ergänzen, grundlegende Überlegungen bezüglich der auftretenden

Effekte bei radialer Zusatzlast durchgeführt. Durch Simulation und Versuch wurden die theoretischen Überlegungen analysiert und in einem Berechnungsvorschlag zusammengefasst.

2. Simulation

Zur Durchführung einer versuchsunabhängigen Parametervariation wurden ein Modell zur Mehrkörpersimulation und ein Modell für die Finite-Elemente-Methode erstellt. Mithilfe der MKS-Berechnungen konnten die Kraftgrößen (Normal- und Tangentialkräfte), die aus der Verdrehung der Ringe im Kontakt resultieren, unter Berücksichtigung der Anfederung und Kinematik für verschiedene drehmomentabhängige Verdrehwinkel ermittelt werden. Diese Größen wurden im FEM-Modell verwendet, um die hieraus resultierenden lokalen Beanspruchungsgrößen zu bestimmen.

Der Vergleich dieser Ergebnisse mit einem analytischen Ansatz zeigt, dass sowohl die Kraftgrößen, als auch die Beanspruchungsgrößen ohne umfangreiche Simulationssoftware bestimmbar sind.

3. Experiment

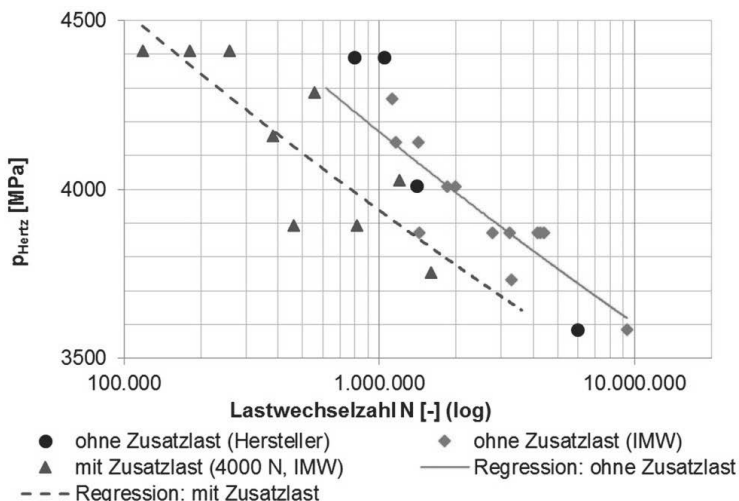


Bild 1: Lebensdauerminderung durch zusätzliche Radiallast

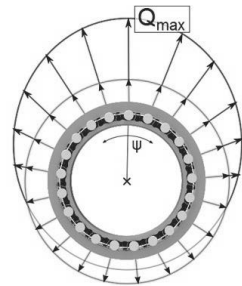
Als Prüfkörper für die experimentellen Untersuchungen wurde ein Klemmrollenfreilauf mit 21 Klemmrollen und einem Nennmoment von 80 Nm verwendet. Über einen Servomotor wurde weggesteuert das Drehmoment mit einer Frequenz von 6 - 8 Hz aufgebracht. Für die radiale

Zusatzlast sorgte ein pneumatischer Aktuator, welcher die Vorspannung des den Freilauf-Außenring und den Abtriebsmotor verbindenden Zahnriemens steuerte.

Die Ergebnisse der eigens durchgeführten Referenzversuche (Bild 1, Raute) stimmen gut mit den Ergebnissen des Herstellers (Punkt) überein und bilden die Vergleichsbasis der Untersuchungen. Es ist zu erkennen, dass die Radiallastversuche mit 4000 N Zusatzlast (Dreieck) zu einer Reduzierung der Lebensdauer führen – eine radiale Belastung zusätzlich zur Klemmnormalkraft hat demnach einen signifikanten lebensdauerermindernden Einfluss.

4. Berechnung

Derzeit erfolgt die Bestimmung der Freilauf-Erlebenswahrscheinlichkeit anhand der Hertzschen Pressung, die aus der drehmoment- und geometrieabhängigen Normalkraft im Kontakt resultiert. Ohne Zusatzlast liegt für jeden Kontakt der gleiche Belastungszustand vor (nebenstehend, innerer Kreis).



Bei einer radialen Zusatzlast erfährt der Freilauf im Bereich der Krafteinleitung eine höhere Belastung, während die gegenüberliegende Seite entlastet wird (nebenstehend, ovaler Ring).

Bei kombinierter Belastung ist daher die Summe der Kräfte im jeweiligen Kontakt als lebensdauerbeschreibende Größe relevant. Neben der Simulation lässt sich die Kraftverteilung auch formell bestimmen. Die Verteilung der Zusatzlast Q_ψ für jeden Klemmkontakt ergibt sich abhängig des Winkels ψ zur Krafteinleitung und abhängig der Rollenzahl z zu: [2],[3]

$$Q_\psi = 4,06 \cdot \frac{F_R}{z} \cdot \left[1 - \frac{1}{2 \cdot 0,5} (1 - \cos \psi) \right]^{1,1} \quad 1$$

Kombiniert mit der Klemmnormalkraft (aus Drehmoment M_T , Kontaktdurchmesser d_a , Klemmwinkel α , Rollenzahl z) entsteht die resultierende Normalkraft im Kontakt: [2],[3]

$$F_{N,Res} = \frac{2 \cdot M_T}{z \cdot d_a \cdot \tan(\alpha)} \pm Q_\psi \quad 2$$

Im Bereich der zur Krafteinleitung gegenüberliegenden Kreishälfte wird die Radiallast subtrahiert, im Bereich der Krafteinleitung addiert. Unter Berücksichtigung der Freilaufgeometrie und der Werkstoffkennwerte wird die Hertzsche Pressung im Kontakt bestimmt (r : Krümmungsradius, l : Kontaktlänge, ν : Querkontraktionszahl, E : E-Modul).

$$p_{max} = \frac{F_{N,Res} \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)}{\pi \cdot (1 - \nu^2) \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right) \cdot l} \quad 3$$

Die analytische Berechnung führt im Vergleich mit der Simulation zu einer Übereinstimmung von 7%.

Die Erlebenswahrscheinlichkeit eines Freilaufs setzt sich zusammen aus den Einzelerlebenswahrscheinlichkeiten der Komponenten Außenring (S_{AR}), Innenring (S_{IR}) und Klemmrollensatz (S_{KR}). Mit Kenntnis der Lastverteilung kann nun die Einzelerlebenswahrscheinlichkeit der drei Komponenten für jeden einzelnen Kontakt bestimmt werden und führt bei Kombination zur Freilaufwahrscheinlichkeit S_{Frl} . [4]

$$\ln\left(\frac{1}{S_{Frl}}\right) = \prod_{i=1}^z \left(\ln\left(\frac{1}{S_{AR,i}}\right) + \ln\left(\frac{1}{S_{IR,i}}\right) + \ln\left(\frac{1}{S_{KR,i}}\right) \right) \quad 4$$

5. Fazit

Die durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, dass die Bestimmung der Lastverteilung eines Klemmrollenfreilaufs bei kombinierter Belastung (Drehmoment, Radiallast) auch ohne umfangreiche Simulationsprogramme möglich ist. Mit einer Übereinstimmung zwischen Simulation und Analytik von 7% ist für jeden Einzelkontakt die Belastungssituation bestimmbar. Die hieraus resultierenden Einzelerlebenswahrscheinlichkeiten je Kontakt und Komponente führen in ihrer Kombination zur Gesamterlebenswahrscheinlichkeit und damit zu der Möglichkeit, radiale Zusatzlasten in der Auslegung von Klemmrollenfreiläufen zu berücksichtigen. Das Berechnungsverfahren kann nun von den Anwendern in den üblichen Berechnungsprogrammen implementiert werden.

6. Literaturhinweise

- [1] Lohrengel, A.: Lebensdauerorientierte Dimensionierung von Klemmrollenfreiläufen; Dissertation RWTH Aachen; 2001
- [2] Bändlein, Eschmann, Hasbargen, Weigand: Die Wälzlagerpraxis – Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen; 3. Auflage; Vereinigte Fachverlage GmbH; 2002
- [3] Harris, T.A.: Essential Concepts of Bearing Technology; 5. Auflage; Taylor & Francis Group.; 2007
- [4] Martinewski, V.; Ochse, G.: FVA-694, Freilauf kombinierte Lasten, Abschlussbericht, Forschungsreport 2016, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2016

Auslegung und Gestaltung von bombierten Zahnwellenverbindungen in der Antriebstechnik

Prof. Dr.-Ing. **Christian Spura**, Hochschule Hamm-Lippstadt, Hamm

Kurzfassung

Profilwellenverbindungen sind wichtige Übertragungselemente in der Antriebstechnik und besitzen ein großes Spektrum an Einsatzmöglichkeiten. Der Vorteil liegt in der Übertragung großer und stoßartiger Belastungen bei gleichzeitig kleinem Bauraum. Speziell die Zahnwellenverbindung mit Evolventenprofil ist eine der leistungsfähigsten Welle-Nabe-Verbindungen. Aufgrund der Geradverzahnung von Welle und Nabe kommt es infolge von Bauteilverformungen zu einem unerwünschten Kantentragen an den Zahnrandern und damit zu einer erhöhten Flankenpressung. Die Folge ist eine verringerte Lebensdauer und ein vorzeitiger Ausfall der Verzahnung. Um dies zu verhindern, kann die Wellenverzahnung mit einer Bombierung versehen werden, wie sie üblicherweise auch bei Zahnkupplungen eingesetzt wird. Die Berechnung einer solchen bombierten Verzahnung ist jedoch nur mit relativ aufwändigen numerischen Methoden möglich. Der folgende Beitrag soll daher eine für die praktische Anwendung nutzbare Methode aufzeigen, um bombierte Zahnwellenverbindungen einfach und zuverlässig auslegen und gestalten zu können. Dabei basieren die hier vorgestellten Ergebnisse auf theoretischen und experimentellen Untersuchungen.

Einleitung

In der Antriebstechnik wird die Zahnwellenverbindung sehr häufig in Getrieben, Gelenkwellen und Antriebseinheiten (z. B. Axialkolbenmaschinen) eingesetzt. Infolge der auftretenden elastischen Bauteilverformungen von Wellen, Lagerungen und Gehäuse kommt es unweigerlich zu einer Schiefstellung zwischen Welle und Nabe der Zahnwellenverbindung. Die Folge ist eine Verschiebung der Kontaktstelle zwischen Wellen- und Nabenverzahnung hin zum Zahnrand. Damit verbunden ändert sich die Verteilung der Zahnflankenpressung, siehe Bild 1 b). Zudem vergrößert sich die auftretende Zahnflankenpressung, wodurch es zu einer wesentlich erhöhten Werkstoffbeanspruchung kommt. Die Folge ist ein erhöhter Verschleiß an den Zahnflanken im Kontaktbereich (u. a. Abtragung durch Abrasion, Eindrückungen durch abgetragene Partikel, Fresser durch Mangelschmierung und zu hohe Flankenpressungen). Dies kann so weit gehen, dass die Zahnwellenverbindung im Betrieb vorzeitig ausfällt und ersetzt werden muss. Des Weiteren wird durch die abgetragenen Verschleißpartikel das

Schmiermittel verunreinigt. Die Verschleißpartikel gelangen dann zu anderen Maschinenelementen, wie z. B. Zahnrädern und Lagern, wodurch weitere Schäden entstehen können.

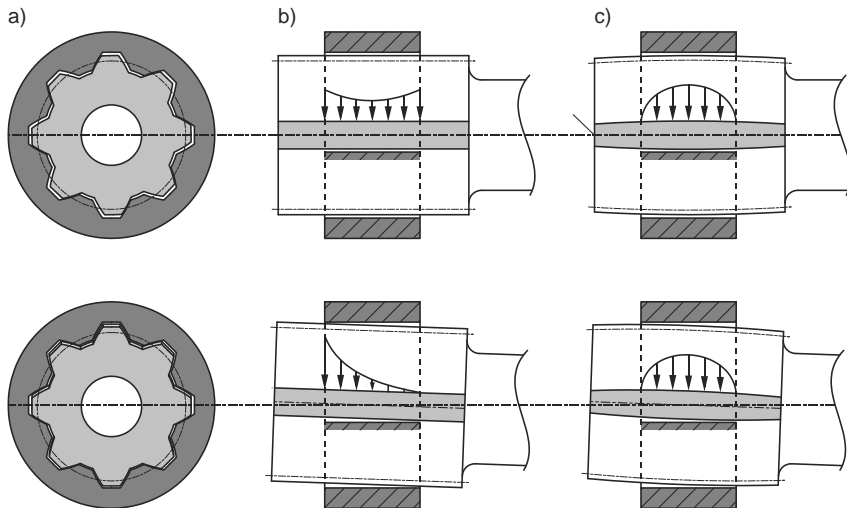


Bild 1: Zahnwellenverbindung: a) Vorderansicht Stirnfläche, b) mit geraden Zahnflanken, c) mit bombierten Zahnflanken. Obere Reihe: nicht ausgelenkte Zahnwellenverbindung, untere Reihe: ausgelenkte Zahnwellenverbindung

Auslegung und Gestaltung

Um die Flankenpressungsüberhöhung am Zahnrand infolge der auftretenden Schiefstellung zu vermeiden, wird die Wellenverzahnung mit einer Bombierung (wie bei Zahnkupplungen) versehen. Damit ergibt sich zwischen Wellen- und Nabenzahn eine HERTZ'sche Pressungsverteilung (Ersatzmodell Zylinder-Ebene) und die max. Flankenpressung tritt in der Mitte der Kontaktfläche auf, siehe Bild 1 c). Aufgrund der nahezu identischen Krümmungsradien in Zahnhöhenrichtung von Wellen- und Nabenzahnflanke kann nach [1, 2] von einer Linienberührung in Zahnhöhenrichtung und damit dem Ersatzmodell Zylinder-Ebene ausgegangen werden. Gleichzeitig wird durch diese konstruktive Gestaltung die leichte Flankenpressungserhöhung der unausgelenkten Geradverzahnung (Bild 1 b) obere Reihe) vermieden und die dadurch vorhandene Kerbwirkung zusätzlich herabgesetzt.

Die Berechnung der auftretenden Flankenpressung einer bombierten Wellen- mit einer geraden Nabenzahnverzahnung und zusätzlicher Schiefstellung ist jedoch mathematisch sehr aufwändig und nur mit numerischen Methoden möglich [1, 2, 3]. Da die im Betrieb auftretenden

Verformungen der einzelnen Bauteile und die innerhalb der Zahnwellenverbindung vorhandene Schiefstellung sehr gering sind, können für die praktische Anwendung die üblichen Berechnungsgleichungen für Zahnwellenverbindungen (z. B. aus [4, 5]) verwendet werden. Dabei ist zu beachten, dass nicht die Verzahnungs- bzw. Nabenlänge der Zahnwellenverbindung, sondern die HERTZ'sche Pressungsbreite zur Berechnung der auftretenden Flankenpressung eingesetzt wird. Andernfalls würde die berechnete Flankenpressung zu gering ausfallen. Darüber hinaus hat der Bombierungsradius einen wesentlichen Einfluss auf die Flankenpressung und die Kontaktflächenbewegung in Zahnbreitenrichtung [1, 2, 3]. Aufgrund von experimentellen Prüfstanduntersuchungen sowie in Feldversuchen und praktischen Anwendungen hat sich der in Bild 2 grau hinterlegte Betriebsbereich für bombierte Zahnwellenverbindungen ergeben. Da sich in der normalen Anwendung relativ geringe Verformungen und Wellenschiefstellungen einstellen, sollten Bombierungsradien zwischen 1,5 m und 4 m gewählt werden. Dabei sind große Bombierungsradien bei kleineren Schiefstellungen zu wählen und umgekehrt.

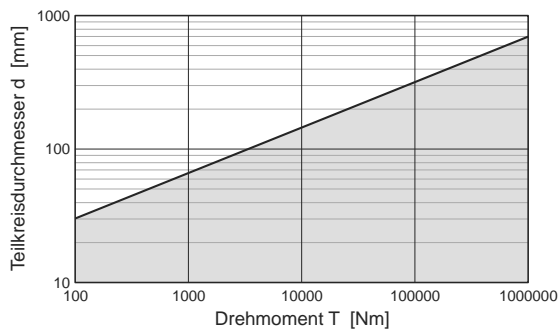


Bild 2: Betriebsbereich (grau) für bombierte Zahnwellenverbindungen

Verschleißerscheinungen

Durch die im Betrieb vorhandene Schiefstellung und den damit verbundenen Relativbewegungen zwischen Wellen- und Nabenverzahnung können nach [1] die folgenden Verschleißerscheinungen auftreten: Riefen, Eindrückungen, Fresser, Grübchen, Narben, Mulden, Riffel, Schubrisse und Oberflächenzerrüttung sowie Wurmsspuren. In Bild 3 ist die Zahnflanke einer bombierten Zahnwelle aus 42CrMo4 dargestellt. Das hier sichtbare Narbenfeld entstand aufgrund von Riefen und Furchen innerhalb der Einlaufphase. Während der Betriebsphase veränderte sich das Narbenfeld und es kam vermehrt zu einer Muldenbildung.

Aufgrund der sehr geringen Schiefstellung und der breiten Kontaktfläche kann nur bedingt Schmierstoff zwischen die Zahnflanken gelangen. Dies führt unweigerlich zu den hier aufgeführten Verschleißerscheinungen. Eine Vermeidung der recht vielfältigen Verschleißerscheinungen ist nur sehr bedingt möglich. Vielmehr kann aber die Auswirkung in Form eines Materialabtrags in Zahndickenrichtung minimiert werden, indem die Zahnflankenpressung relativ gering gehalten wird. Untersuchungen an bombierten Zahnwellenverbindungen aus gängigen Verzahnungswerkstoffen konnten zeigen, dass bei Flankenpressungen von max. 200 N/mm² lediglich die in Bild 3 dargestellte Riefen, Narben- und Muldenbildung auftritt. Erst bei wesentlich höheren Flankenpressungen traten Fresser auf den Zahnflanken auf. Zudem sind die Verschleißerscheinungen von der in die Zahnwellenverbindung eingebrachten Menge an Schmiermittel abhängig.

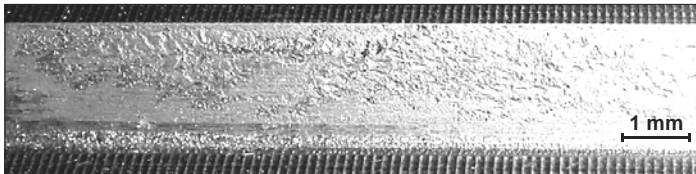


Bild 3: Narbenfeld mit anfänglicher Muldenbildung aus [1]

Zusammenfassung

In gängigen Anwendungen von Zahnwellenverbindungen kommt es immer wieder zu Schiefstellungen innerhalb der Verbindung aufgrund von Bauteilverformungen. Diese Verformungen führen zu einer erhöhten Flankenpressung im Zahnrandbereich und damit zu einer erhöhten Materialbeanspruchung mit entsprechendem Verschleiß. Abhilfe kann hier durch eine Bombierung der Wellenverzahnung geschaffen werden. Infolge der Bombierung ergibt sich zwischen der Wellen- und Nabenverzahnung ein HERTZ'scher Kontakt mit der bekannten charakteristischen Pressungsverteilung. Zudem wird das Kantentragen durch die bombierte Zahnflanke vermieden und die damit einhergehende Kerbwirkung wird verringert.

Literatur

- [1] Spura, C.: Tragfähigkeitsberechnung und Verschleißanalyse von bombierten Zahnwellenverbindungen. RWTH Aachen Diss. 2012
- [2] Bündler, C.: Analyse der Beanspruchungen der Verzahnungen von Zahnkupplungen. Diss., TU Dresden, 2000.
- [3] Pries, M.: Geometrie und Kinematik von Bogenzahnkupplungen. Diss., TU Dresden, 1991.
- [4] Haberhauer, H., Bodenstein, F.: Maschinenelemente. Springer Vieweg, 2014.
- [5] Wittel, H., Muhs, D., Jannasch, D., Voßiek, J.: Roloff/Matek Maschinenelemente. Springer Vieweg, 2015.

Entwicklung einer verlustoptimierten Kupplung für ein mehrgängiges Getriebe für ein Elektrofahrzeug

o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. **Albert Albers**, Dipl.-Ing. **Uwe Reichert**,
Dipl.-Ing. **Katharina Bause**, Dipl.-Ing. **Aline Radimersky**,
Dipl.-Ing. **Sascha Ott**, IPEK – Institut für Produktentwicklung am
Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe

Kurzfassung

Die Elektrifizierung von Antriebssträngen nimmt einen immer größer werdenden Stellenwert in der Entwicklung von modernen, lokal emissionsfreien Fahrzeugen ein. Zur Steigerung der Leistungsdichte werden hochdrehende E-Maschinen mit einem vergleichsweise geringen Drehmoment eingesetzt. Bei hochdrehenden E-Maschinen ist der Durchmesser des Rotors aufgrund der erforderlichen mechanischen Festigkeit begrenzt. Unter Berücksichtigung der realisierbaren Stromdichten folgt daraus ein reduziertes maximales Drehmoment. Um dabei die weit gespreizten Leistungsanforderungen am Rad von Anfahrmoment und Maximalgeschwindigkeit zu erfüllen, werden mehrgängige Getriebe notwendig [1]. Werden diese Getriebe aus Komfortgründen lastschaltfähig ausgeführt, ergeben sich hierbei geänderte Anforderungen und Randbedingungen an die Kupplungen im Vergleich zu verbrennungsmotorischen Antriebssträngen. Der Beitrag stellt ein verlustoptimiertes Kupplungssystem, welches an die geänderten Randbedingungen in elektrischen Antriebssträngen angepasst ist, vor. Ziel ist die effiziente Umsetzung der Lastschaltfähigkeit unter den genannten Hochdrehzahlrandbedingungen von zwei nasslaufenden Lamellenkupplungen mit gesteigerter Leistungsfähigkeit und reduzierten Verlusten sowie die Integration in ein dreigängiges, lastschaltfähiges Getriebe. Hierbei ist aufgrund der im Vergleich zu konventionellen Triebsträngen veränderten Betriebspunkten von geänderten Anforderungen auszugehen. Die geänderten Anforderungen gilt es im Entwicklungsprozess zu berücksichtigen und in ein entsprechendes Design zu überführen. Je nach Getriebetopologie ergeben sich erhöhte Kupplungsmomente, beispielsweise durch Vorstufen, die bei der Auslegung der Kupplung berücksichtigt werden müssen. Durch schnelldrehende E-Maschinen treten während des Schaltvorgangs zusätzlich hohe Differenzdrehzahlen auf, die bei der Auslegung berücksichtigt werden müssen.

1. Dreigängiges Hochdrehzahlgetriebe für ein Mittelklasse-Elektrofahrzeug

Zur Steigerung der Leistungsdichte von elektrischen Antrieben wurde im Rahmen des Forschungsprojekts Effect 360° im Spitzencluster Elektromobilität Süd-West in Zusammenarbeit von Bosch, Daimler und KIT ein Antriebsstrang mit hochdrehender E-Maschine inklusive

Leistungselektronik und schaltbarem Getriebe entwickelt [2]. Besondere Herausforderungen sind dabei eine maximale Drehzahl der E-Maschine von 30.000 1/min und das verlustarme, lastschaltfähige, dreigängige Getriebe zur Erfüllung der Leistungsanforderungen von Anfahrmoment und Maximalgeschwindigkeit. Das Getriebe ist in Abbildung 1 dargestellt. Die Getriebeeingangswelle ist über zwei Losräder mit den beiden Vorgelegewellen verbunden.

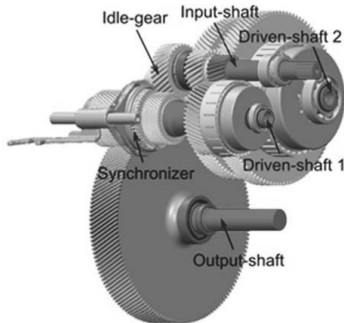


Bild 1: Verlustreduziertes dreigängiges Getriebe

Zur Drehzahlangleichung der Vorgelegewellen an die Losräder kommen zwei nasslaufende Lamellenkupplungen zum Einsatz. Auf der Vorgelegewelle 1 befinden sich die Gänge 1 und 3, die über eine Synchronisation vorgewählt werden, der 2. Gang ist auf der Vorgelegewelle 2 installiert. Durch eine geeignete Ansteuerung der beiden Kupplungen lässt sich der Schaltvorgang lastschaltfähig ohne Zugkraftunterbrechung realisieren.

Aufgrund der hohen Übersetzung des 1. Gangs erfolgt der Leistungsfluss über die Eingangswelle, die Vorgelegewelle 1, das Losrad auf der Eingangsquelle, der Vorgelegewelle 2 hin zur Ausgangswelle. Das Differential ist vereinfacht als starre Welle ohne Drehzahlausgleich realisiert. Durch die hochdrehende E-Maschine in Verbindung mit dem dreigängigen Getriebe konnte die Masse des gesamten Antriebsstrang, bestehend aus Leistungselektronik, E-Maschine und dreigängigem Getriebe, im Vergleich zu einem konventionellen eingängigen Referenzantrieb um ca. 20% reduziert werden. Zur vollständigen Bewertung des dreigängigen Antriebs wurde eine simulative Effizienzuntersuchung [3] durchgeführt. Das Simulationsmodell berücksichtigt Lager-, Verzahnungs-, Kupplungs-, Schlepp- und Aktuatorikverluste, sowie Leistungselektronik- und E-Maschinenverluste, ermittelt über Verlustkennfelder. Die Simulationsergebnisse eines eingängigen und dreigängigen Getriebes mit unterschiedlichen E-Maschinen und Leistungselektronik eines Mittelklassefahrzeugs im Fahrzyklus WLTP sind in Abbildung 2 dargestellt.

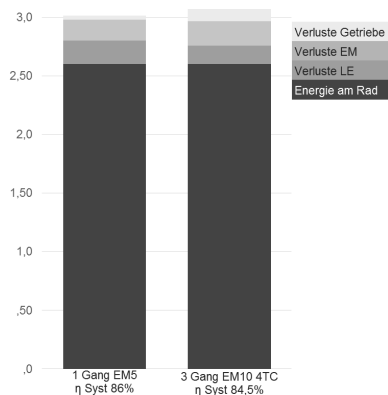


Bild 2: Energiebedarf Fahrzeug

Der Wirkungsgrad des dreigängigen Antriebsstrangs liegt 1,5% unterhalb dessen des eingängigen, jedoch handelt es sich bei sämtlichen Subsystem im Vergleich zu dem eingängigen Antriebsstrang um Prototypen, die großes Potential zur Effizienzsteigerung unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen bieten. Großes Potential im Subsystem Getriebe bietet hierbei die Reduzierung der Kupplungsverluste durch die Entkopplung des Innenlamellenträgers von der Welle zur Reduzierung der Schleppverluste durch geringere Differenzdrehzahlen zwischen Innen- und Außenlamellen, die Drehzahlsynchronisierung über den Elektromotor sowie die systematische Auswahl der Einbauposition.

2. Verlustreduzierung bei Kupplungssystemen in elektrischen Antriebssträngen

Im Vergleich zu Kupplungssystemen in verbrennungsmotorischen Antriebssträngen ergeben sich an Kupplungen in elektrischen Antriebssträngen geänderte Anforderungen. Während die maximale Drehzahl am Getriebeeingang bei einem Fahrzeug mit Verbrennungsmotor bei 7.000 1/min liegt, kann ein Kupplungssystem eines elektrischen Antriebsstrangs Drehzahlen bis 15.000 1/min mit steigender Tendenz erreichen. Aufgrund der geringeren Ganganzahl und der dadurch bedingten höheren Gangspreizung bei Getrieben in elektrischen Antriebssträngen, liegt die maximale Differenzdrehzahl bei Kupplungen in elektrischen Antriebssträngen deutlich höher als bei Kupplungen in verbrennungsmotorischen Fahrzeugen. Das übertragbare Kupplungsmoment variiert je nach Einbauort der Kupplung, beispielsweise erhöht sich das Moment durch die Verwendung einer Vorstufe. Die höheren Differenzdrehzahlen in Verbindung mit dem übertragbaren Kupplungsmoment führen zu höheren Verlusten und damit zu größeren thermischen Belastungen während des Schaltvorgangs. Durch die Synchronisierung der Drehzahl mittels der E-Maschine können die Schaltverluste deutlich reduziert werden [4].

3. Reduzierung der Kupplungsverluste durch Synchronisation über die E-Maschine

Die Wechselwirkungen der Kupplungen mit der E-Maschine werden zur Steigerung der Effizienz am Beispiel eines Schaltvorgangs des Mittelklassefahrzeugs mit einer Leistung von 200 kW und einer lastschaltfähigen Doppelkupplung mit einer Gangspreizung von 2 erläutert. Abbildung 3 zeigt die Kupplungsverluste einer Doppelkupplung in einem dreigängigen Getriebe für Elektrofahrzeuge während eines Schaltvorgangs. Die Synchronisation der Differenzdrehzahl erfolgt nicht ausschließlich über die Kupplung, sondern wird anteilig über die E-Maschine durchgeführt. Mit zunehmendem Anteil der Drehzahlsynchronisation mit der E-Maschine werden die Kupplungsverluste reduziert. Durch die geringere Differenzdrehzahl bei gleichbleibendem Motormoment kann dadurch die Reibleistung sowie die Energie verringert

werden. In Verbindung mit dem kleineren übertragbaren Spitzenmoment aufgrund des geringeren Trägheitsmoments durch die Drehzahlsynchronisation über die E-Maschine kann der Durchmesser oder die Anzahl an Reiblamellen reduziert und damit die Leistungsdichte des gesamten Antriebsstrangs erhöht werden. Dadurch kann beispielsweise eine nasslaufende Lamellenkupplung durch eine Einscheibentrockenkupplung ersetzt werden, wodurch aufgrund von nicht vorhandenen Schleppmomenten die Effizienz weiter gesteigert wird. Zudem können durch die kleineren Kupplungsdurchmesser sowie die geringeren Differenzdrehzahlen selbst für extreme Anforderungen aufgrund der zulässigen Reibgeschwindigkeiten beispielsweise Sinterreibbeläge durch organische Beläge ersetzt werden. Die Synchronisation mit der E-Maschine erfordert, die Zieldrehzahl in kurzer Zeit einzustellen.

Hierfür sind hohe Ströme notwendig, wodurch in der Leistungselektronik und E-Maschine erhöhte Verluste auftreten können. Hierbei ist wichtig die höheren Verluste der Leistungselektronik und E-Maschine mit den reduzierten Kupplungsverlusten abzugleichen. Nur eine hochintegrierte Betrachtung aller Subsysteme eines elektrischen Antriebsstrangs führt zu einer optimalen Lösung bezüglich der Bewertungskriterien.

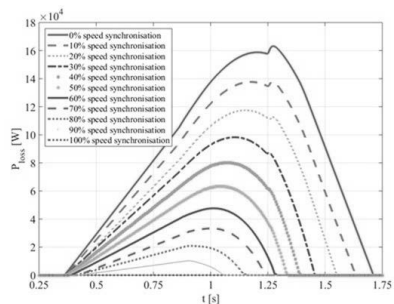


Bild 3: Kupplungsverluste während des Schaltvorgangs

4. Zusammenfassung und Ausblick

Die Autoren analysierten Funktions- und Gestaltungszusammenhänge von elektrischen Antriebssträngen und zeigten das Energieeinsparpotential für Schaltvorgänge mit hochintegrierten Kupplungssystemen. Die dargestellten Beeinflussungen der Subsysteme müssen bei der Modellierung von Prinzip und Gestalt berücksichtigt werden. Die Untersuchung einzelner Teilsysteme ohne Betrachtung der Wechselwirkungen mit anderen Teilsystemen und den daraus resultierenden Auswirkungen auf den Antriebsstrang ist nicht zielführend. Das Beispiel zeigt die Wechselwirkungen des Kupplungssystems und der elektrischen Maschine hinsichtlich der Kriterien Effizienz und Leistungsdichte. Durch die Funktionsverteilung des Kupplungssystems auf andere Teilsysteme im Antriebsstrang ist die Optimierung effektiver als die ausschließliche Optimierung eines Teilsystems [5]. Virtuelle Validierungsumgebungen helfen hierbei, die Interaktionen der Subsysteme zu berücksichtigen und den gesamten Antriebsstrang zu optimieren.

- [1] Albers, A., Reichert, U., Ott, S., & Radimersky, A. (2016). Software supported development of a Battery Electric Vehicle powertrain considering the efficiency. In 16th International VDI Congress - Drivetrain for Vehicles 2016. VDI-Berichte, 2276. Düsseldorf: VDI-Verlag.
- [2] U. Reichert, T. Epskamp, S. Ott, und A. Radimersky, „High speed electric drive with a three-speed gearbox“, CTI Mag – Automot. TM HEV EV Drives Mag., 2016.
- [3] A. Albers, K. Bause, M. Behrendt, und S. Ott, „Einsatz von Simulationswerkzeugen im Entwicklungsprozess elektrifizierter Antriebssysteme“, in FVA SIMPEP 2014 – 4. Kongress zu Einsatz und Validierung von Simulationsmethoden für die Antriebstechnik, Koblenz, 2014, Bd. II, S. 103–115.
- [4] Albers, A., Bause, K., Reichert, U., & Ott, S. (2017). Effects of driving functions' reorganization on subsystems in electric drive systems. In 17. Internationales Stuttgarter Symposium „Automobil- und Motorentechnik“.
- [5] Albers, A., Bause, K., Behrendt, M., & Puls, R. (2015). Efficient, function-integrating shifting components for EV. In 14. Internationales CTI Symposium

Variation von Nutbildern mittels generativer Verfahren zur Untersuchung von Schleppverlusten in Lamellenkupplungen

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. **A. Albers**, Dipl.-Ing. **S. Ott**,
M.Sc. **M. Basiewicz**, Dipl.-Ing. **C. Denda**, IPEK – Institut für Produkt-
entwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe;
Dr.-Ing. **J. Kriegseis**, ISTM – Institut für Strömungsmechanik am
Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe

Kurzfassung

Für die experimentellen Untersuchungen zur Ermittlung des Einflusses der Nutgeometrie auf die Schleppverluste werden in der Regel etablierte Nutbilder wie z.B. Radial- oder Waffelnuten miteinander verglichen. Allerdings wird, auch aufgrund des Zeit- und Kostenaufwandes, keine systematische Gestaltvariation der Nutgeometrie durchgeführt. Dies erschwert eine Identifikation der direkten Einflüsse der Nutgeometrie auf das Schleppmoment. In diesem Beitrag wird eine Forschungs- und Validierungsumgebung zur Ermittlung des Einflusses der Nutbildgeometrie auf die Schleppverluste vorgestellt. Die zu untersuchenden Geometrie- und Funktionsprototypen werden durch generative Fertigungsverfahren hergestellt. Durch geeignete Kombination laser-optischer Messtechniken ist die experimentelle Charakterisierung der relevanten strömungsmechanischen Vorgänge im Schmierspalt möglich, sodass die auftretenden Schleppverluste mit der zugrundeliegenden Nutgeometrie über die entsprechenden Geschwindigkeitsfelder gekoppelt werden können.

1. Einleitung

Nasslaufende Lamellenkupplungen und -bremsen sind weit verbreitete Anfahr- und Schaltelemente in Triebsträngen für Industrie- und Fahrzeuganwendungen und erzeugen im geöffneten Zustand bei anliegender Drehzahldifferenz durch hydrodynamische Reibung unerwünschte Schleppverluste. Neue Anforderungen in elektrifizierten Antriebskonzepten, wie eine erhöhtes Drehzahlniveau in Kombination mit einer höheren Gangspreizung im Vergleich zum konventionellen Antrieb, und der Bedarf zur Energieeffizienzsteigerung erfordern eine Reduzierung dieser Verluste. Zur Identifikation der Schleppverluste werden verbreitet empirische Untersuchungen durchgeführt. Jedoch Einflussfaktoren, denen in der Relevanz große Bedeutungen zugemessen werden, wie z.B. der Nutgeometrie, werden oft nicht systematisch betrachtet. Existierende analytische Modelle bilden die Schleppverluste nur unter sehr vereinfachten Randbedingungen ab und sind für eine Quantifizierung bislang ungeeignet. Die

Verwendung numerischer Modelle zur Beschreibung der strömungsmechanischen Vorgänge sowie zur Reduzierung der Schleppverluste durch Synthese optimierter Lamellenkupplungen wird durch begrenzte Rechenkapazitäten stark eingeschränkt umgesetzt. In der Literatur sind keine Methoden zur systematischen Gestaltvariation der Nutgeometrie beschrieben und eine Validierung der strömungsmechanischen Vorgänge im Schmierspalt existiert bis zum jetzigen Zeitpunkt nicht. Am IPEK wurden eine systematische Methodik und eine daraus abgeleitete Validierungsumgebung zur Ermittlung des Einflusses der Nutgeometrie auf die Leistungsverluste aufgebaut. Die dabei eingesetzten Prototypen [1] werden durch generative Fertigungsverfahren hergestellt. Durch den Einsatz von Rapid-Prototyping kann eine kosten-effiziente Analyse des Gestalteinflusses realisiert werden und zusätzlich ist durch eine geeignete Kombination laser-optischen Messtechniken die experimentelle Charakterisierung der relevanten strömungsmechanischen Vorgänge im Schmierspalt möglich.

2. Auswahl eines geeigneten generativen Fertigungsverfahrens

Zur Bestimmung eines geeigneten generativen Herstellungsverfahrens wurden das Fused Deposition Modeling (FDM), die Stereolithographie (SLA), das Selektives Lasersintern (SLS) und die Polygrafie (Polyjet) mit entsprechenden Werkstoffen miteinander verglichen. Zur Bewertung der Fertigungsgenauigkeit und Reproduzierbarkeit einer vorgegebenen Soll-Geometrie wurde ein Probekörper mit variierenden Nutgeometrien erstellt. Die Nuten des Probekörpers stellen dabei eine Kombination aus unterschiedlichen Radien (0,1 bis 0,5 mm), Nuttiefen (0,2 bis 2mm), Nutbreiten (1 bis 5 mm) und Nutwinkeln (5° bis 65°) da, siehe Bild 1.

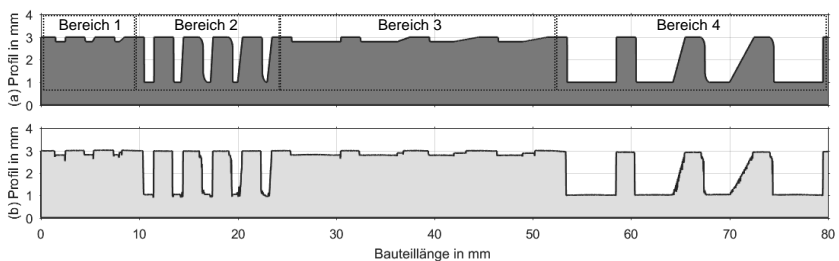


Bild 1: Exemplarische Gegenüberstellung der Profilschnitte der Soll-Geometrie (a) und eines mittels Stereolithographie gefertigten Bauteils aus SL-Tool® STONELike (b)

Das Oberflächenprofil eines hergestellten Probekörpers wird mittels der konfokalen Mikroskopie ermittelt und die geometrische Abweichung zum Soll-Profil in 4 Bereichen durch Bildung einer Differenzfläche ermittelt, siehe Bild 2.

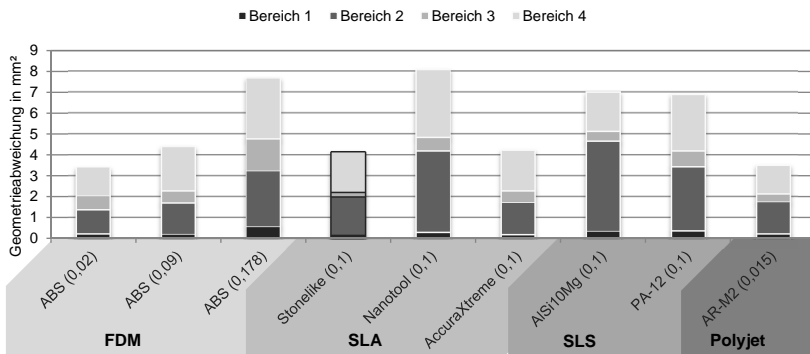
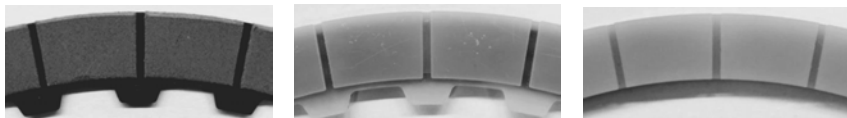


Bild 2: Bewertung und Vergleich der geometrischen Abweichung der Bauteilgeometrie bei den jeweiligen generativen Fertigungsverfahren FDM, SLA, SLS und Polyjet und Materialien. Die fertigungsbedingte vertikale Auflösung in mm wird jeweils in Klammern angegeben.

Neben der Fertigungsgenauigkeit wurden Oberflächenkennwerte im Vergleich eines organischen Papier-Reibbelages ermittelt. Ebenso wurden die chemischen und physikalischen Eigenschaften wie beispielsweise die Beständigkeit gegenüber Schmieröle und die Formbeständigkeitstemperatur sowie mechanische Eigenschaften wie die Zugfestigkeit und Bruchdehnung bei der Auswahl berücksichtigt. Nach Durchführung des Auswahlprozesses konnte die Stereolithographie (SLA) in Kombination mit dem Werkstoff SL-Tool® STONElike als geeignet identifiziert werden.

3. Validierung und Übertragbarkeit der Schleppverluste von Prototypen-Lamellen

Die Übertragbarkeit der Schleppverluste der Prototypen-Lamellen soll beispielhaft anhand einer Radialnutung in einem Betriebspunkt gezeigt werden. Zur zweistufigen Korrelation wird als Referenz eine segmentierte Papierbelags-Lamelle verwendet, siehe Bild 3.



(a) Lamelle (Papierbelag), B_RL_RN

(b) Prototyp-Lamelle, B_RP_RN

(c) Prototyp-Ring, A_RP_RN

Bild 3: Reiblamelle (a) und Prototypen-Lamellen mit Radialnutung in 2 Stufen, 1:1 Abbildung der Geometrie und Verzahnung (b), vereinfachte Ringgeometrie ohne Verzahnung (c)

Die Ermittlung der Schleppmomente wird anhand eines Schmierspalts im Kupplungsdurchströmungsmodul (KDSM-II) durchgeführt, siehe Bild 4. Die Lamelle rotiert dabei gegenüber einer feststehenden Makrolon-Scheibe und das Schmieröl wird wie bei einer innenbeöhlten Kupplung zentrisch zugeführt. In Bild 4 sind jeweils die gemittelten Schleppmomentenverläufe aus 5 Wiederholmessungen dargestellt. Die charakteristischen Größen wie linearer Anstieg, maximales Schleppmoment und Beginn des Lufteinzuges sind vergleichbar. Leichte Abweichungen in der 1. Stufe lassen sich auf unterschiedliche Benetzungseigenschaften des Kunststoffes zurückführen. Der Unterschied im Verlauf in der 2. Stufe nach Abfall des Schleppmomentes ist in der vereinfachten Ringgeometrie begründet. Die Ergebnisse zeigen, dass eine Übertragung der Schleppverluste von Papier-Lamellen auf Prototypen-Lamellen möglich ist und eine systematische Untersuchung der Nutgeometrie durchgeführt werden kann.

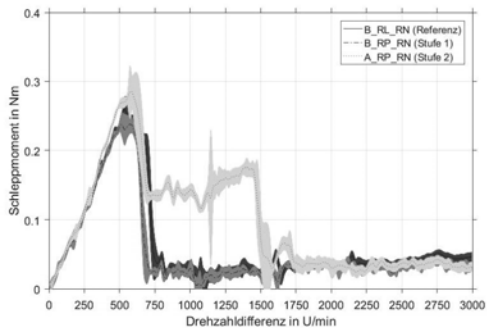
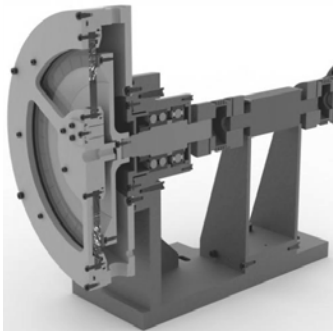


Bild 4: Validierungsumgebung KDSM-II und Vergleich Schleppmomentverlauf einer Radialnut ($s = 0,5 \text{ mm}$, $\dot{V} = 1,5 \text{ l/min}$, $T = 40^\circ\text{C}$): (a) Lamelle B_RL_RN, (b) Prototyp-Lamelle, B_RP_RN, (c) Prototyp-Ring, A_RP_RN

4. Charakterisierung der strömungsmechanischen Vorgänge

Zur Charakterisierung der strömungsmechanischen Vorgänge im Schmierspalt wird eine Machbarkeitsstudie [2] zum Einsatz laser-optischer Messtechniken durchgeführt. Bild 5 zeigt den experimentellen Aufbau zur Ermittlung der strömungsmechanischen Vorgänge anhand eines Modellversuches im Wasserbad.

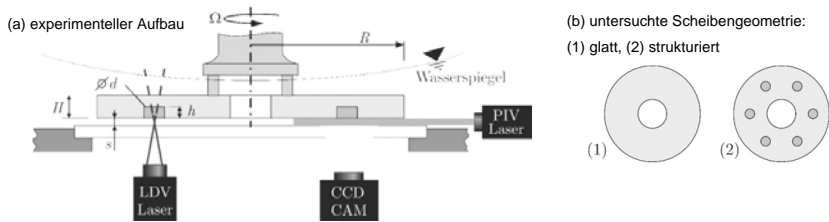


Bild 5: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus (a) und Scheiben mit zwei verschiedenen Oberflächenstrukturen (b)

In Bild 6 und Bild 7 sind exemplarische Ergebnisse der laser-optischen Untersuchung in der $r - \phi$ Ebene und $\phi - z$ Ebene dargestellt. Hierbei sind deutliche Wechselwirkungen der Strömung mit der strukturierte Oberfläche zu erkennen und wie diese sich im Schmier-spalt ausbreiten.

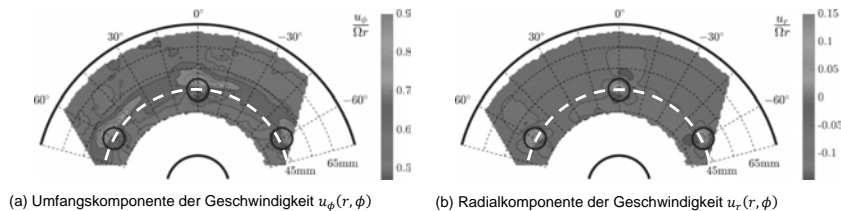


Bild 6 : PIV-Ergebnisse (Exp 2, $s = 0.7 \text{ mm}$, $\Omega = 25.45 \text{ Hz}$): Umfangskomponente $u_\phi(r, \phi)$ (a) und Radialkomponente $u_r(r, \phi)$ (b) der Strömung in der $r - \phi$ Ebene. Die strichlierte Linie ($r = 45 \text{ mm}$) kennzeichnet den Lochkreis der 6 Bohrungen (Kreise). Dieser Umfang spannt zusammen mit der Spalthöhe s die Messebene für die LDV-PS Experimente auf.

Im Verbund mit der vorgestellten systematischen Untersuchung der Nutgeometrie lässt sich schlussfolgern, dass die auftretenden Schleppverluste mit der zugrundeliegenden Nutgeometrie über die entsprechenden Geschwindigkeitsfelder gekoppelt werden können. Dies leistet einerseits einen Beitrag zur physikalischen Modellbildung und gleichzeitig die Grundlage zur Validierung numerischer Simulationen. Dies unterstützt ferner eine ziel- und funktionsgerechte Gestaltung von Nutgeometrien zur Reduzierung von Schleppverlusten in Lamellenkuppungen.

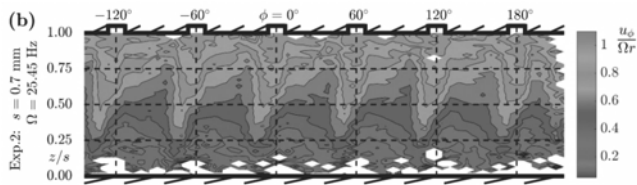


Bild 7: LDV-PS Ergebnisse mit strukturierter Scheibenoberfläche: Umfangsgeschwindigkeit $u_\phi(r, \phi)$ in der $\phi - z$ Ebene bei dem Radius $r = 45$ mm (vgl. strichlierte Linie in Bild 6). Die sechs Vertiefungen entlang des Umfangs sind ebenfalls angedeutet, um die Phasenbeziehung zum Geschwindigkeitsfeld anzudeuten.

- [1] Albers A, Denda C, Martin P, Brezger F, Holz H-C, Kriegseis J. Potenziale zur Reduzierung von schleppmomentbedingten Verlusten durch neue Validierungs- und Entwicklungsmethoden. In: Kupplungen und Kupplungs-systeme in Antrieben. VDI-Verlag, 2015, p. 123-135.
- [2] Kriegseis J, Mattern P, Dues M. Combined Planar PIV and LDV Profile-Sensor Measurements in a Rotor-Stator Disk Configuration. 18th International Symposium on the Application of Laser and Imaging Techniques to Fluid Mechanics, LISBON 2016.

2. VDI-Fachkonferenz Schwingungsreduzierung in mobilen Systemen 2017

Ermittlung des Übertragungsverhaltens von Dämpfungssystemen mit hoher Steifigkeit

Dipl.-Ing. **Jens Matitschka**, Dipl.-Ing. **Sascha Ott**,
IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für
Technologie (KIT), Karlsruhe;
Dipl.-Ing. (FH) **Patric Gehring**, Polytec GmbH, Waldbronn

Kurzfassung

Schwingungsreduzierung und Komfortsteigerung in modernen Antriebssystemen erfordert häufig den Einsatz individuell abgestimmter Dämpfungs-, Tilgungs- oder Schwingungsisolationsysteme. Am Beispielsystem Gelenkscheibe wird in diesem Beitrag auf eine Auswahl geeigneter Methoden zur experimentellen Ermittlung des Übertragungsverhaltens eingegangen. Die hohe Steifigkeit der Gelenkscheiben im Vergleich zu anderen Systemen zur Schwingungsreduzierung (z.B. Zweimassenschwungrad) sowie die hohen, untersuchten Frequenzen führen zu Wechselwirkungen mit dem Prüfstand, die bei dessen Entwicklung und Auswahl der eingesetzten Messtechnik nicht vernachlässigt werden können. Anhand exemplarischer Ergebnisse erfolgt abschließend ein Vergleich der unterschiedlichen Methoden und die Empfehlung zur Auswahl.

Abstract

Vibration reduction and comfort enhancement in modern drive systems often requires the use of individually tuned vibration damping, vibration absorption or vibration isolation systems. In this paper, a selection of suitable methods for the experimental determination of the transmission behavior is discussed for elastomeric joint disks as example system. The high stiffness of joint discs in comparison to other vibration reduction systems (e.g. two-mass flywheel) as well as the high, examined frequencies lead to interactions with the test rig, which cannot be neglected in its development and selection of the sensors used. On the basis of exemplary results, a comparison of the different methods and recommendation for their selection is made.

1. Einleitung

Kupplungen sind als wichtigstes Verbindungselement in der Antriebstechnik in nahezu jedem Antriebstrang wiederzufinden. Deren Hauptfunktion ist das form- oder kraftschlüssige Verbinden der rotierenden Triebstrangkomponenten sowie die Übertragung von Kraft, Drehmo-

ment und Drehzahl. Neben diesen zwei Grundfunktionen werden eine ganze Reihe weiterer Funktionen von verschiedenen Kupplungstypen erfüllt. Darunter zählt die Schaltfunktion, der Ausgleich von Wellenversatz sowie die Beeinflussung der Triebstrangdynamik. [1], [2] Insbesondere drehnachgiebige Kupplungen werden zur Schwingungsreduzierung eingesetzt. Hierbei kommt der Kenntnis deren Übertragungsverhaltens eine besondere Bedeutung zu, da dies maßgeblich die Triebstrangdynamik beeinflusst. Eine mögliche Anwendung ist die Schwingungsisolierung durch gezielte Verschiebung der Resonanzfrequenz eines Triebstrangs. In der Vergrößerungsfunktion eines Systems mit einem Freiheitsgrad (FHG) ist in Bild 1 a) und b) deutlich zu erkennen, dass die Resonanzfrequenz durch geeignete Wahl der Kupplungseigenschaften unterhalb des Betriebsbereichs verschoben werden kann. Bei diesem als überkritisch bezeichneten Betrieb macht sich die Resonanz lediglich beim Hochfahren des Systems aus dem Stillstand bzw. dem Herunterfahren bemerkbar. [1], [3]

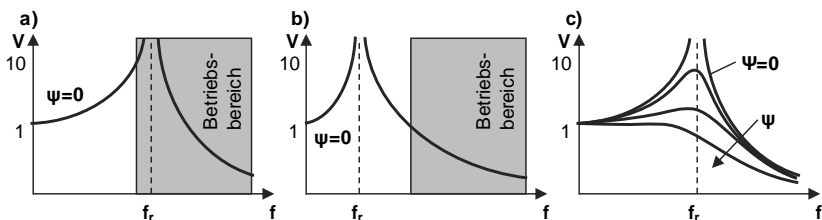


Bild 1: Vergrößerungsfunktion eines 1 FHG-Systems; a) Resonanzfrequenz im Betriebsbereich, b) Schwingungsisolierung, c) Einfluss der Dämpfung

In Bild 1 c) wird außerdem der Einfluss der Dämpfung auf die Schwingungsisolierung deutlich. Während die beste Isolierwirkung bei fehlender Dämpfung erreicht wird, weisen reale Systeme stets Dämpfung auf. Abhängig von der vorhandenen Dämpfung ergeben sich sichtbare große Unterschiede in den resultierenden Schwingungsamplituden im Betriebsbereich. Der Ermittlung genauer Dämpfungskennwerte kommt folglich eine hohe Bedeutung zu. [3], [4] Mit steigender Komplexität moderner Antriebssysteme und gleichzeitig erhöhten Anforderungen an Schwingungsreduzierung und Komfort wird deren Schwingungsverhalten vielfach durch komplexere Modelle abgebildet. Insbesondere durch die Untersuchung bis hin zu hohen Frequenzen ist oftmals der Einfluss von Dämpfungskräften nicht vernachlässigbar und muss durch geeignete Dämpfungsansätze sowie durch Ermittlung genauer Dämpfungskennwerte berücksichtigt werden. [4]

In diesem Beitrag soll am Leitbeispiel von Gelenkscheiben in einem Fahrzeugantriebstrang die Ermittlung deren torsionalen Übertragungsverhaltens sowie die Entwicklung der dafür

erforderlichen Prüfstandskonfiguration vorgestellt werden. Gelenkscheiben werden im Automobil-, Anlagen- und allgemeinen Maschinenbau zur Reduzierung komfortrelevanter Schwingungen und von Drehmomentspitzen bis hin zu hohen Frequenzen eingesetzt. Außerdem besitzen diese elastischen Kupplungen ausgleichende Eigenschaften für axialen, angularen oder radialen Versatz [5]. Im Fahrzeugantriebsstrang bei Heck- oder Allradantrieb dienen Gelenkscheiben insbesondere zur Isolation von Drehschwingungen an der Gelenkwelle [6]. Die Drehsteifigkeit von Gelenkscheiben ist dabei deutlich höher im Vergleich zu anderen im Fahrzeugantriebsstrang vorhandenen Systemen zur Schwingungsreduzierung, wie dem Zweimassenschwungrad (ZMS) oder einem Torsionsdämpfer in der Kupplungsscheibe. Die hohe Steifigkeit führt zu nicht vernachlässigbaren dynamischen Wechselwirkungen mit dem Prüfstand, welche bereits bei dessen Entwicklung und der geplanten Ermittlung des Übertragungsverhaltens berücksichtigt werden müssen. Außerdem weisen Gelenkscheiben ein für Elastomere typisches, nichtlineares Verhalten auf, welches Einfluss auf die Methodenauswahl zur Ermittlung der dynamischen Eigenschaften hat.

2. Vorgehensweise bei der Ermittlung des Übertragungsverhaltens

Aus der Vielzahl an Methoden zur Ermittlung dynamischer Eigenschaften von Drehschwingungssystemen werden in diesem Beitrag drei Methoden näher betrachtet und miteinander verglichen. Dazu zählen die *Auswertung der Hysteresekurve*, die *Parameteroptimierung rheologischer Modelle* sowie die *Auswertung der Ortskurve mit Hilfe des Circle-Fit-Verfahrens*.

Auswertung der Hysteresekurve

Bei der ersten Methode wird die Kupplung mit einer harmonischen Drehschwingung belastet und das messtechnisch erfasste Kupplungsmoment über dem Verdrehwinkel φ aufgetragen, siehe Bild 2 links. Die dynamische Federsteifigkeit wird aus der Geradensteigung zwischen

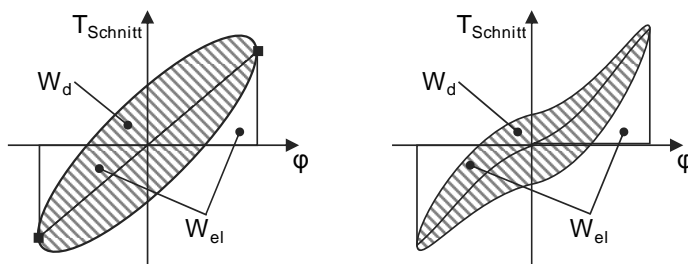


Bild 2: Auswertung der Hysteresekurve für viskose Dämpfung (links) und für Elastomer-Gelenkscheiben typische nichtlineare Federkennlinie (rechts)

den Endpunkten der mittleren Federkennlinie ermittelt (*Endpunktlinearisierung*) und die relative Dämpfung $\Psi = W_d / W_{el}$ wird mittels der Flächeninhalte der elastischen Verformungsarbeit W_{el} und der Verlustarbeit W_d numerisch bestimmt [4], [7]. Eine wichtige Voraussetzung für die Auswertung der Hysteresekurve ist jedoch die Verwendung des *Schnittmoments*, da die Untersuchung ansonsten lediglich auf niedrige Frequenzen beschränkt ist [8–10]. Gemäß Formel (1) wird das Schnittmoment berechnet, indem von dem gemessenen Drehmoment T_{Mess} das Beschleunigungsmoment der bewegten Masse zwischen Drehmoment-Messstelle und der für die Feder-Dämpfer-Wirkung relevanten Geometrie abgezogen wird. Für eine hohe Genauigkeit der Schnittmoment-Bestimmung ist folglich nicht nur die Drehmoment-Erfassung verantwortlich, sondern auch die exakte Kenntnis des am Prüfstand vorhandenen Massenträgheitsmoments $J_{Adaption}$ (aus detaillierten CAD-Modellen und Vorversuchen) sowie die Erfassung der dort auftretenden Drehbeschleunigung.

$$T_{Schnitt} = T_{Mess} - J_{Adaption} \cdot \ddot{\varphi}_{Adaption} \quad (1)$$

In [9] wird im Detail auf den methodischen Ansatz zu Verifizierung des Schnittmoments sowie die Auswirkungen von Abweichungen des Massenträgheitsmoments eingegangen. Daraus wird ersichtlich, dass nicht nur eine sehr exakte Bestimmung von $J_{Adaption}$ notwendig ist, sondern auch die hochgenaue Ermittlung der *Totzeit* zwischen den Messsystemen.

Die Auswertung der Hysteresekurve kann mit Hilfe eines geeigneten Linearisierungsverfahrens auch auf nichtlineare Systeme, wie z.B. Gelenkscheiben, angewandt werden. Während Bild 2 links die für viskose Dämpfung typische elliptische Hysteresekurve darstellt, ist in Bild 2 rechts eine nichtlineare Hysteresekurve sichtbar.

Ziel bei der Linearisierung ist es, ein äquivalentes Ersatzsystem zu erhalten, das die gleiche Eigenfrequenz und Dämpfung wie das nichtlineare System aufweist. Im Gegensatz zu der oben beschriebenen *Endpunktlinearisierung* eignet sich hierfür das *Verfahren der harmonischen Balance*, bei dem mittels Fourierreihenentwicklung die äquivalente Drehwinkel-Amplitude bei der Anregungsfrequenz bestimmt und eine Ersatzellipse mit gleichem Flächeninhalt, wie der nichtlinearen Hysteresekurve, erstellt wird, siehe im Detail in [7], [11].

Parameteroptimierung rheologischer Modelle

Durch Parallel- und Reihenschaltung der rheologischen Grundelemente Elastizität, Viskosität und Plastizität lassen sich sehr komplexe, auch nichtlineare, Materialeigenschaften abbilden, siehe Bild 3. Die so erstellten Modelle beschreiben die mathematische Beziehung zwischen Schnittmoment und dem daraus resultierenden Verdrehwinkel.

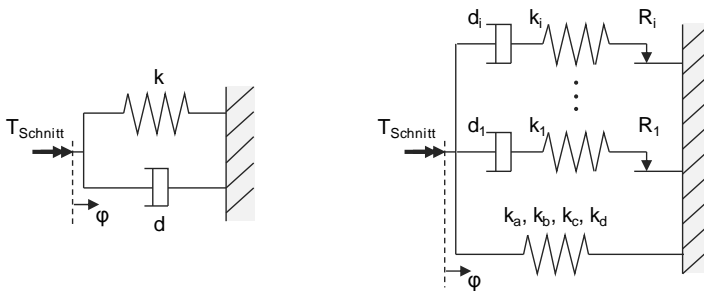


Bild 3: Rheologische Modelle am Beispiel Kelvin-Voigt-Ansatz (links) und erweiterter Maxwell-Ansatzes [12] mit zusätzlicher kubischer Federsteifigkeit (rechts)

Insbesondere bei Modellen mit hoher Parameteranzahl ist es zweckmäßig Optimierungsverfahren einzusetzen. Der optimale Parametervektor wird hierbei durch iterative Anpassung der Parameter gefunden, indem die Zielfunktion (2) minimiert wird, in der die quadrierte Abweichung des gemessenen zum modellierten Schnittmoments aller n Messpunkte aufsummiert wird. Zur Effizienzsteigerung und zum zuverlässigen Auffinden des globalen Minimums wird hierbei ein hybrider Optimierungsalgorithmus eingesetzt, bei dem abwechselnd der *Simulated Annealing* Algorithmus und der *Patternsearch*-Algorithmus verwendet wird. [13]

$$f_{\text{Ziel}} = \sum_{i=1}^n (T_{\text{Schnitt,Mess}} - T_{\text{Schnitt,Modell}})^2 \quad (2)$$

Auswertung der Ortskurve mit Hilfe des Circle-Fit-Verfahrens

Bei der dritten Methode macht man sich zunutze, dass bei einem linearen System mit viskoser Dämpfung der Frequenzgang der Nachgiebigkeitsgeschwindigkeit $Y(\omega)$ in der Nähe der Resonanzfrequenz einen Kreis im Nyquist-Diagramm beschreibt, siehe Bild 4. Auf Basis der Winkeländerung θ zwischen äquidistanten Frequenzschritten kann zum einen die Resonanzfrequenz und zum anderen die Dämpfung ermittelt werden. Die mathematischen Zusammenhänge sind ausführlich in [14] beschrieben. [14], [15]

Das Circle-Fit-Verfahren ist jedoch für die Ermittlung des Übertragungsverhaltens von nicht-linearen Systemen nur bedingt einsetzbar. Zudem sind die Untersuchungen auf den Resonanzbereich beschränkt und erfordern dort eine sehr hohe Anzahl an Messungen konstanter Anregungsfrequenz, um eine ausreichende Anzahl an Messpunkten zum Circle-Fit zu erhalten. [14] Daher eignet sich das Circle-Fit-Verfahren bei der Untersuchung von Dämpfungs-

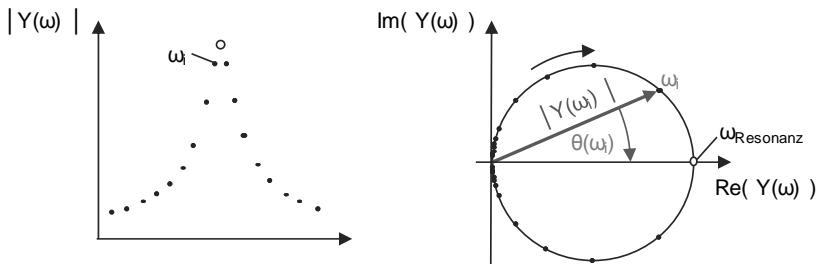


Bild 4: Frequenzgang der Nachgiebigkeitsgeschwindigkeit $Y(\omega)$ (links) und Circle-Fit-Verfahren im Nyquist-Diagramm (rechts) (angelehnt an [14])

systemen mit hoher Steifigkeit insbesondere zum Abgleich mit dem mittels anderer Methoden ermittelten Übertragungsverhaltens in der Nähe der Resonanzfrequenz.

3. Entwicklung der geeigneten Validierungsumgebung

Am IPEK – Institut für Produktentwicklung wurde der IPEK Powerpack Prüfstand entwickelt, der mit zwei hochdynamischen, permanentmagneterregten Synchronmaschinen (PSM) sowie einer performanten Leistungselektronik und Echtzeitumgebung ausgestattet ist, siehe Bild 5. Die individuelle Anpassung der Prüfstandskonfiguration ermöglicht eine Vielzahl rotationsdynamischer Untersuchungen, welche von der Ermittlung dynamischer Kennwerte bis hin zu gemischt virtuell-physischen Versuchen reichen, bei denen mit Hilfe des ADwin Pro II Echtzeitsystems physisch vorhandene Komponenten mit virtuell abgebildeten Systemen wechselwirken. [10], [16], [17]

Die Konfiguration des Prüfstands wurde für die Ermittlung des Übertragungsverhaltens von Gelenkscheiben bei Frequenzen bis zu 300 Hz optimiert. Wie in Bild 6 dargestellt, befindet sich auf der Eingangsseite ein Drehmoment-Messflansch im Kraftfluss zwischen Antriebsmotor und Ge-

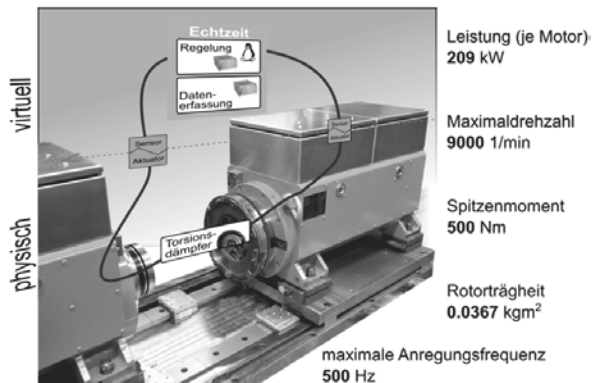


Bild 5: IPEK Powerpack Prüfstand [10]

lenkscheibe. Die daran anschließende Adaption auf Eingangs- und Ausgangsseite der Gelenkscheibe wurde hinsichtlich hoher Steifigkeit und niedriger Massenträgheitsmomente optimiert. Diese hohe Steifigkeit ist insbesondere für die genaue Schnittmoment-Bestimmung erforderlich, so dass die Geometrie zwischen Drehmoment-Messstelle und Gelenkscheibe für den untersuchten Frequenzbereich als starrer Körper modelliert werden kann. Die Drehzahl- und Drehwinkelerfassung erfolgt mittels Laserinterferometrie auf der Umfangsfläche dieser Adapter. Auf der Ausgangsseite dient eine Schwungscheibe mit vergleichsweise hohem Massenträgheitsmoment zur Beruhigung der mittleren Drehzahl. Der Antriebsmotor übernimmt bei dieser Konfiguration die dynamische Drehmomentanregung, während der Abtriebsmotor zur Regelung der mittleren Drehzahl eingesetzt wird. [10], [17]

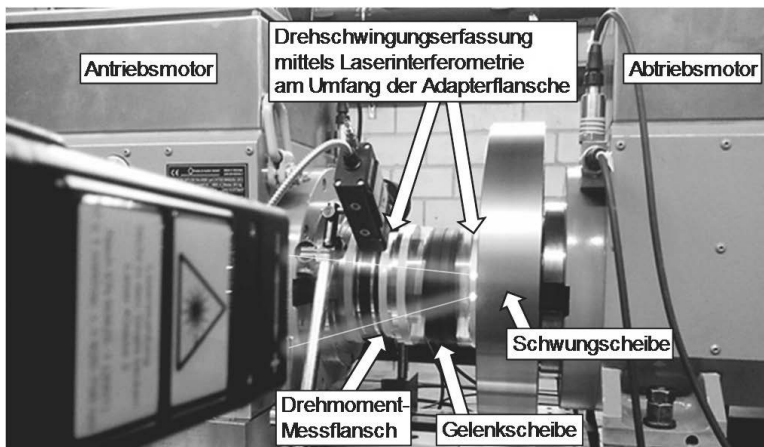


Bild 6: Konfiguration des IPEK Powerpack Prüfstands zur Untersuchung von Gelenkscheiben (angelehnt an [10], [17])

4. Hochdynamische Drehwinkelerfassung mittels Laser-Rotationsvibrometer

Die dynamische Drehwinkelerfassung zur hochfrequenten Untersuchung von Gelenkscheiben stellt hohe Anforderungen an die auszuwählende Messtechnik. Das Messsystem muss eine Winkelauflösung $\ll 0,1^\circ$ aufweisen, zur Erfassung hoher Frequenzen geeignet sein und die Anordnung der Messstellen sehr nahe an der Ein- und Ausgangsseite der Gelenkscheibe ermöglichen. Diese Anforderungen werden durch zwei RLV-5500 Rotationsvibrometer der Firma Polytec GmbH erfüllt, welche kurzfristig zur Verfügung gestellt werden konnten. Basierend auf Laserinterferometrie erlauben Rotationsvibrometer die berührungslose Erfassung

der Winkelgeschwindigkeit unter der Voraussetzung des optischen Zugangs zu den Messstellen.

Vom Messkopf des Rotationsvibrometers werden zwei parallele Laserstrahlen emittiert, welche von der rotierenden Oberfläche (hier Adapterflansche) zurückgestreut werden. Jeder zurückgestreute Laserstrahl ist in seiner Frequenz - abhängig vom Geschwindigkeitsvektor der Oberfläche in Richtung des Laserstrahls - mit der Doppler-Frequenz verschoben. Diese Verschiebung ist proportional zur Geschwindigkeitskomponente in Richtung des Laserstrahls. Durch eine einfache geometrische Abhängigkeit ergibt sich durch Differenz der beiden Geschwindigkeiten die reine Rotationskomponente des bewegten Körpers. Ausgegeben wird das Signal in Winkelgeschwindigkeitsänderung $\Delta\omega$ und Winkeländerung $\Delta\phi$. Dem Anwender stehen vielfältige Einstellmöglichkeiten der systeminternen Signalverarbeitung zur Verfügung, um den Messbereich oder Filter auf die individuelle Messaufgabe anzupassen. [18], [19]



Bild 7: Polytec RLV-5500 Rotationsvibrometer [Polytec GmbH, Waldbronn]

Zur Ermittlung des torsionalen Übertragungsverhaltens von Drehschwingungssystemen mit Hilfe des Circle-Fit-Verfahrens kann die vom Rotationsvibrometer erfasste Winkelgeschwindigkeit direkt verwendet werden. Im Gegensatz dazu sind bei der Auswertung der Hysteresekurve oder der Parameteroptimierung rheologischer Modelle die beiden physikalischen Größen Drehwinkel und Drehbeschleunigung erforderlich. Der Verdrehwinkel, also die Deformation der Gelenkscheibe, wird durch Integration der jeweiligen Winkelgeschwindigkeit berechnet. Die für die Schnittmoment-Berechnung erforderliche Drehbeschleunigung des Adapters zwischen Drehmoment-Messflansch und Gelenkscheibe ist durch Differenzierung der Winkelgeschwindigkeit nach der Zeit möglich. Ein deutlicher Vorteil der Rotationsvibrometer gegenüber häufig eingesetzten Inkrementalgebern ist die sehr flexible Positionierung an unterschiedlichen Stellen des Prüfstands ohne dabei die Schwingungseigenschaften bei-

spielsweise durch die Nachgiebigkeit und Massenträgheit zusätzlicher Adapter zu beeinflussen. Aufgrund ihres Messprinzips eignen sich Rotationsvibrometer insbesondere zur Erfassung der dynamischen Anteile von Drehschwingungen, stoßen jedoch bei niedrigen Frequenzen oder sehr großen Winkelamplituden an ihre Anwendungsgrenzen. Für diese vergleichsweise einfache Messaufgabe sind allerdings die vorhandenen, hochauflösenden Inkrementalgeber der Synchronmaschinen des IPEK Powerpack Prüfstands gut einsetzbar. [10], [17]

5. Exemplarische Ergebnisse und Vergleich der Methoden

Vor Durchführung der experimentellen Untersuchungen wird eine simulative Verifikation der eingesetzten Methoden durchgeführt, indem das Prüfstands- und Dämpfungssystemverhalten durch ein lineares Drehschwingungsmodell abgebildet wird. Somit wird ein Vergleich der eingestellten und ermittelten dynamischen Eigenschaften möglich. Die Auswertung der Ortskurve mit Hilfe des Circle-Fit-Verfahrens wurde bereits an einem anderen Prüfstand erfolgreich angewandt, während für den hier vorgestellten IPEK Powerpack-Prüfstand entsprechende Versuche noch ausstehen. Im Folgenden werden die Ergebnisse der beiden anderen Methoden präsentiert und miteinander verglichen.

Ein exemplarisches Ergebnis für die Methode *Auswertung der Hysteresekurve* ist in Bild 8 dargestellt. Die Hysterese weist ein für Elastomerbauteile typisches nichtlineares Verhalten auf. Die Linearisierung dieser Hysteresekurve durch das Verfahren der harmonischen Balance ist deutlich zu erkennen, wodurch verglichen mit der Endpunktlinearisierung eine genauere Angabe der äquivalenten, dynamischen Federsteifigkeit möglich ist. Das Verfahren kann somit zur Kennwertermittlung von niedrigen bis zu hohen Frequenzen eingesetzt werden und benötigt aufgrund der zugrundeliegenden mathematischen Zusammenhänge nur eine geringe Rechenzeit. Bei stark nichtlinearen Dämpfungssystemen stellt der Informationsverlust durch die Linearisierung jedoch einen Nachteil dar, so dass dort detailliertere Ansätze erforderlich sind, wie beispielsweise das Aufstellen rheologischer Modelle und deren Parametrierung.

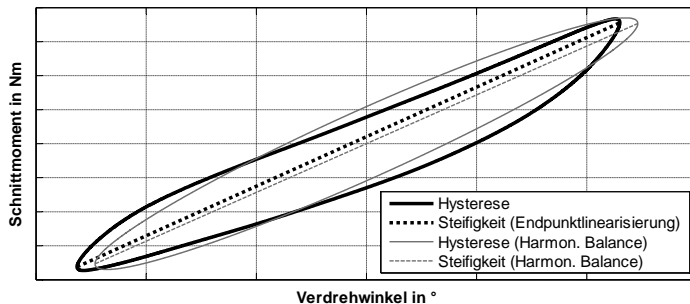


Bild 8: Exemplarisches Ergebnis für Auswertung der Hysteresekurve (niedrige Frequenz)

Die *Parameteroptimierung rheologischer Modelle* wird exemplarisch für das Kelvin-Voigt- und das erweiterte Maxwell-Modell vorgestellt und dabei die Optimierungsergebnisse bei niedrigen und hohen Frequenzen verglichen. Zur Bewertung der Ergebnisse wird das Gütekriterium (3) eingeführt. Darin wird die Abweichung ε zwischen Mess- und Modellgröße auf die mittlere absolute Messgröße bezogen, so dass Ausreißer geringen Einfluss haben. Ein niedriger GK-Wert weist dabei auf die gute Übereinstimmung zwischen Messung und Modell hin. [20]

$$\text{GK} = \text{arithm. Mittelwert} \left(\frac{|\varepsilon|}{\text{arithm. Mittelwert}(|\text{Messgröße}|)} \right) \quad (3)$$

Bei niedrigen Frequenzen wird das nichtlineare Verhalten von Gelenkscheiben durch das erweiterte Maxwell-Modell sehr gut abgebildet, siehe Bild 9 rechts. Im Vergleich zum Kelvin-Voigt-Modell in Bild 9 links wird damit ein ca. achtfach niedrigerer GK-Wert erreicht. Um diese hohe Güte zu erzielen, ist jedoch eine auf das untersuchte Dämpfungssystem angepasste Modellbildung erforderlich, also der geeigneten Anordnung rheologischer Grundelemente.

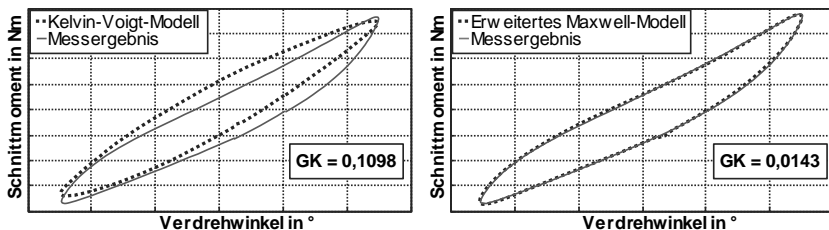


Bild 9: Exemplarisches Ergebnis für Parameteroptimierung auf Basis rheologischer Modelle (niedrige Frequenz)

Bei hohen Frequenzen nähert sich die Hystereseseform einer Ellipse an, so dass das Kelvin-Voigt-Modell in Bild 10 links eine sehr gute Übereinstimmung mit der Messung zeigt. Der GK-Wert des erweiterten Maxwell-Modells in Bild 10 rechts ist ca. neunfach höher. Aufgrund der deutlich höheren Rechenzeit zur Optimierung des erweiterten Maxwell-Modells (höhere Parameteranzahl) ist bei hohen Frequenzen folglich das Kelvin-Voigt-Modell zu bevorzugen.

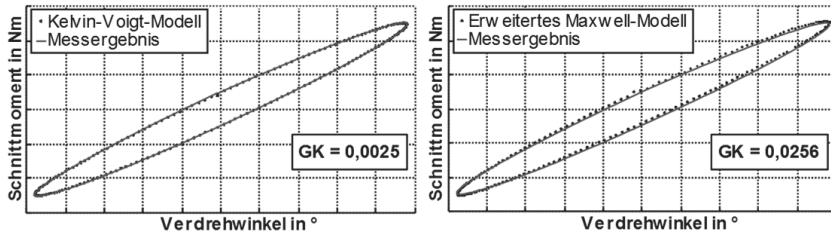


Bild 10: Exemplarisches Ergebnis für Parameteroptimierung auf Basis rheologischer Modelle (hohe Frequenz)

6. Zusammenfassung und Ausblick

Auf Basis der vorgestellten Methoden ist mit Hilfe der vorgestellten Konfiguration des IPEK Powerpack Prüfstands die Ermittlung des torsionalen Übertragungsverhaltens von Gelenkscheiben möglich. Dabei kann deren nichtlineares Verhalten über einen weiten Frequenzbereich abgebildet werden. Ein direkter Vergleich der Methoden zeigt Vor- und Nachteile auf, die sich insbesondere auf den Aufwand bei der Modellbildung (rheologische Modelle), die vorhandene Linearisierung (harmonische Balance) und die jeweils erforderliche Rechenzeit beziehen. Die Bewertung der experimentellen Ergebnisse unter Einsatz zweier Rotationsvibrometer der Firma Polytec GmbH ermöglichen schließlich die Auswahl der geeigneten Methode.

Gegenstand aktueller Forschung ist die Erweiterung der Untersuchungen auf Frequenzen bis 1000 Hz mit Hilfe eines neuen Prüfstands. Ziel ist es hierbei das hochfrequente Dämpfungsverhalten von Gelenkscheiben zu ermitteln, welches beispielsweise zur Schwingungsreduzierung von Verzahnungsanregungen im Antriebsstrang genutzt wird.

7. Literaturverzeichnis

- [1] Steinhilper, W.; Sauer, B.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2, Springer-Lehrbuch. Berlin, Heidelberg: Springer, 2012
- [2] VDI 2240 Wellenkupplungen - Systematische Einteilung nach ihren Eigenschaften, 1971
- [3] VDI 2062-1 Schwingungsisolierung - Begriffe und Methoden, 2011
- [4] Dresig, H.; Holzweissig, F.: Maschinendynamik. Heidelberg: Springer, 2012
- [5] Fadenarmierte Gelenkscheiben - Süddeutsche Gelenkscheibenfabrik. URL <http://www.sgf.de/de/sgf-sueddeutsche-gelenkscheibenfabrik/produkte/fadenarmierte-gelenkscheiben.html>. - abgerufen am 2017-01-17
- [6] Vibracoustic baut Entkopplungsscheibe für eine der stärksten Limousinen der Welt | Vibracoustic. URL <https://www.vibracoustic.com/de/media/pressemeldungen/2016/vibracoustic-baut-entkopplungsscheibe-fur-eine-der-starksten-limousinen>. - abgerufen am 2017-01-17
- [7] Spitz, M.: Modellbasierte Lebensdauerprognose für dynamisch beanspruchte Elastomerbauteile, Universität Duisburg-Essen Diss. 2012
- [8] Albers, A.; Boog, S.; Koch, C.; Müller, O.; Ott, S.: Optical analysis and measurement-based determination of spring behavior in clutch disc damper systems during dynamic operation. In: Getriebe in Nutzfahrzeugen, VDI-Berichte. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2015
- [9] Albers, A.; Boog, S.; Koch, C.; Stoll, C.: Identifikation des Federschnittmoments in Dämpfersystemen während verbrennungsmotorischer Anregung am hochdynamischen Komponentenprüfstand. In: Schwingungen in Antrieben 2015, VDI-Berichte 2262. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2015
- [10] Matitschka, J.; Berger, J.; Ott, S.: Anforderungen an den mechanischen Aufbau und die Messtechnik beim Test von Antriebskomponenten in einer Echtzeitumgebung. In: Schwingungen in Antrieben 2015, VDI-Berichte 2262. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2015
- [11] Käsler, R.: Standardisiertes Prüfverfahren zur Kennwertermittlung und Dimensionierung von Elastomerelementen in nachgiebigen Verbindungen. Universität Duisburg Diss. 1997
- [12] Kümmlee, H.: Ein Verfahren zur Vorhersage des nichtlinearen Steifigkeits- und Dämpfungsverhaltens sowie der Erwärmung drehelastischer Gummikupplungen bei stationärem Betrieb. Technische Universität Berlin Diss. 1986
- [13] Dolan, E.; Lewis, R.; Torczon, V.: On the Local Convergence of Pattern Search. In: SIAM Journal on Optimization Bd. 14 (2003) 2 S. 567–583

- [14] Maia, N. M. M.; Silva, J. M. M.: Theoretical and Experimental Modal Analysis. New York: John Wiley & Sons Inc., 1997
- [15] Ewins, D. J.: Modal testing: theory, practice, and application, Mechanical engineering research studies. England; Philadelphia, PA : Research Studies Press, 2000
- [16] Albers, A.; Boog, S.; Stier, C.: Drehungleichförmigkeitsanregung: Effizienzsteigerung verbrennungsmotorischer Antriebe durch innovative Ansätze zur Schwingungsberuhigung. Frankfurt am Main: FVV, 2013
- [17] Albers, A.; Boog, S.; Berger, J.; Matitschka, J.; Basiewicz, M.: Modellbildung von Kopelsystemen in der dynamischen Validierung von Antriebssystemkomponenten. In: SIMVEC – Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung, VDI-Berichte. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2016
- [18] Rotational Laser Vibrometer RLV-5500, Handbuch, Polytec GmbH, Waldbronn 2007
- [19] Meng, Z.; Liu, B.: Research on the laser doppler torque sensor. In: Journal of Physics: Conference Series 48, IOP Publishing, 2006, S. 202-206
- [20] Schwarz, A.: Integration von Messdaten in die Simulation zur multikriteriellen, zeiteffizienten, versuchsbasierten Optimierung technischer Systeme. Karlsruher Institut für Technologie (KIT) Diss. 2013

Geräuschreduktion bei Fahrzeuggetrieben durch Losteilverspannung mithilfe von Synchronisierungen

Dipl.-Ing. **Benjamin Heumesser**, Yvonne Gretzinger M.Sc.,
Prof. Dr.-Ing. **Bernd Bertsche**,
Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart

Kurzfassung

Losteilgeräusche sind aufgrund ihrer unangenehmen Charakteristik und dem Umstand, dass sie nur in wenigen Betriebspunkten auftauchen ein Komfortproblem im PKW. Bisherige Abhilfemaßnahmen sind meist entweder zu teuer oder werden aufgrund negativer Auswirkungen auf den Wirkungsgrad nicht umgesetzt. In der vorliegenden Arbeit wird ein alternativer Ansatz vorgestellt, um Losteile gezielt mithilfe der vorhandenen Synchronisierung zu verspannen und zu beruhigen. Die Wirksamkeit dieses Ansatzes wird in der Arbeit experimentell nachgewiesen. Abschließend werden Einsatzmöglichkeiten und weiterführende Anwendungen diskutiert.

1. Losteilgeräusche

Neben den Antriebs-, Reifenabroll- und Windgeräuschen ist das Getriebe eine bedeutsame Geräuschquelle im Fahrzeug [1]. Getriebegeräusche werden unterschieden in Heul- und Pfeifgeräusche, welche durch Schwingungen belasteter Zahnräder entstehen, Lastwechselanschlaggeräusche, die bei beginnender oder endender Verspannung von spielbehafteten Bauteilen entstehen, Schaltgeräusche bei mangelnder Funktion der Synchronisierung, Lagergeräusche durch defekte Lager und sogenannte Losteilgeräusche [2]. Zu Losteilgeräuschen kommt es, wenn unbelastete, spielbehaftete Bauteile im Getriebe zu Schwingungen angeregt werden und an ihren Spielgrenzen anschlagen. Zu den Losteilen zählen neben den Losrädern auch Synchronringe und Schaltmuffen von nicht geschalteten Gängen. Da die Losteile durch das Anschlagen in ihren jeweiligen Eigenfrequenzen schwingen, handelt es sich beim Losteilgeräusch im Gegensatz zum Heulen und Pfeifen um ein breitbandiges Geräusch. Losteilgeräusche werden aufgrund ihrer lästigen Charakteristik und aufgrund der Tatsache, dass sie nur in bestimmten Betriebsbereichen auftauchen, als sehr störend empfunden. Sie stellen damit ein ernstes Komfortproblem dar. Je nach Last- und Betriebszustand werden Losteilgeräusche als Klappern oder Rasseln bezeichnet. Von Klappern wird im Leerlauf gesprochen, von Zug- oder Schubrasseln dagegen bei eingelegtem Gang.

2. Schwingungsanregung

Die wichtigste Erregerquelle von Torsionsschwingungen in Antriebssträngen ist der Verbrennungsmotor. Anders als beispielsweise bei Gasturbinen wird die Energie beim Otto- oder Dieselmotor nicht von einem kontinuierlichen Verbrennungsvorgang erzeugt, sondern diskontinuierlich durch Einzelzündungen. Die so entstehenden pulsierenden Gaskräfte werden auf die Kurbelwelle übertragen und bewirken dort ein ebenfalls pulsierendes Moment. Auch der Kurbeltrieb führt aufgrund von ungleichmäßig beschleunigten und unausgeglichene Massen zu Drehschwingungen der Kurbelwelle. Beide Effekte, die Drehschwingungsanregung aufgrund von Gas- und Massekräften, überlagern sich. Bei niedrigeren Drehzahlen überwiegt der Einfluss der Gaskräfte, bei hohen Drehzahlen dominieren jedoch die Massenkkräfte die Drehschwingung [3]. Maßnahmen um den Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors zu steigern, wie beispielsweise das Downsizing oder das Downspeeding, führen zu einer erheblichen Zunahme der Drehungleichförmigkeit [4].

Neben der Anregung über die Getriebeeingangswelle kommt es auch zu Schwingungsanregungen über die Abtriebsseite. Beispielsweise führen Gelenkwellen mit Kardangelenken am Getriebeausgang aufgrund ihrer Kinematik zu einer Schwingungsanregung 2. Ordnung. Die Amplitude der Schwingung ist abhängig vom Beugewinkel der Gelenke. Die Schwingungen der beiden Kardangelenke einer Gelenkwelle überlagern sich in jedem Betriebspunkt. Normalerweise ist es dadurch möglich, ein Teil der Schwingung zu kompensieren. Vor allem bei falsch montierten Gelenkwellen addieren sich jedoch die Amplituden der Drehungleichförmigkeiten. Wie von Tasche [5] in einer Mehrkörpersimulation nachgewiesen wurde, kommt es jedoch selbst bei korrekt montierten Kardangelenkwellen zur Schwingungsanregung, da sich die Schwingungen durch die Trägheit der Gelenke sowie der Zwischenwelle, vor allem bei höheren Drehzahlen, nicht komplett kompensieren.

Nebenabtriebe können ebenfalls zu Torsionsschwingungen im Antriebsstrang führen. Bühl beschreibt in [6] Klapperphänomene bei Nutzfahrzeug-Getrieben mit kupplungsabhängigem Nebenabtrieb (PTO, Power Take Off). Durch das Moment am PTO wird die Kupplung belastet und in ihrem steifen Hauptdämpfer betrieben. So werden Torsionsschwingungen des Motors nicht mehr gedämpft, sondern in das Getriebe eingeleitet. Die Folge sind deutliche Klappergeräusche im Getriebe.

Zuletzt kann die Ursache für Drehschwingungen im Antriebsstrang auch an einer unebenen Fahrbahn liegen. Gipser [7] untersuchte die Reaktionskräfte auf ein Rad beim Überfahren von unterschiedlichen Fahrbahnen. Aus seinen Ergebnissen folgen deutliche deutliche Drehschwingungen am Rad abschätzen. Die Seitenwellen leiten diese Schwingungen in das Getriebe ein und regen es damit von der Abtriebsseite her zu Losteilschwingungen an.

3. Bekannte Maßnahmen zum Minimieren von Losteilgeräuschen

In der Literatur und in entsprechenden Patentmeldungen ist eine Vielzahl von Maßnahmen gegen Losteilgeräusche bekannt. Aufgrund verschiedenster Nachteile haben aber nur sehr wenige der Maßnahmen den Weg in die Serie gefunden. Hierzu zählen vor allem das Zweimassenschwungrad (ZMS) oder das Fliehkraftpendel. Das ZMS in [8] als Weiterentwicklung der direkt in die Kupplungsscheibe integrierten Feder-Dämpfer-Systeme senkt die Eigenfrequenz des Antriebsstranges unter die Leerlauf Frequenz des Motors. Es wirkt als Tiefpassfilter gegen die motorseitigen Anregungen. Aktuelle Entwicklungen bei Verbrennungsmotoren, vor allem das „Downsizing“ und das „Downspeeding“, führen allerdings dazu, dass das ZMS an die Grenzen seiner Leistungsfähigkeit stößt [9]. Selbst wenn das Potential des ZMS beispielsweise durch ein FKP weiter gesteigert werden kann, bleiben doch einige zentrale Nachteile. Aufgrund der Position des ZMS ist es nur gegen Schwingungsanregungen deren Ursprung im Verbrennungsmotor liegen geeignet. Gegen Anregungen beispielsweise durch Fahrbahnunebenheiten ist es wirkungslos. Nachteile ergeben sich auch aus den Kosten und dem Bauraum. Da das ZMS zwischen Motor und Getriebe platziert wird, ist in erster Linie bei Fahrzeugen mit Front-Quer-Antrieb die benötigte Baulänge kritisch. Die hohe rotatorische Trägheit des ZMS ist vor allem bei sehr sportlichen oder schwach motorisierten Fahrzeugen unerwünscht. Zuletzt ist die Verlustleistung durch das ZMS, die auch in rasselunkritischen Betriebsbereichen entstehen, als Nachteil zu nennen.

Andere Maßnahmen gegen das Klappern und Rasseln zielen darauf ab, die Schleppmomente an den Losteilen zu erhöhen, um somit deren freie Schwingungen zu verhindern. Beispielsweise durch Reibscheiben in [10] oder durch Wirbelstrombremsen in [2]. Der Vorteil dieser Maßnahmen ist, dass sie am Entstehungsort der Losteilgeräusche wirken. Somit sind sie für alle Schwingungsanregungen aus dem Motor, aus Elementen des Antriebsstrangs, aus Nebenabtrieben oder aus Fahrbahnunebenheiten, geeignet. Diese Maßnahmen haben allerdings entweder den Nachteil, dass sie zu aufwendig und damit zu teuer sind, oder zu hohe Verlustleistungen entstehen.

4. Losteilverspannung mithilfe der Synchronisierung

Anstatt zusätzliche Bremsen oder Reibelemente an den Losrädern anzubringen, wodurch ein enormer Mehraufwand entsteht, ist die Idee dieser Arbeit, die vorhandene Synchronisierung als Reibeinrichtung zur Losteilgeräuschreduktion zu nutzen. Durch das Anlegen des Synchronrings an den Kupplungskörper entsteht ein Verspannmoment am Losrad wodurch sich Losteilgeräusche vermindern lassen.

4.1 Aufbau der Synchronisierung und Synchronisiervorgang

In einem mehrgängigen Stirnradgetriebe ist es die Aufgabe der Synchronisierung, die Drehzahldifferenz durch ein Reibmoment zwischen einer Getriebewelle und dem zu schaltenden Losrad zu Beginn des Schaltvorgangs anzupassen. Der Aufbau einer Synchronisierung ist in Bild 1 dargestellt. Sie besteht aus mehreren Bauteilen. In einem fest mit der Welle gekoppelten Synchronkörper (5) befinden sich am Umfang verteilt mehrere Federn (4), Kugeln (3) und Druckstücke (2). Eine axial verschiebbare Schiebemuffe (1) ist über eine Innenverzahnung verdrehfest mit dem Synchronkörper verbunden. Ein außenverzahnter Synchronring (6) ist axial frei beweglich und mit definiertem Spiel verdrehfest im Synchronkörper geführt. Er besitzt eine konische Reibfläche deren Reibpartner eine entsprechende Fläche am Kupplungskörper (7) darstellt. Der Kupplungskörper ist verdrehfest mit dem Losrad (8) verbunden und besitzt neben der Reibfläche eine Außenverzahnung. Bei geschaltetem Gang ist der Leistungsfluss formschlüssig über Synchronkörper, Schiebemuffe und Kupplungskörper sichergestellt. Beim Schaltvorgang wird die Schiebemuffe in Richtung des Losrads geschoben. Über Kugeln werden die Druckstück ebenfalls bewegt und drücken ihrerseits den Synchronring gegen die Reibfläche des Kupplungskörpers. Bei diesem sogenannten Ansynchronisieren wird der Synchronring in seinem definierten Spiel durch das entstehende Reibmoment initial verdreht. Wird die Schiebemuffe nun weiter in Richtung des Losrads bewegt versperren die Zähne der Außenverzahnung des verdrehten Synchronrings den Zähnen der Schiebemuffe den Weg. Das zum Synchronisieren der Losradrehzahl nötige Reibmoment entsteht zwischen dem Synchronring und dem Kupplungskörper. Die Anpresskraft der Reibflächen wird nun nicht mehr über das Druckstück, sondern über die Verzahnungen von Schiebemuffe und Synchronring geleitet. Wenn der Synchronisiervorgang abgeschlossen ist und die Drehzahl der Welle und des Losrads gleich sind, kann die abgeschrägte Verzahnung der Schiebemuffe den Synchronring in seinem Verdrehspiel zurückdrehen und in die Verzahnung des Kupplungskörpers einspielen. Der Schaltvorgang ist damit abgeschlossen.

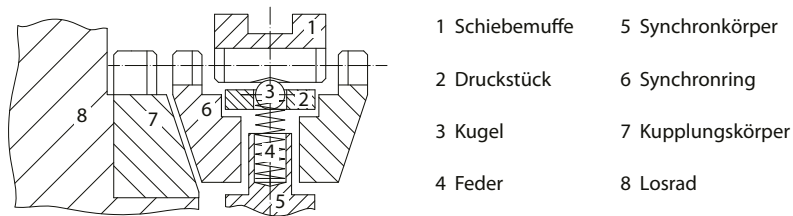


Bild 1: Sperrsynchronisierung nach Borg-Warner in Anlehnung an [11]

4.2 Nötiges Verspannmoment am Losrad

Die freie Schwingung des Losrades kann durch ein Verspannmoment verhindert werden. Die Höhe des erforderlichen Moments ist nach Gleichung 1 vom Trägheitsmoment $J_{LR,j}$ des Losrads, der maximalen Winkelbeschleunigung $\hat{\omega}$ am Getriebeeingang und der Übersetzung i_j des entsprechenden Ganges abhängig.

$$T_{LR,j} = \hat{\omega} \cdot J_{LR,j} \cdot \frac{1}{i_j} \quad (1)$$

Bei einer Anregung von $\hat{\omega} = 500 \text{ rad/s}^2$ bedeutet dies für ein Losrad des ersten Ganges mit einem Trägheitsmoment von beispielsweise $J_{LR,1} = 4,3 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$ und einer Übersetzung von $i_1 = 4,2$ ein Verspannmoment von $T_{LR,1} = 0,5 \text{ Nm}$. Dieses Moment ist theoretisch nötig, um Losteilgeräusche an diesem Losrad komplett zu vermeiden.

4.3 Verlustleistung

Ein Reibmoment am nicht geschalteten Losrad führt zu drehzahlabhängigen Verlusten. Das zum Verspannen nötige Moment ist nach Gleichung 1 unabhängig von der Drehzahl. Die Verlustleistung berechnet sich als Produkt von Reibmoment $T_{LR,j}$ am Losrad LR_j und dem Betrag der Relativdrehzahl $|\Delta n_{LRj-Ak}|$ zwischen Losrad LR_j und Welle A_k . Die Relativdrehzahl kann aus den Getriebeübersetzungen in Abhängigkeit von der Drehzahl der Getriebeeingangswelle berechnet werden. Die Formel zum Berechnen der Relativdrehzahlen ist vom Radsatzschema und vom Schaltzustand des Getriebes abhängig. Wenn beispielsweise die Übersetzung des 1. Ganges mit $i_1 = 4,2$ bei einer Übersetzung des eingelegten 2. Ganges von $i_2 = 2,5$ gegeben ist, ergibt sich bei einer Drehzahl der Getriebeeingangswelle (GEW) von $n_{GEW} = 1000 \text{ min}^{-1}$ am Losrad des 1. Ganges die Differenzdrehzahl von $\Delta n = 160 \text{ min}^{-1}$. Zusammen mit dem in Kapitel 4.2 abgeschätzten Verspannmoment von $T_{LR,2} = 0,5 \text{ Nm}$ ergibt sich eine Verlustleistung von lediglich $P_{Verlust,LR2} = 8,5 \text{ W}$. Für den Wirkungsgrad des Gesamtgetriebes ist die Verlustleistung der Maßnahme unwichtig, da sie nur für kurze Zeit und nur in rasselkritischen Betriebspunkten aktiv ist. Die Betrachtung der Verluste ist allerdings zur thermischen Auslegung der Synchronisierung, vor allem deren Reibflächen nötig.

5. Prüfaufbau und Prüfgetriebe

Mit dem Klapper- und Rasselprüfstand in Bild 2 am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart lassen sich speziell die Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben aufgrund von Drehschwingungen im Antriebsstrang untersuchen. Verschiedene Fahrzeug- oder Versuchsgetriebe können auf dem Prüfstand aufgebaut werden. Sowohl als Antriebsmotor

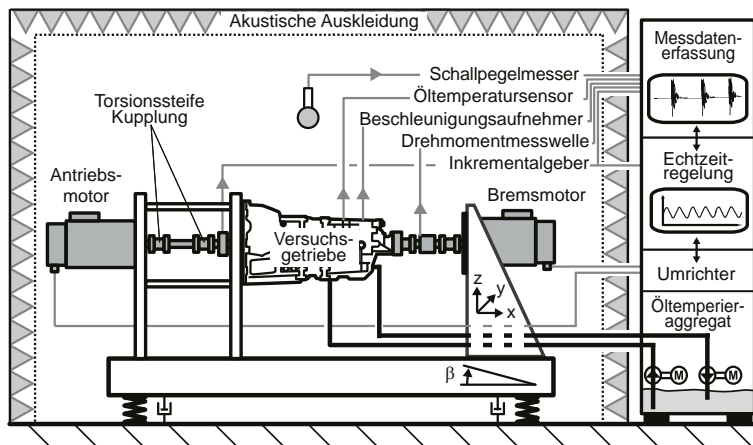


Bild 2: Klapper- und Rasselgeräuschprüfstand am Institut für Maschinenelemente [12]

als auch als Bremsmotor dient jeweils eine hochdynamische, permanentmagneterregte Drehstrom-Synchronmaschine. Die hohe Dynamik liegt im günstigen Verhältnis der Motor-momente von jeweils maximal 100 Nm und dem geringen Trägheitsmoment der Rotoren von jeweils nur 0,0055 kgm² begründet. Die Drehbewegung der Motoren wird spielfrei über eine Drehmomentmesswelle in die Getriebeeingangswelle geleitet. Der tatsächliche Drehzahlverlauf wird an der Getriebeeingangswelle mit einem Inkrementalgeber hochauflösend gemessen. An der Abtriebsseite der Bremsmotor über eine Drehmomentmesswelle angebunden. Eine Echtzeitregelung überwacht und regelt die Drehzahl sowie die Winkelbeschleunigung. Dank der Wassermantelkühlung der E-Maschinen zusammen mit einer reflexionsarmen

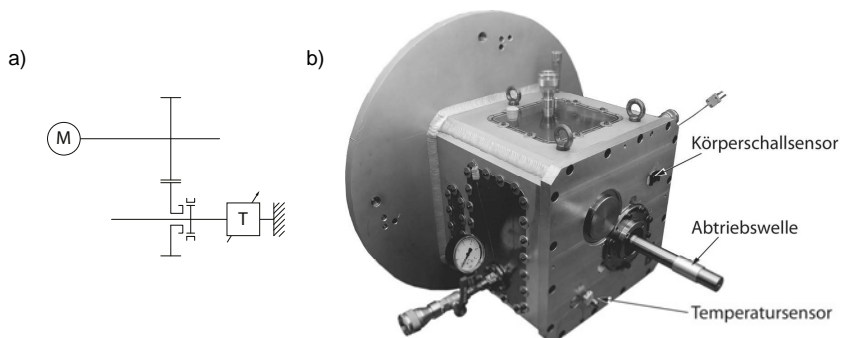


Bild 3: a) Radsatzschema und b) Aufbau des Experimentalgetriebes

akustischen Auskleidung des Prüfraumes sind neben Körperschallmessungen auch Messungen des Luftschalls in sehr hoher Güte möglich. Für die vorliegende Arbeit wurde das in Bild 3 dargestellte Experimentalgetriebe [12] verwendet. Es handelt sich um ein einstufiges Getriebe, bestehend aus einem geradzahnten Festrad auf der Getriebeeingangswelle und einem Losrad mit Synchronisierung auf der Getriebeausgangswelle. Zur Messung des Moments zwischen Welle und Losrad wird an der Getriebeabtriebswelle eine Drehmomentmesswelle installiert und der Bremsmotor, wie in Bild 3 links dargestellt, festgesetzt.

Das Anlegen der Synchronringe geschieht beim verwendeten Experimentalgetriebe, wie in Bild 4 dargestellt, über drei am Umfang des Synchronkörpers verteilte Gewindestifte. Während der Versuchsreihe wird so die Position und letztlich das Reibmoment zwischen Synchronring und Kupplungskörper eingestellt. Auf diese Weise können am Losrad Bremsmomente zwischen 0,09 Nm und 0,54 Nm eingestellt werden. Das Moment von 0,09 Nm entstehen bereits im Ausgangszustand (vgl. Bild 4 a)) aufgrund von Schleppverlusten.

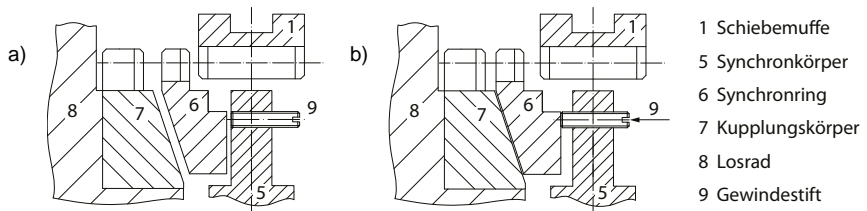


Bild 4: Aufbau im Experimentalgetriebe a) Ausgangssituation b) anlegen des Synchronrings

6. Messergebnisse

Mit diesem Aufbau wurde eine Reihe von Versuchen durchgeführt. Die Temperatur des Versuchsgetriebes betrug während den Messungen 80 °C und die mittlere Drehzahl der Getriebeeingangswelle 900 min⁻¹. Dieser Grunddrehzahl wird eine Drehschwingung 2. Ordnung überlagert. Während einer Messung über 120 s betrug die Amplitude in den ersten 10 s 0 rad/s², um das Grundgeräusch optimal zu erfassen. Danach wurde die Amplitude linear gesteigert bis sie nach 60 s einen Wert von 300 rad/s² erreicht. Durch diesen flachen Anstieg der Anregungsamplitude konnte der Beginn der Klappergeräusche sehr genau detektiert werden. In den restlichen 60 s wurde die Winkelbeschleunigungsamplitude der überlagerten Schwingung mit steilerer Rampe auf 2000 rad/s² gesteigert. Alle Versuche wurden dreimal wiederholt.

In Bild 5 sind die gemessenen Verläufe des Luftschalldruckpegels über der Winkelbeschleunigungsamplitude am Getriebeeingang für verschiedene Losradverspannmomente gezeigt.

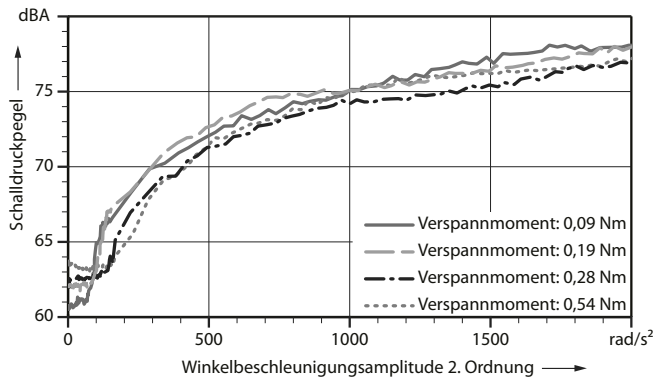


Bild 5: Klapperkurve (Luftschall) bei unterschiedlichen Losradverspannmomenten

Am gesteigerten Grundgeräuschpegel ist zunehmendes Heulen mit steigendem Verspannmoment erkennbar. Im weiteren Verlauf wird der Geräuschpegel durch die Verspannung jedoch deutlich gesenkt. Bei einer Anregung von $\hat{\omega} = 200 \text{ rad/s}^2$ liegt das Geräusch durch ein Verspannmoment von 0,54 Nm um bis zu 3 dB unter dem Ausgangspegel. Die Darstellung der Gehäusebeschleunigung in Bild 6 zeigt die Reduzierung der Losteilgeräusche aufgrund der nicht logarithmischen Skala noch deutlicher. In der Ausgangssituation, liegt die Klappergrenze bei etwa $\hat{\omega} = 100 \text{ rad/s}^2$, wohingegen sie sich bei einem Verspannmoment von 0,54 Nm auf $\hat{\omega} \geq 200 \text{ rad/s}^2$ steigert. Bei $\hat{\omega} = 500 \text{ rad/s}^2$ beträgt die Differenz der Gehäusebeschleunigung etwa 4 m/s^2 . Die Gehäusebeschleunigung wurde halbiert.

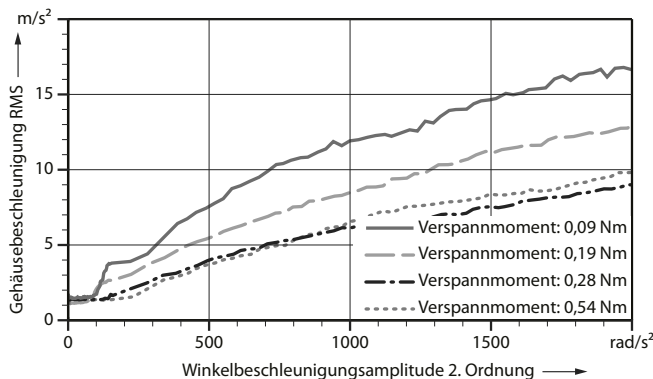


Bild 6: Klapperkurve (Körperschall) bei unterschiedlichen Losradverspannmomenten

7. Anwendung und Konzeptvarianten

Auf die vorgestellte Art lässt sich mit jedem nicht geschalteten Synchronpaket ein Losrad verspannen und damit eine Klapper- oder Rasselstelle beruhigen. Dazu bedarf es keiner konstruktiven Änderungen am Getriebeaufbau. Lediglich die Kraft oder Position der Schiebemuffe muss gesteuert werden. Das Konzept scheidet damit aus Kostengründen für Handschaltgetriebe aus. Für automatisierte Schaltgetriebe oder Doppelkupplungsgetriebe beschränkt sich der Mehraufwand dagegen im günstigsten Falle auf ein entsprechendes Update der Getriebe-Software. Je nach Getriebeaufbau kann die Beruhigung einer sehr lauten Klapper- oder Rasselstelle schon ausreichen, um Beschwerden der Kunden zu vermeiden. Besonders vorteilhaft kann diese Verspannung beispielsweise bei Getrieben im sogenannten 3- oder 4-Wellendesign sein. Bei diesen Getrieben werden die Losräder der Gänge auf mehrere Ausgangswellen aufgeteilt, um axial Bauraum zu sparen. Jede Vorgelegewelle besitzt eine Konstantenverzahnung, welche mit dem Differentialrad im Eingriff steht. Beispielhaft ist in Bild 7 ein fiktives einstufiges Dreigangetriebe im 4-Wellendesign dargestellt. Die Losräder des 1. und 3. Gangs sind auf der Ausgangswelle A_1 angebracht, das Losrad des 2. Gangs auf Welle A_2 und das des Rückwärtsgangs auf Welle A_3 . Das Parksperrrad sitzt ebenfalls auf der Welle A_3 . Durch Anlegen des Synchronrings des Rückwärtsgangs lassen sich gleichzeitig die Konstantenverzahnung K_3 , das Losrad sowie das Zwischenrad des Rückwärtsgangs verspannen und damit 3 Rasselstellen beruhigen.

Durch eine Umgestaltung des Synchronpakets ist es auch möglich beide Losräder einer Synchronisierung zu verspannen. Hierzu muss die Bewegung der Synchronringe gegenläufig gekoppelt werden. Zu beachten ist, dass die prinzipielle Funktion der Synchronisierung, das

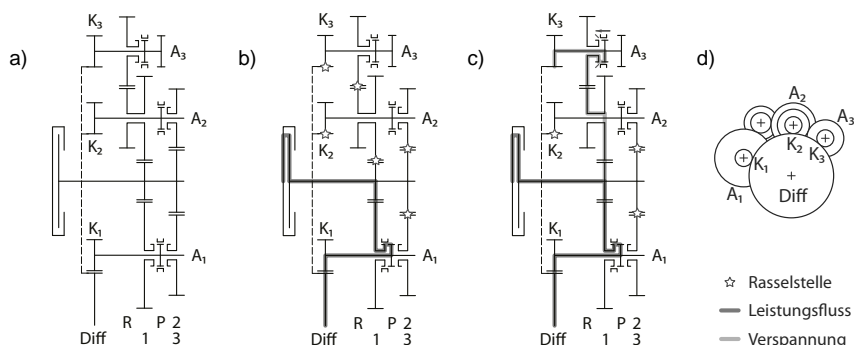


Bild 7: a) Radsatz eines Dreigangetriebes, b) Rasselstellen bei eingelegtem ersten Gang, c) Reduktion der Rasselstellen durch Losradverspannung, d) Seitenansicht

sichere Einlegen eines Ganges, erhalten bleibt. Mögliche Lösungen zeigt Bild 8 und Bild 9. Bild 8 zeigt eine Lösung bei der das Druckstück als vertikale Wippe ausgeführt ist. Wird die Schiebemuffe bewegt, wird diese Duck-Wippe nicht verschoben sondern gedreht, wie in Bild 8 b) gezeigt. Dadurch werden beide Synchronringe an die Reibkonen der jeweiligen Kupplungskörper angelegt. Wie beim Ansynchronisieren werden beide Synchronringe initial verdreht und gleichzeitig beide Losräder verspannt. Wird dieser Zustand beibehalten, wirkt dauerhaft ein Verspannmoment auf beide Losräder. In Bild 7 könnten so während der 2. Gang eingelegt ist gleichzeitig die Losräder der Gänge 1 und 3 verspannt und beruhigt werden. Wird zusätzlich der Rückwärtsgang durch den entsprechenden Synchronring verspannt ist das dargestellte Getriebe komplett rasselfrei.

Die Hauptfunktion der Synchronisierung, einen Gang einzulegen kann uneingeschränkt erfüllt werden. Beim eigentlichen Schaltvorgang wird die Schiebemuffe in Richtung des zu schaltenden Losrades bewegt, der Synchronring durch die Druckwippe ansynchronisiert, der verdrehte Synchronring sperrt den Weg der Schiebemuffe. Die Schiebemuffe drückt den Synchronring an den Kupplungskörper, die Drehzahlen werden angeglichen und es kann durchgeschaltet werden. Beim Durchschalten der Muffe weicht die Kugel nach unten aus, und die Druck-Wippe schwenkt in die neutrale Position zurück. In Bild 9 ist eine weitere Möglichkeit abgebildet, um die Synchronringbewegung zum Zwecke der Losradverspannung zu koppeln. Hier wird über eine horizontale Wippe ein zweites Druckstück gegenläufig zum ersten ausgelenkt. Mit diesem Aufbau können ebenfalls beide Losräder mit einer Schiebemuffe verspannt werden ohne die Hauptfunktion der Synchronisierung zu beeinträchtigen.

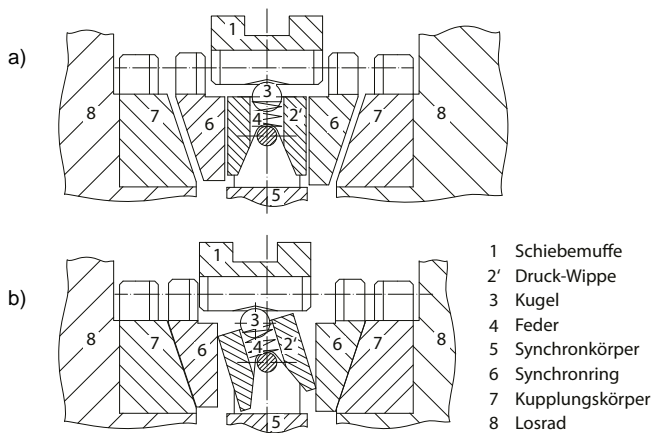


Bild 8: Konzept „vertikale Wippe“ zur Synchronringkopplung: a) Neutrallage, b) Verspannlage

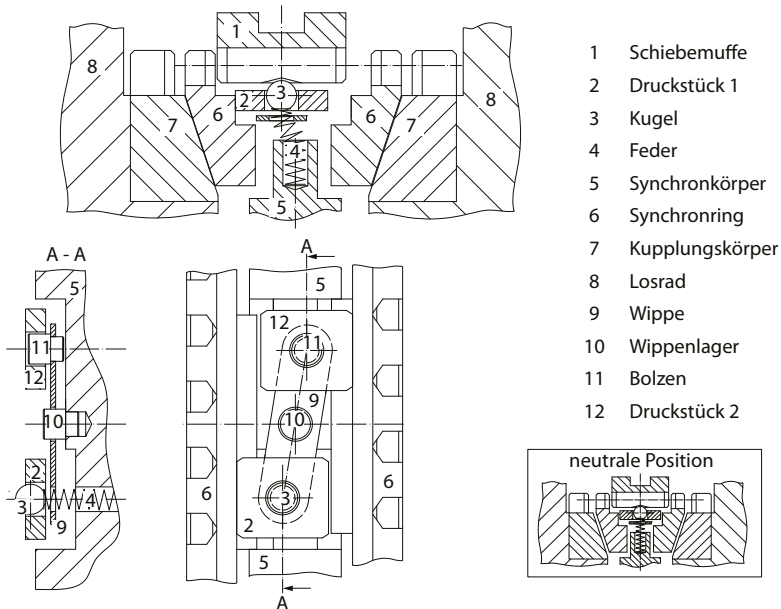


Bild 9: Konzept „horizontale Wippe“ zur Synchronringkupplung

9. Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde eine Möglichkeit vorgestellt, Losräder mithilfe der vorhandenen Synchronisierungen zu verspannen und damit Losteilgeräusche zu reduzieren. Dafür wird der Synchronring, ähnlich wie beim Ansynchronisieren, an die Reibfläche des Kupplungskörpers angelegt. Das nötige Verspannmoment liegt nur in der Größenordnung weniger Nm. Entstehende Verlustleistungen sind stark vom Radsatz und den sich ergebenden Differenzdrehzahlen zwischen Losrad und Welle abhängig. Relevant sind die Verlustleistungen nur für die thermische Auslegung der Reibbeläge. Für Wirkungsgradbetrachtungen des Gesamtgetriebes haben sie bei bedarfsgerechter Ansteuerung nur eine untergeordnete Bedeutung. Am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart wurde an einem eistufigen Prüfgetriebe die Wirksamkeit dieses Konzepts nachgewiesen. Die Gehäusebeschleunigung am Prüfgetriebe konnte so an der Messstelle um bis zu 50 % reduziert werden. Eine vorteilhafte Umsetzung des Konzepts wurde an einem Beispielgetriebe im 4-Wellendesign zur Beruhigung des Rückwärtsgangs vorgestellt. Zum Abschluss wurden weiterführende, konstruktive Konzepte vorgestellt, um die Maßnahme zur Losteilgeräuschreduktion konsequenter in Fahrzeuggetrieben anzuwenden und Losteilgeräusche komplett vermeiden zu können.

9. Literatur

- [1] ZELLER, Peter: Handbuch Fahrzeugakustik. Grundlagen Auslegung, Berechnung, Versuch. Wiesbaden: Vieweg+Teubner / GWV Fachverlage GmbH, 2009
- [2] DOGAN, Süreyya Nejat: Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Dissertation, 2001
- [3] RACH, Jens: Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Dissertation, 1998
- [4] BOUSSUGE, René; HERVET, Pascal: NVH Methodology for New Powertrain Concepts, Bd. 8. In: CTI Symposium "Innovative Fahrzeuggetriebe". Berlin, 2012
- [5] TASCHKE, Jochen: Reduzierung gelenkwellenerregter Antriebsstrangschwingungen durch MKS-Simulation, Bd. 6. In: VDI Fachkonferenz „Schwingungen in Antrieben“. Leonberg, 2009
- [6] BÜHL, Dominik: Torsionsdämpfer mit Leichtlaststufe, Bd. 8. In: VDI Fachkonferenz „Schwingungsreduzierung in mobilen Systemen“. Karlsruhe, 2015
- [7] GIPSER, Michael: FTire, a New Fast Tire Model for Ride Comfort Simulation, In: International ADAMS User's Conference. Berlin, 1999
- [8] ALBERS, Albert: DE 4206921 B4: Einrichtung zum Dämpfen von Drehschwingungen. Patentschrift. LuK Lamellen und Kupplungsbau GmbH, Bühl, 1992
- [9] PFLEGHAAR, Jochen: Energieeffiziente aktive Dämpfung von Torsionsschwingungen im KFZ- Antriebsstrang. Universität München, Lehrstuhl für Regelungstechnik, Dissertation, 2014
- [10] WEIDNER, Georg: Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Dissertation, 1991
- [11] NAUNHEIMER, Harald; BERTSCHE, Bernd; LECHNER, Gisbert: Fahrzeuggetriebe. 2. Auflage. Springer. Berlin Heidelberg, 2007
- [12] FIETKAU, Peter; BAUMANN, Axel; BERTSCHE, Bernd: Rasselgeräuschprüfstand zur Untersuchung von Fahrzeuggetrieben. PAK-Tag, MüllerBBM VibroAkustic Systeme, Herrsching am Ammersee, 3. Mai 2011
- [13] BAUMANN, Axel: Rasselgeräuschminimierung von Fahrzeuggetrieben durch Getriebeöle. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Dissertation, 1991

Analyse und Beherrschung von Getrieberasseln in Leichtbau Antriebseinheiten

Analyzing and Mastering Transmission Rattle in Ultra-Light Drive Units

Dipl.-Ing. **Torsten Bahnert**, M. Sc. **Alexander Haase**,
Dipl.-Ing. **Salim Chaker**, ESI ITI GmbH, Dresden

Kurzfassung

Getrieberasseln bezeichnet mechanische Stöße an den Zahnkontakten, die durch periodische Drehmomentschwankungen an den Zahnrädern hervorgerufen werden. Die leichtbaugetriebene Reduktion der Massen in Wellen, Lagern und Zahnrädern trägt in bestimmten Arbeitspunkten zu einer verstärkten Anregung dieses Phänomens bei. Hierbei bestimmt die Impulsenergie, die beim Stoß entsteht, maßgeblich die Intensität des Rasselns. Bei unzureichender Gestaltung der Wellen- und Getriebegehäuselagerung können sich Rasselschwingungen auf angrenzende Bauteile außerhalb des Getriebes ausbreiten und durch Körperschall Vibrationen (z.B. an der Sitzschiene) oder über Luftschall Geräusche verursachen.

Aufgrund stetig verkürzter Entwicklungsprozesse entsteht zudem vermehrt das Bedürfnis bereits in frühen Phasen das Auftreten des Rasselns vorherzusagen. Digitales Prototyping und anschließende Durchführung von dynamischen Simulationen, beispielsweise zur Realisierung von virtuellen Inbetriebnahmen, hilft den Entwicklungsaufwand hinsichtlich der Anzahl realer Prüfstände und Prototypen merklich zu reduzieren. Die erzeugten Modelle können dabei für alle Phasen der Getriebeentwicklung weiterverwendet und weiterentwickelt werden.

In diesem Beitrag wird eine modellbasierte Möglichkeit zur Analyse von Getrieberasseln in der Systemsimulationssoftware SimulationX aufgezeigt. Durch Simulation eines Antriebsstrangmodells im Zeit- und Frequenzbereich, sowie dem Einsatz weiterer Analysewerkzeuge, können in einem ersten Schritt Drehschwingungen am Getriebeeingang als Anregung für das Rasseln detektiert werden. Diese lassen sich anschließend durch gezieltes Tuning von Parametern reduzieren. Der zweite Schritt beschäftigt sich mit den Entstehungsmechanismen des Rasselns in der Verzahnung. Ein großer Vorteil des vorgestellten Ansatzes ist, dass für alle Analysen nur ein einziges Modell benötigt wird.

Summary

Transmission rattle is the mechanical collision of tooth contacts caused by periodical torque fluctuations in the gears involved. Reduced masses of shafts, bearings and gears may increase this effect during certain operating points. The kinetic energy transferred between the teeth during a collision is the defining factor for the intensity of rattle. Weaknesses in the design of shaft bearings and the mounting of the gearbox housing may allow rattle vibrations to be transmitted to other assemblies causing noise and perceivable vibrations e.g. at the seat. The kinetic energy and the frequency of the occurring impacts need to be minimized to optimize the transmission's quality in regard to NVH phenomena. Due to shorter development cycles, there is an increasing demand for better predictability of such rattle phenomena during early development stages. Digital prototyping and dynamic simulations, for example for virtual commissioning, help to reduce development efforts with regard to the number of real test benches and prototypes. The created models can then be used and modified also for other phases in the development of transmissions.

This paper describes a model-based method to analyze rattle phenomena with the help of the system simulation software SimulationX. Simulations of a powertrain model in the time and frequency domain in combination with other analysis tools constitute the first step where torsional vibrations at the drive shaft are identified as one source of rattle excitation. After the reduction of this excitation through systematic parameter tuning the second step involves analyzing the mechanisms of rattle originating from the meshing of gears. The major benefit of the presented approach is that it relies only on one model for all the analyses.

1. Einleitung

Bei der Erreichung neuer Energieeinsparungsziele im Fahrzeug rücken neben den primären An- und Abtriebs-elementen auch periphere Fahrzeugsysteme zur Realisierung von fahrer-, sicherheits- und komfortunterstützenden Funktionen (Lenkunterstützung, Heckklappen, Fensterheber, Wankstabilisator, Komfortstellaktuatoren, u.a.) vermehrt in den Fokus. Hinsichtlich Effizienz, Lebensdauer, Bauraum und v.a. Gewicht unterliegen die Antriebskomponenten dieser Systeme stetig wachsenden Anforderungen, die sowohl den Fahrzeug- als auch den Komponentenentwickler vor ständig neue Herausforderungen stellen. Hierbei ist die Balance zwischen Entwicklungsaufwand und den gewünschten Eigenschaften dieser peripheren Systeme sicherzustellen. Bei einer Gewichtsreduktion z. B. im Getriebebereich können unter bestimmten Betriebsbedingungen verstärkt Geräuschphänomene wie Getrieberasseln angeregt werden.

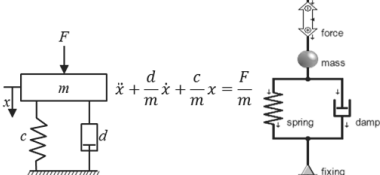
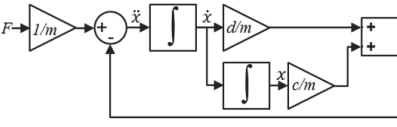
Werkzeuge, welche die Arbeit der Ingenieure zur Analyse und Beherrschung solcher Phänomene in frühen Entwicklungsphasen unterstützen, werden daher zunehmend unabdingbar.

2. Modellierungsparadigma der Systemsimulation mit SimulationX

Für das bessere Verständnis der in diesem Beitrag diskutierten Modelle wird zuerst der Modellierungsansatz von SimulationX erläutert. Die Abbildung physikalischer Systeme ist mit einer Vielzahl von Modellierungsansätzen möglich. Eine grundlegende Unterteilung kann dabei entsprechend der Wirkbeziehungen in einem Modell vorgenommen werden. Die signalflussorientierte Modellierung bildet gemäß der Betrachtungsweise der Regelungstechnik funktionale Zusammenhänge in Form von Blöcken mit Ein- und Ausgängen. Dabei ist stets die Wirkrichtung und somit auch die Lösungsrichtung vorgegeben (kausale Modellierung). Da reale physikalische Systeme nur bedingt eine einseitige Wirkrichtung aufweisen, ist es oft erforderlich, die das System beschreibenden Differentialgleichungssysteme aufzulösen. Besonders bei komplexen Systemen mit mehreren differentialalgebraisch verknüpften Komponenten erreichen signalflussorientierte Modelle schnell ihre Grenzen.

Akausale Ansätze unterliegen nicht derartigen Einschränkungen, sodass auch sehr große Systeme intuitiv modelliert werden können. An die Stelle von Ein- und Ausgängen treten hier Konnektoren, die als Schnittstellen für Flussgrößen (z.B. Strom, Moment, Kraft) und Potentialgrößen (z.B. Spannung, Winkel, Weg) fungieren. Das Gesamtgleichungssystem resultiert aus den inneren Systemgleichungen der Komponenten und den durch die Verbindung der Konnektoren entstehenden Gleichungen (Potentialgrößengleichheit und Flussgrößenbilanzen). Die bekannteste Form für die objektorientierte, akausale Modellbeschreibung stellt die Sprache Modelica [1] dar, die von SimulationX genutzt wird. Die Eigenschaften der beiden Grundansätze signalfluss- und objektorientierte Modellierung sind in Tabelle 1 für die beiden bekannten Vertreter SimulationX mit Modelica und MATLAB Simulink zusammengefasst. Die Abbildung in der ersten Zeile zeigt dabei exemplarisch für einen Einmassenschwinger die Unterschiede in der resultierenden Modellstruktur.

Tabelle 1: Gegenüberstellung der Eigenschaften signalfflussorientierter und objektorientierter Modellierung

SimulationX	MATLAB Simulink
	
<ul style="list-style-type: none"> • Direkte Implementierung differential-algebraischer Gleichungen zur Systembeschreibung • Freie Lösungsrichtung (akausale Modellierung mithilfe differential-algebraische Gleichungen) • Symbolische Analyse und Vorlösung der Gleichungssysteme (Ordnungsreduktion), anschließend numerische Integration (Minimierung des Rechenaufwands) • Einfache Erzeugung komplexer Systeme durch Verbindung über Schnittstellen, die denen im realen System ähnlich sind • Vergleichbare funktionale Struktur von Modell und Realität (gute Modelllesbarkeit) • Klassenstruktur und Vererbung (hohe Wiederverwendbarkeit, Erweiterbarkeit) 	<ul style="list-style-type: none"> • Die Implementierung der differential-algebraischen Gleichungen erfordert eine Umstellung zur Festlegung der Lösungsrichtung (ggf. erneute Modellierung eines Inversmodells notwendig) • Numerische Lösung Block für Block, keine analytische Zusammenfassung und Vorlösung • Aufwendige Erzeugung komplexer Systeme durch manuelles Auflösen der Differentialgleichungssysteme • Hohe Abstraktion des realen physikalischen Systems (schlechte Modelllesbarkeit) • Keine Vererbung oder Klassenstruktur (schlechtere Wiederverwendbarkeit und Erweiterbarkeit)

3. Modellierung von Zahnradstufen in SimulationX

Für die korrekte Abbildung von Rasselphänomenen ist der Modellierungsansatz der Zahnradstufen wesentlich. Der in SimulationX implementierte Zahnkontakt berücksichtigt neben allen wesentlichen Verzahnungsparametern (Zähnezahl, Modul, Schrägungswinkel, Ein-

griffswinkel, Profilüberdeckung, usw.) auch das für Rasseln essentielle Zahnflankenspiel. Dadurch wird das wechselseitige Anschlagen der beiden elastischen Zahnflanken abbildbar. Neben der Vorgabe einer konstanten mittleren Eingriffsfedersteifigkeit ist es auch möglich, eine über dem Zahneingriff veränderliche Steifigkeit zu definieren [2]. Optional werden Dämpfungskräfte im Kontakt (z.B. Stahl-Stahl Kontaktdämpfung oder Ölfilmdämpfung) ebenso wie im Zahnflankenspiel (z.B. Öl-Planschverluste) berechnet. Das Zahnkontaktmodell findet in verschiedenen vorkonfektionierten Modellen für Zahnradstufen wie Stirnradstufen, Planetengetriebestrukturen oder Kegelradstufen Verwendung. Die Drehträge müssen immer als externe Elemente in der Modellstruktur angeschlossen werden.

4. Antriebsstrangmodell zur Analyse von Drehschwingungen und Rasselphänomenen

Ein einfaches, praxisrelevantes Fallbeispiel soll zeigen, dass mittels Systemsimulation ein und dasselbe Modell unter Verwendung unterschiedlicher Analysemethoden im Zeit- und Frequenzbereich effizient für verschiedene Untersuchungsziele eingesetzt werden kann.

Bild 1 zeigt die Struktur des in SimulationX erstellten, konventionellen Antriebsstrangmodells eines leichten Nutzfahrzeugs. Der Antrieb erfolgt mit einem Reihensechszylinder-Motor. Das Teilmodell des Motors berücksichtigt die periodischen Drehmomentenschwankungen durch die Zündreihenfolge, das Schleppmoment sowie die oszillierenden und rotierenden Massen. Die dominante Anregungsordnung des Reihensechszylinders ist dabei die 3. Ordnung sowie Vielfache davon (6. Ordnung, 9. Ordnung, usw.). Starr mit dem Motor gekoppelt ist das Schwungrad, an das sich eine Torsionsdämpferkupplung mit winkelabhängiger, zweistufiger Steifigkeit anschließt. Bis zu einem Verdrehwinkel von $1,5^\circ$ ist die Kupplung sehr weich ausgelegt (Stufe 1). Bei größeren Winkeln steigt die Steifigkeit um Faktor 40 (Stufe 2). Das Getriebemodell repräsentiert ein stirnradverzahntes Handschaltgetriebe mit einer Eingangsstufe und einer Ausgangsstufe, die über eine Getriebeersatzsteifigkeit gekoppelt sind. Die verwendeten Modelle für die Verzahnungen besitzen die in Abschnitt 3 beschriebenen Eigenschaften. Das Getriebemodell ist nicht schaltbar und hat eine feste Übersetzung von 5,93. Der Modellteil am Getriebeausgang umfasst eine ideale Übersetzung für das Differential, eine Ersatzsteifigkeit für die Abtriebswellen, eine rotatorisch-translatorische Übersetzung entsprechend des Reifenradius und die Fahrzeugmasse mit geschwindigkeitsabhängigem Luftwiderstand.

Für die exemplarische Betrachtung der Rasselphänomene ist parallel zum Getriebeeingang eine Getriebestufe modelliert, die sich nicht im Kraftfluss befindet. Eine Reibstelle mit drehgeschwindigkeitsabhängigem Reibkoeffizient auf der rechten Seite berücksichtigt die Planschverluste beim Eintauchen des Losrads in den Ölsumpf.

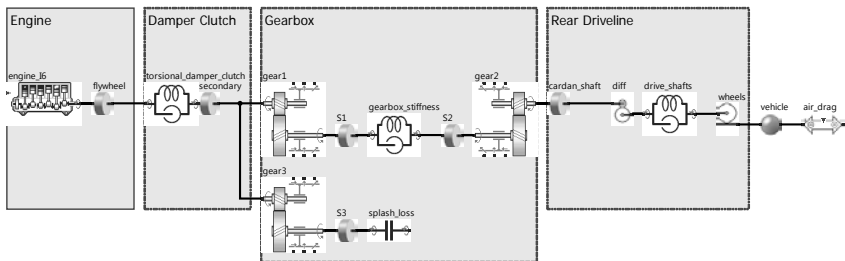


Bild 1: Struktur einer Leichtbau Antriebseinheit mit lastfreier Stirnradstufe in SimulationX

Um bereits in frühen Entwicklungsstadien mögliche Schwachstellen oder Fehler zu identifizieren und damit erhöhten Entwicklungsaufwand zu vermeiden, ist es empfehlenswert solche reduzierten Simulationsmodelle parallel zur Konzeptionierung des Systems einzusetzen. Das Modell hilft bereits in dieser Phase bei der Spezifikation und Verifikation erforderlicher Parameter.

5. Drehschwingungsanalyse im Zeitbereich

Das erste Untersuchungsziel ist die Reduktion der Drehschwingungen am Getriebeeingang. Als Maß dafür wird die Winkelbeschleunigung am Sekundärteil der Torsionsdämpferkuppelung betrachtet.

Der Verbrennungsmotor beschleunigt unter Volllast in 5 s annähernd linear von einer Startdrehzahl von 600 U/min auf eine Enddrehzahl von ca. 3700 U/min (vgl. Bild 2). Während des Hochlaufs durchfährt das System Resonanzbereiche, da in diesen Arbeitspunkten die Erregerfrequenz mit einer der Systemeigenfrequenzen übereinstimmt. Neben einer kleineren Resonanz direkt zu Beginn des Hochlaufs gibt es im Bereich zwischen 1,2 s und 1,8 s bzw. 1350 U/min und 1800 U/min eine stark ausgeprägte, breitbandige Resonanz. Dieses Verhalten deutet auf eine schlechte Auslegung der Systemparameter der Torsionsdämpferkuppelung hin.

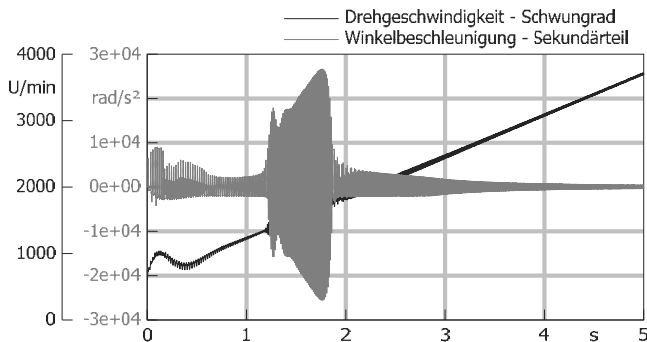


Bild 2: Zeitverlauf der Winkelbeschleunigung am Getriebeeingang

Mithilfe der Fast Fourier Transformation (FFT) lässt sich wie in Bild 3 gezeigt der Zeitverlauf der Winkelbeschleunigung am Getriebeeingang in den Frequenzbereich überführen. Die stärkste Amplitude tritt mit einer Frequenz von 80,4 Hz auf.

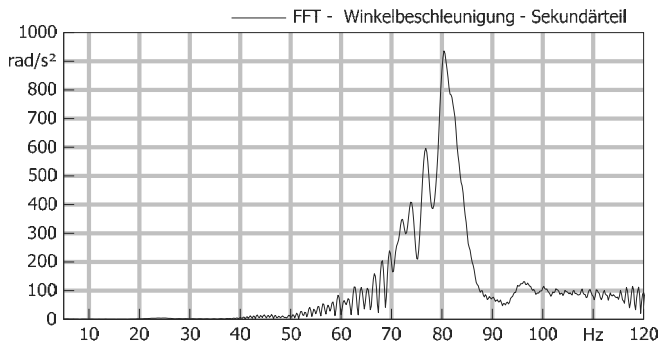


Bild 3: Fast Fourier Transformation (FFT) der Winkelbeschleunigung am Getriebeeingang

Neben der dynamischen Simulation im Zeitbereich und der stationären Analyse im Frequenzbereich, die im nächsten Abschnitt angewendet wird, stellt SimulationX mit der Eigenfrequenzanalyse ein weiteres Werkzeug zur linearen Systemuntersuchung bereit. Die Eigenfrequenzen sind dabei vom aktuellen Arbeitspunkt abhängig. Berechnet man die Eigenfrequenzen zum Ende der Simulation nach 5 s, liegt die zu der in der FFT ermittelten Resonanzfrequenz nächstgelegene Eigenfrequenz bei 94,5 Hz. Durch die intuitive Auswertung

der normierten Energieverteilung lassen sich die Systemparameter mit dem höchsten Einfluss auf diese Eigenfrequenz finden [3]. Die tabellarische Übersicht in Bild 4 zeigt, dass die Drehträgheiten des Schwungrads und des Sekundärteils der Torsionsdämpferkupplung die meiste kinetische Energie speichern und die Drehfeder der Torsionsdämpferkupplung die meiste potenzielle Energie speichert.

Ebenfalls im Tool für die Eigenfrequenzanalyse integriert ist die Darstellung eines Campbell-Diagramms (siehe Bild 5), mit dem die zu einer Eigenfrequenz dazugehörenden Erregerdrehzahlen der verschiedenen Ordnungen intuitiv grafisch ermittelt werden können. Die relevante Eigenfrequenz von 94,5 Hz ist als waagerechte Linie dargestellt und die Erregerdrehzahlen ergeben sich auf der Abszissenachse aus den Schnittpunkten mit den Ordnungs-
linien. Die zur Resonanzstelle im Zeitverlauf passende Ordnung ist dabei beim Reihensechszylinder erwartungsgemäß die 3. Motorordnung bei einer Drehzahl von 1890 U/min. Die Vielfachen dieser Ordnung liegen bei 945 U/min (6. Motorordnung) und 630 U/min (9. Motorordnung).

Kinetische Energie ($f_3 = 94.531$ [Hz])

Element	Energie/Leistung
Summe:	1.0281
flywheel	0.2079
engine_i6.cylinder1.EngineCrank_Rigid.p	0.0002
engine_i6.cylinder2.EngineCrank_Rigid.p	0.0005
engine_i6.cylinder3.EngineCrank_Rigid.p	0.0005
engine_i6.cylinder4.EngineCrank_Rigid.p	0.0005
engine_i6.cylinder5.ExcitationPressureFo	0.0000
engine_i6.cylinder5.EngineCrank_Rigid.p	0.0005
engine_i6.cylinder6.EngineCrank_Rigid.p	0.0002
engine_i6.pivot	0.0833
engine_i6.vibrationDamperShaft	0.0180
secondary	0.7040
cardan_shaft	0.0066
vehicle	0.0001
S1	0.0022
S2	0.0018
S3	0.0022

Potenzielle Energie ($f_3 = 94.531$ [Hz])

Element	Energie/Leistung
Summe:	1.0296
engine_i6.cylinder1.ExcitationPressureFo	0.0001
engine_i6.cylinder2.ExcitationPressureFo	0.0042
engine_i6.cylinder3.ExcitationPressureFo	0.0006
engine_i6.cylinder4.ExcitationPressureFo	0.0006
engine_i6.cylinder6.ExcitationPressureFo	0.0000
torsional_damper_clutch	1.0000
drive_shafts	0.0005
gear1 (tooth contact, right flank)	0.0005
gear2 (tooth contact, left flank)	0.0089
gearbox_stiffness	0.0142
gear3 (tooth contact, right flank)	0.0000

Bild 4: Normierte Energieverteilung der Eigenfrequenz bei 94,5 Hz

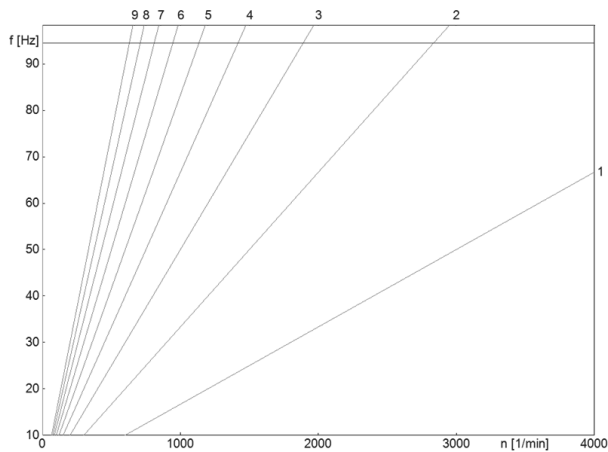


Bild 5: Campbell-Diagramm der Eigenfrequenz bei 94,5 Hz

Der Unterschied der Resonanzfrequenz in der FFT und der Eigenfrequenz im Arbeitspunkt bei 5 s lässt sich mithilfe von Bild 6 erklären. Nach 5 s befindet sich die Torsionsdämpferkupplung durch eine Auslenkung größer als $1,5^\circ$ in Stufe 2 und hat eine 40-mal höheren Steifigkeit als in Stufe 1 (vgl. Abschnitt 4). Bei der Berechnung der Eigenfrequenzen zu Simulationsbeginn bei 0 s beträgt die Winkeldifferenz hingegen 0° und Stufe 1 mit einer niedrigeren Steifigkeit ist wirksam. Die Torsionseigenschwingform am Getriebeeingang hat dann eine abgesenkte Frequenz von 13,5 Hz statt 94,5 Hz. Im Resonanzbereich kann aus der Winkeldifferenz abgelesen werden, dass aufgrund der angeregten Drehschwingung ein permanentes Schalten zwischen Stufe 1 und Stufe 2 stattfindet. Die in der FFT ermittelte Resonanzfrequenz liegt daher mit 80,4 Hz zwischen den beiden Eigenfrequenzen für Stufe 1 und 2. Die größere Nähe zur Eigenfrequenz von Stufe 2 lässt sich mit der stärkeren Anregung dieser durch die im Resonanzbereich vorliegende Erregerdrehzahl begründen.

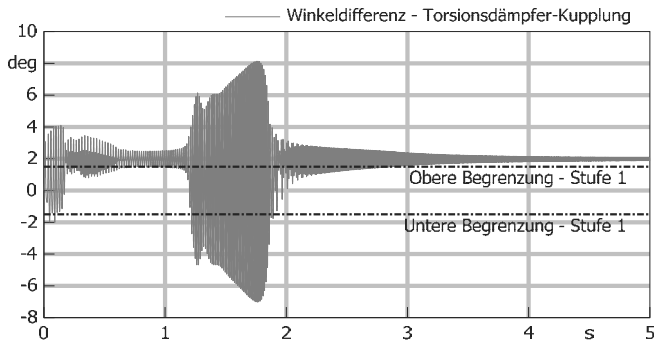


Bild 6: Zeitverlauf der Winkeldifferenz in der Torsionsdämpferkupplung mit Markierung der unterschiedlichen Stufen

Basierend auf den Analyseergebnissen der normierten Energieverteilung werden einige relevante Parameter zur Reduzierung der Drehschwingungen angepasst. In Bild 7 ist zu erkennen, dass durch eine gleichzeitige Erhöhung der Schwungraddehrtätigkeit um 20 % und Absenkung der Torsionsdämpferkupplungssteifigkeit von Stufe 2 um 23 % (Variante C) der Resonanzbereich der Winkelbeschleunigung verglichen mit der Ausgangsparametrierung (Variante A) bei niedrigerer Drehzahl sowie mit reduzierter Amplitude auftritt. Die Eigenfrequenz für Stufe 2 wird dabei auf 81,1 Hz abgesenkt. Die somit verbesserte Auslegung der Torsionsdämpferkupplung sollte jedoch dahingehend kritisch hinterfragt werden, welcher Drehzahlbereich im Betrieb des Fahrzeugs häufiger angefahren wird.

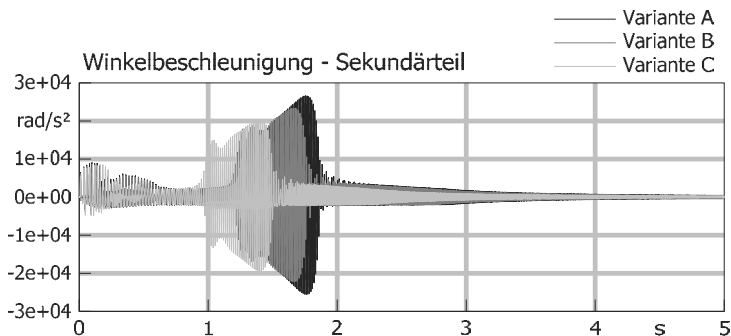


Bild 7: Zeitverlauf der Winkelbeschleunigung am Getriebeeingang (Variante A: Ausgangszustand, Variante B: erhöhte Drehträgheit, Variante C: zusätzlich reduzierte Steifigkeit)

Mit der Ordnungsanalyse gibt es für SimulationX ein weiteres hilfreiches, auf der FFT basierendes Tool zur Auswertung der im Zeitbereich berechneten Drehschwingungen. Bild 8 ordnet über einen Farbverlauf die Amplituden der Winkelbeschleunigung in nur einem Diagramm der Frequenz, Motordrehzahl und Erregerordnung zu. Die Darstellungen für die Ausgangsparametrierung (linke Seite) und die optimierte Auslegung (rechte Seite) bestätigen die bisher vorgestellten Analyseergebnisse. Die höchste Winkelbeschleunigung tritt vor der Optimierung bei einer Frequenz von ca. 80 Hz und einer Drehzahl von ca. 1800 U/min und nach der Optimierung mit reduzierter Amplitude bei ca. 70 Hz und 1500 U/min auf. Die relevante Anregungsordnung ist immer die 3. Motorordnung.

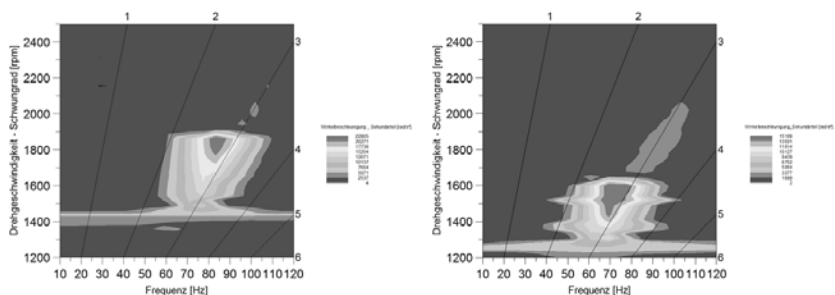


Bild 8: Ordnungsanalyse der Winkelbeschleunigung am Getriebeeingang (links: Ausgangszustand, rechts: nach Optimierung)

6. Drehschwingungsanalyse im Frequenzbereich

Neben der Simulation im Zeitbereich können in SimulationX mit der stationären Analyse auch Simulationen im Frequenzbereich durchgeführt werden. Die stationäre Simulation betrachtet das Verhalten periodisch angeregter Systeme im eingeschwungenen Zustand (s.g. periodische Grenzzyklen). Die hierbei im System (z.B. im Antriebsstrang) auftretenden Schwingungsamplituden werden abhängig von einem Systemparameter (meist der Motordrehzahl) aufgetragen. Dabei lassen sich sowohl lineare als auch nichtlineare Systeme abbilden. Überall dort, wo zeitabhängige Effekte keine Rolle spielen, ist die stationäre Simulation daher eine effiziente Methode um das Verhalten eines schwingungsfähigen Systems in einem breiten Betriebsbereich zu untersuchen. Ein klassisches Beispiel dafür sind stationäre Verbrennungsmotoren (z.B. in Blockheizkraftwerken), die mit konstanter Drehzahl betrieben werden. [4]

Im konkreten Fall kann das vorgestellte Antriebsstrangmodell ohne Änderungen sowohl für die Untersuchung zeitabhängiger Effekte, wie sie beispielsweise beim Anfahren mit Volllast entstehen, als auch für Betrachtungen im eingeschwungenen Zustand mit der stationären Analyse genutzt werden. Die Drehzahl des Schwungrads ist dabei die Bezugsgröße, die von 600 U/min bis 2500 U/min variiert wird. Der Betrag der Luftwiderstandskraft an der Fahrzeugmasse dient jetzt als Ausgleichsparameter zur Herstellung des eingeschwungenen Zustands. In Bild 9 ist die Amplitude der Winkelbeschleunigung am Getriebeeingang über der Drehgeschwindigkeit des Verbrennungsmotors aufgetragen. Zusätzlich wird der Anteil der einzelnen Erregerordnungen sichtbar. Da im eingeschwungenen Zustand im gesamten Drehzahlbereich konstant die Stufe 2 der Torsionsdämpferkupplung wirkt, entspricht das Ergebnis dem Campbell-Diagramm für die Eigenfrequenz von 94,5 Hz aus Bild 5. Die stärkste Erregung der relevanten Eigenschwingform tritt auch hier beim Reihensechszylinder-Motor mit der 3. Ordnung bei 1890 U/min auf. Weitere kleinere Überhöhungen lassen sich den Vielfachen der 3. Ordnung bei den entsprechenden Drehzahlen zuordnen. Die stationäre Analyse hilft bei der effizienten Ermittlung des tendenziellen Einflusses bestimmter Parameter auf das Drehschwingungsverhalten in einem breiten Betriebsbereich. Die daraus abgeleitete, optimierte Parameterkonfiguration sollte abschließend nochmal im Zeitbereich hinsichtlich ihrer Gültigkeit beim Wirken zeitabhängiger Effekte (hier Schalten zwischen Stufe 1 und 2 in der Torsionsdämpferkupplung) überprüft werden.

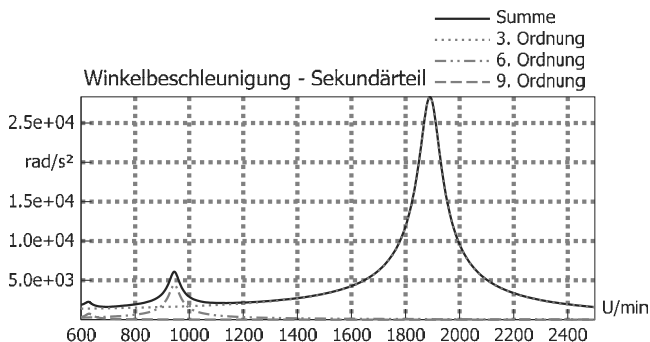


Bild 9: Ergebnis der stationären Analyse der Winkelbeschleunigung am Getriebeeingang

7. Rasseluntersuchungen

Nach der Reduktion der Drehschwingungen am Getriebeeingang in den vorangegangenen Abschnitten wird hier exemplarisch das Rasselverhalten einer nicht im Kraftfluss liegenden Zahnradstufe analysiert. Bei Zahnradstufen, die sich im Kraftfluss befinden, ist außer bei extremen Drehschwingungen nur eine Zahnflanke belastet. Bild 10 zeigt dieses Verhalten für die Normalkraft an der Getriebeeingangsstufe bei Simulation des Hochlaufs im Zeitbereich aus Abschnitt 5.

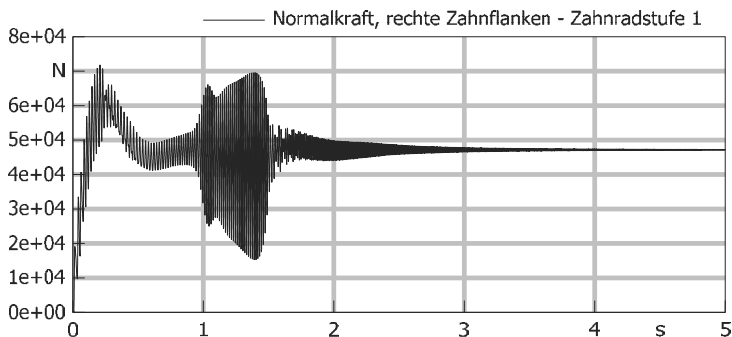


Bild 10: Zeitverlauf der Normalkraft an der dauerhaft belasteten Zahnflanke der Getriebeeingangsstufe

Die nicht im Kraftfluss liegenden Zahnräder werden hingegen durch die Drehschwingungen zu zyklischen Bewegungen innerhalb ihres Drehflankenspiels angeregt. In der Darstellung der Normalkraft an beiden Zahnflanken in Bild 11 ist zu erkennen, dass im Resonanzbereich des Antriebsstrangs die höchsten Kräfte auftreten und bei höheren Drehzahlen nach ca. 3,8 s überhaupt kein Rasseln mehr stattfindet. Hier wirken die berücksichtigten Planschverluste dem Abheben der Zahnflanken voneinander wirksam entgegen. Der rechte Ausschnitt verdeutlicht das abwechselnde Anschlagen an den Zahnflanken. Hohe Kraftwerte und eine große Anzahl an Spitzen im Kraftverlauf bedeuten ein starkes Rasseln [5].

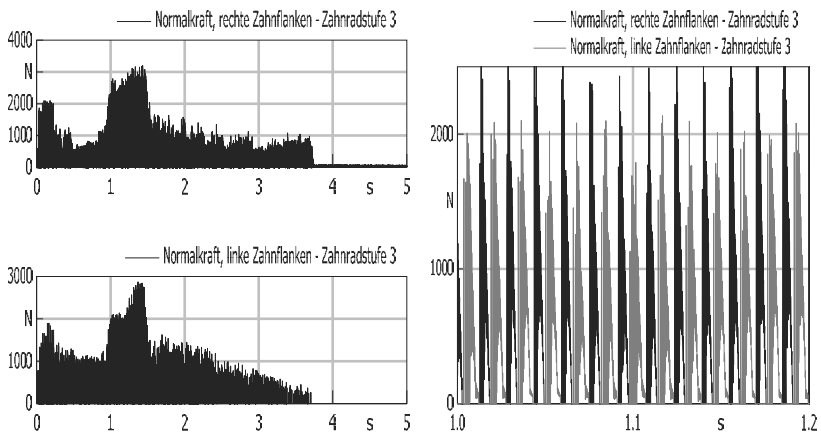


Bild 11: Zeitverlauf der Normalkraft an beiden Zahnflanken der nicht im Kraftfluss befindlichen Getriebestufe

Der vorgestellte Modellierungsansatz ist gut geeignet zur Durchführung von Parametervariationen. Als Auswertungskriterium für das Rasseln dient die Stoßleistung im Zahnkontakt. Dabei wird die Summe der Beträge aller Kräfte im Zahnkontakt gebildet und mit der Stoßgeschwindigkeit multipliziert.

Bild 12 zeigt verschiedene Variationen. Wobei Variante A immer der Ausgangsparametrierung mit optimierter Torsionsdämpferkupplung und Variante B der veränderten Parametrierung entspricht. Folgende Effekte sind sichtbar:

- Die Halbierung des Zahnflankenspiels reduziert das Rasseln deutlich. Allgemein gilt, dass bei großen Werten das Anschlagen erschwert wird und bei kleinen Werten die

Stoßgeschwindigkeit gering ist. Somit sind mittlere Werte für das Zahnflankenspiel am ungünstigsten [5].

- Eine Verdopplung der Drehträgheit des Losrads erhöht die Stoßleistung im Resonanzbereich und führt zusätzlich zu einem späteren Abklingen bei höherer Drehzahl. Während im Bereich zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe Leichtbau tendenziell zu höheren Drehschwingungen führt, hilft hier die Massenreduktion bei der Verringerung der Rasselneigung.
- Mit der ungünstigen Basisauslegung der Torsionsdämpferkupplung verschlechtert sich durch die höhere Anregung das Rasselverhalten im gesamten betrachteten Zeitraum.
- Zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs wird zunehmend die Zylinderabschaltung eingesetzt. Hier ist beispielhaft am ersten Zylinder die Verbrennungskraft deaktiviert. Es zeigt sich, dass auch dieser Entwicklungstrend das Rasseln begünstigt und geeignete Gegenmaßnahmen bei der Systemauslegung umgesetzt werden müssen.

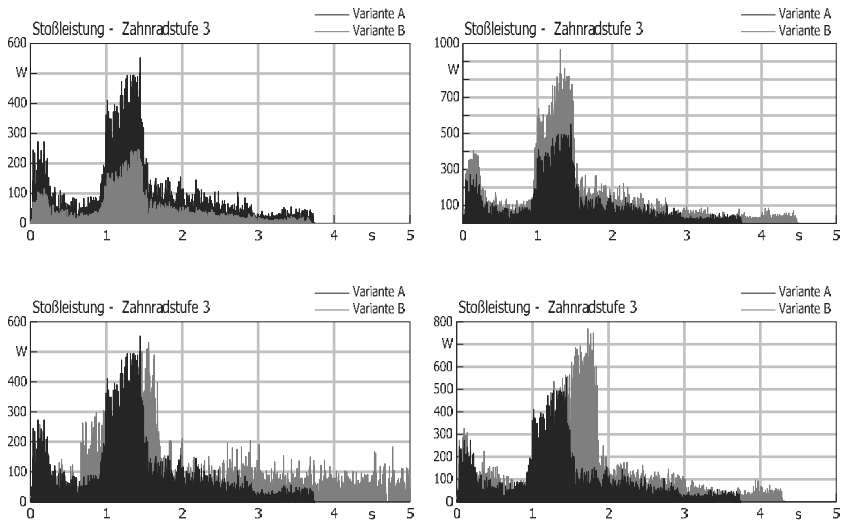


Bild 12: Zeitverlauf der Stoßleistung der nicht im Kraftfluss befindlichen Getriebestufe (oben links: halbiertes Zahnflankenspiel, oben rechts: verdoppelte Losraddrehträgheit, unten links: Zylinderabschaltung des ersten Zylinders, unten rechts: ursprüngliche Auslegung der Torsionsdämpferkupplung)

Weitere Effekte wie die Höhe der Planschverluste und die schmierfilmabhängige Kontaktdämpfung können ebenso mit dem Modell untersucht werden. Verändern lassen sich diese durch den Typ, die Menge und die Temperatur des Schmieröls [5]. Der Einfluss von allgemeinen Verzahnungsparametern wie gemeinsame Zahnbreite, Schrägungswinkel oder Übersetzung lässt sich ebenfalls abbilden.

Auch hier ist die stationäre Analyse wieder ein geeignetes Werkzeug, um den Einfluss der meisten Parametervariationen auf das Rasselverhalten im eingeschwungenen Zustand grundlegend zu bewerten.

Zusammenfassung und Ausblick

Es wurde gezeigt, dass mit dem akausalen Modellierungsansatz von SimulationX und den verfügbaren Bibliotheken intuitiv und effizient ein funktionales Antriebsstrangmodell erstellt werden kann. Durch die geschickte Kombination der Simulation im Zeitbereich mit den verfügbaren Analysetools wie der Eigenfrequenzanalyse mit normierter Energieverteilung und Campbell-Diagramm oder der Ordnungsanalyse konnte das für die Anregung des Getrieberrassels maßgebliche Drehschwingungsverhalten untersucht und durch gezielte Parameteranpassung verbessert werden.

Mit der stationären Simulation im Frequenzbereich wurde zusätzlich eine effiziente Methode vorgestellt, die die Analyse der Drehschwingungen im eingeschwungenen Zustand ermöglicht. Damit lassen sich sehr schnell grundsätzliche Parametereinflüsse ohne Berücksichtigung von zeitabhängigen Effekten abbilden.

Anschließend konnten wesentliche Parameter für die Reduktion der Rasselneigung, wie beispielsweise die Drehträgheit des Losrads oder das Drehflankenspiel zwischen den Zahnrädern, an einer nicht im Kraftfluss befindlichen Zahnradstufe ermittelt werden.

Eine zukünftige Erweiterung des Modells kann neben der Abbildung der Schaltvorgänge beim Hochlauf auch alle zum Rasseln neigenden Bauteile enthalten. Dazu zählen beispielsweise auch die Synchronisierungseinrichtungen. Eine Übertragung des vorgestellten Ansatzes auf Automatikgetriebe mit Planetenstufen ist ebenfalls realisierbar.

Die Nutzung von Optimierungswerkzeugen würde helfen, eine größere Anzahl an Varianten automatisiert zu berechnen und in einem darauf aufbauenden Schritt die sensitiven Parameter hinsichtlich eines optimalen Verhaltens einzustellen. Über seine Schnittstellen lässt sich SimulationX leicht mit externen Optimierungswerkzeugen wie optiSLang, Isight, modeFrontier, Optimus oder OptiY verbinden.

- [1] Fritzson, P.: Principles of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1. Hoboken: John Wiley & Sons 2004
- [2] Schreiber, U.; Grützner, S.: Planetengetriebe mit veränderlicher Steifigkeit im Zahneingriff - Modellierung und Mehrkörpersimulation am Beispiel von Automatgetrieben. Dresdner Maschinenelemente Kolloquium, 1. und 2. Dez 2005, Dresden: TUDpress Verlag der Wissenschaften GmbH 2005
- [3] Author collective: User Manual SimulationX. Dresden: ESI ITI GmbH 2017
- [4] Abel, A.; Nähring, T.: Frequency-Domain Analysis Methods for Modelica Models. Bielefeld: 6th International Modelica Conference 2008
- [5] Berthold, B.; Hierlwimmer, P.: Vorhersage und Analyse von Getrieberasseln. ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift, 9/2016, S. 60 – 65

Innovative Lösungen zur Vermeidung von „RupfSchwingungen“ bei automatisierten Trockenkupplungen

Dipl.-Ing. (FH) **Karl-Ludwig Kimmig**, Dipl.-Ing. (FH) **W. Dilger**,
LuK GmbH & Co. KG, Bühl;
Dr. rer. nat. **R. Kolling**, Schaeffler Friction Products GmbH, Morbach

Abstract

A strong upward trend of automated powertrains is recognizable due, in part to, the stringent legal specifications of CO₂ emissions combined with the market driven demand for increased comfort. Systems with automated dry-clutches play a decisive role in the upward trend of automated powertrains due to the very good overall efficiency. Both dry double clutches and dry single clutches are applied to automated transmissions and hybrid applications.

Development and production experience shows that judder avoidance is a special challenge that results from high powertrain efficiency combined with dry clutch tribology.

Vehicle judder can be nearly avoided through innovative solutions, which result from a combination of a detailed system description, holistic systematic investigations, and significant component testing. Several substantial simulation-tools are developed, which represent the entire drivetrain and are used in the early development phase to create requirements on the system, software and component levels. Further development of the tribology through the simulation yields improved performance and reduced judder excitation.

Schaeffler is a driving force in the development of integrated simulation and validation of vehicle judder. The article discusses several approaches to developing improvements in vehicle judder through the integrated simulation and validation of the drivetrain systems.

Einleitung

Infolge der gesetzlichen Vorgaben für den zukünftigen CO₂ Ausstoß von Fahrzeugen und aufgrund der stetig steigenden Komfortansprüche ist weltweit ein starker Trend hin zu automatisierten Antriebsträngen erkennbar. Aufgrund des sehr guten Gesamtwirkungsgrads spielen hierbei auch Systeme mit automatisierten Trockenkupplungen eine bedeutende Rolle. Dabei handelt es sich in erster Linie um trockene Doppelkupplungen, jedoch kommen speziell in Verbindung mit Hybridisierung auch trockene Einfachkupplungen verstärkt zum Einsatz.

Anhand der Erfahrungen aus vielen Projekten hat sich gezeigt, dass aufgrund des sehr guten Antriebstrang-Systemwirkungsgrades in Kombination mit trockenlaufenden Reibkupplungen besondere Herausforderungen hinsichtlich der Vermeidung von Rupfschwingungen gegeben sind. Durch eine detaillierte Systembeschreibung sowie viele systematische Untersuchungen am Gesamtsystem und an den Komponenten konnten eine Vielzahl von innovativen Lösungsansätzen erarbeitet werden, mit welchen sich Rupfschwingungen bei trockenen automatisierten Kupplungssystemen weitestgehend vermeiden lassen. Einige der Vorgehensweisen und Entwicklungsansätze sollen in diesem Beitrag diskutiert werden.

1. Systemverständnis / Systembetrachtung

Eine wichtige und auch Projekt entscheidende Voraussetzung für die Entwicklung eines komplexen automatisierten Antriebstranges ist, dass bereits im frühen Entwicklungsprozess ein sehr detailliertes Simulationstool zur dynamischen Beschreibung des Gesamtsystems vorliegt. Solche Simulationstools müssen zum einen die Hardware wie Kupplung, Betätigung, Aktorik, Getriebe, Motor, Aggregatagerungen, Achsen mit Radaufhängung und zum anderen auch die gesamte Steuerungslogik von Getriebe und Motor abbilden. Ein entsprechendes Modell ist vereinfacht im Bild 1 dargestellt.

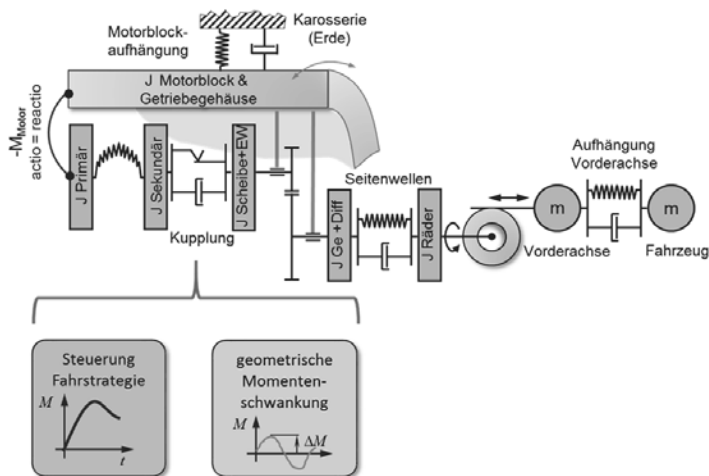


Bild 1: Antriebstrang Simulationsmodell

Damit in einer frühen Entwicklungsphase die Anforderungen für die Sub-Systeme und Komponenten ausreichend genau beschrieben werden können, muss das Simulationsmodell mit einer Vielzahl von Daten aus Berechnungen und Messungen befüllt werden. Hierbei ist auch entscheidend, dass möglichst viele Daten aus realitätsnahen Messungen gewonnen bzw. abgeleitet und zusätzlich mittels der Simulation anhand bekannter Antriebstränge auf Plausibilität überprüft werden können.

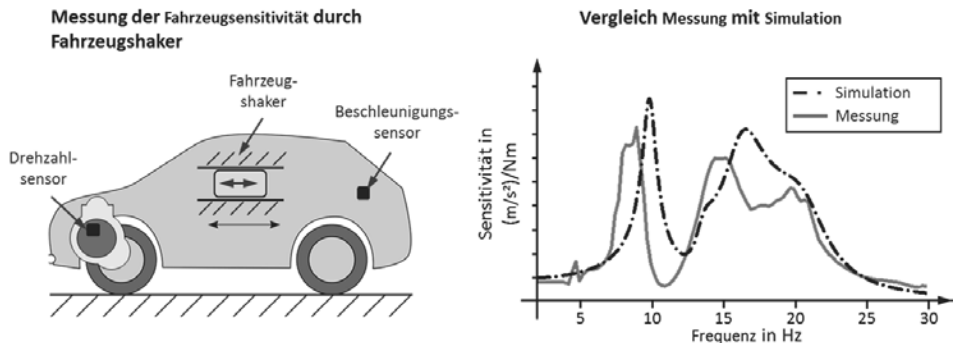


Bild 2: Messaufbau mit Shaker im Fahrzeug zur Ermittlung von relevanten Übertragungsfunktionen

Anhand umfangreicher Untersuchungen an realen automatisierten Antriebsträngen in Verbindung mit dem detaillierten Antriebstrangsimulationsmodell konnten sehr unterschiedliche Ursachen und Ursachenkombinationen bzw. Effektüberlagerungen, die für „Rupf-schwingungen“ verantwortlich sein können, identifiziert werden. So gibt es die bekannten Fälle, bei denen Rupfen über selbsterregte Reibschwingungen in Verbindung mit geringer Antriebstrangdämpfung verursacht wird, und andere Fälle, bei denen z.B. Motorblockeigenfrequenzen ungünstig mit den Antriebstrang-Eigenfrequenzen zusammenfallen, so dass eine stark überhöhte Fahrzeugsensitivität vorliegt. In solch einem Fall reichen kleinste Störansregungen aus, um für den Fahrer spürbare Schwingungen zu erzeugen. In anderen Fällen ist die Ursache für die Rupfanregung in der spezifischen Art der Kupplungsansteuerung über Aktor und Ansteuerungssoftware zu suchen. Anhand der wenigen beschriebenen Fällen kann sehr schnell der Nutzen einer detaillierten Systemsimulation im frühen Entwicklungsprozess gezeigt werden. Im Bild 3 ist der Effekt „Zusammenfallen der Eigenfrequenzen“ in einem Diagramm dargestellt.

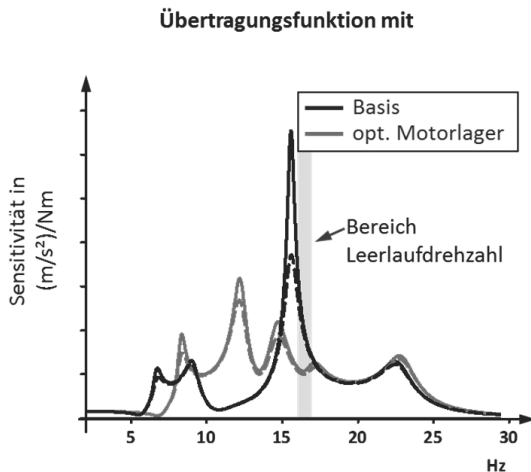


Bild 3: Antriebstrang-Übertragungsfunktion bei veränderter Motorlagersteifigkeit

2. Optimierungspotentiale durch die Ansteuerung von automatisierten Kupplungen

Ausgehend von der Erkenntnis, dass die Rupf-schwingungen in einem automatisierten Antriebstrang in allen Betriebszuständen eindeutig erfasst werden können und eine automatisierte Kupplung (trocken oder auch nass) sehr genau über das Aktorsystem angesteuert und auch geregelt werden kann, wurde bereits vor einigen Jahren die gegenphasige Anti-Rupf-Regelung als quasi kostenneutrale Abhilfemaßnahme gegen Antriebstrang-Rupf-schwingungen entwickelt und in vielen Fachbeiträgen diskutiert [2,3,5]. Allerdings muss man kritisch betrachtet nach vielen Jahren Entwicklungsarbeit konstatieren, dass die Umsetzung einer Antirupf-Regelung bisher nur in wenigen Serienprojekten Anwendung gefunden hat. Analysiert man die Ursachen dafür, so lässt sich vermuten, dass bei vielen Projekten in der frühen Definitionsphase keine ausreichend gesamthafte Systemsimulation vorgenommen wurde und somit die genauen Anforderungen an solch eine komplexe Steuerung nicht frühzeitig beschrieben werden konnte. Als Folge davon, fehlen in späteren Projektphasen wichtige Hardware- und auch Softwarevoraussetzungen, um eine ausreichend validierte Anti-Rupf-Regelung in Serie zu bringen. Mit dem im Hause Schaeffler entwickelten Gesamtsystem-Simulationstool ist man in der Lage, dies bei neuen Projekten in einer frühen Definitionsphase entsprechend zu beschreiben. Den Nutzen einer wirksamen Anti-Rupfregelung kann man im Bild 4 erkennen, die Triebstrangschwingamplituden können bei unterschiedlichsten Anregungsmechanismen mehr als halbiert werden.

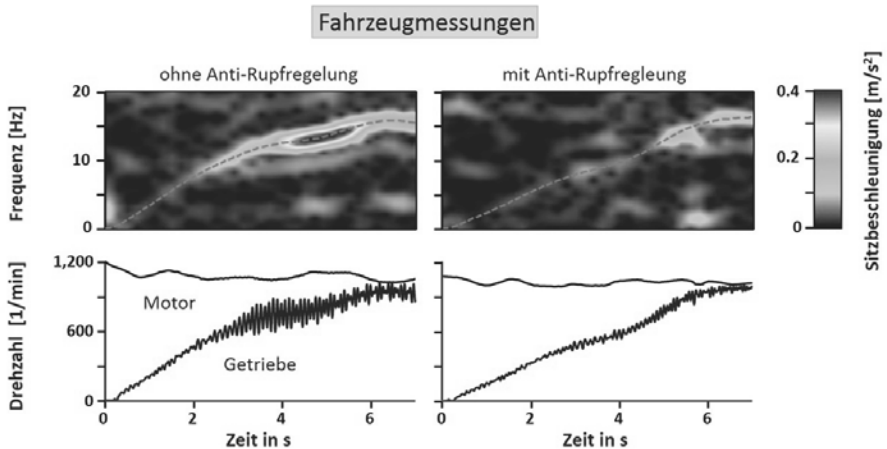


Bild 4: Wirkung einer Anti-Rupfregelung

3. Konstruktive Kupplungshardware Maßnahmen zur Reduzierung der Rupfanregung

Neben einer optimalen Kupplungsansteuerung stehen zur Vermeidung von Rupf-schwingungen auch immer noch geeignete Hardwaremaßnahmen im Vordergrund. Anhand der komplexen Systemsimulation lässt sich erkennen, dass an einem automatisierten Antriebstrang eine Vielzahl von Stellmöglichkeiten vorhanden sind, mit welchen Rupf-schwingungen verringert und auch vermieden werden können. Im weiteren Beitrag sollen Maßnahmen am Kupplungssystem im Vordergrund stehen. Am Kupplungssystem gibt es grundsätzlich zwei Hauptquellen, welche für eine Schwingungsanregung verantwortlich sind.

Zum einen die selbsterregten Reibschwingungen aus dem Tribosystem und zum anderen die geometrisch verursachte Anregung in der Kupplungsmechanik. Beide Themenfelder wurden in den letzten Jahren intensiv bearbeitet, wobei erst durch geeignete Simulationsunterstützung größere Fortschritte bei der Hardwareoptimierung erreicht werden konnten. Speziell hierbei zu benennen ist die doch sehr komplexe Kinematik einer Kupplungsbetätigung. Aufgrund von notwendigen Führungsspielen und vielen sich verändernden Reibkontakten können im schlechtesten Fall Winkelfehler auftreten, die in Kombination mit andern Kupplungsparametern geometrische Drehmomentschwankungen verursachen können. Das Simulationsstool kann hier erfolgreich unterstützen, indem es ermöglicht, den Einfluss einzelner Geometriefehler und Kombinationen zu bewerten. Bild 5 zeigt ein Modell zur Beschreibung eines Kupplungsbetätigungssystems für Doppelkupplungen.

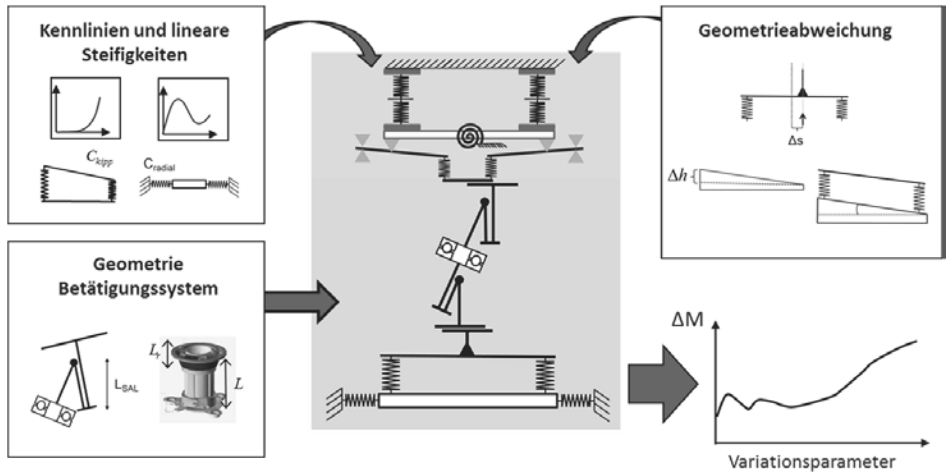


Bild 5: Modell Betätigungssystem für Doppelkupplungen

Mit der detaillierten theoretischen Beschreibung des Systems unter Berücksichtigung aller Geometrie Größen und ganz besonders auch unter Berücksichtigung aller dynamischen Reibkräfte können verbesserte Systeme in der frühen Projektphase definiert werden. Beispiel hierfür ist ein direktbetätigtes trockenes Doppelkupplungssystem, welches über ein spezielles Kurzkolben CSC (Concentric Slave Cylinder) betätigt und über eine weiterentwickelte Lagerungsanordnung im Getriebe präzise bzw. Fehlertolerant gelagert wird [2,3,5]. Viele der neu gewonnenen Erkenntnis werden bei neuen Konzepten trockener- und auch nasser automatisierter Kupplungen angewandt bzw. umgesetzt. Immer begleitet durch eine umfangreiche detaillierte Systemsimulation im frühen Entwicklungsprozess.

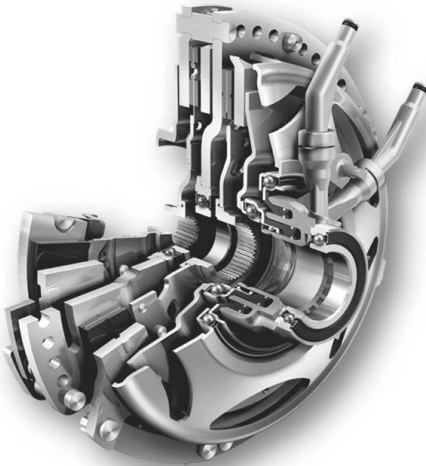


Bild 6: Trockene Doppelkupplung mit Ausgleichsfunktion im Betätigungssystem

4. Weiterentwicklung des Tribo-Systems

Das tribologische System einer trockenen automatisierten Kupplung muss ähnlich wie die mechanische Betätigung einer Kupplung ganzheitlich beschrieben und verstanden werden. Dies beginnt bereits bei der Beschreibung der verschiedenen Belastungszustände, welche bei automatisierten Kupplungen spezifisch und im starken Maße wiederholbar sind. Die Veränderung des Tribosystems durch immer wiederkehrende gleiche Belastungen und die Anwendung der Doppelkupplung in weiten Belastungs-, Drehzahl- und Temperaturbereichen stellt eine besondere Herausforderung dar. Moderne Datenerfassungssysteme erlauben Datensammlungen über eine Vielzahl von Fahrmanövern, die in unterschiedlichsten Regionen der Welt durchgeführt werden. Diese werden in großer Anzahl messtechnisch erfasst und geeignet statistisch automatisiert ausgewertet. Diese Daten müssen für die Komponentenentwicklung weiter verdichtet bzw. separiert werden, damit eine sehr effektive tribologische Materialentwicklung mittels Komponentenprüfungen erfolgen kann. Im Hause Schaeffler existiert zwischenzeitlich eine Prüfmatrix von bis zu 15 Komponenten-Tests, mit welchen das Tribo-System für automatisierte Doppelkupplungen bezüglich Reibschwingungsanregung beschrieben und optimiert werden kann. Diese bilden die oben beschriebenen variablen Belastungskollektive in breitem Maße ab. Vorteilhaft hierbei ist, dass sehr viele Daten aus unterschiedlichen Projekten und Anwendungsfällen vorliegen und verarbeitet werden konnten.

Anhand vieler Untersuchungen und Messungen im Fahrzeug hat sich gezeigt, dass die tribologische Schädigung eines trockenen Kupplungsreibsystems sich über die Laufzeit des Fahrzeuges sehr unterschiedlich entwickeln kann.

Zur Optimierung des tribologischen Systems von Trockenkupplungen können eine Vielzahl von Parametern variiert werden. So bestehen die Reibbeläge aus einem Mix von organischen und anorganischen Rohstoffen, welche in ihrer prozentualen Zusammensetzung in gewissen Grenzen verändert werden können und die in einem gezielt abgestimmten Ferti-gungsprozess zusammen gebracht werden. Weiter wird die Belagsmatrix durch mehrere thermische Prozessschritte zur ihrer finalen Struktur weiterverarbeitet. Auch findet noch eine mechanische Endbearbeitung statt. Bild 7 zeigt beispielhaft wie unterschiedlich sich bei einer spezifischen Niedriglastbedingung das tribologische Dämpfungsverhalten zweier Reibsysteme, welche sich durch die Materialzusammensetzung der Beläge unterscheiden, über die Zeit entwickeln kann. Aus dem Vergleich der beiden Kurven sieht man auch, wie man die im Test auftretende Schädigung des Tribokontaktes durch gezielte Reibmaterialentwicklung stark beeinflussen kann.

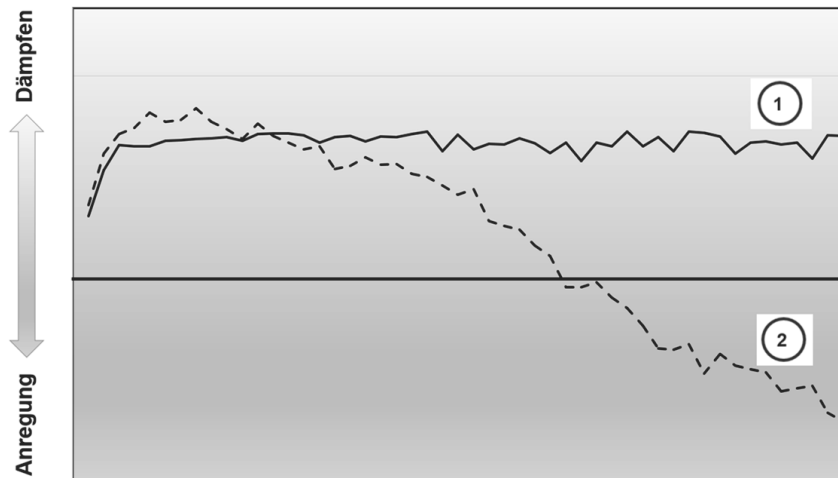


Bild 7: Vergleich tribologisches Dämpfungsverhalten zweier Reibbeläge

Auch hat sich gezeigt, dass durch optimale Abstimmung des Systems aus Reibbelag und Reibgegenpartner ein deutlicher Gewinn an Robustheit in Bezug auf das Langzeitreibverhalten erzielt werden kann. Als Gegenreibpartner werden heute hauptsächlich Guss- oder

Stahlwerkstoffe eingesetzt, welche sich in ihrer chemischen Zusammensetzung sowie Härte, Festigkeit und auch Wärmeleitfähigkeit unterscheiden können. Anhand umfangreicher Untersuchungen konnte nachgewiesen werden, dass ein starker Einfluss auf das tribologische Verhalten in Gestaltung der Reiboberfläche liegt. Dies bedingt eine viel genauere Beschreibung der mechanisch hergestellten Guss-/Stahlreiboberfläche im Vergleich zu dem, was in der Vergangenheit üblich war. Da nach dem Stand der Technik die Weiterentwicklung des Tribo-Systems sehr stark auf empirisch ermittelten Ergebnissen beruht, können geeignete Messverfahren zur großflächigen Oberflächencharakterisierung von großer Bedeutung sein und zur Findung geeigneter Entwicklungsrichtungen beitragen. Mit Hilfe optischer Messverfahren und leistungsstarken Analysemethoden konnten hierbei in den letzten Monaten große Fortschritte erzielt werden. Allerdings fehlt für eine zielgerichtete schnelle Weiterentwicklung eines Reibsystems noch die Möglichkeit der Simulationsunterstützung. Die Firma Schaeffler hat sich jedoch zum Ziel gesetzt, ähnlich wie bei der Gesamttriebstrangsimulation, auch ein in der Praxis anwendbares FEM unterstütztes Simulationstool für die Beschreibung der Vorgänge im Reibkontakt aufzubauen. Nachfolgend soll das Konzept der Tribo-Simulation vorgestellt werden.

5. Ausblick Simulation des Tribo-Kontaktes

Es ist ohne Zweifel eine große Herausforderung, die auftretenden Effekte und Mechanismen in einem Tribokontakt unter veränderlichen Bedingungen vorherzusagen und zu berechnen. Unterschiedliche Teams von Wissenschaftlern (Czichos, Habig [6], Ostermeyer [7], Popov [8,9]), haben sich intensiv und über längeren Zeitraum mit dieser Thematik beschäftigt. Die Veröffentlichungen zeigen ein sehr großes Spektrum der tribologischen Themen als auch die Bandbreite der numerischen Simulationen solcher Fragestellungen. In dem Tribologie-Standardwerk von Czichos/Habig [6] werden vier zentrale Reibmechanismen beschrieben, welche in Bild 8 dargestellt sind. Ergänzt wurde diese Darstellung um den Hinweis der Wärmeentwicklung und die Temperaturabhängigkeit bestimmter Werkstoffe.

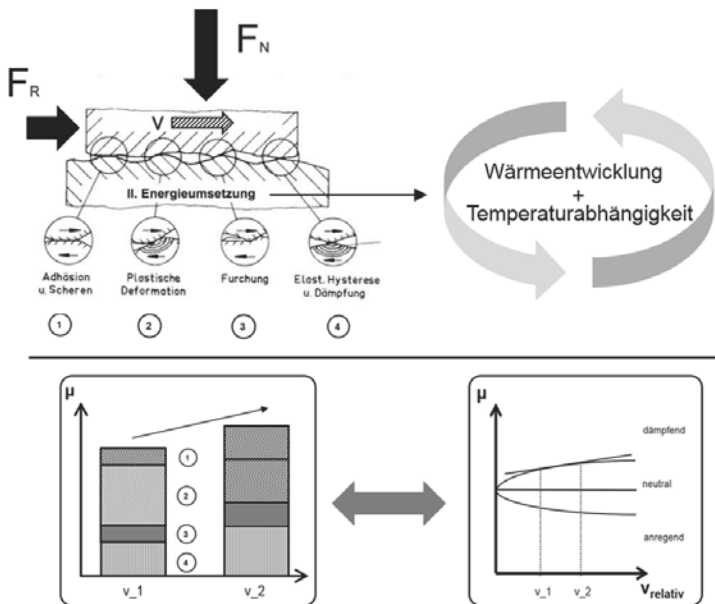


Bild 8: Reibmechanismen nach Czichos/Habig [6]

In der Abbildung 8 (links unten) ist dargestellt, dass der Gesamtreibwert bei einer spezifischen Geschwindigkeit aus den Anteilen der vier Reibmechanismen „Adhäsion, plastische Deformation, Furchung und elastische Hysterese“ zusammengesetzt ist. Hier wird angenommen: Eine Zunahme der Geschwindigkeit kann zu einer Veränderung der Anteile führen, was einen geschwindigkeitsabhängigen Reibwert ergibt. Durch die Energieumsetzung kommt es auch zu einem Temperaturanstieg, der sich zusätzlich auf die jeweiligen Anteile der Reibmechanismen aufgrund der Änderung relevanter Eigenschaften des Reibmaterials auswirken kann.

In Abbildung 8 (rechts unten) ist die typische Darstellung des Reibwertes über der Geschwindigkeit dargestellt. Ein positiver Reibwertgradient unterstützt das dämpfende Verhalten, während ein negativer Gradient die Schwingungsanregung in einem Antriebstrang fördert. Dies verdeutlicht, wie bedeutend es ist die Anteile der Reibmechanismen, welche zu dem Reibwertverlauf führen, bestimmen zu können.

Gesucht werden daher die Parameter, über welche sich der Reibwert und der Reibwertverlauf eines trockenen Reibsystems beschreiben lassen. Damit nun die Reibwertcharakteristik

qualitativ und auch quantitativ berechnet werden kann, sollen in einem geeigneten Finite Elemente Modell, die oben beschriebenen Reibmechanismen berechnet werden. Die Abbildung 9 verdeutlicht diesen Ansatz.

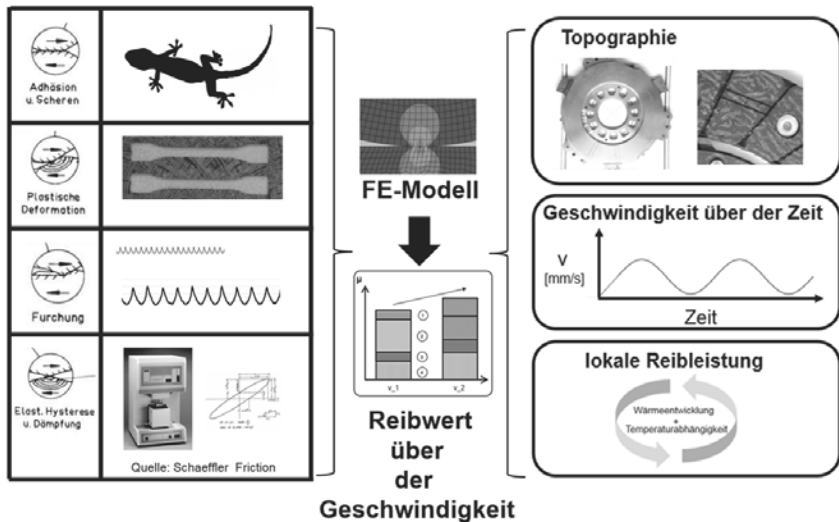


Bild 9: Tribologisches Berechnungsmodell

Die Abbildung 9 zeigt auf der linken Seite die Reibmechanismen und rechts die beiden Reibpartner, den Geschwindigkeitsverlauf und den Aspekt der Reibleistung.

Die betrachteten Bauteilbereiche bewegen sich im „makroskopischen“ Bereich. So sollen z.B. die Verteilung bestimmter Komponenten im Reibbelag (Garn, Polymerkomponente ...) und die durch die Zerspanung erzeugte Drehkontur abgebildet werden. Die Geschwindigkeitsänderung zwischen den Reibpartnern orientiert sich an den Belastungen von Prüfläufen. Mit verschiedenen FE-Modellen wird die Plausibilisierung der relevanten Reibmechanismen angestrebt und je nach Bedeutung in das Gesamtmodell überführt. Das Gesamtmodell soll zukünftig die Reibkraft über der Geschwindigkeit berechnen und einen Rückschluss auf die Einzelanteile der Reibmechanismen erlauben.

6. Zusammenfassung

Die Minimierung der Schleppverluste und Erhöhung des Gesamtwirkungsgrads bei automatisierten Kupplungssystemen ist für die weitere CO₂ Reduzierung von Fahrzeugen eine wichtige Entwicklungsrichtung. Der damit verbundenen Zunahme der Triebstrang-Schwingungssensitivität muss durch geeignete Maßnahmen am Kupplungssystem zur Minimierung der Störanregung entgegen gewirkt werden. Hierzu wurden zum einen umfangreiche Simulationsmodelle entwickelt, mit welchen das Gesamtsystem in einem frühen Entwicklungsstadium hinreichend genau abgebildet werden kann und somit frühzeitig die Anforderungen an die Systemkomponenten einschließlich der Ansteuerung formuliert werden können. Parallel wurde in den letzten Jahren, durch die Entwicklungsarbeit in vielen Serienprojekten, eine Vielzahl von Optimierungsmaßnahmen zur Minimierung der Störanregung (Rupf-Anregung) von Reibkupplungen entwickelt und auch umgesetzt. Weitere Fortschritte lassen sich über die Weiterentwicklung des tribologischen Systems erzielen, wobei auch hier eine Simulationsunterstützung begleitend zum Entwicklungsprozess zielführend wäre. Da es diese Möglichkeit bis heute in einer in sich geschlossenen Form (Berechnung und Validierung) noch nicht gibt, wurde im Hause Schaeffler begonnen dies weiter voranzutreiben.

7. Literaturnachweis

- [1] Zink, M., Wagner, U., Feltz, C.: Doppelkupplungssysteme – Modular und höchst effizient für den Antriebsstrang von morgen. 10. Schaeffler Kolloquium, 2014
- [2] Kimmig, K.-L., Dr. Bührlé, P., Dr. Kolling, R., Daikeler, R., Baumann, M.: Höchster Komfort – Die trockene Doppelkupplung stellt sich der Herausforderung. 10. Schaeffler Kolloquium, 2014
- [3] Dr.-Ing. Steiger, S., Dr.-Ing. Treder, M., Dr. rer. nat. Neuberth, U., Reuschel, M.: Innovative Weiterentwicklungen bei trockenen Doppelkupplungssystemen. VDI-Berichte Nr. 2206, 2013
- [4] Dagenbach, A., Werner, O., Seebacher, R.: Geometrische Rupanregung in der schlupfenden Kupplung – Mechanismen und Minimierungspotenziale, Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik. Band VIII
- [5] Baumann, M., Kimmig, K.-L., Daikeler, R.: Das trockene Doppelkupplungssystem, ideal für Hybridantriebsstränge, VDI Vortrag 2015
- [6] Czichos, H., Habig, K.-H.: Tribologie-Handbuch, Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik, 3. Auflage, Vieweg + Teubner Verlag, 2010.
- [7] Prof. Dr.-Ing. habil. G.-P. Ostermeyer, www.ids.tu-braunschweig.de.
- [8] Prof. Dr. rer. nat. V. L. Popov,: Kontaktmechanik und Reibung, Springer Verlag, 2009.
- [9] Prof. Dr. rer. nat. V. L. Popov, Markus Heß, Methode der Dimensionsreduktion in Kontaktmechanik und Reibung, Springer Vieweg, 2013.
- [10] Dipl.-Ing. J. Berkefeld, Prof. Dr.-Ing. habil. D. Bartel, Einfluss des metallischen Reibgegensatzes auf das tribologische Verhalten von trockenlaufenden Doppelkupplungen, VDI-Tagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben, 2015.

Untersuchung der Drehmomentgleichförmigkeit durch geometrische Zwangserregung bei nasslaufenden Doppelkupplungen



M. Sc. **H. Frisch**, Volkswagen AG, Kassel,
Prof. Dr. rer. nat. **R. K. Schulz**, Universität Kassel;
Dr.-Ing. **K. Sittig**, Dipl.-Ing. **D. Dörfler**, B. Sc. **K. Möller**,
Volkswagen AG, Kassel

Kurzfassung

Dieser Beitrag beschäftigt sich mit der Untersuchung der Drehmomentgleichförmigkeit durch geometrische Zwangserregung bei nasslaufenden Doppelkupplungen von Fahrzeugen.

Durch statistische Methoden wie statistische Versuchsplanung (Design of Experiments) und Regressionsanalyse wird der Einfluss von Bauteilabweichungen hinsichtlich Form- und Lage-toleranzen von Doppelkupplungsbauteilen untersucht. Im Fokus steht, welche Bauteilabweichungen besonders starken Einfluss auf die Schwingungsanregung haben.

Neben verschiedenen anderen Bauteilmaßen an Doppelkupplungsbauteilen treten besonders die Anlageflächen der Druckplatte der Teilkupplung K1 als entscheidende Einflussgrößen hervor.

Abstract

This essay deals with the examination of torque uniformity which is a result of the geometrical forced excitation in wet dual clutches of vehicles.

By means of statistical methods like design of experiments and regression analysis the influence of deviations of parts will be examined concerning the shape and position tolerances of dual clutch parts. Special focus is on the question which part deviation has an extra strong influence of the vibration stimulation.

Among different part measures on dual clutch parts the contact surfaces of the pressure plate of the clutch K1 have essential contributory effects.

1. Einleitung

Bauteilabweichungen von Doppelkupplungsbauteilen können dafür verantwortlich sein, dass zwangserregte Drehmomentschwingungen aus der Kupplung den Antriebsstrang des Fahr-

zeugs zu Torsionsschwingungen anregen, was dazu führen kann, dass das Fahrzeug beim Anfahren ruckelt. Zwangserregte Drehmomentschwingungen sind daher nur in der Schlupfphase relevant, d.h. in der Phase zwischen Kontaktieren der beiden Kupplungsseiten und Synchronisation. Wenn Antriebs- und Abtriebsseite voneinander getrennt oder synchronisiert sind, tritt dieses Schwingungsphänomen nicht auf.

Da sich dieser Beitrag mit der geometrischen Zwangserregung nasslaufender Doppelkupplungen beschäftigt, werden an dieser Stelle weder Selbsterregungsphänomene durch das tribologische System noch Schwingungserscheinungen in trockenlaufenden Doppelkupplungen näher betrachtet, was bereits an anderer Stelle erforscht wurde (siehe beispielsweise [1], [2], [3]).

Mithilfe einer Versuchsreihe soll untersucht werden, welche Bauteilmaße an sich und welche Bauteilmaße in Kombination mit anderen, d.h. Wechselwirkungen von Bauteilmaßen, besonders für die Schwingungsanregung verantwortlich sind. Der D-optimale Versuchsplan, der der Versuchsreihe zugrunde liegt, wird mithilfe statistischer Versuchsplanung (Design of Experiments) so erstellt, dass für die untersuchten Faktoren Haupteffekte, Zweifachwechselwirkungen und quadratische Zusammenhänge ermittelt werden können (siehe dazu beispielsweise [4]).

2. Zwangserregte Drehmomentschwingungen

Bauteilabweichungen an Kontaktflächen von im Kraftfluss stehenden Doppelkupplungsbauteilen führen bei Rotation zu periodischen Anpresskraftschwankungen, woraus sich periodische Drehmomentschwankungen ergeben. Die Folge davon sind erzwungene Schwingungen. Auf diese Weise hervorgerufene Kupplungsschwingungen werden in der Literatur auch als Rupfen bezeichnet. [5], [6]

Bild 1 erklärt anhand eines mechanischen Ersatzmodells das zwangserregte Rupfen.

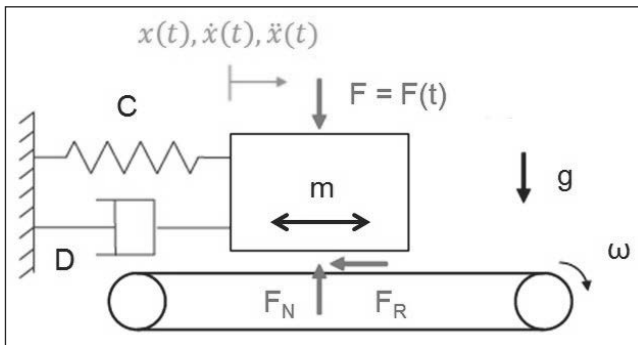


Bild 1: Mechanisches Ersatzmodell zur Erklärung des zwangserregten Rupfens, nach [7]

Formel (1) stellt den funktionalen Zusammenhang der in Bild 1 genannten Größen in Verbindung mit dem Reibwertgradient μ' dar. [7]

$$m\ddot{x}(t) + (d + F_N\mu')\dot{x}(t) + cx(t) = F(t) \quad (1)$$

Um zwangserregte Schwingungen zu erzeugen, müssen mindestens zwei Abweichungen auftreten. Eine Bauteilabweichung allein führt noch nicht zu Anpresskraftschwankungen, die zwangserregte Schwingungen bewirken. Erst beim Auftreten einer zweiten Bauteilabweichung schwankt die Anpresskraft $F(t)$ bei Rotation der Bauteile in der Schlupfphase. [5] Bild 2 erläutert diesen Zusammenhang anhand zweier exemplarischer Bauteilabweichungen, einer Erhebung auf der Anpressplatte (Index 1, links und rechts) sowie eines Winkelversatzes (Index 2, nur rechts).

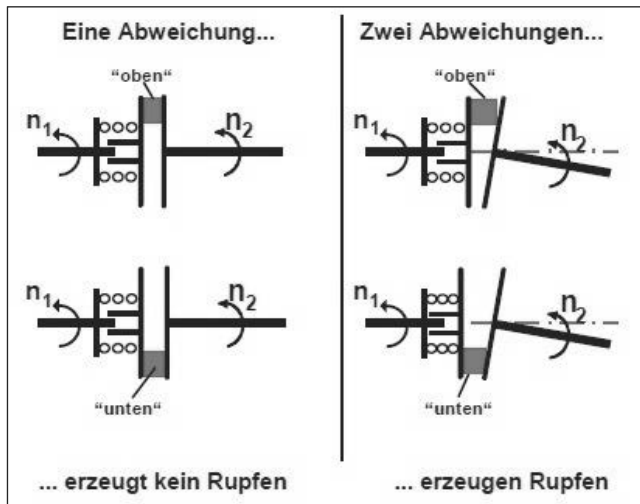


Bild 2: Modellbetrachtung für zwangserregtes Rupfen [5]

3. Doppelkupplung

Bei der untersuchten Doppelkupplung handelt es sich um die in Bild 3 dargestellte nass-laufende Doppelkupplung mit axialem Aufbau der Lamellenpakete.

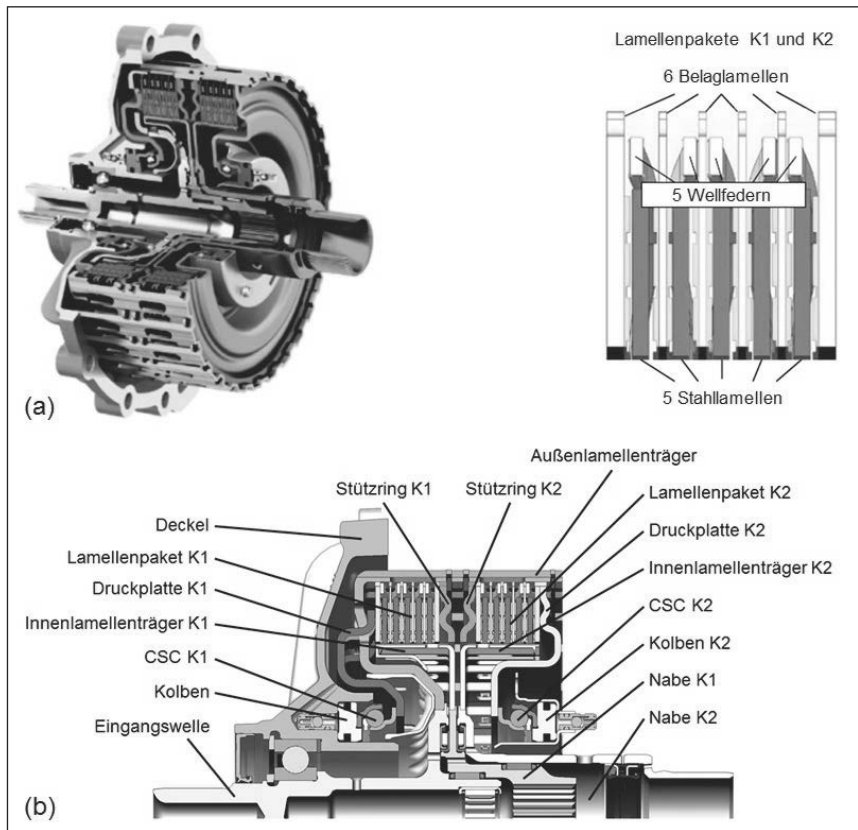


Bild 3: Untersuchte Doppelkupplung in (a) 3D-Darstellung und (b) 2D-Schnittdarstellung mit Bauteilbezeichnungen, nach [7]

4. Untersuchte Faktoren

Für das Vorgehen der Untersuchung wurde die statistische Versuchsplanung (Design of Experiments) gewählt, wodurch die Versuchsanzahl deutlich reduziert werden kann und dabei trotz reduzierter Versuchsanzahl statistisch abgesicherte Ergebnisse erhalten werden [4]. Dazu müssen Faktoren zur Erstellung des gewählten D-optimalen Versuchsplans definiert werden. Die Faktoren ergeben sich aus den mit Form- und Lagetoleranzen versehenen Bauteilmaßen der Doppelkupplungsbauteile.

Zum Identifizieren der relevanten Faktoren wurden folgende vier Kriterien angewendet:

1. Erfahrungswerte aus vorangegangenen Untersuchungen sollen einbezogen werden.
2. Der Fokus dieser Untersuchung liegt auf den umgeformten Bauteilen der Doppelkupplung, d.h. die Lamellenpakete werden nicht näher untersucht. Bei den Versuchen im Rahmen dieses Beitrags werden die Lamellenpakete durch den Versuchsplan nicht variiert und daher diese Einflussgröße konstant gehalten. D.h. es werden bei allen Versuchen dieselben Lamellenpakete für die beiden Teilkupplungen verwendet.
3. Es sollen nur axiale Anlageflächen der Doppelkupplungsbauteile in die Untersuchung einfließen.
4. Die sich aus dem Versuchsplan ergebenden Versuchsbauteile sollen durch zerspanende Nacharbeit von Serienbauteilen herstellbar sein.

Vor der Durchführung der Versuche gemäß Versuchsplan ist eine gezielte Bauteilfertigung nötig. In die Versuchsbauteile wurden sinusförmig über den Umfang verteilt zwei gegenüberliegende Minima in die Bauteiloberfläche zerspanend eingebracht. Die Maxima ergeben sich aus der unbearbeiteten Oberfläche. Ein Versuchsplan zur Untersuchung quadratischer Zusammenhänge verlangt drei Faktorstufen: minimal – mittel – maximal. Daher wurden in die Bauteile die Minima mit minimaler, mittlerer und maximaler Tiefe eingebracht. Um Effekte eindeutiger ermitteln zu können, sollen die maximalen Einstellungen deutlich über den Zeichnungsvorgaben liegen. Durch taktile Bauteilvermessung mithilfe der Koordinatenmesstechnik wurden die geometrischen Einflussgrößen quantifiziert.

Aus der Vielzahl möglicher Faktoren bleiben anhand der vier genannten Kriterien folgende fünf Faktoren übrig, die auf beide Teilkupplungen angewendet werden.

Tabelle 1: Faktoren Kontaktflächen der Bauteile

Faktor	Bauteil	Beschreibung
Faktor 1	Außenlamellenträger	Parallelitäten der Sicherungsringnuten
Faktor 2	Druckplatten	Ebenheit der Anlagefläche zum Lager
Faktor 3	Druckplatten	Parallelität der Drucklinie
Faktor 4	Stützringe	Ebenheit der Anlagefläche Sicherungsring
Faktor 5	Stützringe	Parallelität der Drucklinie

Wie oben beschrieben, sind zum Auftreten von zwangserregten Schwingungen im Schlupf zwei Bauteilabweichungen notwendig, genauer gesagt eine Bauteilabweichung auf der Primärseite, d.h. der Antriebsseite vor dem Reibkontakt, die andere Bauteilabweichung auf der Sekundärseite, d.h. der Abtriebsseite nach dem Reibkontakt. Die aufgelisteten Faktoren, die

in die gezielte Untersuchung einfließen sollen, befinden sich alle auf der Primärseite. Durch eine Rund- und Planlaufabweichung der Innenlamellenträger der beiden Teilkupplungen auf der Sekundärseite ergibt sich die zweite Bauteilabweichung. Bei allen Versuchen werden dieselben Innenlamellenträger verwendet, um diesen Einfluss konstant zu halten, da er durch den Versuchsplan nicht gezielt variiert wird.

Bild 4 stellt die Positionen der untersuchten Kontaktflächen in der Doppelkupplung dar, auf die sich die Faktoren beziehen.

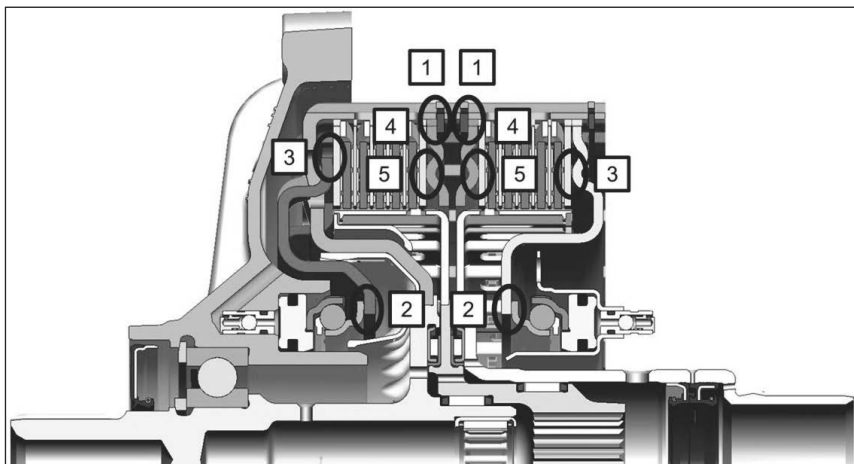


Bild 4: 2D-Schnittdarstellung der untersuchten Doppelkupplung mit den markierten Positionen der variierten Faktoren (links: Teilkupplung K1, rechts: Teilkupplung K2)

Darüber hinaus werden drei weitere Faktoren in die Untersuchung einbezogen, die sich auf die Lage der Bauteile zueinander beziehen. Diese Faktoren wurden durch den Versuchsplan nicht gezielt variiert, sondern die bei den einzelnen Versuchen dokumentierten Bauteillagen in die Regressionsanalyse einbezogen.

Tabelle 2: Faktoren Lage der Bauteile zueinander

Faktor	Bauteil mit Kontaktfläche	
	Verdrehwinkel der Bauteilkonturen hinsichtlich der Lage der Minima und Maxima zwischen ... und ...	
Faktor 6	Druckplatte Anlagefläche zum Lager	Druckplatte Drucklinie
Faktor 7	Druckplatte Drucklinie	Stützring Drucklinie
Faktor 8	Stützring Drucklinie	Stützring Anlagefläche zum Sicherungsring

5. Prüfstandsmessung

Der für die Versuche verwendete Doppelkupplungsprüfstand (Bild 5) treibt mit zwei Elektromotoren die Antriebs- (1) und Abtriebsseite (2) der Doppelkupplung an. Die abtriebsseitige Umschaltung der beiden Teilkupplungen geschieht mithilfe eines mechanischen Wellenumschalters (3). Die Doppelkupplung ist bei den Messungen in der Prüfbox (4) montiert. Das Drehmomentsignal wird mit einer Messnabe (5) abtriebsseitig aufgezeichnet. Die Öltemperatur kann während der Messung über eine geregelte Temperiereinheit (6) in einem hinreichend kleinen Bereich konstant gehalten werden.

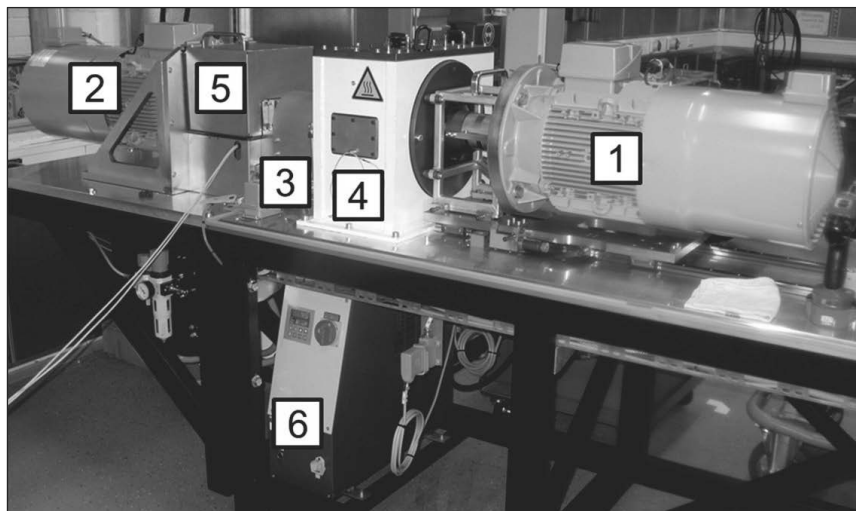


Bild 5: Doppelkupplungsprüfstand

Zur Messung der Drehmomentgleichförmigkeit werden der Kupplungsschließdruck und damit das übertragene Drehmoment konstant gehalten. Das am Abtrieb aufgezeichnete Drehmomentsignal (Bild 6, a) wird anschließend mithilfe der Fast-Fourier-Transformation (FFT) in sein Spektrum (Bild 6, b) überführt. Aus den mitgemessenen Drehzahlsignalen des An- und Abtriebs ergeben sich die Antriebs-, Abtriebs- und Schlupfordnungen. Im Rahmen der Versuche dieses Beitrags werden nur die für das tribologische System spezifischen Schlupfordnungen näher untersucht, da sie unabhängig von Aufbaueinflüssen des An- und Abtriebs sind.

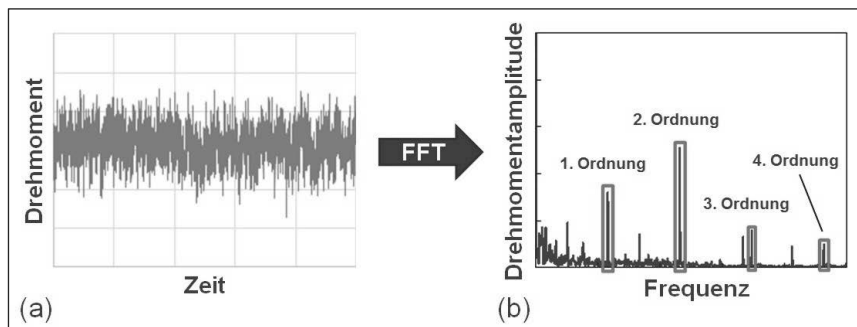


Bild 6: (a) Exemplarisches Drehmomentsignal und (b) Frequenzspektrum (1. bis 4. Schlupf-ordnung markiert)

6. Ergebnisse

Die Messdaten der Versuche gemäß Versuchsplan wurden mithilfe der Regressionsanalyse und anschließender Signifikanzprüfung ausgewertet. Die einzelnen Ordnungen wurden mit Regressionsmodellen beschrieben, die durch statistische Kennwerte bewertet werden. Diese waren für die 2. Schlupfordnung am höchsten. Darüber hinaus war die Variation der Messwerte bei der 2. Schlupfordnung am größten. Das kann damit begründet werden, dass in die Versuchsbauteile Konturen mit zwei Minima und zwei Maxima über den Umfang eingebracht wurden. Bauteile mit einer solchen Oberflächenkontur regen besonders stark eine 2. Ordnung an. Die folgenden Ergebnisse ergeben sich aus der Auswertung der 2. Schlupfordnung.

Für die Teilkupplung K1 kann ermittelt werden, dass die Sicherungsringnut des Außenlamellenträgers (Faktor 1) und die Kontaktflächen der Druckplatte K1 (Faktoren 2 und 3) signifikanten Einfluss auf die Zwangserregung haben. Der Einfluss der Verdrehung der beiden

Kontaktflächen der Druckplatte (Faktor 6) unterstreicht die Wichtigkeit der Druckplatte für die Gleichförmigkeit der Drehmomentübertragung. Die Druckplatte K1 ist das sensibelste Bauteil. Dabei hat Faktor 3, die Parallelität der Drucklinie der Druckplatte K1, den größten Einfluss (siehe Bild 7). Mit größer werdender Parallelitätsabweichung nimmt die Drehmomentamplitude stark zu, was sich aus der positiven Effektstärke im Pareto-Diagramm (Bild 7) ergibt.

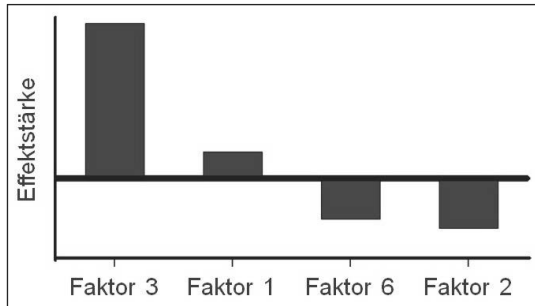


Bild 7: Pareto-Diagramm der Effekte der 2. Schlupfordnung K1

Der statistische Kennwert Bestimmtheitsmaß des sich aus der Regressionsanalyse ergebenden Regressionsmodells für die 2. Schlupfordnung der Teilkupplung K1 liegt bei $R^2=0,79$, d.h. 79% der Variation kann durch das Modell erklärt werden.

Da die Messwerte der Teilkupplung K2 stärker streuen als die der Teilkupplung K1, kann ein größerer Teil der Variation der K2-Messwerte nicht erklärt werden, was zu einem niedrigeren Bestimmtheitsmaß von $R^2=0,56$ führt. Es kann dennoch die Signifikanz des Einflusses der Parallelitäten der am Lamellenpaket anliegenden Drucklinien des Stützrings (Faktor 5) und der Druckplatte K2 (Faktor 3) gezeigt werden (siehe Bild 8). Mit größer werdenden Bauteilabweichungen nehmen die Drehmomentamplituden der 2. Schlupfordnung K2 zu, was an dem positiven Gradient der mittleren Linie im Diagramm (Bild 8) erkennbar ist. Des Weiteren zeigt sich auch die Teilkupplung K2 sensibel für die Verdrehung der Oberflächenkonturen (Faktoren 6 und 7, siehe Bild 8).

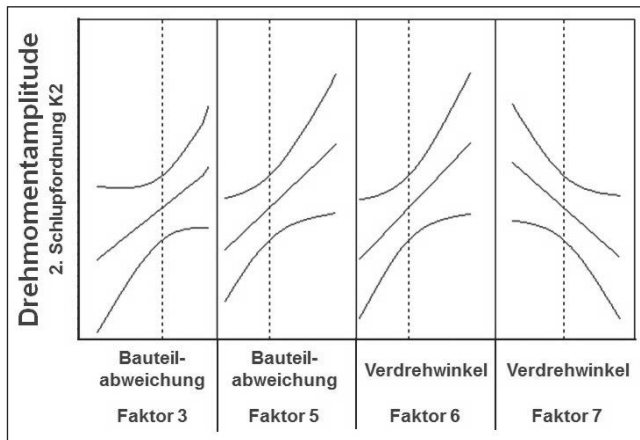


Bild 8: Verläufe der Drehmomentamplitude der 2. Schlupfordnung K2 mit einem 95%-Vertrauensintervall (äußere Linien) für den Mittelwert (mittlere Linie)

7. Zusammenfassung

Insgesamt können aus den Versuchen folgende Ergebnisse zusammengefasst werden:

1. Oberflächenkonturen mit zwei Minima und zwei Maxima über den Umfang auf axialen Anlageflächen der Doppelkupplungsbauteile bewirken eine 2. Schlupfordnung.
2. Quadratische Zusammenhänge und Wechselwirkungen treten nicht signifikant auf. D.h. ein linearer Ansatz beim Erstellen des Versuchsplans genügt, was eine deutliche Reduzierung der Versuchsanzahl zur Folge hat.
3. Beide Teilkupplungen verhalten sich unterschiedlich bei der Variation vergleichbarer Faktoren, was bei der untersuchten Doppelkupplung durch die unterschiedliche konstruktive Umsetzung der Druckplatten (ohne und mit Verzahnung) erklärt werden kann.
4. Die Aussagekraft der Ergebnisse anhand der statistischen Kennwerte ist für die Teilkupplung K1 höher als für die Teilkupplung K2.
5. Die Druckplatte dominiert das Verhalten der Teilkupplung K1 in Bezug auf die Drehmomentgleichförmigkeit.

Die durch die Untersuchung gewonnenen Erkenntnisse fließen im weiteren Entwicklungsprozess u.a. in die Festlegung der Toleranzen der Doppelkupplungsbauteile ein.

- [1] Berkefeld, J.; Bartel, D.: Einfluss des metallischen Reibgegenparts auf das tribologische Verhalten von trockenlaufenden Doppelkupplungen, VDI-Berichte Nr. 2245: Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben, 2015, S. 219-230
- [2] Diemer, M.: Reibschwingungen im Antriebsstrang – Erkennen – Verstehen – Vermeiden, VDI-Berichte Nr. 2029: Getriebe in Fahrzeugen, 2008, S. 647-661
- [3] Lüttig, A. K.; Neumann, B.; Kolling, R.; Bartel, D.; Deters, L.; Winkelmann, U.: Einflüsse ausgewählter Inhaltsstoffe auf das tribologische Verhalten und die werkstofflichen Eigenschaften von organischen Reibbelägen, GfT-Tagung, 2011, BD. II, 47/1-47/11
- [4] Siebertz, K.; van Bebber, D.; Hochkirchen, T.: Statistische Versuchsplanung. Design of Experiments (DoE). Heidelberg: Springer 2010 (VDI-Buch)
- [5] Albers, A.; Herbst, D.: Rupfen – Ursachen und Abhilfen, LuK Kolloquium, 1998, S. 23-46
- [6] Krüger, A.: Kupplungsrupfen – Ursachen, Einflüsse und Gegenmaßnahmen, Universität Karlsruhe (TH) Diss. 2003
- [7] Hädrich, F.: Simulation und Einflussanalyse von niederfrequenten Schwingungsphänomenen im automobilen Antriebsstrang mit Doppelkupplung, Universität Kassel Diss. 2016

Ganzheitliche Simulation von Pedalvibrationen Ein Gesamtmodell von der Kurbelwelle bis zum Pedal

Dipl.-Ing. (FH) **Matthias Baumann**, Dipl.-Ing. **Dirk Klünder**,
Dipl.-Ing. **Markus Hausner**, LuK GmbH & Co. KG, Bühl

Kurzfassung

Eine effektive Vermeidungsstrategie von Geräusch- und Vibrationsproblemen, die in Kupplungssystemen durch Kurbelwellenaxialschwingungen verursacht werden, umfasst eine Kombination verschiedener Maßnahmen. Zum einen müssen bei Bedarf die passenden Dämpfer an der optimalen Position im System eingesetzt werden, zum anderen spielt auch die Auslegung aller weiteren Ausrücksystemkomponenten eine wichtige Rolle. Nicht zuletzt tragen auch die Kupplung und das Schwungrad einen entscheidenden Anteil zum Übertragungsverhalten bei.

Ein frühzeitiges Erkennen möglicher Probleme und Eingriffsmöglichkeiten ist grundlegende Voraussetzung, den zu betreibenden Aufwand minimal und den Handlungsspielraum maximal zu halten. Um die Auswirkungen von Axialschwingungen zu bewerten und bei Bedarf das Kupplungssystem zu optimieren, werden bereits im Anfangsstadium der Entwicklung Simulationsmethoden eingesetzt.

Das bisherige Konzept besteht dabei aus einer seriellen Kette von Simulationen mit verschiedenen Tools und ist nur eingeschränkt „frontloadingfähig“, da es Messungen mit bereits aufgebauten Komponenten benötigt. Dabei werden verschiedene Pedalstellungen mit den jeweils dazugehörigen Betriebsdrücken in den einzelnen Simulationen getrennt betrachtet.

Im vorliegenden Beitrag wird dargestellt, wie das komplette Kupplungssystem hinsichtlich Axialschwingungen in einem flexiblen 1D-Gesamtmodell von der Kurbelwelle bis zum Pedal simuliert werden kann, besonderer Fokus liegt hier auf folgenden Punkten:

- „Frontloading“-Fähigkeit der Methode zum Einsatz bereits in der Angebotsphase
- Aussagefähigkeit bis mindestens 600 Hz, eingeschränkt auch bis 1000 Hz
- Abbildung kompletter Betätigungsvorgänge

Dazu wurde eine Simulationsmethode entwickelt, deren wesentlicher Kern ein komponentenbasiertes Gesamtmodell des Kupplungssystems bildet, dessen einzelne Submodelle beliebig getauscht oder in geänderter Reihenfolge platziert werden können. Ausgehend von einer gegebenen oder simulierten Weganregung der Kurbelwelle wird zusammen mit der Modellierung von Schwungrad, Kupplung und Ausrücksystem sowie Kupplungspedal und Fahrerfuß eine Vorhersage zu den Pedalvibrationen im Zeitbereich gemacht. Die Auswer-

tung beinhaltet das Übertragungsverhalten des Systems sowie eine aus den Pedalbeschleunigungen berechnete Note.

Auf Basis der simulierten Ergebnisse kann frühzeitig definiert werden, wie die Struktur des Ausrücksystems aufgebaut werden muss. Das Augenmerk liegt auf der Auswahl einer optimalen Leitung (Geometrie, Werkstoffe) im Zusammenspiel mit den übrigen Komponenten (Kupplung, Ausrückzylinder, Pedalanlage). Zusätzlich wird im Bedarfsfall ein geeignetes Dämpfungskonzept mit entsprechenden Maßnahmen an idealer Position definiert.

1. Ursache und Auswirkung von Pedalvibrationen

Die Axialanregung der Kurbelwelle ist eine der wesentlichen Quellen von Vibrationen im Kupplungssystem.

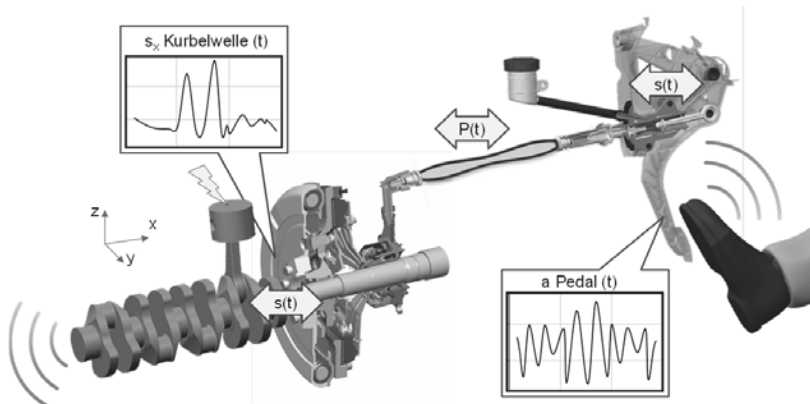


Bild 1: Ursache und Übertragung von Pedalvibrationen

Hierbei wird durch die Zündung der Zylinder vor dem Kurbelwellenaxiallager ein Weg am Schwungrad indiziert, der über Schwungrad und Kupplung in den hydraulischen Ausrückzylinder eingetragen wird. Hier entstehen durch die Weganregung entsprechende Druckpulsationen, die bis zum hydraulischen Geberzylinder übertragen werden. Im Geberzylinder erfolgt wiederum die Rücktransformation in eine Wegamplitude, die über das Pedalsystem im Kupplungspedal wahrnehmbar sein kann. Die im Kupplungspedal indizierten Pedalschwingungen stehen im Fokus dieses Beitrages. Sie können bei fehlenden Gegenmaßnahmen oder ungünstig ausgelegten Systemen im niederfrequenten Bereich vom Fahrer als störende Vibrationen und im höherfrequenten Bereich als Geräusche wahrgenommen werden. Die Intensi-

tät der Störung richtet sich dabei nach den auftretenden Beschleunigungsamplituden, deren zeitlichen Verlauf sowie deren Frequenzen.

2. Ausgangslage und Motivation

Bei Schaeffler gibt es eine Reihe von Modellen und Methoden [1], die zur Bewertung von Kurbelwellenaxialschwingungen und deren Auswirkungen auf Betätigungssysteme im Einsatz sind. Abgeleitet aus umfangreichen Erfahrungen wurden für eine Weiterentwicklung der Simulationsmethoden folgende notwendigen Ziele definiert:

- Kompletmodell Kurbelwelle bis Pedal im Zeitbereich
- Erweiterung gültiger Frequenzbereich auf > 600Hz
- Simulation transienter Betriebspunkte (z.B. Betätigungsvorgang oder Drehzahlrampen)
- Konstruktionsnahe Einsatzmöglichkeit mit gesteigerter „Frontloadingfähigkeit“
- Subjektive Bewertung (Note)
- Hoher Automatisierungsgrad und einfache Bedienung
-

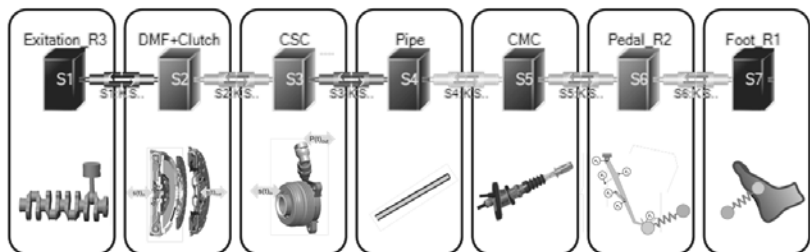


Bild 2: Struktur des Gesamtmodells in DyFaSim

Die Umsetzung erfolgt mit der Simulationssoftware DyFaSim (Dynamische Fahr Simulation, Eigenentwicklung), reduziert auf ein translatorisches 1D-System. Die Entscheidung für dieses Tool ermöglicht unter anderem den Einsatz von Submodellen (flexible und schnelle Anpassung an das vorliegende System), die Nutzung bereits existierender Modelle sowie die Anbindung an vorhandene Fahrzeugmodelle.

3. Das Teilmodell Anregungsmechanismus

Ein wichtiger Teil des Gesamtmodelles besteht aus einem Submodell „Anregungsmechanismus“. Abhängig von der Zielstellung der Simulation können unterschiedliche Anregungs-

arten vorgegeben werden. Der erste Modus ist ein Frequenzsweep (Sinus), mit konstanter Weg-, Geschwindigkeits- oder Beschleunigungsamplitude. Der zweite Modus umfasst die Axialdynamik der Kurbelwelle, nochmals unterteilt in zwei Teilaspekte. Es kann einerseits per vorgegebener Weganregung am Kurbelwellenflansch simuliert werden, beispielsweise aus Messungen, die über Kennfelder (drehzahl- und momentenabhängig) hinterlegt werden. Andererseits kann der Kurbelwellenaxialweg über eine Kräfteanregung simuliert werden. Diese Möglichkeit stellt die „Frontloading“-Fähigkeit des Modelles sicher und ermöglicht Rückwirkungen aus dem Kupplungssystem auf die Kurbelwellenaxialschwingung zu berücksichtigen. Im vorliegenden Beitrag werden zunächst folgenden Hypothesen zum Aufbau des Modelles zu Grunde gelegt:

1. Die Geometrie der Kurbelwelle und des Axiallagers sowie die Zylinderkräfte können in ein translatorisches, axiales 1D-System überführt werden.
2. Eventuelle Kippanteile werden ignoriert, es wird angenommen, dass diese keine Druckpulsation im hydraulischen Ausrückzylinder verursachen können. Diese Annahme stützt sich auf den Vergleich der Druckamplituden im Nehmerzylinder zwischen einer Fahrzeugmessung und der vereinfachten 1D-Simulation.
3. Es wird ausschließlich die wirkende Radialkraft F_r herangezogen, eventuelle weitere Anteile am Axialweg begründet aus anderen Krafrichtungen, wie zum Beispiel F_t oder F_p sowie torsionale Verformungen werden vernachlässigt [Bild 3].

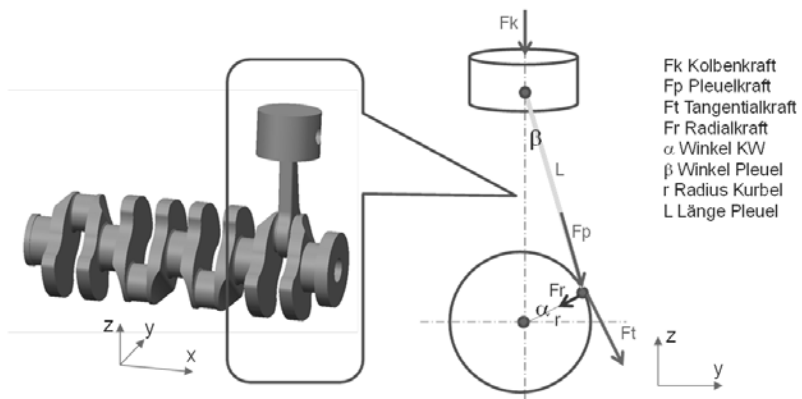


Bild 3: Kräfte am Kurbeltrieb, Radialkraft F_r

4. Eine Berücksichtigung der hydrodynamischen Dämpfungen [1] im Axiallager erfolgt nur vereinfacht. Aus Gründen einer „Frontloading“-Parametrisierung wird an dieser Stelle eine konstante Dämpfung vorgegeben. Ein Vergleich zwischen Kurbelwellen-

wegen, die mit diesem 1D-Modell simuliert wurden und Fahrzeugmessungen führt zur Annahme, dass diese Betrachtung für die Bewertung von Pedalvibrationen ausreichend ist.

Basis für die ursächliche Radialkraft sind die jeweiligen Zylinderdruckverläufe. Diese werden in einem entsprechend parametrisierten Verbrennungsmotormodul simuliert, dies ist in der Regel bereits im frühzeitigen Entwicklungsstadium möglich. Die daraus resultierenden Zylinderkräfte (inklusive Massenkräfte) werden über den Kurbelwellenwinkel und die Pleuelkraft F_p in eine Radialkraft F_r überführt, die als Grundlage für die Axialwegsimulation dient. Dazu wird vorab ein 3D-Modell oder eine Zeichnung der Kurbelwelle als 2D-Stabwerksgeometrie beschrieben. In einem Folgeschritt wird anhand dieser 2D-Idealisierung mittels Guyan-Reduktion ein 1D-Modell erzeugt.

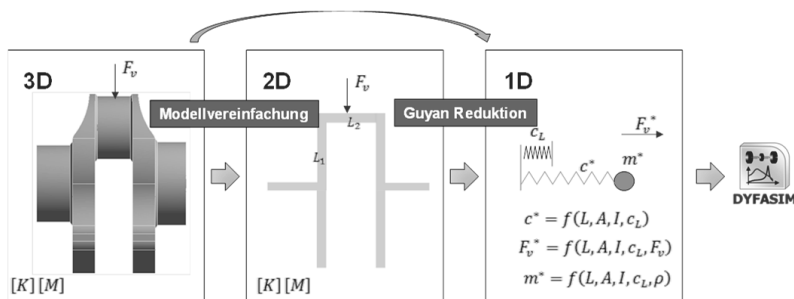


Bild 4: Reduktionsmethode

An dieser Stelle sei an das umfangreichere Tool „WLG“ verwiesen [1], was eine direkte Reduktion aus dem 3D und die Betrachtung der hydrodynamischen Koppelung ermöglicht. Auf diese detailliertere Vorgehensweise wird hier bewusst zu Gunsten der „Frontloading“-Fähigkeit und des konstruktionsnahen Einsatzgebietes verzichtet. Es hat sich gezeigt, dass mit den vorgenommenen Idealisierungen bereits eine hohe Ergebnisqualität erreicht wird.

Zur Modellierung des Axiallagers ergeben sich zwei Konzepte. Die Axiallagersteifigkeit kann durch eine reduzierte, angesetzte Kröpfungssteifigkeit (axial) berücksichtigt werden, oder aber parallel zur Kröpfung modelliert werden. Das Spiel der axialen Kurbelwellenlagerung wird in der verwendeten multilineareren oder nichtlinearen Steifigkeitskennlinie implementiert. Mögliche Betriebspunktänderungen des Motors während der Simulation sind sehr gut konfigurierbar. Im Verbrennungsmotormodul wird der entsprechende Zylinderdruck gemäß angepasster Momenten- oder Drehzahlanforderung simuliert und dient als Eingang für das redu-

zierte Kurbelwellenmodell. Damit wird es beispielsweise möglich, Drehzahlverläufe vorzugeben.

Ein Vergleich des simulierten Axialwegs zu einer Messung zeigt bei ersten Durchläufen bereits eine hohe Ergebnisqualität. [Bild 5].

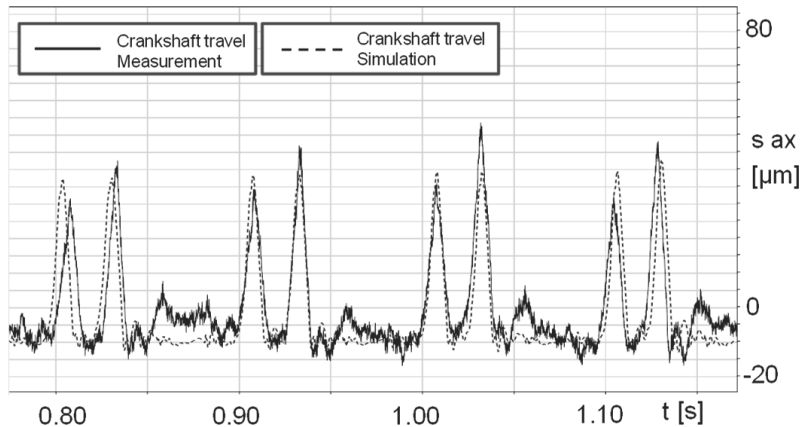


Bild 5: Vergleich Messung/ Simulation Weganregung ausgekuppelt

4. Submodelle Schwungrad und Kupplung

Auch zur Idealisierung des Schwungrades wird auf einige Hypothesen zurückgegriffen. Bei Einsatz eines Einmassenschwungrades wird lediglich dessen Masse benötigt, bei Zweimassenschwungrädern wird zusätzlich die axiale Steifigkeitskennlinie der Lagerung zwischen der Primär- und der Sekundärmasse integriert. Da das dynamische, axiale Verhalten dieser Massen zueinander besonders innerhalb des Lagerspiels stark nichtlinear ist, wird davon ausgegangen, dass die Vorlasten und Betätigungskräfte aus dem Kupplungssystem ausreichen, das vorhandene Axialspiel zu eliminieren. Es werden Lagerspiel und Lagersteifigkeit als Kennlinien hinterlegt (aus FE oder an das System angepasste Messung).

Für die Modellierung der Kupplung wird ein 1D-Axialmodell verwendet, dessen wichtigste Parametrisierung aus den folgenden Daten besteht:

- Belagfederkennlinie + Belagdämpfung
- Deckelsteifigkeit (bei SAC/ TAC in Reihe mit weiteren Steifigkeiten)
- Übersetzung der Tellerfeder
- Tellerfederkennlinie

- Zungensteifigkeit
- Massen aller Bauteile (effektiv schwingfähige Massen)

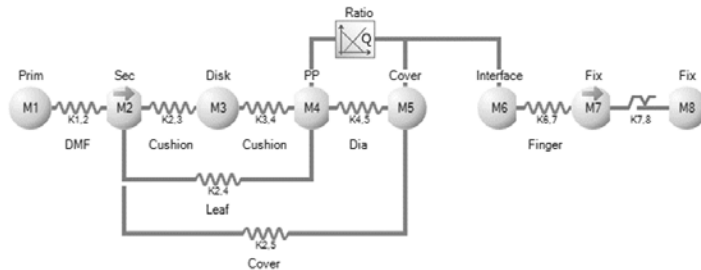


Bild 6: 1D Modell der Kupplung

Der Fokus des Modelles liegt auf einer schnellen Parametrisierbarkeit aus Daten, die im Rahmen der Kupplungsauslegung verfügbar sind. Damit wird eine ausreichend genaue Simulation der relevanten Eigenformen sowie der dazugehörigen Beschleunigungsamplituden der Anpressplatte bei verschiedenen Ausrückwegen erreicht.

5. Submodelle des hydraulischen Ausrücksystems

Dem hydraulischen Ausrücksystem kommt eine besondere Bedeutung im Hinblick auf Pedalvibrationen zu. Das hier beispielhaft betrachtete System besteht aus einem hydraulischen Geberzylinder, einer Hydraulikleitung, einem hydraulischen Zentralsrückschlagventil sowie möglichen Einbauteilen im Streckenverlauf. Auf alternative Systeme, wie beispielsweise semihydraulische Betätigungen, wird nicht eingegangen.

Eine Herausforderung in der Modellierung der Hydraulikzylinder (Geber und Nehmer) besteht in der Anforderung Betätigungsvorgänge zu simulieren. Betrachtet man beispielhaft das Bauteil CSC (Concentric Slave Cylinder), wird im Gegensatz zur Betrachtung eines stationären Betriebspunktes eine Vielzahl von zusätzlichen Modellierungs- und Präprozessen erforderlich. Genügt es, im stationären Fall den Zylinder über eine (frequenz- und temperaturabhängige) Steifigkeit, eine entsprechende optionale Dämpfung und die hydraulische Fläche zu beschreiben, werden folgende Punkte bei Betätigungsvorgängen notwendig:

- Frequenz-, temperatur- und druckabhängige Steifigkeiten
- Druck- und geschwindigkeitsabhängige Dichtungsreibung

In jedem Zeitschritt werden ausgehend vom aktuellen Systemdruck die entsprechenden Werte aus den mehrdimensionalen Vorgaben bezogen.

Im Frontloading werden die Kennfelder über nichtlineare FE-Analysen gewonnen, im Einzelfall auch über abgeglichenen, analytische Verfahren.

Das wichtigste Bauteil des Ausrücksystems im Kontext des Übertragungsverhaltens ist die Hydraulikleitung, die in verschiedensten Ausführungen eingesetzt wird. In Anlehnung an existierende Ansätze bestehender Tools wurde die Leitungsmodellierung umgesetzt. Die Koppelung von Fluid und Struktur wird über den gewählten Idealisierungsansatz [Bild 7] realisiert.

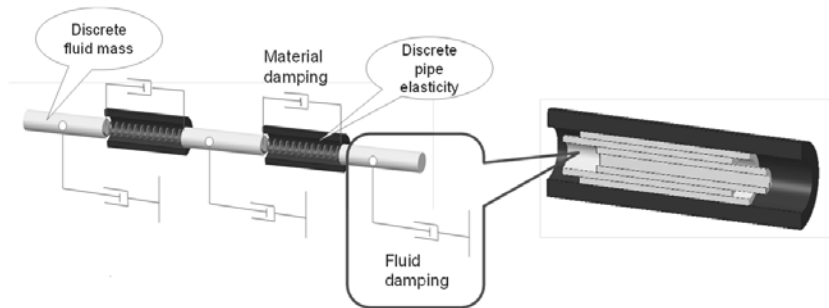


Bild 7: Leitungsidealisierung und Schichtenmodell

Wichtigste Eigenschaften für eine Simulation sind die Lage der Eigenformen des Leitungssystems und die unmittelbar damit zusammenhängenden Druckamplituden in Geber- und Nehmerzylinder. Die Höhe der Amplituden hängt maßgeblich von der frequenzabhängigen Fluiddämpfung ab. Analog zu der in bestehenden Schaeffler-Tools für hydraulische Ausrücksystemsimulationen verwendeten Modalsynthese wird im hier vorliegenden Leitungsmodell eine ähnliche, kraftbasierte Methode verwendet. Die Fluiddämpfung wird ausgehend von einem Schichtenmodell [Bild 7] bestimmt, eventuelle frequenzabhängige Steifigkeiten des Leitungsmaterials sind ebenso berücksichtigt.

Für alle weiteren Komponenten und Einbauteile wie beispielsweise Konnektoren und Dämpfer wurde ein Universalelement vorgesehen. Dieses ist über seine Volumenaufnahme (Steifigkeit) und hydraulische Dämpfung parametrisiert, Tilgungsfunktionen können über eine gedämpfte, parallel angebundene Masse berücksichtigt werden.

6. Pedal und Fuß

Das Kupplungspedal bildet den Abschluss des Gesamtmodelles, hier erweitert um ein nachfolgendes Modell des Fußes [Bild 8].

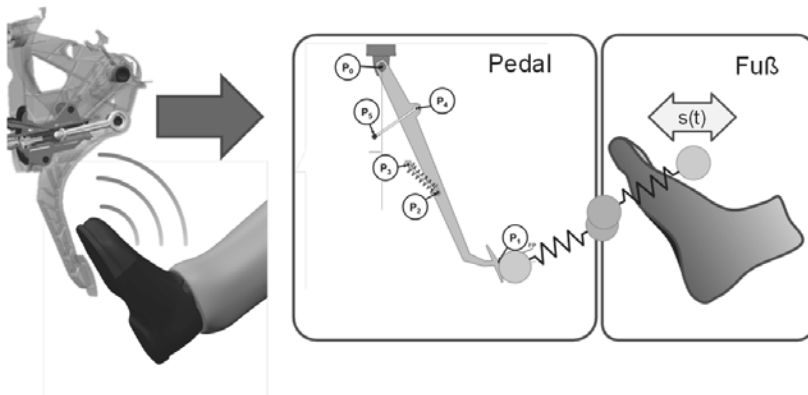


Bild 8: Idealisierung der Pedal-Fuß-Kombination

Als erste Ausbaustufe wurde das Pedal als 1-Massen-Schwinger mit den Parametern Pedalsteifigkeit, Reibungsverlust, Dämpfung und Übersetzung konfiguriert. Da das Ziel des Modells die Auswertung der Pedalbeschleunigung über der Zeit ist, kann das Pedal nicht über eine Zwangswegvorgabe auf den gewünschten Betätigungsweg eingestellt werden. Aus diesem Grund wird ein Fußmodell nachgeschaltet, das diese Aufgabe übernimmt. Dieser Fuß wird als 1-Massen-Schwinger idealisiert, wobei die Masse nur dem Einstellen des Weges dient. Die weiteren Parameter, Steifigkeit und Dämpfung, stellen einen „Standardfuß“ dar. Dieser Fuß beinhaltet einen Parametersatz, der mit umfangreichen Messreihen abgeglichen wurde. Die Pedalbeschleunigungsauswertung erfolgt an der Schnittstelle zwischen Fuß und Pedal. Durch den flexiblen Aufbau ist jederzeit eine Erweiterung des Pedalmodells möglich. Motivationen hierzu können sich durch die Notwendigkeit der Simulation von höheren Moden im Pedalsystem oder durch eine Integration der Spritzwand ergeben.

7. Gesamtmodell - Zusammenfassung und Ausblick

Die in den vorangegangenen Kapiteln beschriebenen Komponenten wurden als separate Submodelle modular umgesetzt und im Gesamtmodell kombiniert. In den Schnittstellen zwischen den beliebig austauschbaren Containern werden nach Bedarf die jeweils notwendigen Übersetzungen definiert, falls erforderlich auch eine detaillierte Modellierung der Kontaktstelle. Durch die Submodelltechnik mit sehr einfacher Schnittstellenkonfiguration können die Reihenfolge und Art der Komponenten beliebig variiert werden.

Im Folgenden werden exemplarisch Ergebnisse einer Beispielsimulation gezeigt [Bild 9]. Bei der vorgestellten Simulation handelt es sich um einen vollständigen Auskuppelvorgang innerhalb von 11 s bei 2500 U/min. Auch die Axialanregung der Kurbelwelle eines 4-Zylinder Dieselmotors wurde hier vollständig simuliert. Die Ergebnisse weisen die erwarteten Tendenzen und qualitativen Verläufe analog zu einer entsprechenden Messung auf, der direkte Vergleich der Pedalbeschleunigungsamplituden zeigt ebenfalls eine gute Deckung.

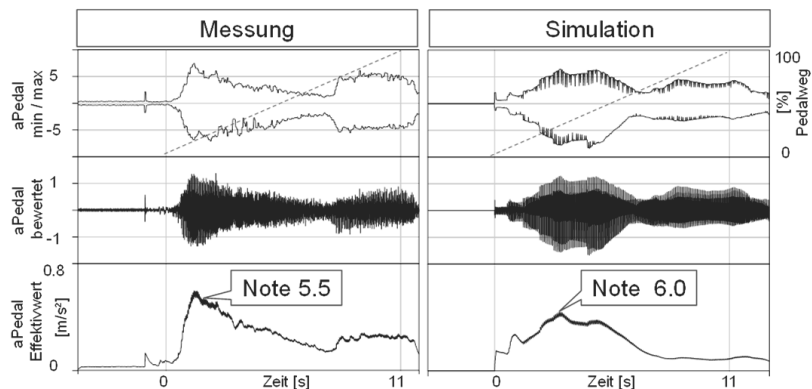


Bild 9: Vergleich einer Messung mit einer Beispielsimulation

Ziel dieser Pedalbeschleunigungssimulation ist die objektive Bewertung der Simulationsergebnisse analog zu der bestehenden Methode für Messungen.

Für die Pedalvibrationen bereits aufgebauter Systeme erfolgt während dieser Messung für jeden Betriebspunkt die Vergabe einer subjektiven Note (10er Notenskala) durch den Fahrer. Um diese Bewertung zu objektivieren, wird die gemessene Pedalbeschleunigung nach der Messung in eine theoretische Note umgerechnet. Die Grundlage dafür bilden die Gewichtungsfunktionen auf Basis der VDI-Richtlinie 2057 [2]. Der berechnete Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung wurde auf der Basis vorhandener Untersuchungen in die Wahrnehmungen gut spürbar und stark spürbar übertragen.

Mit diesem Verfahren steht eine Analysemethode zur Verfügung, die eine Bewertung der Simulationsergebnisse erlaubt, ohne auf die subjektive Einschätzung der Fahrer an real gemessenen Kupplungssystemen angewiesen zu sein. Die theoretische Methode der Notenvergabe führt bei der gezeigten Beispielrechnung zu einer Note 6.0 und liegt demnach sehr nah an der subjektiv vergebenen Note 5.5.

Im weiteren Ausblick soll auch die Fahrerabhängigkeit eingehend untersucht werden. Ziel ist es, eine statistische Standard-Fuß-Schuh-Kombination und deren Streubereich zu definieren sowie den entsprechenden Einfluss auf die Note zu ermitteln.

Nicht zuletzt sollen zukünftig auch das Modell und die Methode weiter ausgebaut werden. Vornehmliches Ziel ist es, die Handhabung des Gesamtmodelles im Hinblick auf den Aufbau individueller Systeme zu verbessern, insbesondere bei Applikationen mit einer hohen Anzahl an Varianten. Weiterhin wird eine Standardsimulationsprozedur implementiert, die weitestgehend automatisiert abläuft und eine Aussage über die zu erwartende Note liefert.

- [1] VDI Buchbeitrag, Schwingungen im Kupplungsbetätigungssystem, Von der Kurbelwelle bis zum Pedal, Apl. Prof., Dr.-Ing. habil. A. Fidlin, L. Ineichen, Dr. tech. Nauk E. Kremer, D. Klünder, A. Tikhomolov, LuK GmbH & Co. oHG, Industriestrasse 3, D-77815 Bühl, Deutschland
- [2] VDI Richtlinie 2057 Blatt 1 , Einwirkungen mechanischer Schwingungen auf den Menschen Ganzkörper-Schwingungen, September 2002

Prüfstandbasierte Schwingungsuntersuchungen und Reduktion

Dr.-Ing. **Joschi Sucker**, ATESTEO mbH Alsdorf

1. Grundlagen des NVH-Testings

In der Kraftfahrzeugtechnik sind Schwingungen neben der Haltbarkeit und Fahrdynamik von größter Bedeutung. Schwingungen können vom Menschen hörbar oder spürbar wahrgenommen werden und werden zusammenfassend als noise vibration harshness (NVH) bezeichnet. Computer aided engineering (CAE) bezüglich NVH ist schon in den Entwicklungsprozess integriert. Durch dieses front loading liegt eine höhere Kontrolle über NVH vor, so dass zielgerichtetes Testing erfolgt. Bild 1 zeigt die wesentlichen NVH Phänomene die in einem Kraftfahrzeuggetriebe auftreten können. Gear rattle tritt an Getrieben mit Losteilen auf. Die Drehunförmigkeit des Verbrennungsmotors regt Losteile, wie Zahnräder an, die aufeinanderschlagen. Die Zahnräder selbst emittieren keine Rasselgeräusche, sondern ihre Schwingungen werden über Wellen und Lager an Gehäuseoberflächen weitergeleitet, von welchen die Abstrahlung erfolgt. Gear whine erfolgt durch ungünstigen Verzahnungseingriff. Die Mikrogeometrie wird für die Nennbelastung ausgelegt so dass bei Teil-Last ungleichförmiges Übertragungsverhalten vorliegt. Clonk-Geräusche treten bei Lastwechseln auf wenn spielbehaftete Teile aufeinanderstoßen. Dieses Phänomen kann in Differentialgetrieben auftreten. Boom beschreibt niederfrequente Schwingungen. Durch Hybrid und Elektroantriebe können hochfrequente Störgeräusche auftreten die von Elektromotoren oder auch deren Umrichtern ausgehen.

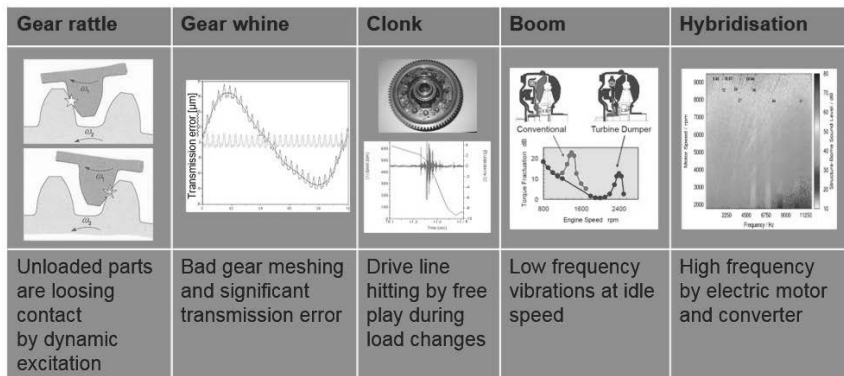
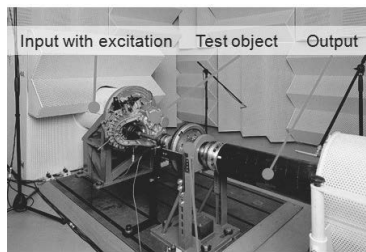


Bild 1: Different NVH phenomena of transmissions

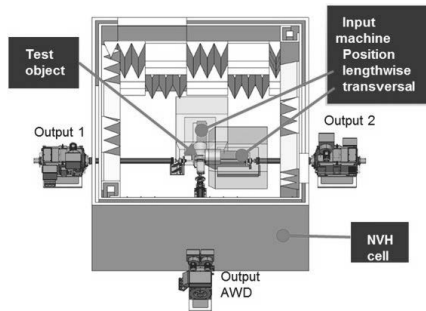
2. NVH Testing

NVH Testing erfolgt an Prüfständen die von Schall absorbierenden Wänden umgeben sind. Bild 2a zeigt einen NVH Prüfstand der ATESTEO mbH zur Untersuchung von Getrieben. Eine hochdynamische Antriebsmaschine simuliert die Schwingungsanregungen des Verbrennungsmotors. Zwischen dem Testobjekt und der Abtriebsmaschine befindet sich ein spezielles Isolationselement, dass die Abtriebsmaschine entkoppelt. Der Prüfstand eignet sich so auch besonders gut für vergleichende Messungen. Es befinden sich neue NVH-Prüfstände im Aufbau. Bild 2b zeigt das Layout eines Allradrad NVH-Prüfstands. Eine zweifach akustisch gekapselte Inputmaschine kann, der Anwendung entsprechend, positioniert werden. Die key features sind: Eine hochdynamische Inputmaschine mit Hohlwelle, Drehzahl bis 20.000 rpm, Drehmoment bis 600 Nm, Simulation des Fahrzeugantriebs. Drei Lastmaschinen befinden sich außerhalb des doppelwandigen Schallmessraums, er weist die Klasse 1, entsprechend ISO 3745, auf. Dieser Akustikprüfstand eignet sich besonders gut zur Untersuchung von Triebsträngen von Elektrofahrzeugen.



Patented design for isolation with special low stiffness element

Bild 2: a) Existing NVH test bench



b) new AWD NVH test bench

3. Frontloading von NVH-Testing im Entwicklungsprozess

Das vollständige Zusammenspiel von Antrieb, Getriebe, Triebstrang und Fahrzeug könnte nur am fertiggestellten Fahrzeug NVH untersucht werden. Um schon früher z.B. Getriebe auf NVH-Verhalten untersuchen zu können, wird mit NVH Prüfständen ein Anregungs-Kennfeld abgefahren und so ein Schalldruck-Kennfeld generiert, welches die Rasselsensitivität beschreibt.

Bild 3 zeigt die Vorgehensweise zur Beschreibung des Rasselverhaltens. Die Eintragung, der im realen Antriebsstrang vorliegenden Anregungen, in das Schalldruck-Kennfeld liefert die Rasselgeräusch-Kennlinie. Mit dieser Vorgehensweise ist ebenfalls eine Vorhersage, Rattle Noise Prediction möglich. Die Schwingungsanregungen werden mit Simulationsprogrammen und oder durch Messungen im Fahrzeug ermittelt.

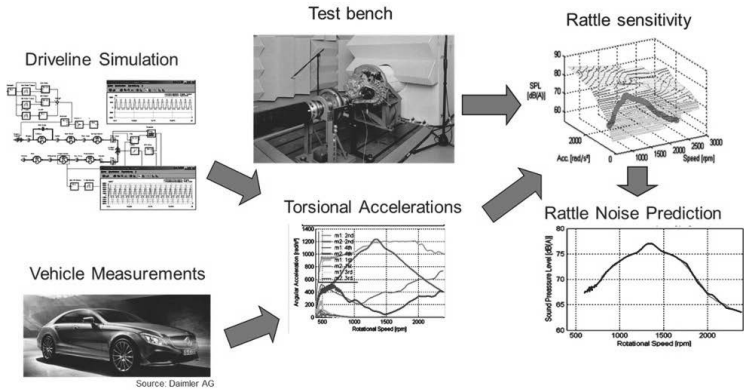


Bild 3: Procedure measuring rattle noise

Die Vermessung bezüglich Getriebeheulen kann auf dem Prüfstand oder im Fahrzeug durchgeführt werden. Bild 4 zeigt das Ordnungsspektrum eines Auslaufvorgangs im Fahrzeug mit zwei Mikrofonen gemessen. Die 19. Ordnung dominiert und kann deutlich als Zahnengriffsfrequenz mit Zähnezahl = 19 identifiziert werden. Die Darstellung der 19. Ordnung im Vergleich zum Gesamtschalldruckpegel zeigt, dass sie bei $n = 2200$ rpm negativ in Erscheinung tritt.

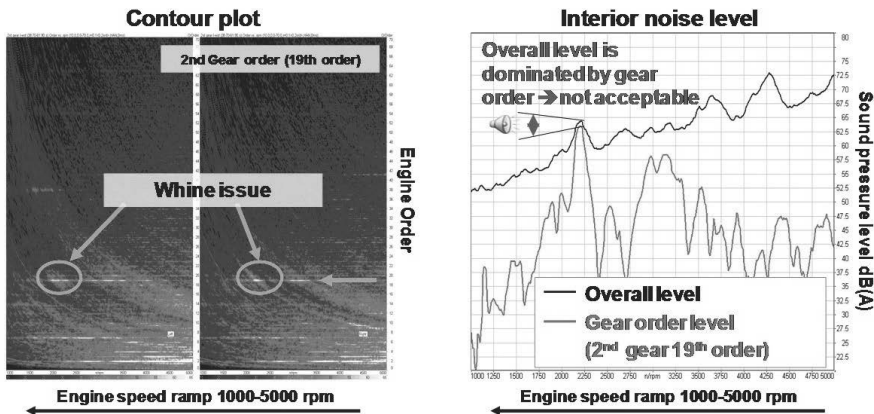


Bild 4: Explanation of gear whine phenomena

4. Erfassung von Luftschall- und Körperschall-Emissionen

In Schallmessräumen wird der Schalldruck oder auch die Schallleistung gemessen. Bild 5 zeigt einen üblichen Aufbau zur Messung des Schalldruckpegels. Die Mikrofone erfassen die vier Hauptabstrahlungsrichtungen; die Summe dieser liefert den Gesamtschalldruckpegel.

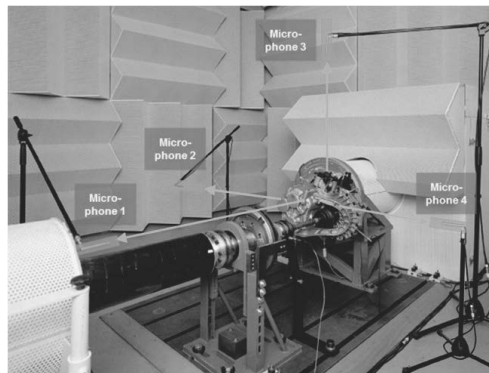


Bild 5: Darstellung des Aufbaus zur Messung des Schalldruckpegels

Die Messung der Schallleistung erfolgt mit einer höheren Anzahl von Mikrofonen. Für Halbraumbedingungen wird mit 20 Mikrofonen, ISO 3745 entsprechend, gemessen. Bild 6 zeigt ein von ATESTEO entwickeltes Array, welches den Halbraum abdeckt. Ist durch Einbauten weniger Bauraum verfügbar, kann auch mit z.B. 9 Mikrofonen, ISO 3744 entsprechend, gemessen werden. Hier werden die Mikrofone in den Ebenen eines Quaders positioniert.

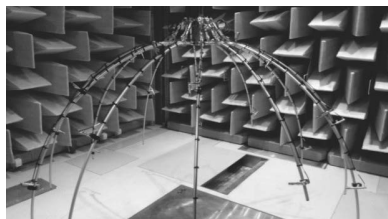


Bild 6: Mikrofonarray a) in Position

b) an die Decke gefahren und geöffnet

Die direkte Erfassung des Körperschalls erfolgt indem Beschleunigungsaufnehmer appliziert werden. Bis hin zu sehr umfangreichen Applikation mit >10 Beschleunigungsaufnehmern

können detaillierte Informationen über das Schwingungsverhalten der Oberflächen ermittelt werden. Beschleunigungsaufnehmer werden auch an den Transferpfaden des Antriebsstrangs positioniert; durch diese können die Auswirkungen auf die weiteren Bereiche des Fahrzeugs erfasst werden.

5. Herausforderungen durch Hybrid- und Elektroantriebe

Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs führt zu höheren Drehzahlen und niedrigeren Antriebsgeräuschen. Hierdurch entstehen neue Anforderungen an die Produkte für NVH Testing. Neue Schallmessräume weisen noch geringere Störgeräusche ($< 35 \text{ dB(A)}$) auf. Sie sind auch so gestaltet, dass Schallmessungen in einem Frequenzbereich von 150 bis 16.000 Hz möglich sind.

Bild 7 zeigt eine Antriebsmaschine für hohe Drehzahlen mit sehr hoher Laufruhe und verstärktem Gehäuse. Prüflinge werden an massiven Gestellen mit hohen Eigenfrequenzen betrieben. Für die neuen Anforderungen ist auch die Messtechnik weiterentwickelt worden. Drehmomentmessflansche sind durch hoch feste Verklebung, Kohlefaserummantelung und Kompensationen für Drehzahlen bis 20.000 rpm geeignet.



Bild 7: E drives for NVH testing

Federentwicklungsparameter im Spannungsfeld Kosten und Performance

Dr.-Ing. Dipl.-Phys. **Stephan Huber, Axel Hinder**,
Brand KG, Anröchte

Kurzfassung

Der Kostendruck innerhalb der Automobilindustrie stieg in den letzten Jahren kontinuierlich bei einer gleichzeitig erhöhten Leistungsdichte im Antriebsstrang. Betroffen ist die gesamte Zulieferkette bis hin zu den Produkten der Federlieferanten. Hierzu zählen zylindrische und gebogene Druckfedern, die in verschiedensten Teilsystemen des Antriebsstrangs wie Dämpfern, Zweimassenschwungrädern und Kupplungen verbaut werden.

Ausgehend von den Anforderungen des Kunden zeigt der Beitrag die Vorgehensweise und Möglichkeiten auf, Druckfedern kostengünstig und performance-optimiert den gewünschten Erfordernissen anzupassen. Basis ist ein fundiertes Verständnis der dynamischen und statischen Systemanforderungen an das Produkt Druckfeder in der Frühphase der Systementwicklung. Den Kundenvorgaben wie Federrate, Federweg, Endmoment und Bauraum kann dann über die Auswahl und Kombination der Federentwicklungsparameter (FEP) weitestgehend entsprochen werden. FEP sind: Materialgüte, Drahtprofil, Federform und Fertigungsschritte des Lieferanten. In dieser frühen Phase der Entwicklung besteht die Chance, durch moderate Anpassungen der Federperformance bzw. FEP Kostenpotentiale zu heben. Es wird dargestellt, dass durch eine enge und frühzeitige Verzahnung von Kunde und Federhersteller zumeist günstige Alternativlösungen gefunden werden können. Es gilt, dem Kunden in einem frühen Stadium seiner Planungen diese vorzustellen. Dann kann der Kunde in der Diskussion mit seinem Kunden die für alle vertretbarste Lösung innerhalb des Spannungsfelds Kosten und Performance des Systems auswählen. Dies bedarf einer vertrauensvollen Zusammenarbeit zwischen allen Beteiligten und ein tiefes Verständnis der FEP für das Produkt Druckfeder in der Applikationsauslegung bei zum Teil hochdynamisch belasteten Systemen.

1. Einleitung

Der Fahrkomfort in Personenkraftwagen hat in den letzten Jahren immer weiter zugenommen und spielt heute bei der Kaufentscheidung eines neuen Fahrzeugs eine gewichtige Rolle. Grundsätzlich sind hier Geräusche und Vibrationen zu nennen, die das Wohlfühlen beeinflussen und als störend wahrgenommen werden. Eine Hauptausgangsquelle für Vibrationen

ist der Antriebsstrang, besonders wenn als Energiewandler ein Verbrennungsmotor zum Einsatz kommt. Zusätzlich wirken sich eine Reduzierung der Zylinderanzahl auf 4 oder 3 Zylinder bzw. eine Zylinderabschaltung und/oder Start-Stopp-Systemen, wie sie heute in modernen Fahrzeugen aus Verbrauchsgründen oft umgesetzt wird, nachteilig aus. Um eine Übertragung in die Fahrgastzelle weitestgehend zu unterbinden, werden verschiedene Dämpfersysteme zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe wie torsionsgedämpfte Kuppelungsscheiben, Torsionsdämpfer und Zweimassenschwungräder (ZMS) in verschiedenen Ausführungen verbaut. Diesen Dämpfersystemen ist gemein, dass sie Druckfedern aus Metall enthalten, deren Anzahl je nach Auslegung über 20 Stück erreichen können. Hieraus ist ersichtlich, dass nun auch das Einzelbauteil Feder aus Kostensicht interessant wird, nachdem in den letzten Jahren hauptsächlich die anderen Komponenten solcher Systeme näher in Augenschein genommen wurden.

2. Ausgangslage

Im Allgemeinen wird schon vom Kunden an den Federhersteller ein definierter Wunsch bezüglich der Federperformance (z. B. Federrate, Federweg, Endmoment) herangetragen. Es ist nun die Aufgabe des Anwendungsentwicklers in diesem Rahmen eine Lösung zu generieren. Für kosten- und gewichtsoptimierte Druckfeder bei akzeptablen Eigenschaften gibt es verschiedene Ansätze und Möglichkeiten, wobei das Optimum wie immer in einem magischen Dreieck zu finden ist, das in diesem Fall aus den Eckpunkten Leistung und Gewicht der Feder und deren Kosten aufgespannt wird, Bild 1.



Bild 1: "Magisches" Dreieck bei der Federentwicklung/-auslegung

Basis einer Auslegung ist generell ein fundiertes Verständnis der Systemanforderungen an das Produkt Druckfeder in der Frühphase der Gesamtsystementwicklung. Hier besteht noch die Möglichkeit in Diskussion mit seinem Kunden und deren Kunden, durch moderate Anpassungen der Federperformance bzw. Federentwicklungsparameter (FEP), wie Materialgü-

te, Drahtprofil, Federform und Fertigungsprozessschritte des Lieferanten, Kostenpotentiale zu heben.

Wird die Preisgestaltung einer Druckfeder näher untersucht, so kann diese in drei Hauptkostenblöcke unterteilt werden:

- Materialkosten
- Fertigungskosten
- Gemein-/Vertriebs- Verwaltungskosten

Einfluss hat der Federlieferant-Anwendungsentwickler im Allgemeinen nur auf die ersten beiden Kostenblöcke, indem er eine möglichst günstige Materialgüte mit passendem Drahtprofil und kostengünstige Fertigungsschritte bzw. einen schlanken Prozessweg auswählt. Die Anwendungsentwickler beim Kunden bzw. deren Kunden können durch die Federform und die Vorgabe der einzuhaltenden Leistungsparameter und deren akzeptierbaren Toleranzen die Kosten positiv beeinflussen.

3. Materialgüten

Neben den bekannten Eigenschaften für Federwerkstoffe, wie eine hohe Elastizitätsgrenze verfügen Materialien für Druckfedern im Antriebsstrang auch über eine hohe Festigkeit mit gleichzeitig hoher Bruchdehnung. Letzteres ist notwendig, um eine Umformung des Drahts zur Feder zu ermöglichen.

Zu einem großen Anteil kommen heute ölschlussvergütete TD- und VD-Drähte aus Si-Cr-Stählen zum Einsatz, die weiter auflegiert werden (SiCrV, SiCrVMo, SiCrVMoW), um noch bessere mechanische Eigenschaften bzw. eine Nitrierbarkeit der Feder zu erreichen. Gleichzeitig spielen in Bezug auf Dauerfestigkeiten die Oberflächenbeschaffenheit des Federdrahts und der Reinheitsgrad des Materials eine große Rolle. VD-Güten (Ventilfederdraht) werden im Unterschied zu TD-Güten (Torsionsfederdraht) zusätzlich aus einschlussarmen „Super Clean“ Walzdrähten hergestellt, Tabelle 1.

Tabelle 1: Chemische Zusammensetzung von Federstahldrähten, Massenanteil in % [1, 2]

Drahtsorte	C	Si	Mn	P max.	S max.	Cu max.	Cr	V	Mo	W
TDSiCr	0,50-0,60	1,20-1,60	0,50-0,90	0,025	0,020	0,10	0,50-0,80	---	---	---
VDSiCr	0,50-0,60	1,20-1,60	0,50-0,90	0,025	0,020	0,06	0,50-0,80	---	---	---
VDSiCrV	0,50-0,70	1,20-1,65	0,40-0,90	0,020	0,020	0,06	0,50-1,00	0,10-0,25	---	---
VDSiCrVMo	0,50-0,70	1,80-2,20	0,30-0,60	0,020	0,025	---	0,80-1,00	0,05-0,15	0,05-0,15	---
VDSiCrVMoW	0,50-0,70	2,10-2,40	0,30-0,70	0,020	0,025	---	1,10-1,40	0,05-0,25	0,05-0,25	0,05-0,25

So wie die Eigenschaften und Einsatzmöglichkeiten der einzelnen Drahtsorten steigen, steigen auch die Kosten. Zwischen den beiden Güten VDSiCr und VDSiCrVMoW kann der Preisunterschied bis zu 100 % betragen. Zusätzlich werden an VD- und TD-Güten hohe Anforderungen an die Oberflächenbeschaffenheit und die Randentkohlung gestellt, wodurch die Kosten durch ein vorgeschaltetes Schälen bzw. Ziehschälen des Walzdrahts vor dem eigentlichen Drahtzug auf Enddurchmesser weiter erhöht werden. Hinzu kommt dann noch eine Wirbelstromprüfung des fertigen Drahts auf meist 40 µm Oberflächenfehlerfreiheit. Eine „fehlerfreie“ Oberfläche ermöglicht erst die Erreichung der hohen Lebensdauieranforderungen der Automobilindustrie, wobei die Anforderung an eine hohe Lebensdauer die Fertigungstiefe und damit auch die Kosten des Drahts erhöht.

4. Drahtprofil

Das meistgenutzte Drahtprofil für Druckfedern ist rund und wird aus dem Walzdraht durch einen mehrstufigen Ziehprozess hergestellt. Abweichend hiervon setzen sich auch immer mehr profilierte Drahtprofile durch, die in den letzten Ziehstufen ihre typische Profilquerschnittsform erhalten.

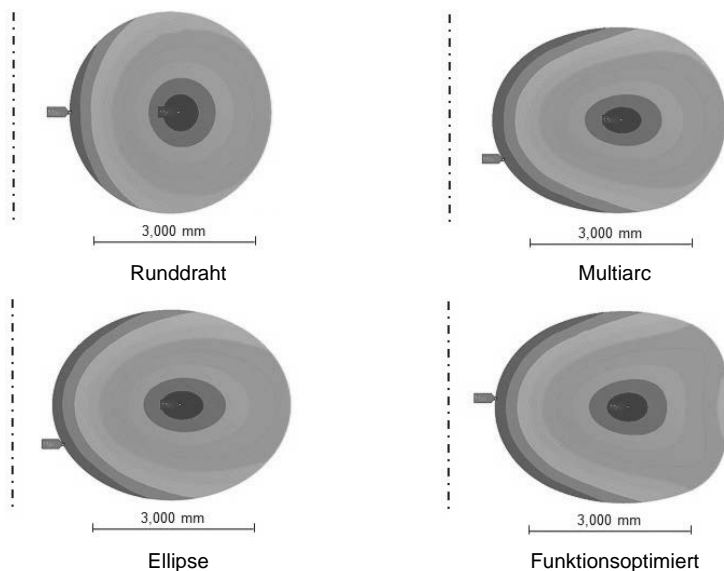


Bild 2: Torsionsspannungen für verschiedene Drahtprofile (Wickelverhältnis $w = 4$; Flächen A und Torsionsträgheitsmomente I_T der einzelnen Profile vergleichbar)

Zu nennen sind hier zum Beispiel elliptische Profile, Multiarc-Profile oder funktionsoptimierte Profile. In Bild 2 sind die jeweiligen Torsionsspannungen bei gleicher Spannungsskalierung für dasselbe Wickelverhältnis und vergleichbare Flächen und Torsionsträgheitsmomente dargestellt. Die Spannungsmaxima liegen in derselben Größenordnung in Richtung der Federmitte. Mit den nicht-runden Profilen lassen sich technische Vorteile generieren, wie eine Reduzierung der Drahthöhe bei zum Teil gleichzeitig funktionaler Optimierung der Rückenprofilform. Ersteres wirkt sich positiv auf den Federweg aus und kann dann in der Konstruktion der Gesamtapplikation berücksichtigt werden. Gleichzeitig steigen die Drahtmaterialkosten: zum einen durch einen größeren Aufwand bei der Drahtherstellung, wie aufwendigere Ziehwerkzeuge und höhere Rüstzeiten, und zum anderen bei der Federproduktion durch Sonderwerkzeuge und ebenfalls höhere Rüstzeiten.

5. Federform

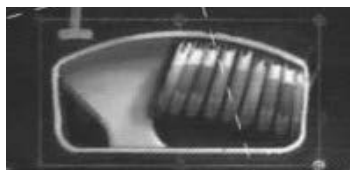
Für Dämpfungssysteme im Antriebstrang verwendete Federformen sind zylindrisch oder gebogen. Für beide Typen gibt es Vor- und Nachteile, die im Vorfeld abgewogen werden müssen. Für gebogene Federn sprechen eine kontrollierte Spannungsverteilung und ein konstanter Blockwinkel aufgrund der definierten Lage im Federfenster der Applikation. Ebenso wird eine zusätzliche Biegebeanspruchung aufgrund der Fliehkraft auf die Feder reduziert, da eine Freistellung im Federfenster geringer ausfallen kann.



unbelastet (Einbausituation)



unbelastet (Einbausituation)



belastet (5.500 U/min)

Zylindrische Feder



belastet (5.500 U/min)

Gebogene Feder

Bild 3: Vergleich zylindrische/gebogene Feder im Federfenster eines Dämpfers im belasteten und unbelasteten Zustand

Auf der anderen Seite sind für eine gebogene Feder mehr Fertigungsschritte notwendig, die die Kosten im Vergleich zu einer zylindrischen ansteigen lassen. Im Bild 3 sind für eine zylindrische und eine gebogene Feder diese Situationen aus einem Prüfstandversuch dargestellt [3]. In der unbelasteten Einbausituation ist eine wirklich definierte Lage nur für die gebogene Feder gegeben, da die zylindrische Feder bezüglich der Federenden nicht lagegerecht verbaut werden kann. Im Einsatz werden die Federn durch die Rotation des Dämpfers und die wirkenden Fliehkräfte nach außen gedrückt und stützen sich mit ihren Außenseiten am Gehäuse ab. Gleichzeitig werden sie durch den Flansch (jeweils die hellgraue Fläche im unteren Bild) im Schub- bzw. Zugbetrieb zusammengedrückt. Es ist ersichtlich, dass für die gebogene Feder dies in einer geordneteren reproduzierbaren Weise geschieht als für die zylindrische Feder. Diese kann sich zusätzlich im Federfenster noch um ihre Mittelachse drehen und der Flansch trifft so auf unterschiedliche Positionen am Federende auf. Der höhere Fertigungsaufwand für eine gebogene Feder resultiert somit auch aus einem gewünschten definierbaren Verhalten der Feder unter Lastbedingungen.

6. Fertigungsschritte

Eine Druckfeder durchläuft bis zu ihrer Auslieferung mehrere Fertigungsschritte, die einen sehr großen Einfluss auf die Gesamtkosten haben. In der folgenden Tabelle 2 sind exemplarisch für eine zylindrische und eine gebogene Druckfeder jeweils mögliche Fertigungsabläufe gegenübergestellt.

Tabelle 2: Fertigungsschritte einer zylindrischen/gebogenen Druckfeder

Winden	Winden
Wärmebehandlung	Wärmebehandlung
Schleifen Federenden	Schleifen Federenden
	Formgebung
	Anlassen
Kugelstrahlen	Kugelstrahlen
(Setzen)	(Setzen)
(Wärmebehandlung)	(Wärmebehandlung)
Konservieren	Konservieren
Verpacken	Verpacken
Zylindrische Druckfeder	Gebogene Druckfeder

Die ersten drei aufgelisteten Schritte sind für beide Federtypen gleich. Für eine gebogene Feder kommen dann noch eine Formgebung und eine zusätzliche Wärmebehandlung hinzu. Für Federn die höchst belastet werden und einem Verschleiß in ihrem System ausgesetzt sind, kann ein weiterer, zeitaufwendiger Nitriervorgang vorgesehen werden. Hierfür werden im Allgemeinen dann auch die höherlegierten Werkstoffe wie VDSiCrVMo oder VDSiCrVMoW eingesetzt, die speziell für das Nitrieren entwickelt wurden. In diesem Fall kommen dann zwei Punkte zusammen (teurer Werkstoff und aufwendiger Fertigungsschritt), die die Kosten einer Feder immens erhöhen können.

Um im Betrieb einen Längen-/Kraftverlust der Feder über ihre Einsatzdauer zu verringern, wird sehr oft ein Setzen durchgeführt. Dieses kann kalt oder auch warm erfolgen. Hier gilt es gemeinsam abzuklären, ob dieser Prozessschritt wirklich notwendig ist oder nicht ein Setzen der Feder im Betrieb eine Alternative sein kann, wenn die Federlänge bei der Fertigung vorgehalten wird.

Die in Tabelle 2 dargestellten Abläufe sind nur als einfache Fertigungsbeispiele zu verstehen. Es wird aber deutlich, dass schon hier innerhalb der Gesamtfertigungsabläufe es viele Möglichkeiten und Optionen gibt, die Kosten geringer zu halten bzw. zu minimieren.

7. Auslegung und Berechnung

Alle die vorher genannten Punkte wie Materialgüte, Drahtprofil und auch Fertigungsschritte finden sich auch in Auslegungs-Werkzeugen wieder. Eine Feder muss den vom Kunden vorgegebenen Vorgaben entsprechen und dabei auch schadensfrei die gewünschten Belastungstest erfüllen. Damit dies gewährleistet wird, ist im Vorfeld eine rechnerische Auslegung bzw. Überprüfung notwendig, die nahe an die Möglichkeiten des eingesetzten Werkstoffs und Profils kommt.

Für die Auslegung und Berechnung von Druckfedern stehen am Markt kommerzielle Softwareprogramme zur Verfügung, wobei jedoch viele Federhersteller ihr eigenes Auslegungsprogramm erstellt haben und pflegen. Der große Vorteil dabei ist, dass jederzeit kurzfristig neuste technische Erkenntnisse wie in Bezug auf Material und Profilformen in dieses Werkzeug einfließen und so dem Kunden immer Federn „State-of-the-art“ angeboten werden können.

Bild 4 zeigt einen Ausschnitt des bei der Brand KG eingesetzten Auslegungsprogramms. So ist es nun möglich, in kurzer Zeit verschiedene Auslegungen und Varianten „durchzuspielen“, wobei das Ziel ist, die Lösungen nahe an die geforderten Kundenvorgaben zu bringen.

		Außenfeder / Einzelfeder 1			
Kunde		Brand-Intern			
ZNR / Index / int. Bem. / TNR -> für Einzelfeder		WD011676			
ZNR / Index / int. Bem. / TNR -> für Einzelfeder Baugruppe		4			
ZNR / Index / int. Bem. / TNR -> für Gesamt Baugruppe		keine vorh.			
Anzahl Federn / Variante / Federart / Federtyp / Klassifikation		1 AF WF MRV 2.4.3			
Hauptmenü		kein freigegebener Werkstoff			
KD WF RVS RVG		V ST			
auto: Ber an <input checked="" type="checkbox"/> auto TNR <input type="checkbox"/> auto F5 öffen		V ST			
<input type="checkbox"/> auto Ber Toleranzen <input type="checkbox"/> Formelz. zeigen		Rechts			
Huber, Dr. Stephan (FB)		WFG-Nitrieren			
09.02.2017		Ende 090°-270°			
Drahtdurchmesser oder Breite des ausgewählten Drahtprofils		keine Farbmarkierung			
Höhe des ausgewählten Drahtprofils		geoeit-Tauchbad			
notwendiger Drahtdurchmesser für gewünschtes Profil		Nitrieren Standard			
äußerer Windungsdurchmesser		keine Einhängung			
mittlerer Federadius		Prototyp			
Wickelverhältnis		Anroechtie			
Freistellung		Nitrieren Standard			
Gesamtanzahl der Windungen		13,82			
Anzahl der federnde Windungen		3,05			
zusätzliche Anzahl fester Windungen		3,44			
feste Windungen		20,35 ± 0,20			
angelegte Windungen		113,70 ± 5,00			
halbe Steigung		12,7			
relativer WA erste bzw. letzte federnde Windung zu Federmitte		105,4			
zulässige, relative Abweichung der Federate R		113,70			
zulässige, relative Abweichung der des Moments M		4,33			
geschliffener Bereich der Federenden		ΔR/N_max + 1,40			
Federate laut Zeichnung		ΔR/N_min - 1,30			
Federate berechnet		0,00			
Schutzspannungsrate		21,75 ± 0,25			
Fensterüberhöhung		gesamt zwischen Ende Rest			
		20,05 (0,00) (19,71)			
		1,75			
		108%			
		83%			
		135°			
		86%			
		90%			

Bild 4: Brand-internes Federauslegungsprogramm

Es kann aber auch schon in der Auslegungsphase durch einfache Überlegungen dafür Sorge getragen werden, dass Kosten minimiert oder ganz vermieden werden. Da Federn während der Fertigung als Schüttgut behandelt werden, ist darauf zu achten, dass die Feder so konstruiert ist, dass kein zusätzliches händisches Entwirren zwischen einzelnen Arbeitsgängen notwendig ist.

Weiterhin wäre es wünschenswert, dass der Kunde für seine einzelnen Anwendungen zu einem großen Teil auf für sein Haus standardisierte Federn (Baukastensystem) zurückgreift. So lassen sich größere Jahresstückzahlen mit größeren Losgrößen generieren, die geringere Kosten für die einzelne Feder zur Folge haben. Abgerundet wird die Auslegung durch eine Kalkulation der einzelnen Federn, wie es in Tabelle 3 exemplarisch dargestellt ist.

Zugrunde gelegt wird hier für eine gebogene Feder eine Basisauslegung (Werkstoff VDSiCrVMo und zusätzlich nitriert), die den Kundenanforderungen wie Moment, Rate und Federweg am besten entspricht. Die Beanspruchung der Feder ist dabei auf 100 % gesetzt. Aufgrund der zu hohen Beanspruchung sind die Varianten 1 und 5 von der weiteren Betrachtung auszuschließen. Grundsätzlich können als Vergleichsparameter für die Auslegeversionen dann verschiedenen Verhältnisse herangezogen werden wie hier die Raten-Performance und die Kosten-Performance.

Tabelle 3: Basisauslegung und Variantenauslegungen einer gebogenen Feder

	Basis	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4	Variante 5
Profilform	MA 4.66x3.72	MA 4.71x3.76	MA 4.71x3.76	MA 4.82x3.85	MA 4.75x3.79	MA 4.71x3.76
Werkstoff	SiCrVMo N	SiCr N	SiCrV N	SiCr	SiCrV	SiCrVMo
Moment [Nm]	89,10	89,70	89,70	88,70	88,90	89,70
Rate [Nm/°]	3,76	3,91	3,91	4,23	4,01	3,91
Federweg [°]	22,6	21,9	21,9	20,1	21,2	21,9
Beanspruchung	100%	107%	102%	104%	104%	105%
Raten-Performance	100%	96%	96%	89%	94%	96%
Kosten-Performance	100%	86%	90%	69%	71%	82%

Es wird deutlich, dass alternative Lösungen möglich sind, die zum Teil sehr nahe der gewünschten Federrate bzw. dem Federweg kommen (Variante 2). Gleichzeitig lässt sich erkennen, dass sich die Kosten für einzelne Varianten stark reduzieren lassen, wenn auf der anderen Seite Performanceeinbußen akzeptiert werden (Variante 4). Wie groß diese Einbußen sein dürfen, ist von Anwendungsfall zu Anwendungsfall neu zu entscheiden. Somit hat selbst ein so technisches Produkt, wie die Feder, mit seinen vielen Leistungs- und Kostenparametern Raum für Kompromisse.

8. Zusammenfassung

Es wurde gezeigt, dass die Kosten einer Druckfeder über verschiedene Federentwicklungsparameter durch den Anwendungsentwickler beeinflusst werden können. Eine leistungsoptimierte Feder bei gleichzeitiger Kostenoptimierung wird aber erst dann zum Tragen kommen, wenn frühzeitig eine enge, vertrauensvolle Zusammenarbeit zwischen Kunde und Federlieferant vorliegt. Ideal ist eine offene und rechtzeitige Kommunikation mit dem Federlieferanten, in welchen Bereichen (Applikationsparametern) Änderungen in welcher Größenordnung noch tolerierbar sind. Das ist eine Voraussetzung dafür, dass der eigentliche Optimierungsprozess bei vertretbarem Arbeitsaufwand gestartet werden kann. Gleichzeitig muss dem Endkunden, im Allgemeinen ein Automobilhersteller, dargelegt werden, dass hier interessante Kostenpotentiale bestehen und gegebenenfalls zu heben sind. Insbesondere im Hinblick auf einen sich dramatisch ändernden Volumenmix innerhalb der nächsten Jahre im Antriebsstrang durch die zunehmender E-Mobility, bedarf es einer intensiveren Zusammenarbeit von

Kunde und Federlieferant, um die zu erwartenden Kosteneffekte kompensieren zu können. Wenn alle drei Parteien, Automobilhersteller, Systemhersteller und Federhersteller, hier konstruktiv zusammenarbeiten, sollte dieses möglich sein.

9. Literatur

- [1] DIN EN 10270-2:2012-01; *Stahldraht für Federn – Teil 2: Ölschlussvergüteter Federstahldraht*, Deutsche Fassung (EN 10270-2:2011)
- [2] Suzuki Garphyttan Group; *Product Information*, Edition 2; 2016
- [3] Müller O., Salm Hz., Salm H.; *Verbesserung der Lebensdauervorhersage technischer Federn in Torsionsdämpfersystemen durch Visualisierung der Federbewegung unter betriebsähnlichen Lastzuständen*; In Proceedings: Schwingungsreduzierung in mobilen Systemen 2015; VDI-Fachkonferenz; 28.-29.04.2015

Methode zur Kalibrierung des Kupplungssystems und Objektivierung des Wiederstartkomforts hybrider Antriebsstränge auf dem Akustikrollenprüfstand

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. **Albert Albers**, Dipl.-Ing. **Fabian Schille**, B.Sc. **Timo von Wysocki**, IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT);
Dr.-Ing. **Matthias Behrendt**, Dr.-Ing. **Jörg-Michael Birkhold**,
M. Eng. **Sven Cortes**, Dr.-Ing. h.c. F. Porsche AG, Weissach

Kurzfassung

Dieser Beitrag fokussiert charakteristische Schwingungen in hybridelektrischen Fahrzeugen. Es werden manöverbasierte Fahrversuche auf einem Akustikrollenprüfstand vorgestellt [1], wobei der verbrennungsmotorische Wiederstart in seinen verschiedenen Schwingungsausprägungen untersucht wird. Der Fokus liegt dabei auf NVH-Messungen im Fahrzeuginnenraum, um Schwingungen des VM-Wiederstarts zu untersuchen [2]. Analysiert werden dabei bewertungsrelevante Vibrationen, die am Fahrer- und Beifahrersitz auftreten und direkt auf die Insassen des Fahrzeugs einwirken. Im Hinblick auf die menschliche Wahrnehmung des NVH-Verhaltens werden die Messdaten mit frequenzgewichtenden Ansätzen (VDI 2057 [3] und ISO 2631-1 [4]) analysiert. Ergebnis sind charakteristische Kenngrößen zur Beurteilung des Fahrkomforts hinsichtlich dieser Vibrationen. Bei der Antriebsstrangtopologie von P2-Hybridfahrzeugen kann die Trennkupplung zwischen den Kraftmaschinen einen entscheidenden Einfluss auf diese auftretenden Vibrationen des Wiederstarts haben. Die Methode und deren Eignung auf dem Akustikrollenprüfstand zeigt eine Parametrierung des Kupplungssystems während Messfahrten. Ziel ist hierbei Auswirkungen einer veränderten Parametrierung der Ansteuerung des Kupplungsaktuators auf das Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs zu analysieren, um eine Verbesserung des Fahrkomforts erreichen zu können. Stellgröße ist der Verstellweg des Kupplungsaktuators und somit das für den VM-Wiederstart gestellte Kupplungsmoment [5].

Abstract

This paper focuses characteristic vibrations in hybrid electrical vehicles. Maneuver-based tests are done on an acoustic roller test bench [1], in which the restarting of the combustion engine is analysed. The focus is on NVH measurements in the vehicle interior, in order to investigate vibrations at different maneuvers [2]. Analysis-relevant vibrations, which occur at the driver's seat and passenger seat and are directly acting on the occupants of the vehicle, are analysed. With regard to the human perception of the NVH behaviour the data are analysed using frequency-weighted approaches (VDI 2057 [3] and ISO 2631-1 [4]). Results are characteristic parameters for rating the driving comfort regarding such vibrations. In the case of the drive train topology of P2 parallel hybrid electrical vehicles, the separating clutch between the power engines can have a decisive influence on these occurring vibrations of the restarting process. The method and their suitability for an acoustic roller test bench shows a parameterisation of the clutch system during measurements. The aim hereby is to analyse the effects of a parameterised clutch actuation on the vibration behaviour of the drive train in order to achieve an improvement in the driving comfort. Actuating variables are the adjustment travel of the clutch actuator and thus the clutch torque for the engine restarting [5].

1. Motivation und Zielsetzung

Hybridelektrische Fahrzeuge nehmen eine zunehmend wichtige Rolle ein, gerade für Kunden und Hersteller im Hinblick auf Kraftstoffeinsparung, Umweltfreundlichkeit und Erfüllung der Flottenverbrauchskennwerte von CO₂-Emissionen [6]. Zusätzlich rückt der Fahrkomfort verstärkt in den Fokus der Entwicklung. Eine Studie des ADAC [7] hat ergeben, dass der Fahrkomfort mittlerweile markenunabhängig das zweitwichtigste Kaufkriterium neben Qualität und Zuverlässigkeit ist. Hybridspezifische Triebstrangphänomene sind Schwingungserscheinungen, ausgelöst durch den Betrieb des Hybridfahrzeuges, die ihren Ursprung im Antriebssystem haben. Diese NVH-Phänomene sind grundsätzlich spürbare und hörbare Schwingungserscheinungen. Bedingt durch die Fahrzeugtopologie mit mindestens zwei Kraftmaschinen, können bei einem Hybridfahrzeug neue Betriebszustände genutzt werden. In diesen Betriebszuständen können NVH-Phänomene auftreten, die für Fahrer und Fahrzeuginsassen wahrnehmbare Geräusche und Vibrationen aufweisen. Markant sind dabei kurzzeitige Schwingungserscheinungen, wie bei einem Wechsel zwischen den Betriebszuständen, welche transiente Schwingungen genannt werden (zur Begrifflichkeit „transient“ vgl. Norm DIN 1311-1 [8]). Ein Auszug solcher ist in Abbildung 1 dargestellt. Charakteristisch sind die Übergänge zwischen elektrischem und hybridischem Betrieb (Verbrennungsmotorstart/stopp) sowie Getriebschaltungen und Lastwechsel.

- Verbrennungsmotorstart
- Verbrennungsmotorstopp
- Getriebschaltung
- Lastwechsel (z.B. Schubabschaltung)
- Durchfahren von Resonanzbereichen
- ...

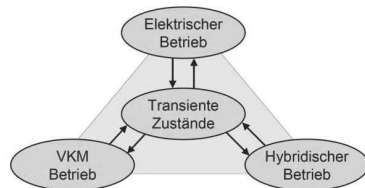


Abbildung 1: Zustände, die transiente Schwingungen verursachen (links)
Transiente Zustände zwischen hybridspezifischen Betriebszuständen (rechts) [5]

Dies führt zu der Anforderung an ein Verfahren, solche hybridspezifischen Triebstrangphänomene im Detail zu untersuchen. Momentan gibt es nur wenige und vor allem keine standardisierten Methoden, um diese Herausforderung zu bewältigen. Zielsetzung dieses Beitrages ist die Entwicklung einer integrierten Validierungsumgebung unter Einsatz des IPEK Akustikrollenprüfstand (Abbildung 2), als Voraussetzung für eine realitätsgetreue Hybridfahrzeugvalidierung hinsichtlich des Fahrkomforts. Durchgeführt wird eine NVH-Optimierung des verbrennungsmotorischen Wiederstarts (VM-Wiederstart).



Abbildung 2: Appliziertes Hybridfahrzeug auf dem IPEK Akustikrollenprüfstand

2. Integrierte Validierungsumgebung

Auf Basis des IPEK X-in-the-Loop Ansatzes [9] (schematische Darstellung in Abbildung 3) sollen reproduzierbare und automatisierte Messungen durchgeführt werden. Der Ansatz berücksichtigt dabei durchgängig die Systemmodelle Fahrer und Umwelt mit Nutzung von Fahrmanövern und Testfällen in Abhängigkeit des Untersuchungsziels. „X“ repräsentiert das System-in-Development (SiD), was in dieser Forschungsarbeit physisch dem Hybridmodul im Antriebsstrang und virtuell dem dazugehörigen Kupplungsmanagement (Steuergeräte-Code) entspricht. Für einen geschlossenen Regelkreis der Versuche sind alle Systeme miteinander in Interaktion und über Koppelsysteme (Aktor-/Sensor-Verbund) verbunden [10]. Koppelsystem zwischen Fahrermodell und Fahrzeug kann dabei ein Fahrroboter oder Anbindung zum elektronischen Fahrpedal (E-Gas) sein, welches die Fahrvorgabe des Fahrzeugs übernimmt. Koppelsystem zwischen Fahrzeug und SiD-Hybridmodul ist die NVH-Metrologie, um das Systemverhalten messtechnisch zu erfassen.

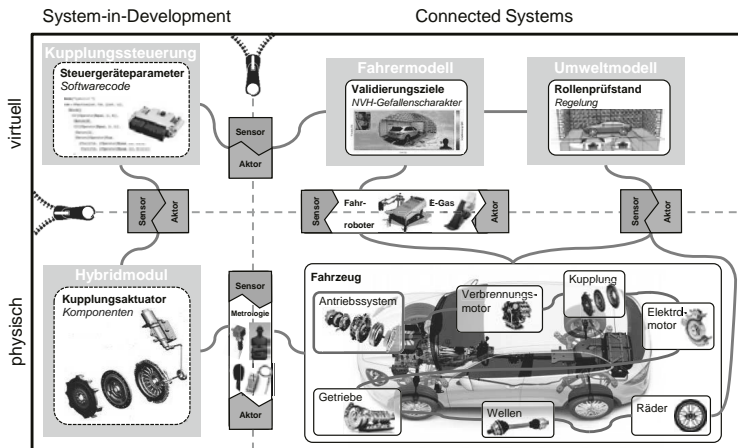


Abbildung 3: Systembild der Validierungsumgebung mit virtuellem und physischem System-in-Development

Zielsetzung neben der Validierungsumgebung ist eine Vorgehensweise zur NVH-Komfortanalyse auf Basis der menschlichen Wahrnehmung, da der Kunde im Zentrum der Validierung steht [11]. Weiter soll im Zuge der Versuchsdurchführung eine Komfortoptimierung, im aktiven Prüfstandsbetrieb durch die Parametrierung des Kupplungssystems, erfolgen. Vorteil hierbei ist, dass durch automatisierte und manöverbasierte Prüfstandtests in kurzer Zeit und bei reproduzierbaren Startbedingungen mehr Manöver gefahren werden können. Im Vergleich zu Straßenversuchen kann auf dem Prüfstand mehr getestet werden und im Kontext der Fahrzeugvalidierung, ein höherer Grad an Systemabsicherung erreicht werden. Absichern meint in diesem Zusammenhang unerwünschte Ausprägungen von NVH-Phänomenen auszuschließen, die den Fahrkomfort, wahrgenommen durch den Fahrer/Kunden, negativ beeinflussen. Die Validierung stellt hierbei kundenorientierte NVH-Bewertungsalgorithmen zur Verfügung. Die Absicherung bestimmt den Erfüllungsgrad der Kundenanforderungen, in wie vielen der möglichen Systemzustände (VM-Wiederstart-Manöver) das Fahrzeug valide (komfortabel) ist [12].

3. Manöverbasierter Wiederstart der Verbrennungsmotors

Die Start-/Stoppfunktion des Verbrennungsmotors dient zur Reduktion der CO₂-Emission und des Kraftstoffverbrauchs. Der VM-Wiederstart kann manöverabhängig komplexe NVH-Ausprägungen aufweisen. Abbildung 11 zeigt ein Beispiel der Vibrationen, die in einem P2-Hybridfahrzeug während eines Schlupfstarts auftreten können. Im Gegensatz zu konventionellen Fahrzeugen, die auch über eine Start/Stop Funktion verfügen, kann bei einem Hybridfahrzeug der Verbrennungsmotorstart in verschiedenen Fahrsituationen auftreten (Abbildung 4). Allein durch die Variationsmöglichkeiten von Geschwindigkeit, Fahrpedalvorgabe oder Batterieladezustand verhält sich der Antriebsstrang unterschiedlich. Manöverabhängig können die Antriebsstrangschwingungen im Hinblick auf Amplituden und Frequenzen (Abbildung 8) unterschiedlich ausgeprägt sein.


Abgeleitete Wiederstart-Manöver	Kurzbeschreibung und Ausprägungen
 Fahrpedal-Sprung / Tip-In (Fahrerinitiiert Wiederstart)	<ul style="list-style-type: none"> • aus dem Stillstand Fahrpedal-position: $\alpha = 10 \dots 100\%$ • aus dem Kriechen Fahrpedal-position: $\alpha = 10 \dots 100\%$ • aus dem konstanten elektrischen Fahren Fahrpedal-position: $\alpha = 10 \dots 100\%$
Konstantfahrt (Batterieinitiiert Wiederstart)	<ul style="list-style-type: none"> • Konstant elektrisch Fahren ($v = 10 \dots 50 \text{ km/h}$) Lastpunktanhebung beim Fahren
Stillstandladen	<ul style="list-style-type: none"> • Fahrzeug ist nicht in Bewegung und der VM startet zum Batterieladen
Drehmoment-Rampe	<ul style="list-style-type: none"> • Steigungsfahrt Drehmomentrampe des Antriebsstrangs (Fahrpedal-position) während der Prüfstand eine konstante Geschwindigkeit stellt

Abbildung 4: Realworld-/ Normzyklen-abgeleitete Wiederstart-Manöver mit Manöverausprägungen [2]

Die Fahrzeugvalidierung wird mittels kundenorientierten Fahrmanövern durchgeführt. Hierfür müssen diese Manöver (Abbildung 4) zunächst identifiziert werden. Unter Verwendung von Normzyklen (WLTP, FTP-75 oder JC08) und eines Straßenfahrzyklus (Realworldcycle) wird eine statistische Verteilung der Fahrzeugbetriebsmodi ermittelt [13]. Der Straßenfahrzyklus entspricht einem realen Verkehrsszenario mit Stausituationen, Stadtverkehr und Überland-/Autobahnfahrten. Markant sind dabei die Ausprägungen eines fahrerinitiierten VM-Wiederstarts durch einen Fahrpedalsprung aus verschiedenen Konstantfahrten heraus. Gleichermäßen markant sind batterieinitiierte VM-Wiederstarts, bei denen das Fahrzeug zunächst eine Konstantgeschwindigkeit rein elektrisch fährt. In Abhängigkeit des Batterieladezustands (SOC) führt der Antriebsstrang für eine folgende Lastpunktanhebung einen VM-Wiederstart durch. Bei der Analyse einzelner Wiederstart-Manöver ist ein fahrerinitiiert VM-Wiederstart aus 30 km/h mit einem Fahrpedalsprung (Tip-In) auf 30 % am häufigsten aufgetreten. Da 30 km/h auch nach [14, S.114] einem gängigen städtischen Fahrzenario entspricht, wobei Hybridfahrzeuge ihre Stärken aufweisen, wird im Folgenden die vorgestellte Methode an diesem Wiederstart-Manöver durchgängig erläutert.

4. Konfiguration der Validierungsumgebung zur NVH-Komfortoptimierung

Die Messungen finden auf einem zwei-achsgetriebenen Akustikrollenprüfstand statt, der realitätsgetreue Straßenbedingungen ermöglicht. Diese integrierte Validierungsumgebung beinhaltet eine manöverbasierte Testautomatisierung mit dem Vorteil reproduzierbarer und zeiteffizienter Messungen [1]. Abbildung 2 zeigt den als Halbfreifeldraum ausgeführten Akustikrollenprüfstand des IPEK. Das Konfiguration der Validierungsumgebung ist in Abbildung 5 gezeigt und ist die Basis für die NVH-Komfortoptimierung des VM-Wiederstarts. Die Manöversteuerung bildet über ein Echtzeitsystem die Schnittstelle zur Fahr-/Betriebsvorgabe von Fahrzeug und Rollenprüfstand [15]. Der Fahrer wird hierbei repräsentiert über die Steuerung mittels elektronischen Fahrpedals (E-Gas) und Fahrroboter (zum Bremsen und Schalten). Dadurch kann eine definierte Fahrpedalwert zwischen 0 und 100 % vorgegeben werden. Die Manöversteuerung ermöglicht die Umsetzung der Wiederstart-Manöver aus Abbildung 4. Die NVH-Sensoren in Form von triaxialen Beschleunigungssensoren und binauralem Kunstkopf sowie der Fahrzeug CAN-Bus werden zur Datenerfassung an ein Mess-Front-End angeschlossen und über einen NVH-Messlaptop verwaltet. Die Parametrierung des Antriebs-/Kupplungssystems erfolgt über eine Kalibrierungssoftware, welcher über eine Steuergeräteschnittstelle mit dem Motorsteuergerät (ECU) verbunden ist. Hierdurch kann eine Steuergeräte-Parametrierung während der Messfahrten durchgeführt werden, um die Funktionsweise des Kupplungssystems zu verändern (vgl. Kapitel 6). Weiterer Bestandteil des Validierungssetups ist der Fahrzeugaufbau auf dem Prüfstand mit einer Fahrbarkeitsfixierung und Kraftmessdose. Die Herleitung des für diese NVH-Komfortoptimierung nutzbaren Prüfstandaufbaus ist in [16] zu finden. Die Kraftmessdose wird für die Analyse der Fahrzeugbeschleunigung in dynamischen Fahrmanövern verwendet [34].

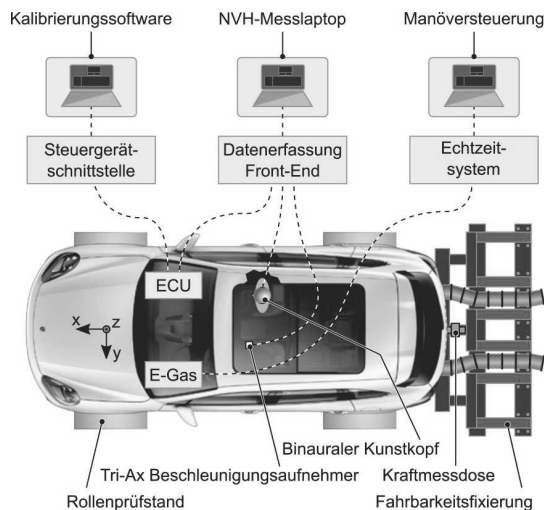


Abbildung 5: Konfiguration der Validierungsumgebung zur Komfortoptimierung auf dem Akustikrollenprüfstand

Die NVH-Sensorik soll zur kundenorientierten Validierung hinsichtlich des Fahrkomforts im Fahrzeuginnenraum appliziert werden [17]. Entscheidend hierbei ist, Schnittstellen zwischen Fahrer und Fahrzeug zu wählen, was in Abbildung 6 dargestellt ist. In Anlehnung an

Bewertungsnormen zu Ganzkörperschwingungen werden Beschleunigungssensoren auf dem Fahrersitz und der Fußablage appliziert. Spezifische Erweiterungen sind zum einen das Fahrpedal, die Armablage und das Lenkrad mit denen der Fahrer während der Fahrt im direkten Kontakt ist. Zum anderen wird die Fahrersitzschiene als Bindeglied zwischen Fahrzeug und Fahrer genutzt. Der Vorteil ist eine steife Einbauposition, die sich losgelöst von Störeinflüssen, wie Teppichdämpfung oder bewegten Teilen für eine reproduzierbare Einbauposition eignet. Die Ausrichtung der Beschleunigungssensoren erfolgt mittels Koordinatensystem nach DIN ISO 8855 [33]. Mikrofone in Form eines binauralen Kunstkopfes werden nach DIN ISO 5128 [18] auf dem Fahrersitz appliziert. Die Analysemöglichkeiten der Akustikmessung, auch in Form von psychoakustischen Metriken, sind in [15] zu finden. Im Folgenden wird primär auf die Vibrationsanalyse eingegangen.

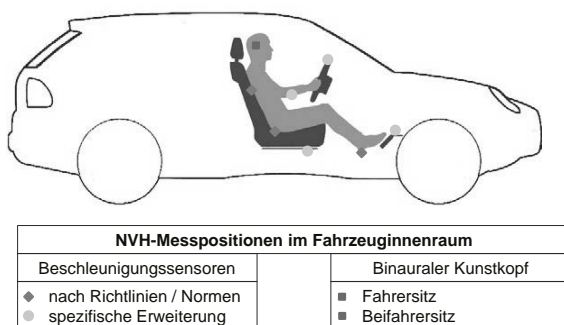


Abbildung 6: NVH-Messpositionen im Fahrzeuginnenraum an Fahrer-Fahrzeug Schnittstellen

5. Objektivierung des Wiederstartkomforts

Bei den analysierten Wiederstart-Manövern treten bestimmte charakteristische Schwingungen auf, welche im Folgenden beschrieben werden. Bei der Erfassung der Messdaten müssen die gemessenen Beschleunigungen mit dem subjektiven Schwingungsempfinden des Menschen in Einklang gebracht werden (Vibrationsanalyse).

5.1. Schwingungsanregung durch den VM-Wiederstart

Für die Analyse der Wiederstart-Manöver kommt im durchgeführten Versuch ein Fahrzeug mit längs eingebautem V6-Verbrennungsmotor zum Einsatz. Da ein solcher Motorentyp die Massenmomente dritter Ordnung um die Motor-x-Achse (hier parallel zur Fahrzeug-x-Achse) nicht kompensiert [23] (Momente werden nicht durch entgegengesetzte Krafteinleitung an mehreren Zylindern ausgeglichen), kommt es zu einer rotatorischen Anregung (Wankbewegung) der Karosserie um die Fahrzeuglängsachse (x-Achse). Durch den Abstand z.B. des Messpunktes Sitzschiene zur Wankachse entstehen am Messpunkt durch die Wankbewegungen Schwingungen in z-Richtung sowie kleinere Bewegungen in y-Richtung. Durch die längsdynamischen Lastwechsel und rotatorischen Anregungen werden generell weniger Schwingungen in y-Richtung induziert. In x-Richtung liegen ebenfalls Schwingungen vor, die durch Drehungleichförmigkeiten und bei Lastwechsel im Antriebsstrang (Tip-Ins oder beim Einkuppeln des VM) auftreten. Sie werden als Rupfen (bei schlupfender Kupplung) oder Ruckeln (bei geschlossener Kupplung) bezeichnet [24, S.78].

Durch diese vereinfachte, funktionale Analyse des Antriebsstrangs (Erklärungsmodell) können Schwingungen in allen Raumrichtungen auftreten, weshalb triaxiale Beschleunigungssensoren verwendet werden. Die für den Menschen wahrnehmbaren Schwingungsfrequenzen (Vibrationen) liegen im Bereich von 0,1 bis 80 Hz [24, S.46]. Da der VM aus dem Stillstand angedreht wird und somit auch beispielsweise die Motoranregungsfrequenzen bei 0 Hz beginnen, hat der VM-Betrieb einen maßgeblichen Schwingungseinfluss. Die Schwingungen sind besonders deutlich, beispielsweise als Schütteln wahrnehmbar, da beim Hochlaufen die Eigenfrequenz des Zweimassenschwungrads (ZMS) durchlaufen wird [24, S.78]. Gleichmaßen hat das Zusammenspiel der hybridspezifischen Antriebsstrangkomponenten einen entscheidenden Einfluss, wie etwa die Betriebsstrategie des Kupplungssystems (Kapitel 6).

5.2. Frequenzgewichtete Vibration

Der Mensch reagiert unterschiedlich empfindlich auf verschiedene Schwingungsfrequenzen [25, S.53]. Aus diesem Grund müssen die gemessenen Schwingungen, in Anlehnung an das Empfinden des Menschen, quantitativ bewertbar gemacht werden. Im vorliegenden Fall handelt es sich um eine Vibration, die über die Sitzfläche in den Körper des Menschen eingeleitet wird. Damit handelt es sich um eine Ganzkörpervibration [25, S.27]. Die Frequenzbewertung erfolgt damit nach der in VDI 2057 [3] beschriebenen Methode. Die durch die Sensoren in drei Raumrichtungen gemessenen Beschleunigungen $a_x(t)$ werden in Terzbänder zerlegt. Dies geschieht für jedes Terzband und jede Raumrichtung (im Folgenden wird lediglich die x-Richtung explizit erwähnt, y- und z-Richtungen erfolgen äquivalent) durch einen Butterworth-Bandpassfilter mit entsprechender oberer und unterer Grenzfrequenz. Die so erhaltenen einzelnen Terzbänder werden anschließend mit den zugehörigen Gewichtungsfaktoren frequenzbewertet und zur frequenzbewerteten Beschleunigung in x-Richtung $a_{w,x}(t)$ zusammengesetzt. Als Gewichtungsfaktoren [4] für die einzelnen Terzbänder werden aus der Kombination "auf dem Sitz" und "sitzend" zur Untersuchung des Wohlbefindens für die z-Richtung die in Abbildung 7 dargestellten Faktoren W_k sowie für die x- und y-Richtung die Faktoren W_d ermittelt. Die Gewichtung der Frequenzbänder erfolgt nach [24, S.46] durch

$$a_{w,x,j} = W_{d,j} \cdot a_{x,j} \quad (1)$$

wobei mit j die einzelnen Terzbänder bezeichnet sind und mit $W_{d,j}$ die für das entsprechende Terzband in Probandenstudien [25] ermittelten Gewichtungsfaktoren.

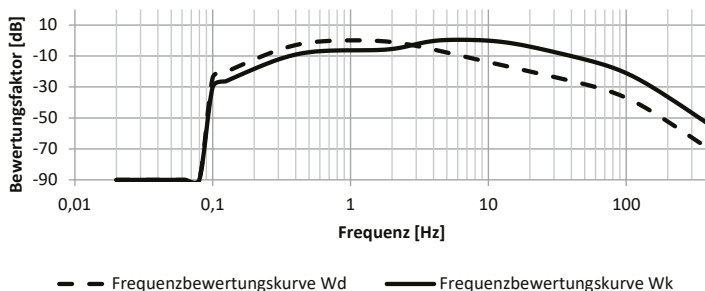


Abbildung 7: Frequenzbewertungskurven für W_d und W_k

Der Effekt der Frequenzbewertung der gemessenen Beschleunigung ist in Abbildung 8 beispielhaft für die Beschleunigung in z-Richtung dargestellt. Links ist die gemessene, ungefilterte Beschleunigung und rechts die mit W_k frequenzbewertete Beschleunigung dargestellt.

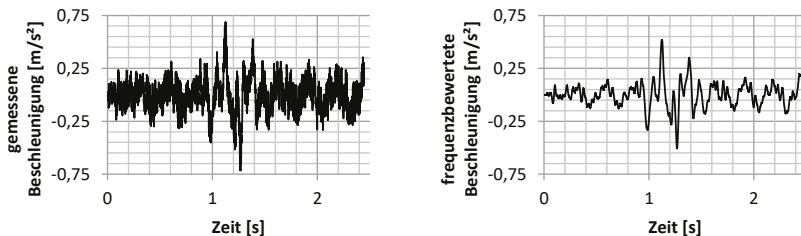


Abbildung 8: Gemessene (links) und frequenzbewertete (rechts) Beschleunigung

Abbildung 8 zeigt, in Anlehnung an die menschliche Schwingungswahrnehmung, die Charakterisierung eines NVH-Phänomens (Wiederstart-Vibrationen) im Zeitbereich. Im Hinblick auf eine eindeutige, kennwertbasierte Bewertung solcher NVH-Phänomene sind Absolutwerte notwendig. Daher werden aus den frequenzbewerteten Beschleunigungen für die drei Raumrichtungen Kennwerte ermittelt, sodass die Schwingungen auf Ihre Intensität hin charakterisiert werden können. Hierfür dienen zum einen die gewichteten Effektivwerte $a_{wT,i}$ und die Vibration Dose Values VDV_i [16], [26, S.485], [27], [5], wobei für i die Raumrichtungen x , y und z einzusetzen sind. Die gewichteten Effektivwerte werden hauptsächlich bei harmonischen Schwingungen und stationärem Systemzustand mit einheitlicher Periodendauer und Frequenz herangezogen. Darauf aufbauend sind die VDV -Werte bei transienten, stoßhaltigen Phänomenen [4, 28] besser geeignet, da die Schwingungsenergie im Stoß, durch Integration über die 4. Potenz stärker gewichtet wird.

Die gewichteten Effektivwerte werden hierbei durch

$$a_{wT,x} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_{w,x}^2(t) dt} \quad (2)$$

bestimmt. T ist dabei die Dauer der zu bewertenden Messstelle. y - und z -Richtung erfolgen äquivalent. Es handelt sich somit um drei charakteristische Werte je Schwingungsphänomen.

Die VDV -Werte werden zu

$$VDV_x = \sqrt[4]{\int_0^T [a_{w,x}(t)]^4 dt} \quad (3)$$

bestimmt. Die hier dargestellten Funktionen werden im vorliegenden Fall diskret ausgewertet, da einzelne Messwerte und keine Messfunktionen vorliegen.

Der Mensch bewertet Schwingungen unterschiedlich pro Raumrichtung, hat jedoch bei Transienten meist nur ein Gefühl für die Gesamtschwingung und bewertet nicht nach einzelnen Raumrichtungen [4, Kapitel 8.2.3]. Daher wird auch aus Effizienzgründen für die Entwicklung, einschließlich der Systemoptimierung, ein Vektorbetrag für den gewichteten Effektivwert und den VDV -Wert bestimmt.

$$a_{wT,V} = \sqrt{k_x^2 a_{wT,x}^2 + k_y^2 a_{wT,y}^2 + k_z^2 a_{wT,z}^2} \quad (4)$$

$$VDV_V = \sqrt{k_x^2 VDV_x^2 + k_y^2 VDV_y^2 + k_z^2 VDV_z^2} \quad (5)$$

Die k_i -Faktoren werden in der Personenbeförderung zu 1 gesetzt [4]. Damit liegen für jedes Phänomen zwei Kennwerte vor, anhand derer je nach Stoßhaltigkeit des Phänomens eine Bewertung über die Schwingungsintensität erfolgen kann.

Ob zur Beurteilung der Schwingung der gewichtete Effektivwert oder der VDV-Wert verwendet wird, lässt sich rechnerisch bestimmen [28]. Ist die Ungleichung

$$\frac{VDV_x}{a_{wT,x} \cdot \sqrt[4]{T}} > 1,75 \quad (6)$$

erfüllt, so soll der VDV-Wert mit betrachtet werden [5].

6. Parametrierung des Kupplungssystems

Das Hybridmodul des P2-Hybridfahrzeugs ist mit seinen Komponenten in Abbildung 9 dargestellt. An den Verbrennungsmotor gekoppelt ist das Hybridmodul, bestehend aus dem Kupplungssystem mit trockener Einscheibentrennkupplung (K0) und permanenterregter Synchronmaschine (PSM). Die Kupplungsscheibe ist auf der Antriebswelle der E-Maschine (EM) verschiebbar gelagert und dreht sich mit der Drehzahl des Rotors. Die Kupplungsdruckplatte ist mit dem Schwungrad verschraubt und dreht sich bei Betrieb des Verbrennungsmotors. Im eingebauten Zustand ist die Kupplung vorgespannt (geschlossen). Das Öffnen der Kupplung erfolgt durch den elektrohydraulischen Kupplungsaktuator. Dieser ist als Spindelaktuator ausgeführt und steuert die Kupplung über eine hydraulische Leitung. „Ein Elektromotor im Aktuator betätigt durch seine Drehbewegung über einen Spindeltrieb einen hydraulischen Kolben, der wiederum durch seine Translationsbewegung einen Druck in der Hydraulikleitung aufbaut. Der Druck bewegt den Zentralausrücker, der die Tellerfeder betätigt und die Kupplung öffnet“ [6, S.441].

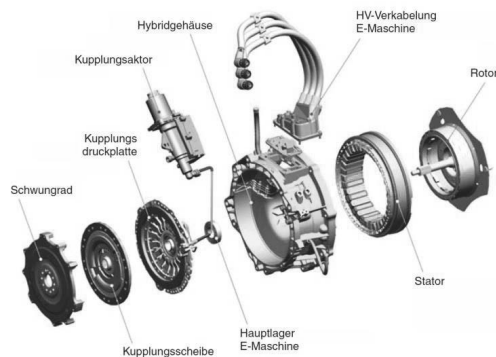


Abbildung 9: Hybridmodul im P2-Hybridfahrzeug [14, S.190]

Angeboten ist das Hybridmodul an ein Wandler-Automat-Hybridgetriebe. Der Vorteil dieser Topologie ist, dass zur Hybridisierung nur eine elektrische Kraftmaschine benötigt wird und sämtliche Vollhybridfunktionen ermöglicht werden. Durch die Integration der E-Maschine in

die Getriebeglocke wird nur ein sehr geringer zusätzlicher Bauraum benötigt. Für das rein elektrische Fahren wird die K0-Trennkupplung durch den Kupplungsaktuator geöffnet. Der Verbrennungsmotor ist somit vom gesamten Antriebsstrang getrennt. Wird manöverbasiert ein Wiederstart des Verbrennungsmotors notwendig, wird die K0-Kupplung geregelt über die Hydraulik geschlossen, sodass der Verbrennungsmotor durch Anschleppen gestartet werden kann. Vorteil ist, dass ein zusätzlicher Startergenerator entfällt, jedoch eine aufwändigere Ablaufsteuerung für diese Art des VM-Wiederstarts (Schlupfstart) notwendig ist. Das Kupplungssystem kann dabei durch eine stoßartige Belastung und den Synchronisierungsvorgang beim VM-Wiederstart Antriebsstrangschwingungen generieren, welche Auswirkungen auf den empfundenen Fahrkomfort haben können.

Abbildung 10 zeigt die Kennlinie des Kupplungsmoments über den Weg des Kupplungsaktuators. Der Verlauf gibt das Übertragungsverhalten zwischen Kupplungsaktuatorweg und gestelltem Kupplungsmoment der K0-Trennkupplung an. Über verschiedene Adaptionsverfahren [19] kann eine genaue Einstellung des Kupplungsmomentes für den VM-Wiederstart ermöglicht werden. Das einzustellende Kupplungsmoment hängt dabei von einer Komfort- oder Dynamikanforderung [20] für den VM-Wiederstart ab. Gemäß des geforderten VM-Wiederstarts wird ein Kupplungsaktuatorweg x_0 gestellt. Im Rahmen der Parametrierung des Kupplungssystems kann der Kupplungsaktuatorweg x_0 für den VM-Wiederstart um einen Stellweg Δx vergrößert oder verkleinert werden. Analog dazu ändert sich das eingestellte Kupplungsmoment M_{K0} , das zum Anschleppen des Verbrennungsmotors zur Verfügung steht. In Abhängigkeit vom Fahrmanöver und Antriebsstrangzustand (Getriebschaltung und Fahrzeugmasse) wird ein Getriebeeingangsmoment M_{GE} für den Vortrieb benötigt. Die E-Maschine muss im Rahmen folgender Momentenbilanzierung ein Moment M_{EM} stellen.

$$M_{GE} = M_{EM} - M_{K0} = \text{konstant} \quad (7)$$

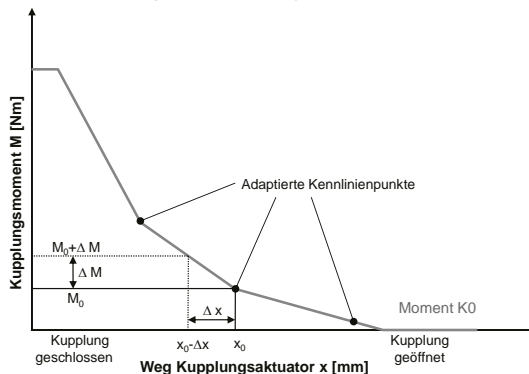


Abbildung 10: Parametrierbare Drehmoment-Weg-Kennlinie des Kupplungssystems [19]

Abbildung 10 zeigt eine Reduzierung des Aktuatorwegs um Δx und eine dazugehörige Erhöhung des eingestellten Kupplungsmoments um den Betrag ΔM . Der Regelstrategie der E-Maschine bleibt diese Änderung unbekannt. Durch diesen künstlichen Kupplungsstellfehler kann der Ablauf des VM-Wiederstarts beeinflusst werden und sich in veränderten Fahrzeuglängsschwingungen auswirken. Die Ergebnisse der Parametervariation sind in Abbildung 13 dargestellt. Hierbei wurden fünf Testfälle mit unterschiedlichen Wegen des Kupplungsaktuators durchgeführt und analysiert, inwieweit der Fahrkomfort beeinflusst wird.

7. NVH-Optimierung des Wiederstartkomforts

Das analysierte Wiederstart-Manöver wird mit einem P2-Hybridfahrzeug auf dem Akustikrollenprüfstand durchgeführt. Zunächst wird über die Manöversteuerung eine konstante Geschwindigkeit von 30 km/h eingeregelt, die das Fahrzeug rein elektrisch fährt. Ist auch der SOC auf einem bestimmten Niveau, wird fahrerinitiiert (über E-Gas automatisiert) ein Fahrpedalsprung auf 30 % gestellt, wodurch der VM-Wiederstart ausgelöst wird. In einem iterativen Prozess wird direkt nach der Beschleunigung wieder auf 30 km/h elektrische Konstantfahrt geregelt und der VM-Wiederstart nach dem gleichen Vorgehen ausgelöst. Für eine statistische Datenanalyse wird dieses Wiederstart-Manöver 50 mal wiederholt.

7.1. Detailanalyse eines Wiederstart-Manövers

Zur Auswertung der Schwingungsintensität während des VM-Wiederstarts muss ein Zeitfenster für den Wiederstartprozess definiert werden. Hierzu dienen die CAN-Signale für die Drehzahl des VM sowie die Drehzahl der EM. Ein Startbeginn wird definiert als der Zeitpunkt, an dem die VM-Drehzahl erstmals größer Null ist. Das Ende des Wiederstarts wird als der Zeitpunkt definiert, an dem VM und E-Maschine erstmals dieselbe Drehzahl erreichen. Das Zeitfenster für die spätere Schwingungsbewertung wird jedoch noch um eine feste Vor- und Nachlaufzeit erweitert. Vor dem VM-Wiederstart läuft eine Entkopplung ab, bei der das Anfahrlelement in Schlupf gebracht wird. Nach dem Start muss das Antriebssystem (schlupffrei) synchronisiert werden, was bei der VDV-Auswertung mitberücksichtigt wird.

Abbildung 11 zeigt beispielhaft einen VM-Wiederstart. Aufgetragen sind die Drehzahlen des VM und der E-Maschine sowie der Status der K0-Kupplung (0 = auf, 1 = geregelt, 2 = zu), die den VM vom Antriebsstrang abkoppelt. Deutlich erkennbar ist die Überhöhung der frequenzbewerteten Beschleunigung in z-Richtung (im Bereich von 1.0 – 1.5 Sekunden), die bereits vor der ersten Drehzahländerung des VM vorliegt.

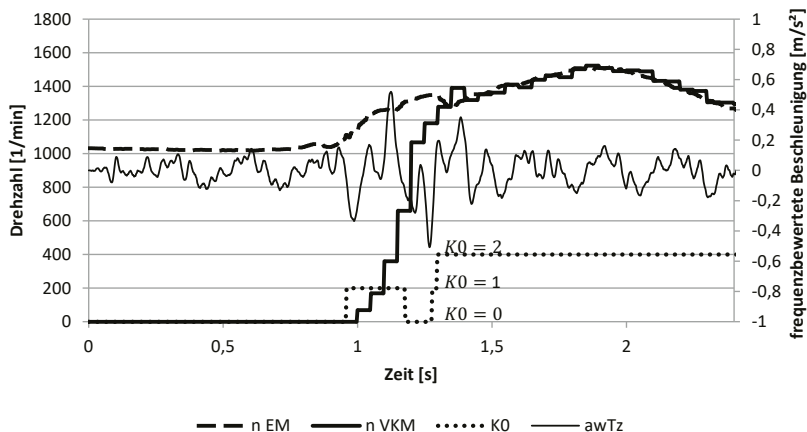


Abbildung 11: Charakteristischer Verlauf des VM-Wiederstarts

Zur Parametrierung des Kupplungsaktuators, werden von einem initialen Antriebssystemzustand (Testlauf 1) aus Kupplungsparameter systematisch variiert (vgl. Kapitel 6)

und die daraus resultierende Änderung der Schwingungsintensität bestimmt. Nach jeder Parametervariation wird ein weiterer Testlauf durchgeführt und anschließend die a_{wT} - und die VDV-Vektor-Beträge jedes einzelnen VM-Wiederstarts berechnet. Innerhalb eines Testlaufs können ohne erheblichen Mehraufwand keine vollständig identischen Antriebsstrangbedingungen sichergestellt werden. Hintergrund ist beispielsweise, dass die Abstellposition der Kurbelwelle für jeden VM-Ablegevorgang erfasst werden müsste, damit nur solche VM-Wiederstarts aus identischer Kurbelwellenposition heraus miteinander verglichen werden [29]. Aus diesem Grund wird im Folgenden auf die Auswertung über die statistische Absicherung, durch mehrere VM-Wiederstarts in einer Manöverausprägung (vgl. Abbildung 4), mit dazugehöriger Standardabweichung eingegangen. Die Schwankungen des VDV-Vektors innerhalb eines Testfalls, also bei VM-Wiederstarts ohne aktiv veränderte Parameter sind in Abbildung 12 dargestellt. Zur Handhabung der Schwankungen (innerhalb des Antriebssystems), werden pro Testlauf 50 VM-Wiederstarts durchgeführt und deren a_{wT} - und die VDV-Mittelwerte mit zugehöriger Standardabweichung bestimmt. Die Standardabweichung ist hierbei ein Maß für die durchschnittliche Abweichung der Messwerte von deren Mittelwert und wird als erster Indikator für die sinnvolle Vergleichbarkeit einzelner VM-Wiederstarts genutzt.

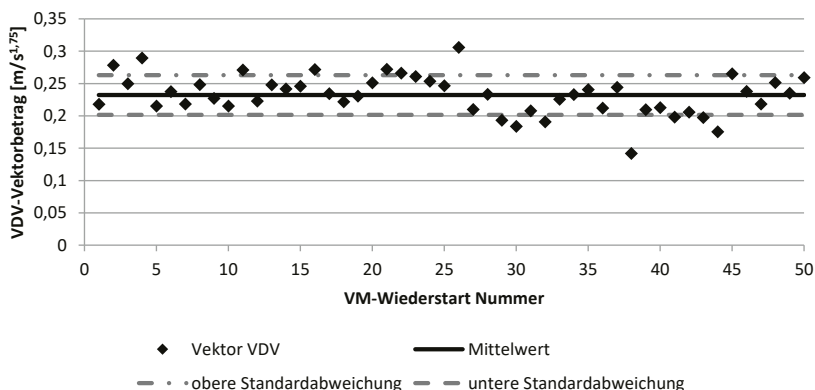


Abbildung 12: Verteilung der VDV-Vektorbeträge bei 50 VM-Wiederstarts

7.2. Parametervariation und Vergleich der Testläufe

Im Folgenden wird Testlauf 1, der Systemausgangszustand, mit vier weiteren Testläufen verglichen, bei denen jeweils Kupplungsparameter variiert werden. Im Anschluss werden von jedem Testlauf der Mittelwert und die Standardabweichung der VDV-Vektorbeträge berechnet und die Mittelwerte der VDV-Vektor- und a_{wT} -Vektorbeträge bestimmt. Da bei mehreren Manövern die Bedingung aus Gleichung (6) erfüllt ist, kann das Schwingungsverhalten beim VM-Wiederstart als stoßhaltig betrachtet werden. Damit wird im Folgenden eine Betrachtung des VDV-Vektorbetrags zusätzlich zum a_{wT} -Vektorbetrag notwendig. Abbildung 13 zeigt die Veränderungen zwischen den einzelnen Testläufen.

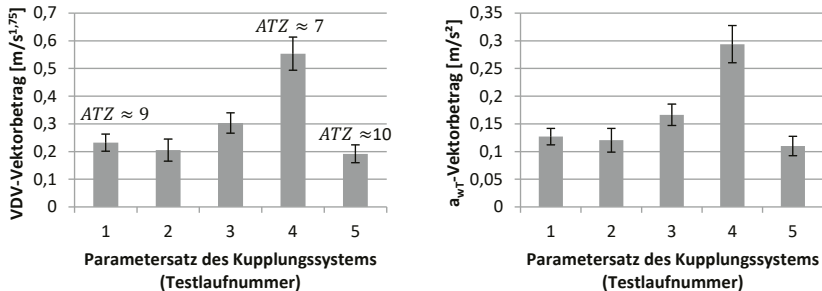


Abbildung 13: Mittelwerte der VDV-Vektorbeträge (links) und a_{wT}-Vektorbeträge (rechts)
Zusammenhang von ATZ-Noten zu Vibrationswerten des Versuchsfahrzeugs

Ziel der Methode zur NVH-Optimierung des Widerstartkomforts ist es, die Vibrationen durch gezielte Maßnahmen im Antriebsstrang (hier über das Kupplungssystem) zu beeinflussen. Dabei soll die Möglichkeit gegeben sein, die Schwingungen (VDV-Vektorbeträge) sowohl zu vergrößern (suboptimal) als auch zu verkleinern (optimal). Abbildung 13 zeigt, dass dies durch Änderung der Kupplungssteuerung realisiert werden kann. Ausgehend von dem initialen Antriebssystemzustand im Testlauf 1, kann auffällig im Testlauf 4 der Schwingungskomfort verschlechtert bis hin zum Testlauf 5 deutlich verbessert werden. In Anlehnung an subjektive Bewertungsansätze durch Probandenstudien nach [5, 15, 19], kann über eine lineare Regressionsanalyse der Zusammenhang zwischen VDV-Vektorbetrag und Fahrkomfortbewertung angenähert werden. Ein VDV-Vektorbetrag von kleiner 0,2 m/s^{1,75} entspricht dabei nach der ATZ-Bewertungsskala [30] einer Komfortnote von ungefähr 10.

7.3. Signifikanzanalyse der Schwingungsbewertung

Anhand des Bereichs der Standardabweichung in Abbildung 13 (links) ist beispielsweise erkennbar, dass die obere Standardabweichung des fünften Testlaufs über der unteren des ersten liegt. Um zu beurteilen, ob eine Aussage möglich ist, dass tatsächlich eine wahrnehmbare Veränderung (Unterschied) bzw. Verbesserung erfolgt ist, oder lediglich eine durch die Messung bedingte Abweichung detektiert ist, wird ein T-Test auf Signifikanz der Testläufe 2 bis 4 gegenüber Testlauf 1 durchgeführt.

Die aufgestellt Nullhypothese H_0 lautet: "Die Mittelwerte von Testlauf 1 und dem verglichenen Testlauf unterscheiden sich nur zufällig, es besteht kein signifikanter Unterschied". Demnach lautet die Alternativhypothese H_1 "Die Mittelwerte von Testlauf 1 und dem verglichenen Testlauf unterscheiden sich systematisch, es besteht ein signifikanter Unterschied". Fällt eine Entscheidung für H_1 , tatsächlich ist aber H_0 wahr, liegt ein Fehler erster Art vor. Wird H_0 bestätigt, obwohl H_1 wahr ist, liegt ein Fehler zweiter Art vor. Dieser Fehler ist lediglich relevant, wenn kein systematischer Unterschied festgestellt wird. Im Folgenden wird die Wahrscheinlichkeit, einen Fehler erster Art zu begehen mit α bezeichnet. Gilt $\alpha < 1\%$ so ist der Unterschied sehr signifikant, gilt $1\% < \alpha < 5\%$ so ist er signifikant. Da bei den Testläufen versucht wird einen Unterschied nachzuweisen (Komfortverbesserung oder -verschlechterung), entfällt die Wahrscheinlichkeit eines Fehlers zweiter Art.

Im Folgenden wird ein zwei-Stichproben T-Test durchgeführt, da untersucht werden soll, ob sich der Mittelwert des Referenztestlaufs signifikant vom Mittelwert eines zweiten Testlaufs mit variierten Parametern unterscheidet. Zusätzlich wäre es möglich einen F-Test auf eine

Abweichung der Varianzen zweier Testläufe durchzuführen. Da durch die gewünschte Komfortoptimierung jedoch in erster Linie der Mittelwert der spürbaren Schwingungen bei ähnlichen Varianzen reduziert werden soll, fällt die Auswahl hier auf den T-Test.

Für einen zwei-Stichproben T-Test werden aus der Tabelle für die T-Verteilung [31, 32] die p -Werte (Wahrscheinlichkeit, mit der die Messwerte innerhalb der 95 %- bzw. 99 %-Quantile liegen) für

$$p = 1 - \alpha \quad (8)$$

abgelesen. Mit den oben genannten α -Werten wird für einen sehr signifikanten Unterschied $p = 0,99$ und für einen signifikanten Unterschied $p = 0,95$ verwendet. Mit der Anzahl der Wiederstarts innerhalb der Testlauf 1 (n_1) und dem zu vergleichenden Testlauf k (n_k) wird die T-Verteilung nach

$$df = n_1 + n_k - 2 = 98 \quad (9)$$

bestimmt. Aus oben genannter Tabelle kann für die nächst kleinere Stichprobengröße das Konfidenzintervall für den signifikanten Unterschied zu $[-1,662; 1,662]$ und das für den sehr signifikanten Unterschied zu $[-2,368; 2,368]$ abgelesen werden.

Bei den einzelnen Testläufen kann von einer ähnlichen Standardabweichung s ausgegangen werden, weshalb sich die Berechnung der Prüfgröße zu Gleichung (10) ergibt.

$$t(df) = \frac{\bar{x}_1 - \bar{x}_k}{\sqrt{\left(\frac{s_1^2 + s_k^2}{2}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_k}\right)}} \quad (10)$$

Größe	Bedeutung
$t(df)$	Prüfgröße
s_1	Standardabweichung Testlauf 1
s_k	Standardabweichung Testlauf k
n_1	Anzahl Wiederstarts in Testlauf 1
n_k	Anzahl Wiederstarts in Testlauf k
\bar{x}_1	Mittelwert der Messungen in Testlauf 1
\bar{x}_k	Mittelwert der Messungen in Testlauf k

Abbildung 14: Formelgrößen zur Berechnung der Prüfgröße

Liegt die Prüfgröße außerhalb des größeren Konfidenzintervalls, so liegt ein sehr signifikanter Unterschied vor. Liegt sie im größeren und außerhalb des kleineren Intervalls, liegt ein signifikanter Unterschied vor, wohingegen innerhalb des kleineren Intervalls kein signifikanter Unterschied besteht.

Liegt ein sehr signifikanter Unterschied vor, kann direkt durch den Vergleich der beiden Mittelwerte von VDV - und a_{wT} -Vektor-Wert eine Aussage getroffen werden, ob die Parametervariation das Schwingungsverhalten nachweislich (wahrnehmbar) verändert hat. Diese Aussage kann damit aus vorhandenen Messungen vollautomatisiert generiert werden.

Die Signifikanzanalyse der VM-Wiederstarts ergibt die in Abbildung 15 dargestellten Signifikanzniveaus. Zwei Sterne (**) symbolisieren dabei einen sehr signifikanten Unterschied, ein Stern (*) einen signifikanten Unterschied. Liegt kein Unterschied vor, ist der Balken ungekennzeichnet.

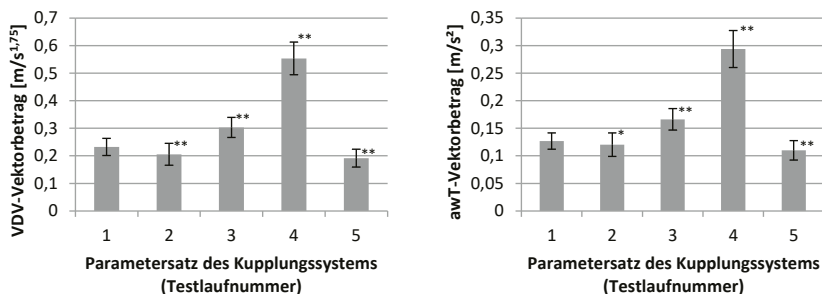


Abbildung 15: Mittelwerte VDV-Vektorbeträge (links) und a_{wT} -Vektorbeträge (rechts) mit zugehörigen Signifikanzniveaus gegenüber Testlauf 1

Es ist deutlich erkennbar, dass in Testlauf 5 gegenüber Testlauf 1 sowohl beim VDV-, als auch a_{wT} -Vektor-Wert eine sehr signifikante Verbesserung des Wiederstartverhaltens hinsichtlich des Fahrkomforts erreicht werden kann. Weitere Bewertungskriterien des VM-Wiederstarts, wie Dynamik oder Verschleiß sind nicht Teil dieser Betrachtung.

8. Fazit

Der Beitrag zeigt eine integrierte Validierungsumgebung am Akustikrollenprüfstand zur NVH-Analyse hybridspezifischer Triebstrangphänomene. Dabei wird durch den IPEK X-in-the-Loop-Ansatz eine manöverbasierte Testautomatisierung unter realitätsgetreuen Umweltbedingungen auf dem IPEK Akustikrollenprüfstand realisiert. Bezüglich der Kundenanforderungen ist der Fahrkomfort ein wichtiges Bewertungskriterium für die Fahrzeugvalidierung. Es wird gezeigt, dass dieser auf dem Akustikrollenprüfstand messbar, bewertbar und optimierbar ist. Durchgängiger Anwendungsfall hinsichtlich Hybridfahrzeuge ist der Schwingungskomfort beim VM-Wiederstart in verschiedenen Fahrmanövern.

Dahingehend wird zunächst ein NVH-Validierungssetup zur Komfortoptimierung auf dem Akustikrollenprüfstand entwickelt. Dieses beinhaltet neben dem Fahrzeugaufbau und der Manöversteuerung verschiedene Schnittstellen zur NVH-Sensorik und Parametrierung des Kupplungssystems. Die gemessenen Schwingungen der Wiederstart-Manöver werden mit Algorithmen auf Basis der menschlichen Wahrnehmung charakterisiert und bewertet. Bewertungsgrundlage bilden frequenzgewichteter Ansätze und daraus abgeleitete Kennwerte wie der VDV-Vektorbetrag, als Vergleichswert zwischen subjektiver und objektiver Bewertung des Fahrkomforts. Im finalen Schritt zeigt die Methode einen Ansatz zur Parametrierung des Kupplungssystems während Messfahrten auf dem Akustikrollenprüfstand. Ziel ist es das Schwingungsverhalten des Antriebstrangs, durch verschiedene Parametrierungen des Kupplungsaktuators, zu beeinflussen. Durch Variation des Verstellwegs des Kupplungsaktuators und damit des Kupplungsmoments in einem P2-Hybridfahrzeug wird der Wiederstartkomfort optimiert.

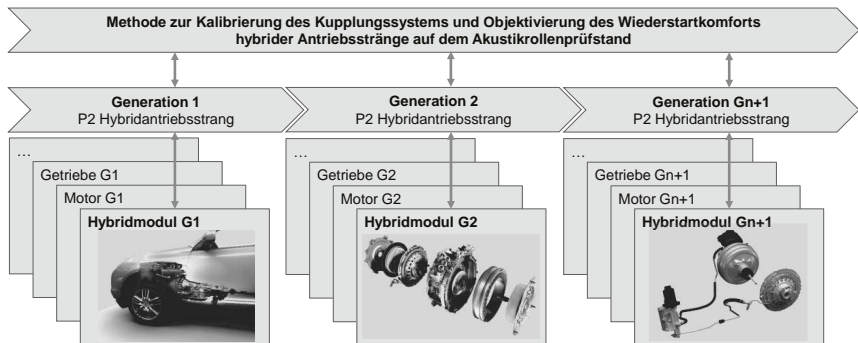


Abbildung 16: Methodentransfer in die Entwicklung der nächsten Produktgenerationen [22]

Ausblickend erfolgt eine Integration der Mess- und Optimierungsmethode in die Entwicklung der nächsten Fahrzeug-/Produktgeneration [21]. Dabei bleibt die P2-Antriebstopologie gleich, jedoch ändern sich Komponenten, wie Elektromotor und Kupplung. Eine Abstimmung der neuen Produktgeneration hinsichtlich des Kupplungssystems und des NVH-Fahrkomforts kann auf Basis der hier entwickelten Methode erfolgen (Abbildung 16).

Literaturverzeichnis

1. Albers, A.; Schille, F.; Behrendt, M.; Matros, K.; Holzer, H.: Manöverbasierte Validierung von Hybridantrieben. Automobiltechnische Zeitschrift, 02/2015
2. Albers, A.; Schille, F.; Behrendt, M.: Manöverbasierte Komfortbeurteilung des NVH-Verhaltens beim Zu- und Abschalten des Verbrennungsmotors in Hybridfahrzeugen. VDI – Fachkonferenz Schwingungsreduzierung in mobilen Systemen, VDI Wissensforum GmbH, Karlsruhe, 2015
3. VDI-Richtlinie 2057: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen. Beuth Verlag, Berlin, Stand 09/2002
4. ISO 2631-1: Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements. International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 1997
5. Birkhold, J.-M.: Komfortobjektivierung und funktionale Bewertung als Methoden zur Unterstützung der Entwicklung des Wiederstartsystems in parallelen Hybrid-antrieben, Institut für Produktentwicklung, Dissertation, KIT, 2013
6. Hofmann, P.: Hybridfahrzeuge. Springer Verlag, Wien, 2010
7. ADAC PKW-Monitor 2013 / II. Trendforschung im PKW-Markt. ADAC Verlag
8. DIN 1311-1: 2000-02: Schwingungen und schwingungsfähige Systeme - Teil 1: Grundbegriffe, Einteilung. Beuth Verlag, Berlin, Stand 02/2000
9. Albers, A., Behrendt, M., Klingler, S., & Matros, K. (2016). Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess. In Udo Lindemann (Ed.), Handbuch Produktentwicklung (pp. 541–569). München: Carl Hanser Verlag.
10. Albers, A., Pinner, T., Yan, S., Hettel, R., & Behrendt, M. (2016). Koppelsystems: Obligatory Elements within Validation Setups. In Proceedings of DESIGN 2016.
11. Albers, A.; Fischer, J.; Behrendt, M.; Lieske, D.: Identification and definition of acoustic relevant limit values for electric vehicles. 14th Stuttgarter Symposium - Automotive and Engine Technology, FKFS, 2014
12. Albers, A.; Becker, J.; Behrendt, M.; Sander, O.; Schille, F.: Methode zur kundenorientierten Validierung im Entwicklungsprozess innovativer Fahrzeugsysteme. Entwerfen Entwickeln Erleben - EEE2014, Dresden, 2014
13. Ringshandl, Tina: Prozessmodellierung zur Hybridfahrzeugentwicklung auf dem Akustikrollenprüfstand auf Basis des integrierten Produktentstehungsmodells (iPeM) (Dipl.-Ing. Fabian Schille, Ed.). IPEK-thesis. Master's thesis, IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe, 2016
14. Braess, Seiffert: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, Springer-Vieweg, Aufl. 7 aus 2013
15. Albers, A., Schille, F., & Behrendt, M. (2016). Method for Measuring and Analyzing Transient Powertrain Vibrations of Hybrid Electric Vehicles on an Acoustic Roller Test Bench. In 9th International Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress (8). Graz: SAE International.
16. Albers, A., Schille, F., Hettel, R., & Behrendt, M. (2015). Auswirkung der Validierungsumgebung und Manöverumsetzung auf Komfortbewertungen hybridspezifischer Triebstrangphänomene. In Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH (Ed.), VPC – Simulation und Test 2015 | 17. MTZ-Fachtagung | Methoden der Antriebsentwicklung im Dialog (17). Hanau: Springer Vieweg.

17. Albers, A., Schille, F., & Behrendt, M. (2015). Maneuver-Based NVH Investigations of the Internal Combustion Engine Starting Behaviour in Hybrid Vehicles. In Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH (Ed.), ATZlive – Automotive Acoustics Conference 2015 (15). International ATZ Conference, (3rd). Zürich: Springer Vieweg.
18. DIN ISO 5128:1984-11: Akustik; Innengeräuschemessungen in Kraftfahrzeugen
19. Cortès, S.: Methoden zur Bewertung des Wiederstartkomforts eines Fahrzeuges mit parallelem Hybridantrieb. Bachelorarbeit, Stuttgart, Duale Hochschule Baden-Württemberg, 2010.
20. Spiegel, L.; Schürmann, M.; Rauner, T.; Stache, I.; Göhring, M.; Neußer, H.J.: Das Antriebskonzept des neuen Cayenne S Hybrid. 19.Aachener Kolloquium, Fahrzeug- und Motorentechnik, 2010.
21. Albers, A., Bursac, N., & Rapp, S. (2017). PGE – Produktgenerationsentwicklung am Beispiel des Zweimassenschwungrads. Forschung im Ingenieurwesen
22. Fahrzeugbilder aus: Semmler, D., Kerner, J., Bitsche, O., Spiegel, L., Rauner, T., Stache, I., et al. (2013). Der Antriebsstrang des Porsche Panamera S E-Hybrid. In 34. Internationales Wiener Motorensymposium 2013
23. Mitschke, Manfred; Wallentowitz, Henning: Dynamik der Kraftfahrzeuge. 5. Aufl.: Springer Vieweg, 2014 — ISBN 978-3-658-05067-2
24. Zeller, Peter: Handbuch Fahrzeugakustik - Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch: Vieweg + Teubner, 2009 — ISBN 978-3-8348-0651-2
25. Griffin, Michael J: Handbook of human vibration. London: Academic Press, 1990 — ISBN 0-12-303040-4
26. Griffin, Michael J; Ahn, Se-Jin: Effects of frequency, magnitude, damping, and direction on the discomfort of vertical whole-body mechanical shocks. In: Journal of Sound and Vibration Bd. 311, 2008, S. 485–497
27. Griffin, Michael J: Discomfort from feeling vehicle vibration. In: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility Bd. 45, 2007, S. 679–698
28. Griffin, Michael J: A comparison of standardized methods for predicting the hazards of whole-body vibration and repeated shocks. In: Journal of Sound and Vibration Bd. 215, 1998, Nr. 4, S. 883–914
29. Kaup, Carsten; Pels, Thomas; Stenzel, Ulf: Requirement Engineering Based on Objective Hybrid Benchmark Results. In: Praxis der elektrischen Antriebe für Hybrid und Elektrofahrzeuge Bd. 102, 2009
30. Aigner, J: Zur zuverlässigen Beurteilung von Fahrzeugen. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 1982, Nr. 9
31. Czichos, Horst: Hütte, das Ingenieurwissen. 33. Aufl. Berlin: Springer, 2008. ISBN 978-3-540-71851-2
32. Deml, Barbara: Arbeitswissenschaft I: Ergonomie. In: Vorlesungsskript Wintersemester 2016/2017, Karlsruher Institut für Technologie
33. DIN ISO 8855:2013-11. Straßenfahrzeuge – Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten – Begriffe. Beuth Verlag, Berlin, Stand 11/2013
34. Albers, Albert., Hasel, Mario., Behrendt, Matthias: XiL-basierte Kalibrierung und Validierung von Antriebssystemen durch den Einsatz von Rollenprüfständen. VDI – Fachkonferenz Schwingungsreduzierung in mobilen Systemen, VDI Wissensforum GmbH, Karlsruhe, 2015

Automatisierte Schwingungsdämpferkonzipierung für Sportwagen in frühen Entwicklungsphasen

Simulationsbasierte Auslegung unter Verwendung moderner Optimierungsalgorithmen



Automated vibration damper conception for sports cars in early stages of development

Simulation-based design using modern optimization algorithms

M. Sc. **Philip Mall**, Dr.-Ing. **Arne Krüger**,
Dr.-Ing. h.c. F. Porsche AG, Weissach;
Prof. Dr.-Ing. **Alexander Fidl**,
Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe

Kurzfassung

Stetig steigende Anforderungen an die Schwingungsisolierung in Fahrzeugantrieben stellen Entwickler vor zunehmende Herausforderungen. Um die Konzeptauswahl in frühen Phasen des Entwicklungsprozesses zu unterstützen, wurde eine Methode erarbeitet, die eine automatisierte Dämpferauslegung ermöglicht. Somit können benötigte Bauräume definiert und die Funktion des Bauteils im Gesamtsystem „Antrieb“ abgesichert werden. Die Methodik basiert auf Simulationen der Triebstrangdynamik, die von einem Optimierungsverfahren genutzt werden, um optimale Parameter für Entkopplungselemente und Tilger zu bestimmen. Das Ziel der Optimierung kann hierbei vielfältig sein. Für die Anwendung in Sportwagen bietet sich beispielsweise die Minimierung der Dämpfertragfähigkeit an. Die Ergebnisse aus den Simulationen gehen gemeinsam mit Anforderung an die Betriebsfestigkeit und Montierbarkeit als Nebenbedingung in die Optimierung ein.

In diesem Beitrag wird zunächst der Prozessablauf der entwickelten Methode vorgestellt. Im Anschluss wird auf die verwendeten Simulationsmodelle und Optimierungsalgorithmen eingegangen. Anhand von beispielhaften Auslegungsrechnungen wird die Wirksamkeit der Methode dargestellt und diskutiert, welche Auswirkungen geänderte Randbedingungen auf die Optimierung haben. Außerdem soll aufgezeigt werden, wie mit Hilfe des Verfahrens Leistungsgrenzen verschiedener Konzepte aufgezeigt werden können.

Abstract

Powertrain developers face ever growing challenges in vibration isolation. To support concept selection in early stages of development, a method for automated damper dimensioning has been established. The procedure provides information on required design spaces and enables damper performance validation. The conception process is performed by an optimization algorithm which uses dynamic powertrain simulations to provide optimal parameters for isolation elements and vibration absorbers. Various properties can be selected as optimization targets. For example, minimization of the total damper inertia is a suitable choice for the application in a sports car. The simulation results and requirements on component strength and assembly form constraints for the optimization.

In this paper, the developed method and its procedural process is presented. The applied simulation models and optimization algorithms are depicted. The method's efficiency is validated using exemplary design calculations. The effect of varying constraints on the optimization result as well as the procedures capability to identify different damper concepts' performance limits is shown.

1. Einleitung

Stetig strenger werdende gesetzliche Vorgaben zum maximalen CO₂-Ausstoß zwingen Fahrzeughersteller dazu, den Flottenverbrauch zu reduzieren und dafür enorme Anstrengungen im Bereich der Antriebsentwicklung zu unternehmen. Neben der Elektrifizierung oder Hybridisierung bieten auch konventionelle Antriebe noch Potentiale zur Wirkungsgraderhöhung. Typische Maßnahmen umfassen die Reduktion von Reibung und Dämpfung in Motor und Triebstrang, neue Motorkonzepte und -betriebsstrategien wie Rightsizing, Turboaufladung, Downsampling, Zylinderabschaltung oder neuartige Brennverfahren wie die Homogene Kompressionszündung (Homogeneous Charge Compression Ignition HCCI). Diese Technologien stellen allerdings bestehende Schwingungsdämpfungskonzepte vor große Herausforderungen. Die heutige Standardkomponente zur Schwingungsisolierung, das Zweimassenschwungrad (ZMS), fungiert als mechanischer Tiefpassfilter mit einer sehr tiefen Eigenfrequenz und reduziert dadurch effektiv hochfrequente Drehungleichförmigkeiten am Getriebeeingang [1]. Eine Verringerung der Zylinderzahl wie beim Rightsizing oder (zumindest temporär) auch bei der Zylinderabschaltung führt zu tieferen Anregungsfrequenzen. Dies gilt ebenso für eine Absenkung der Drehzahl wie beim Downsampling. Das ZMS arbeitet in diesem Frequenzbereich nicht mehr optimal und kann die Motoranregung möglicherweise nicht mehr wirkungsvoll vom restlichen Triebstrang entkoppeln. Gleichzeitig steigen durch Turboaufladung und vor allem HCCI die Spitzendrücke in den Zylindern und damit auch Anregungs-

amplituden deutlich an. Zudem führen die Reibungs- und Dämpfungsreduktionen im Triebstrang dazu, dass dieser deutlicher empfindlicher auf Schwingungsanregungen reagiert. In Summe bedingt die Kombination aus höheren Anregungsamplituden, schlechterem Isolationsgrad und sensibleren Antrieben eine Zunahme störender Geräusch- und Vibrationsphänomene (Noise, Vibration and Harshness NVH) und sinkenden Fahrzeugkomfort [2]. Um bessere Entkopplungseigenschaften darzustellen und diesem Trend entgegen zu wirken, wurde das ZMS in den vergangenen Jahren durch zusätzliche Komponenten wie Innendämpfer oder Fliehkraftpendel ergänzt [3] oder gänzlich neue Konzepte entwickelt [4,5]. Dadurch ergibt sich für Antriebsentwickler ein deutlich vergrößerter Lösungsraum, aus dem je nach Motor, Triebstrang und Fahrzeug ein optimales Konzept ausgewählt werden muss. Diese Entscheidung wird typischerweise schon sehr früh im Entwicklungsprozess getroffen, da die benötigten Bauräume bereits in der Konzeptphase definiert werden. Zu diesem Zeitpunkt stehen allerdings typischerweise nur wenige Informationen beispielsweise zum Getriebeaufbau oder der Motorcharakteristik zur Verfügung. Numerische Simulationen können dabei helfen, benötigte Informationen zum Schwingungsverhalten des Antriebs und zu geeigneten Dämpferkonzepten bereitzustellen, sofern sie in der Lage sind, mit der begrenzten Anzahl an Parametern umzugehen.

In diesem Beitrag wird deshalb eine Methodik vorgestellt, die Entwickler bei der Konzeptauswahl in frühen Entwicklungsphasen unterstützen kann. Die Hauptaufgabe besteht darin, erste Aussagen zu benötigten Bauräumen sowie zum Gewicht und zur Trägheit des Dämpfungselements zu treffen und die funktionalen Eigenschaften der Komponenten abzusichern. Dies wird im Rahmen eines simulationsgestützten Optimierungsprozesses realisiert. Hierfür wird anhand von Torsionsschwingungsmodellen das dynamische Verhalten des Triebstrangs analysiert. Die Berechnungsergebnisse werden automatisiert nach verschiedenen Komfortkriterien bewertet und bilden gemeinsam mit zusätzlichen Anforderungen – z.B. an die Festigkeit zentraler Komponenten – Nebenbedingungen für die Optimierungsaufgabe. Je nach Anwendungsfall bieten sich mehrere Größen als Zielfunktion für das Optimierungsverfahren an. Typische Beispiele sind das Gewicht, das Massenträgheitsmoment des Dämpfers oder der benötigte Bauraum in axialer oder radialer Richtung. Aufgrund der Struktur der Optimierungsaufgabe mit einer nichtlinearen Zielfunktion und nichtlinearen Nebenbedingungen ergibt sich ein komplexes Problem, für dessen Lösung leistungsstarke und robuste Algorithmen benötigt werden.

Im Fokus dieses Beitrags steht die Darstellung von Ergebnissen, die mit Hilfe der automatisierten Auslegung erzielt werden. Dazu werden beispielhafte Dimensionierungen verschiedener Konzepte für einen allradgetriebenen Sportwagen vorgestellt und verglichen. Es wird

diskutiert, wie Änderungen der Nebenbedingungen das Optimierungsergebnis beeinflussen. Außerdem wird dargelegt, wie mit Hilfe der Methodik Leistungsgrenzen verschiedener Konzepte aufgezeigt werden können. In Abschnitt 2 wird zunächst die Auslegungsmethodik vorgestellt und die einzelnen Prozessschritte erläutert. Im Anschluss werden in Abschnitt 3 die Simulationsmodelle zur Abbildung des Triebstrangverhaltens vorgestellt. In Abschnitt 4 wird auf das Optimierungsproblem und den Algorithmus eingegangen, der zur effizienten Lösung des Problems verwendet wird. Nach der Diskussion der Ergebnisse für den betrachteten Anwendungsfall in Abschnitt 5 werden in Abschnitt 6 die wichtigsten Erkenntnisse zusammengefasst.

2. Auslegungsmethodik

Die entwickelte Auslegungsmethodik ist ein iterativer Prozess, der von einem Optimierungsalgorithmus automatisiert abgearbeitet wird. Abbildung 1 zeigt einen schematischen Ablaufplan. Wie jede Optimierung beginnt die Auslegung mit einem Anfangsentswurf, also einem Satz an Startparametern, welche die Geometrie eines Dämpferkonzepts beschreiben. Im Falle eines Standard-ZMS sind das beispielsweise Durchmesser, Drahtstärke und Windungszahl des verwendeten Federsatzes. Im folgenden Schritt werden diese Parameter konvertiert, das heißt die physikalischen Eigenschaften des Dämpfers wie Federsteifigkeiten, Spannungsbeiwerte oder Pendelmassen werden aus der Geometrie berechnet. Diese Größen werden für die anschließende Überprüfung der Bauteilfestigkeit und zur Bedatung der Simulationsmodelle benötigt. Im Anschluss wird die Haltbarkeit zentraler Elemente des Dämpfers anhand von Auslegungsdaten abgeschätzt. Falls diese Betrachtung positive Ergebnisse erzielt, wird das dynamische Verhalten des Triebstrangs mit Hilfe von Ersatzmodellen analysiert. Die Berechnungsergebnisse werden automatisiert ausgewertet und die beobachteten Schwingungen, beispielsweise am Getriebeeingang, gegen Grenzkurven abgeglichen [6]. Zuletzt wird getestet, ob gegebene Optimalitätsbedingungen erfüllt sind, das heißt, ob der aktuelle Parametersatz alle Nebenbedingungen erfüllt und im Vergleich mit den anderen untersuchten Designs ein optimales Ergebnis darstellt. Ist dies der Fall, beispielsweise wenn über mehrere Iterationen kein besseres Resultat erzielt wird, wird das Ergebnis ausgegeben, ansonsten werden die Parameter durch den Optimierungsalgorithmus variiert und eine neue Iteration gestartet. Falls bereits bei der Überprüfung der Festigkeit festgestellt wird, dass der untersuchte Entwurf nicht zulässig, das heißt nicht ausreichend dimensioniert ist, wird die zeitintensive Simulationsrechnung übersprungen und direkt mit der Parametervariation fortgefahren. Da im Regelfall mehrere tausend Parametersätze generiert und analysiert werden, von denen allerdings nur ein geringer Teil alle Anforderung erfüllt, können

durch diese Vorauswahl deutliche Vorteile bei der Rechenzeit erzielt werden. Da die Methodik zur Konzeptauswahl in frühen Entwicklungsphasen verwendet wird, in denen Randbedingungen sehr volatil sind und schnell variieren, sind kurze Bewertungszeiten wichtig. So kann schneller auf Änderungen reagiert werden und gegebenenfalls mehrere Auslegungsrechnungen durchgeführt werden. Dadurch erhöht sich nicht nur die Ergebnisqualität und Aussagesicherheit, sondern auch der praktische Nutzen der Methodik.

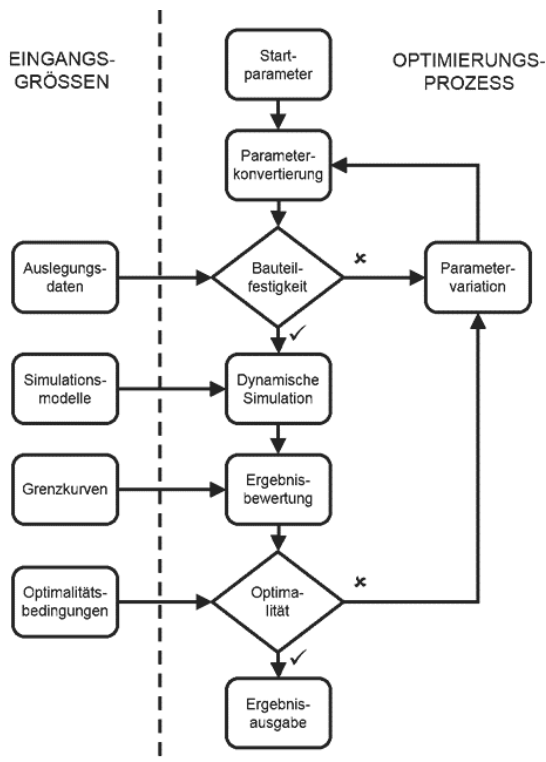


Bild 1: Schematischer Ablauf des Auslegungsprozesses

3. Modellbildung

Simulationen im Zeitbereich sind für den Großteil der Gesamtrechnenzeit verantwortlich, selbst wenn ihre Anzahl reduziert werden kann. Es ist deshalb bereits bei der Modellierung darauf zu achten, dass die Dauer einer Berechnung möglichst gering gehalten wird, da die Modellstruktur neben den verwendeten Integrationsverfahren hierauf entscheidenden Einfluss hat. Der Triebstrang wird klassischerweise durch eine möglicherweise verzweigte Torsionsschwingerkette aus diskreten Feder-Dämpfer- und Massenelementen abgebildet. Die Zahl der Freiheitsgrade dieses Schwingungssystems sollte möglichst gering gehalten und kann beispielsweise mit Hilfe von Modalanalysen oder anderen Methoden reduziert werden [7]. Durch lineare bzw. im interessierenden Betriebsbereich linearisierte Teilmodelle können Rechenzeiten im Vergleich zu nichtlinearen Beschreibungen ebenfalls verringert werden. Mit Hilfe dieser Schritte werden die Modelle immer weiter auf den entsprechenden Verwendungszweck zugeschnitten.

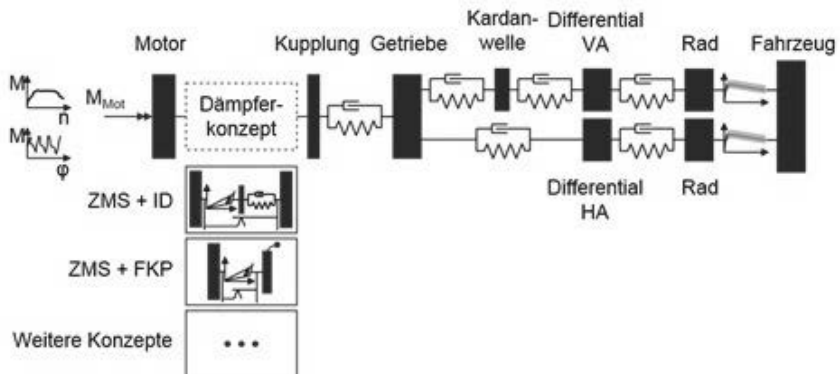


Bild 2: Simulationsmodell für einen Allradtriebstrang mit Heckmotor

Neben den Anforderungen an die Rechenzeit müssen weitere Kriterien bei der Modellierung beachtet werden. Das Modell wird innerhalb des Optimierungsprozesses verwendet und der Algorithmus muss Zugriff auf einen Teil der Parameter haben und diese autonom variieren können. Zudem muss auch mit einer begrenzten Anzahl an Eingabedaten gerechnet werden können, da diese während der Konzeptphase möglicherweise noch nicht zur Verfügung stehen oder eine große Unsicherheit haben. Das für das hier diskutierte Beispiel eines allradgetriebenen Sportwagens mit Heckmotor verwendete Modell ist in Abbildung 2 dargestellt. Der Triebstrang ist grob diskretisiert und mit wenigen Freiheitsgraden abgebildet. Bis auf wenige

Ausnahmen wie beispielsweise die last- und schlupfabhängigen Reifenkennfelder ist das Modell linear. Die einzelnen Dämpfermodelle werden als unabhängiges Submodell integriert. Die Modellierung ist für diese Komponenten komplexer, da zum einen starke Nichtlinearitäten abgebildet werden müssen, die das Schwingungsverhalten deutlich beeinflussen können [8,9], und alle benötigten Größen für die Bedatung vom Optimierer erzeugt und bereitgestellt werden. Die Struktur der Dämpfermodelle ist damit direkt an die Parameter geknüpft, die variiert werden.

4. Optimierung

Grundsätzlich besteht jedes Optimierungsproblem daraus, eine gegebene Zielfunktion unter Einhaltung bestimmter Nebenbedingungen zu minimieren. Hierzu werden iterativ die Größen, von denen Zielfunktion und Nebenbedingungen abhängen, von einem Algorithmus nach festgelegten Berechnungsvorschriften angepasst, bis ein Minimum gefunden ist. Eine Größe, die sich im hier betrachteten Fall gut als Zielgröße eignet, ist das Massenträgheitsmoment des Dämpfers, da hierin implizit auch das Gewicht und die Abmessungen der Komponente enthalten sind. Somit können mehrere charakteristische Eigenschaften, die besonders für Sportwagen möglichst klein gehalten werden sollen, gleichzeitig optimiert werden, ohne eine deutlich kompliziertere multikriterielle Optimierung durchführen zu müssen. Die Nebenbedingungen setzen sich aus allen Anforderungen zusammen, die der Dämpfer erfüllen muss. Dies beinhaltet einfache logische Zusammenhänge, um die Montierbarkeit zu gewährleisten, Restriktionen an grundsätzliche funktionale Eigenschaften wie Federkennlinien oder Pendelbahnen und -geometrien, ausreichende Bauteilfestigkeiten und die Erfüllung von Komfortkriterien, die anhand der Simulationen abgeprüft werden. Diese Nebenbedingungen schränken die Menge der generell zulässigen Entwürfe ein.

Sowohl die gewählte Zielfunktion als auch ein Teil der Randbedingungen sind nichtlineare Funktionen der Designparameter. Dies führt auf ein komplexes Optimierungsproblem, für dessen Lösung leistungsstarke Algorithmen benötigt werden. In verschiedenen Bereich des Maschinenbaus wurden gute Ergebnisse mit Hilfe der Particle-Swarm-Optimization (PSO) erzielt [10,11]. Dieses Verfahren basiert ursprünglich auf der Simulation von Vogel- und Fischeschwärmen und verwendet die soziale Interaktion einzelner Individuen, um globale Optima zu finden [12]. PSO ist sehr robust und benötigt keine Informationen über Gradienten der Zielfunktion oder Nebenbedingungen. Diese Eigenschaften sind für die Verwendung bei der simulationsgestützten Auslegung von Komponenten extrem wichtig, da sich Berechnungsergebnisse auch bei kleiner Abweichung der Eingabeparameter stark unterscheiden können und damit eine Gradientenbestimmung erschwert wird.

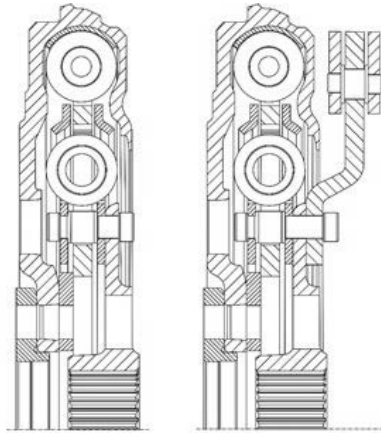


Bild 3: Konstruktionsbeispiele: ZMS mit Innendämpfer (links) sowie mit Innendämpfer und außenliegendem Fliehkraftpendeln (rechts)

5. Ergebnisse

Zwei verschiedene Dämpferkonzepte wurden für eine Beispielrechnung betrachtet. Als Basisvariante dient immer ein Bogenfeder-ZMS, welches um weitere Maßnahmen ergänzt wird. In einer ersten Stufe wird ein Innendämpfer, bestehend aus geraden Spiralfedern, hinzugefügt. Das zweite betrachtete Konzept fügt dieser Konstruktion zusätzliche außenliegende Fliehkraftpendel hinzu. Abbildung 3 stellt beispielhafte Konstruktionen für die beiden betrachteten Dämpfer dar.

Für die Anwendbarkeit der Methodik ist wichtig zu überprüfen, inwieweit unabgestimmte Modelle das tatsächliche Verhalten des Triebstrangs wiedergeben können. In Abbildung 4 sind deshalb Mess- und Simulationsergebnisse für ein Beispielfahrzeug mit Bogenfeder-ZMS gegenübergestellt. Die Berechnungen wurden hierbei jeweils mit zwei verschiedenen Parametersätzen durchgeführt. Für die erste Simulation wurden für die Kenngrößen des ZMS, das heißt Federkennlinien, Massen und Trägheiten, die Zeichnungsangaben verwendet. In der zweiten Simulation wurden die Abmessungen des Federsatzes verwendet, um die benötigten physikalischen Größen zu berechnen. Somit kann überprüft werden, mit welcher Genauigkeit die Parameterkonvertierung für den automatisierten Auslegungsprozess erfolgt. Die Daten für den Verbrennungsmotor und den restlichen Antrieb wurden konstant gehalten. Zunächst lässt sich feststellen, dass die Konvertierung der Parameter sehr gut funktioniert und die Berechnungsergebnisse kaum beeinflusst. Damit ist ein wichtiger Kernpunkt der Me-

thodisch validiert. Im Allgemeinen gibt es allerdings doch teilweise deutliche Abweichungen zwischen Rechnung und Messung. Für niedrige Drehzahlen wird die Motoranregung in der Simulation unterschätzt, wodurch sich auch geringere Schwingungsamplituden auf der Sekundärseite ergeben. Das grundlegende Schwingungsverhalten des Triebstranges wird dennoch gut wiedergegeben. So stimmen beispielsweise die Frequenz und auch die Amplituden der Schwingungsüberhöhung im Resonanzbereich bei mittleren Drehzahlen gut überein. Festzuhalten bleibt also, dass die Simulation das reale Verhalten für eine Abschätzung benötigter Dämpferbauräume ausreichend gut approximiert.

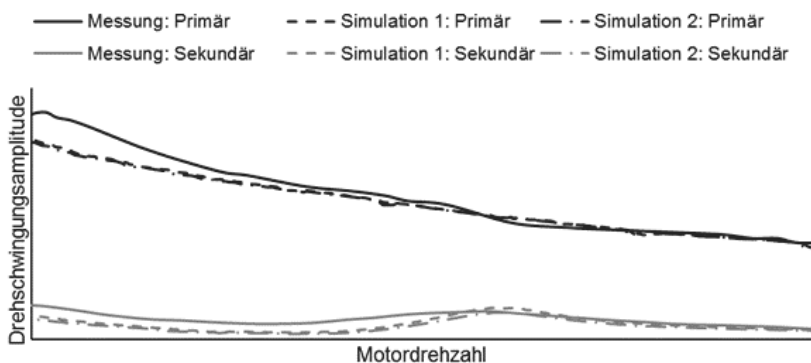


Bild 4: Vergleich von Mess- und Simulationsdaten: Simulation 1 mit Parametern aus Zeichnungsangaben, Simulation 2 mit aus geometrischen Daten berechneten Parametern

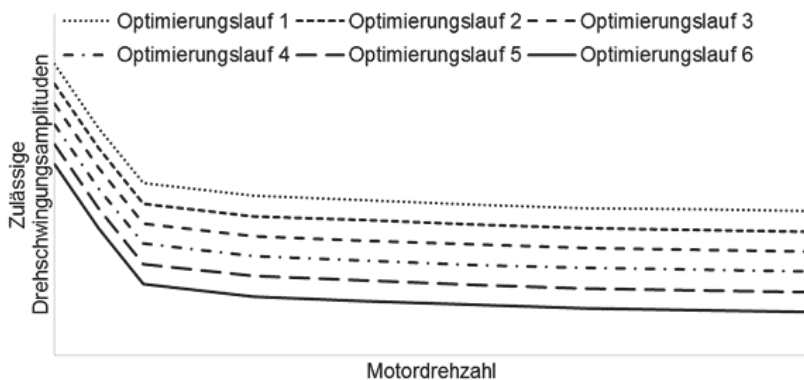


Bild 5: Zulässige Dreherschwingungsamplituden für die einzelnen Optimierungsläufe

Im Folgenden wurden mehrere Optimierungen für die beiden Konzepte durchgeführt, wobei zunehmend strengere Anforderungen an den Komfort gestellt wurden. Die zulässigen Dreh-schwingungsamplituden wurden schrittweise verkleinert, siehe Abbildung 5. Damit wurde eine der nichtlinearen Nebenbedingungen des Optimierungsproblems variiert. Dies hat direkte Auswirkungen auf die Ergebnisse des Auslegungsprozesses, das heißt auf die geometrischen Abmessungen und die damit verbundenen physikalischen Eigenschaften des Entwurfs, der als Optimum ausgegeben wird. In Abbildung 6 sind die Resultate der sechs Optimierungsläufe zusammengefasst. Die Schaubilder geben die Massenträgheitsmomente der finalen Entwürfe für die beiden Konzepte aus den einzelnen Durchläufen an, wobei diese mit der Trägheit eines der Dämpfer normiert wurden. Das grundsätzliche Verhalten ist bei beiden Konzepten ähnlich. Striktere Anforderungen an den Komfort bedingen zunehmend schwere Dämpfer, was durchaus plausibel ist und den allgemeinen Erfahrungen entspricht. Das Niveau der Massenträgheiten liegt für das ZMS ohne zusätzliche Fliehkraftpendel deutlich tiefer, allerdings stößt dieses Konzept bei steigenden Anforderungen an seine Leistungsgrenzen. In den letzten beiden Optimierungsläufen, also für sehr kleine zulässige Schwingungsamplituden, wurde in den gegebenen Bauraumgrenzen kein Entwurf gefunden, der alle Kriterien erfüllt. Zudem ergibt sich für die ersten beiden Durchläufe, also für weniger strikte Komfortanforderungen, keine Änderung des Massenträgheitsmoments. Dies lässt darauf schließen, dass hier eine der anderen Nebenbedingungen, beispielsweise an die Bauteilfestigkeit, dominierend wird und den Lösungsraum begrenzt. Werden dem Entwurf zusätzliche Fliehkraftpendel hinzugefügt, ergeben sich weitere Freiheitsgrade bei der Dämpferauslegung. Dies führt dazu, dass auch für Fahrzeuge mit hohen Komfortanforderungen Lösungen generiert werden können.

In Abbildung 7 werden zwei Ergebnisse der Optimierungsläufe genauer betrachtet und gegenüber gestellt. In den Zeichnungen sind die Lage und Größe der zentralen Elemente des Dämpfers, also der Bogenfedern, der Federn des Innendämpfers sowie der Pendelmassen, für ein ZMS mit Innendämpfer und Fliehkraftpendel angedeutet. Der rechte Entwurf erfüllt hierbei deutlich striktere Komfortkriterien als der linke. Es wird deutlich, dass der geforderte Zugewinn an Isolation hauptsächlich durch die Gestaltung der Pendel erreicht wird. Sie sind deutlich größer dimensioniert und auf einem größeren wirksamen Radius montiert, was ihre Momentenkapazität erhöht. Auch die Bogenfedern und der Innendämpfer werden auf größere mittlere Radien nach außen verschoben, was eine weichere Auslegung erlaubt und die Vorisolation für die Fliehkraftpendel erhöht. Hierdurch kann deren Performance weiter gesteigert werden. Es ist anzumerken, dass die Anforderungen, die in Optimierungslauf 3 an

den Dämpfer gestellt werden, auch von einem ZMS ohne Fliehkraftpendel erfüllt werden können, vergleiche Abbildung 6.

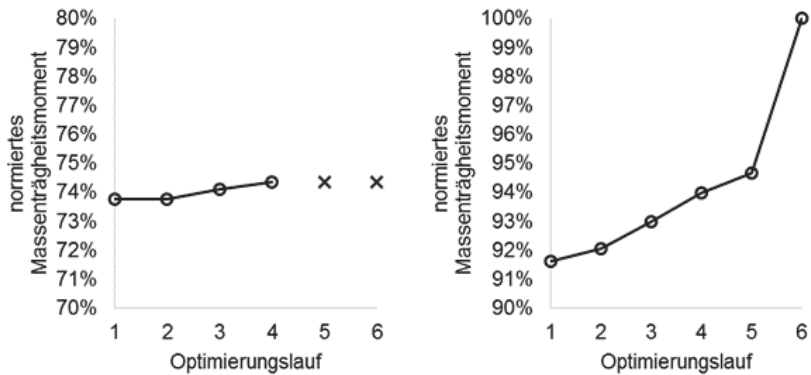


Bild 6: Normiertes Trägheitsmoment der finalen Dämpferentwürfe in den einzelnen Optimierungsläufen: ZMS mit Innendämpfer (links), ZMS mit Innendämpfer und außenliegenden Fliehkraftpendeln (rechts)

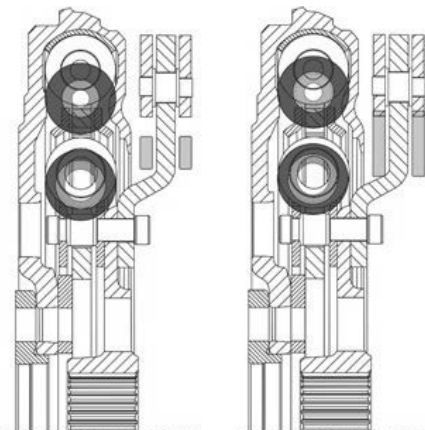


Bild 7: Vergleich der Ergebnisse für ein ZMS mit Innendämpfer und außenliegenden Fliehkraftpendeln: Optimierungslauf 3 (links), Optimierungslauf 6 (rechts)

6. Zusammenfassung


In diesem Beitrag wurde eine Methodik vorgestellt, mit der Torsionsschwingungsdämpfer automatisiert ausgelegt werden können. Der Fokus liegt auf der Absicherung der Funktion der Komponente und der Definition dazu benötigter Bauräume. Der Entwurf erfolgt in einem simulationsgestützten Optimierungsprozess, in dem iterativ optimale Geometrien für das untersuchte Dämpferkonzept erzeugt werden. Für einen beispielhaften Triebstrang wurden Lösungen generiert, anhand derer sich das Verhalten der Optimierung diskutieren lässt. Es zeigt sich, dass die Methodik auf Änderungen der Randbedingungen mit nachvollziehbaren Anpassungen der Konstruktion reagiert. Werden strengere Vorgaben an den Schwingungskomfort gemacht, so werden Dämpfer mit größerem Massenträgheitsmoment ausgelegt. Zudem können Leistungsgrenzen einzelner Konzepte aufgezeigt werden, wenn das Optimierungsverfahren keine Lösungen mehr bestimmen kann. Die Methode bietet also ein wirkungsvolles Instrument, um Entwickler in frühen Phasen zu unterstützen und eine Datenbasis für die Konzeptauswahl zu erzeugen.

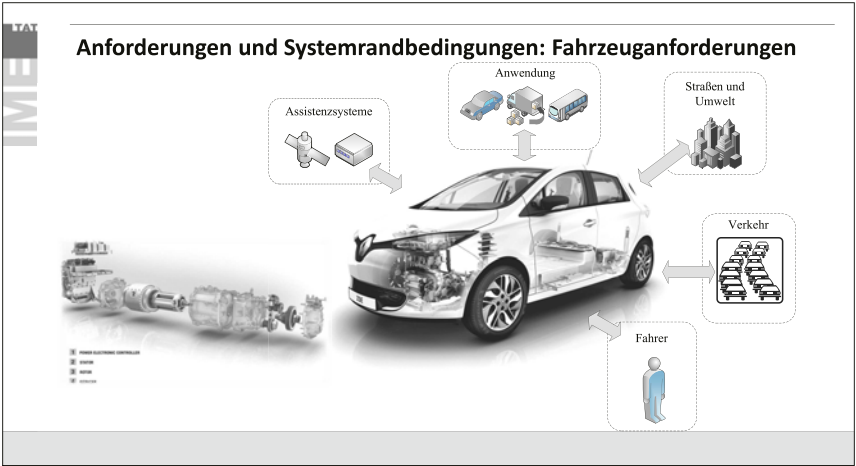
7. Literatur

- [1] Reik, W.: Schwingungsverhalten eines PKW-Antriebsstranges mit Zweimassenschwungrad. Abkoppeln von Drehschwingungen bei Kfz- und Industriegetrieben. 1988, S. 173-194
- [2] Faust, H.: Antriebssysteme der Zukunft - Motor-, Getriebe- und Dämpfersysteme für Downsizing, Downsizing und Zylinderabschaltung. Schaeffler Kolloquium. 2014, S. 24-41
- [3] Kroll, J., Kooy, A. u. Seebacher, R.: Land in Sicht – Torsionsschwingungsdämpfung für zukünftige Motoren. Schaeffler Kolloquium. 2010, S. 28-39
- [4] Orlamünder, A., Fischer, M. u. Lorenz, D.: Die Leistungsverzweigung zur DU Entkoppelung – Die (R)Evolution geht weiter. Internationaler VDI Kongress "Getriebe in Fahrzeugen". 2013
- [5] Bey, R., Ohrem, C., Biermann, J.-W. u. Bütterling, P.: Downsizingkonzept mit Zweizylinder-Erdgasmotor. MTZ - Motortechnische Zeitschrift 74 (2013) 9, S. 646-655
- [6] Balashov, D., Burkovski, L., Ferderer, F., Fidlin, A., Kremer, M., Pennec, B. u. Seebacher, R.: Simulation bei Drehschwingungsdämpfern. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 108 (2006) 12, S. 1038-1045
- [7] Dresig, H. u. Fidlin, A.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme: Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag 2014
- [8] Fidlin, A. u. Mall, Ph.: On the effect of the distributed friction in the arc spring on the dynamic behavior of the automotive transmission. International Conference on Engineering Vibrations ICoEV. 2015, S. 1099-1108.
- [9] Alsuwaiyan, A. u. Shaw, S. W.: Performance and dynamic stability of general-path centrifugal pendulum vibration absorbers. Journal of Sound and Vibration. 252 (2002) 5, S. 791-815.
- [10] Sedlacek, K. u. Eberhard, P.: Using augmented Lagrangian particle swarm optimization for constrained problems in engineering. Structural and Multidisciplinary Optimization. 32 (2006) 4, S. 277-286.
- [11] Sauermann, R., Dankmar, B., Kirschbaum, F. u. Nelles, O.: Particle Swarm Optimization for Automotive Model-Based Calibration. IFAC Proceedings Volumes. 43 (2010) 7, S. 733-738
- [12] Kennedy, J.; Eberhart, R.: Particle swarm optimization. IEEE International Conference on Neural Networks. 1995, S. 1942-1948

Entwicklung von E-Axle-Systemen

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.-techn. **Hannes Hick**, Dipl.-Ing. **Peter Haidl**,
Dipl.-Ing. **Peter Kopsch**, Institut für Maschinenelemente und
Entwicklungsmethodik, Technische Universität Graz, Österreich

	Inhalt
	➤ Einleitung
	➤ Anforderungen und Systemrandbedingungen
	➤ Systemarchitekturlösungen
	➤ Entwicklungsschwerpunkte
	➤ Testprogramm
	➤ Zukünftige Trends

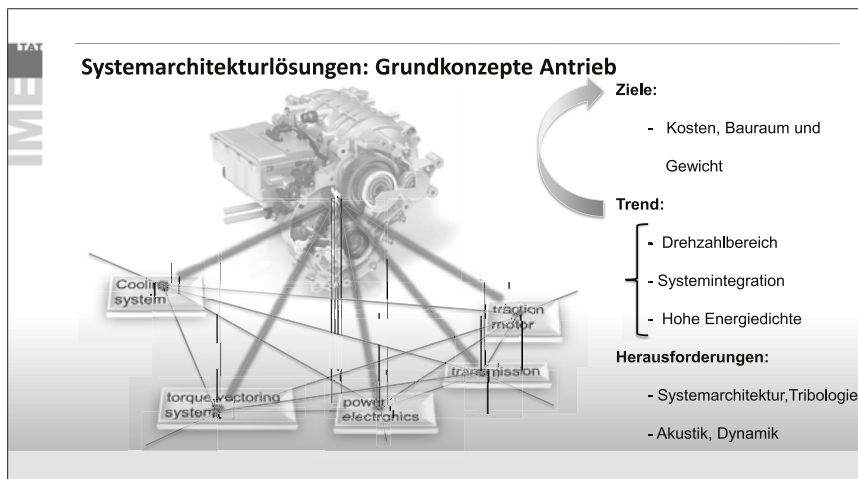
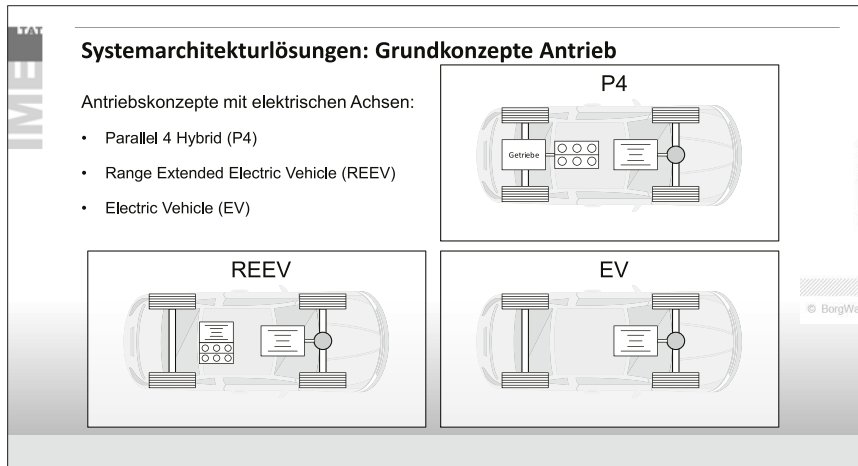


IME

STAT

Anforderungen und Systemrandbedingungen: Fahrzeuganforderungen

	Mikro-Hybrid	Mild-Hybrid	Voll-Hybrid	Plug-in Hybrid	Elektrofahrzeug
Funktion	Start / Stop	Boost/Rekuperation	Stop and go, elektr. Segeln	elektrisches Fahren	ausschließlich elektrischer Antrieb
Externes Laden	nein	nein	nein	ja	ja
Leistung	bis 8 kW	bis 20 kW	10 kW bis 50 kW	25 kW bis 120 kW	10 kW bis +550 kW
Spannungsniveau	12V bis 48V	48V bis 280V	48V bis 400V	200V bis 400V	200V bis 400V
Rein elektrische Reichweite			bis 5 km	bis 60 km	bis +600 km (NEFZ)
Radnabenmotor					
Elektrische Achse					
Hybridmodule					
Start/Stop					


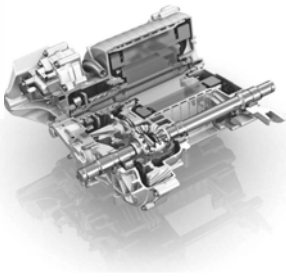
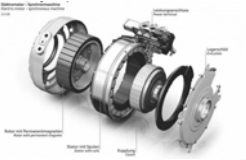


IME

STAT

Entwicklungsschwerpunkte: E-Motor

- Synchronmotor
- Asynchronmotor
- Reluktanzmotor

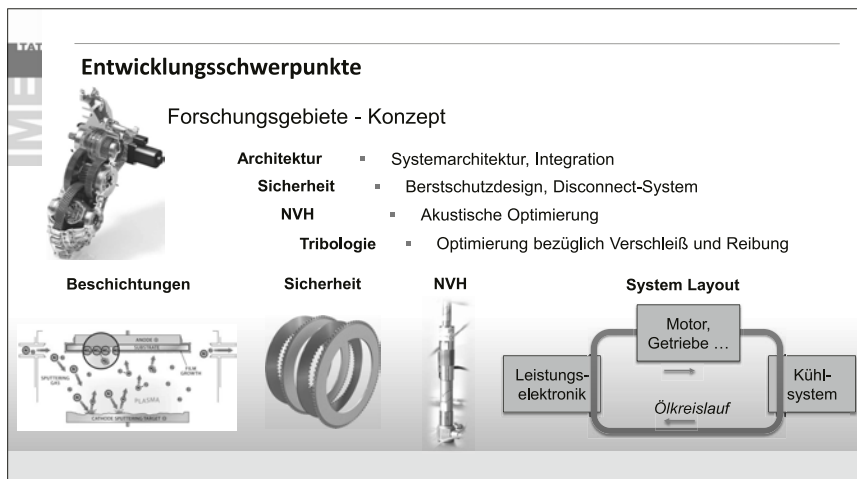
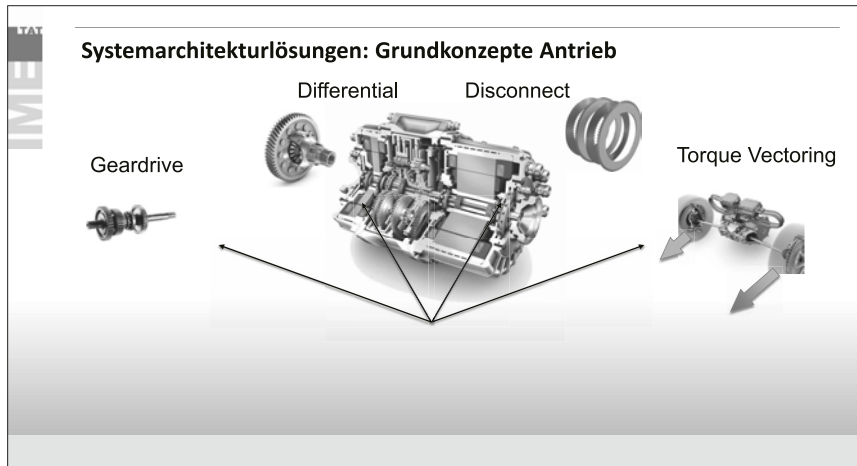


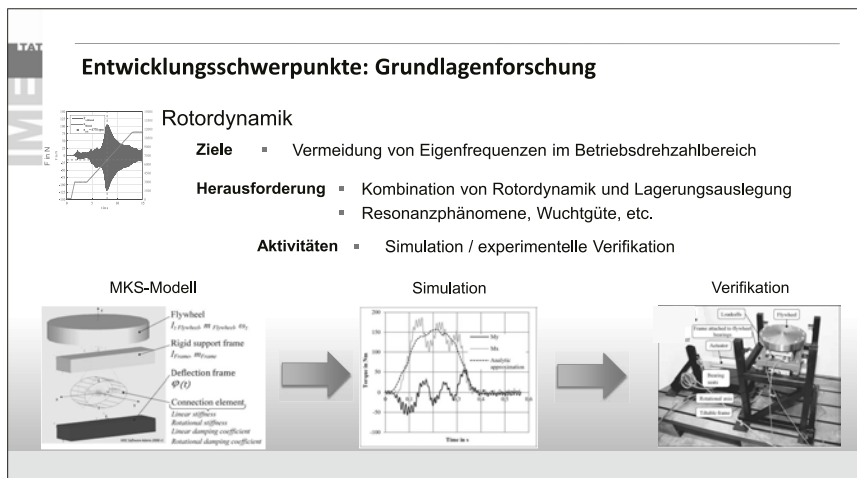
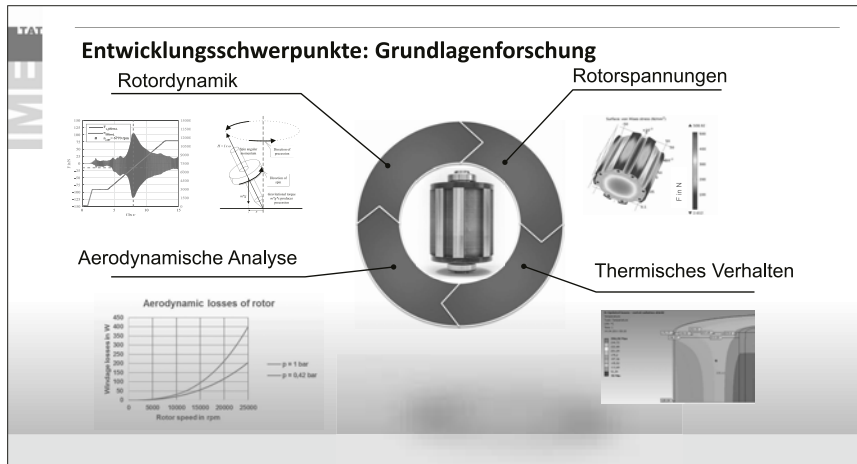
IME

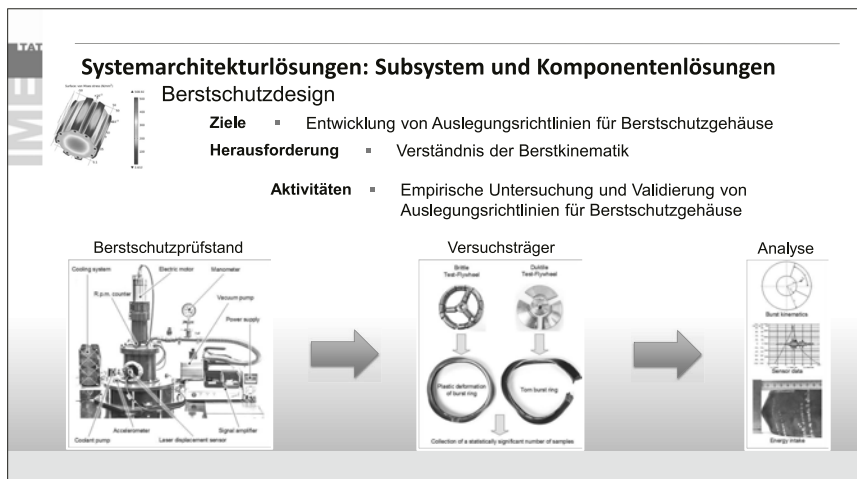
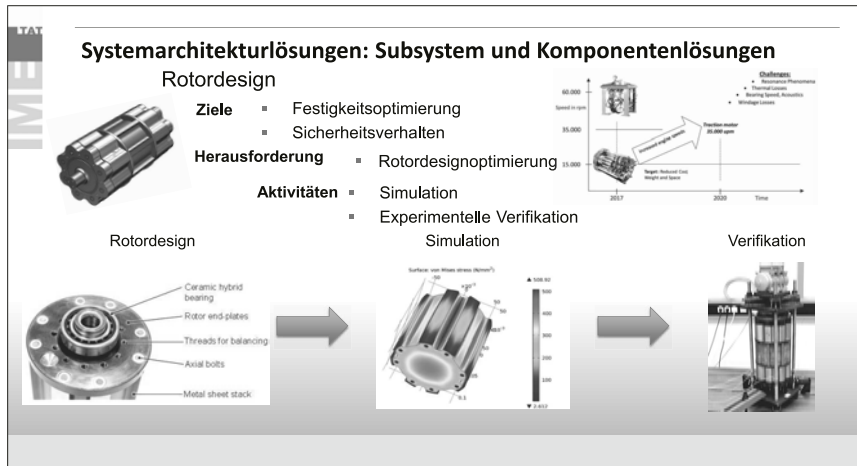
STAT

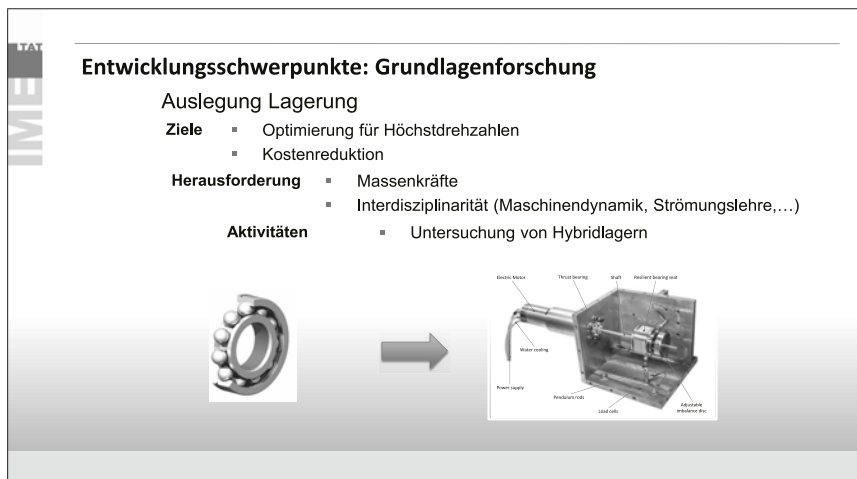
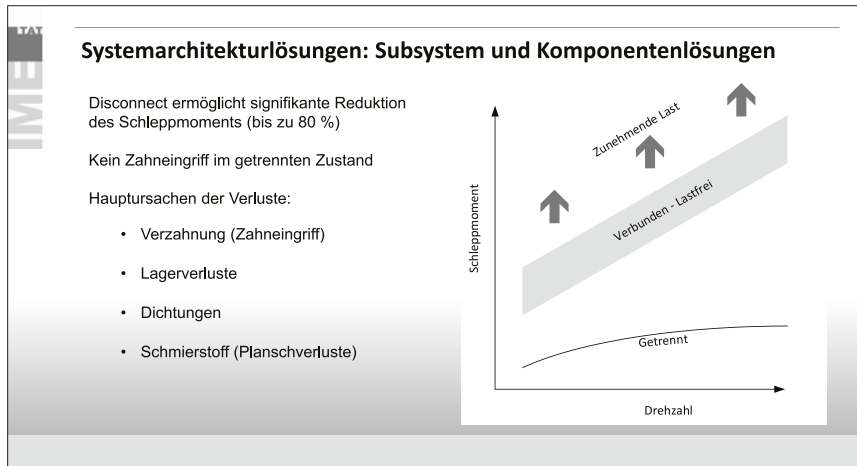
Entwicklungsschwerpunkte: E-Motor

<div>Motor typ</div> <div>Eigenschaften</div>	Gleichstrom		Synchron		Asynchron	Transversal	Geschaltete Reluktanz
	el. erregt	perm. erregt	el. erregt	perm. erregt			
Wirkungsgrad	5	4	2	1	3	1	2
Leistungsdichte	3	2	2	1	2	1	1
Regel-/Steuerbarkeit	1	1	2	2	3	2	1
Geräusch	4	4	2	2	2	2	2
Entwicklungsstand	1	1	3	3	2	4	3









Entwicklungsschwerpunkte: Grundlagenforschung

Thermisches Verhalten

Ziele

- Optimierung-Kühlmechanismus
- Thermomanagement

Herausforderung

- Lager- und E-Maschinenverluste
- Schmierstoffgebrauchsdauer bei erhöhten Temperaturen
- Eingangsdaten für Simulationen

Aktivitäten

- Entwicklung von Kühlkonzepten, Thermische Analyse
- Lagerreibungsminimierung

Wärmeübertragungsmodell

Verifikation

Entwicklungsschwerpunkte: Grundlagenforschung

Aerodynamische Verluste

Ziele

- Minimierung von Strömungsverluste bei Hochdrehzahlanwendungen

Herausforderung

- Verständnis der Strömungsverluste

$$P_W = M_W \omega = C_m \pi \rho \omega^3 r^5 \left(1 + \frac{h}{r}\right)$$

Activities

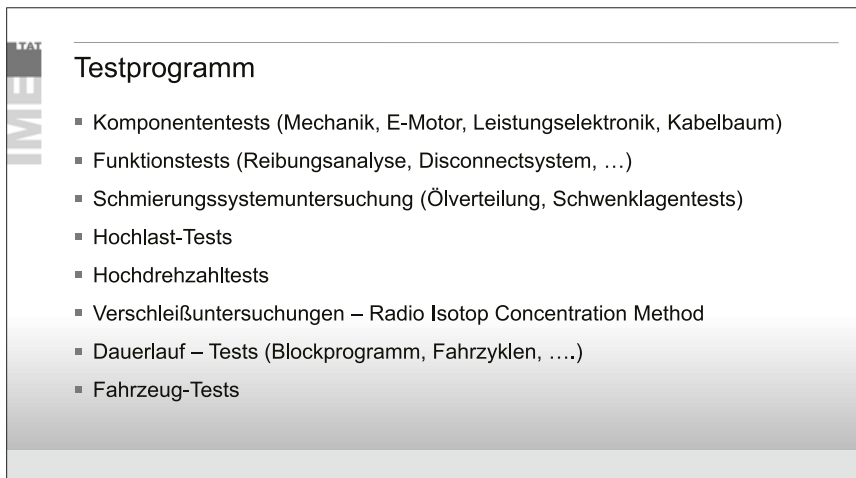
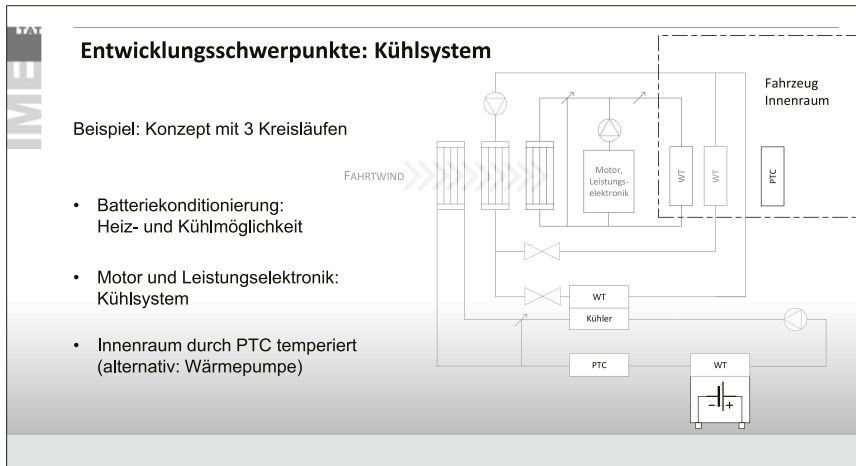
- Experimentelle Ermittlung von Strömungsverlusten schnell-drehender Rotoren

High-speed Rotor

Vakuumpfprüfstand

Aerodynamic losses of rotor

Rotor speed in rpm	Windage losses in W (p = 1 bar)	Windage losses in W (p = 0,42 bar)
0	0	0
5000	~10	~5
10000	~40	~20
15000	~100	~50
20000	~200	~100
25000	~400	~200



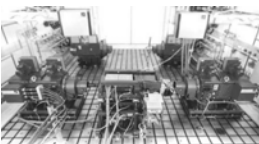
Testprogramm

- Kontinuierliche Verschleißmessung
- Aktivierung unter der Freigrenze
(e.g. $^{57}\text{Co} \triangleq 1 \text{ MBq}$)
- Keine Strahlenschutzvorkehrungen erforderlich
- Parallele Analyse mehrere Komponenten
(durch Materialwahl begrenzt)
- Kompaktes Design: 50x50x80 cm; ~150 kg
- Mobiler Einsatz möglich

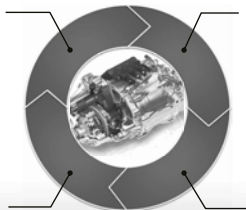


Testprogramm

3M Prüfstand



2M Prüfstand



Hochlastprüfstand

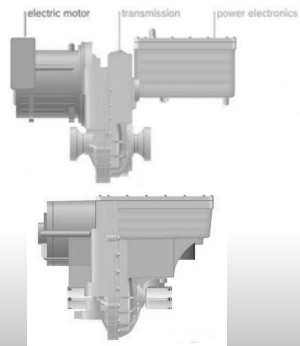


Schwenkprüfstand



Zukünftige Trends: Integration

- Reduktion der Anzahl an Bauteilen
- Gewichtsreduktion
- Bauraumoptimierung
- Elektrischer Aufbau:
 - Kabelführung
 - Geringe Anzahl an Schnittstellen
- Sicherheitsaspekte



Zukünftige Trends: Zusammenfassung

Trends ■ Steigerung der Leistungsdichte und Systemintegration

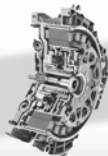
Herausforderungen ■ Dynamik, Festigkeit, Tribologie, Akustik, Bauraum, Kosten



48V E-Motor



48V Hybrid Modul



P2 Modul



E-Achse



Radnabenmotor

Hydrodamp – Hydraulischer Torsionsschwingungsdämpfer für Traktoren und Baumaschinen

Auslegung für einen rasselempfindlichen Antriebsstrang

Dr.-Ing. **Gregor Polifke**, Voith Turbo GmbH & Co. KG, Heidenheim

Kurzfassung

Mit einer detaillierten Simulation des Antriebsstranges mit Modellierung der relevanten Getriebestruktur, des Torsionsschwingungsdämpfers mit verschiedenen Optionen der Federkennlinien- und Dämpfungssystemauslegung sowie weiterer Elemente des Fahrzeugantriebsstrangs konnten rasselempfindliche Betriebszustände detektiert werden. Der Abgleich mit Versuchsergebnissen bestätigt die Modellfunktionalität. Mittels Parametervariationen zur Federkennlinien- und Dämpfungssystemauslegung ist der Antriebsstrang optimiert und die Rasselthematik gelöst worden.

Abstract

Operating conditions, which are sensitive for rattle noises, can be detected in a detailed simulation of the drive line. The simulation model includes the relevant structure of the transmission, the torsional vibration damper with different options of spring characteristics and dimensioning of damping system as well as further elements of vehicle drive line. Functionality of the simulation model is validated by matching with test results. Rattling subject had been solved by optimization of drive line by variation of parameters of spring characteristic and damping system.

1. Einflussfaktoren auf den Dämpfer – besonders in Traktoren und Baumaschinen

Einflussfaktoren auf den Dämpfer

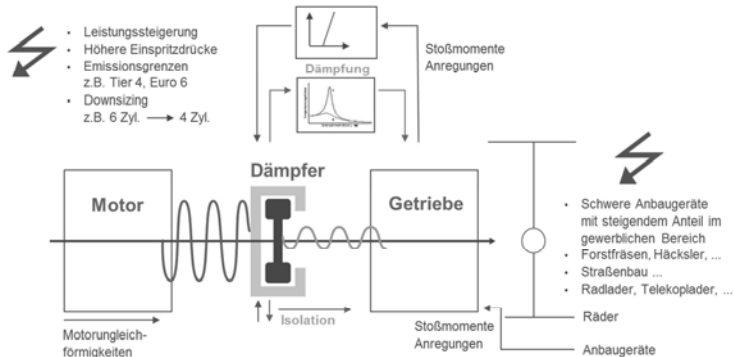


Bild 1 Einflussfaktoren auf den Dämpfer

Der Torsionsschwingungsdämpfer ist in Nutzfahrzeugen zwischen Motor und Getriebe angeordnet – wahlweise im Direktanschluss Motor – Hydrodamp – Getriebe mittels einer Nabe-Welle-Verbindung oder mit einem getrennten Anbau Motor – Hydrodamp – Gelenkwelle – Getriebe.

Wie in jedem Fahrzeug wird der Dämpfer hierbei primärseitig mit den Drehungleichförmigkeiten des Verbrennungsmotors beaufschlagt, deren Höhe bzw. Amplitude wesentlich vom konkreten Motor abhängt.

Leistungssteigerungen, höhere Einspritzdrücke insbesondere zur Erfüllung der Tier 4-Emissionsgrenzen bei Traktoren und Agrarfahrzeugen oder Euro 6-Emissionsgrenzen bei Bussen und LKWs sowie der Trend zum Downsizing mit dem Einsatz von 4-Zylinder anstelle von 6-Zylindermotoren bei im Prinzip identischer Motorgesamtleistung führen häufig zu einer Verschärfung dieser Motorungleichförmigkeiten. In das Getriebe sollen diese Ungleichförmigkeiten nur stark reduziert eingeleitet werden. Bei Voith wird diese Aufgabe des Dämpfers als Isolation bezeichnet.

Die zweite Aufgabe ist die Dämpfung von Stoßmomenten und Resonanzen. Bei jedem Motorstart und -stopp wird die Eigenfrequenz des Leerlaufantriebsstrangs, häufig zwischen

400 U/min⁻¹ und 500 U/min⁻¹, durchfahren, da alle Verbrennungsmotoren überkritisch betrieben werden. Stoßmomente oder Lastwechselreaktionen werden durch starkes Gasgeben, Gaswegnehmen aber auch durch Schaltvorgänge hervorgerufen.

Gerade bei Traktoren und Agrarfahrzeugen kommen als weitere wesentliche, häufig sogar dominierende Belastungen Stoßmomente und Anregungen aus den vielfältigen Anbaugeräten und Einsatzfällen solcher Allround-Fahrzeuge hinzu. Es gibt Geräteapplikationen, die kaum schädigungsrelevante Belastungen hervorrufen. Dem gegenüber führen Ballenpressen, Forstfräsen, Häcksler o.ä. zu sehr hohen Belastungen des Antriebsstrangs. Auch bei Baumaschinen ergeben sich häufig stark wechselnde Lastprofile.

2. Grundprinzip des Hydrodamp

Prinzipieller Aufbau

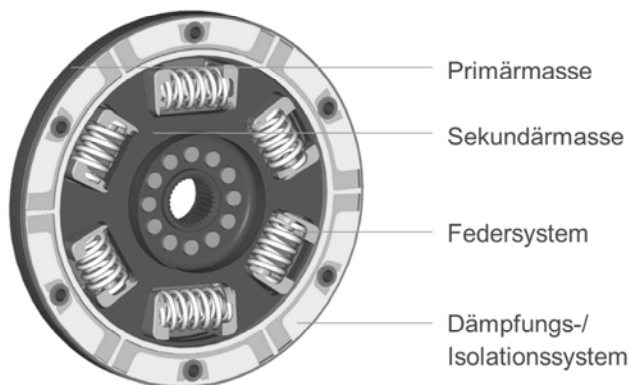


Bild 2 Prinzipieller Aufbau des Hydrodamp

Im Grundaufbau besteht jeder Hydrodamp aus der Primärmasse, gebildet aus Gehäuse und Deckel, die dem Schwungrad und somit der Motorseite zugeordnet sind. Die zweite Hauptkomponente ist die Sekundärmasse in Richtung des Getriebes, die die Mittelscheibe und die Nabe enthält. Das Drehmoment wird zwischen Primär- und Sekundärseite über zug- und schubseitig beaufschlagbare Federpakete – Federtöpfe und Federn – übertragen.

Separat zum Federsystem ist das hydraulische Dämpfungssystem angeordnet. Dieses besteht aus einem schwimmendem Dämpfungsring aus einzelnen Segmenten, die über das Dämpfungsmedium – je nach Applikationen Fett oder Öl – mit den Anschlägen in einer hydraulischen Wirkverbindung stehen. Für den OEM stehen unterschiedliche Dämpferbaureihen zur Verfügung (Bild 3).

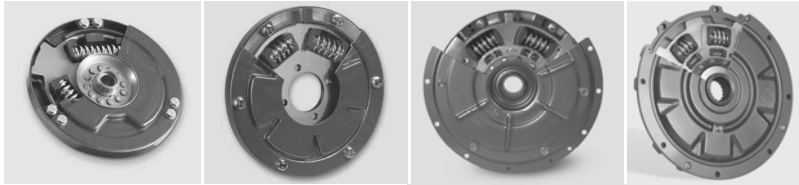
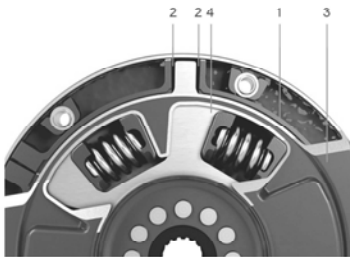


Bild 3 Hydrodamp-Baureihen HTSD 300 LS, 300, 365 und 400

3. Funktion Isolation und Dämpfung

Funktion Schwingungsisolation



- 1 Schwimmender Dämpfungsring
- 2 Freihub (Spiel zwischen Dämpfungsring und Sekundärmasse)
- 3 Primärmasse
- 4 Sekundärmasse

Im Normalbetrieb schwingen Motor und Getriebe mit Verdrehwinkeln von 1– 2° relativ zueinander.

→ Optimale Isolation ist gefordert.

Die Lösung:

Schwimmend gelagerter, entkoppelter Dämpfungsring mit Freihub („Spiel“)

Bild 4 Funktion Schwingungsisolation

Wie in Bild 1 erläutert, besteht eine Aufgabe des Dämpfers in der Schwingungsisolation. Im normalen Fahrbetrieb, d.h. bei gleichmäßigen Drehzahl- und Lastverhältnissen, schwingen Motor und Getriebe mit einem Verdrehwinkel bis ca. $\pm 1,5^\circ$ relativ zueinander, im Wesentlichen bedingt durch die Motorungleichförmigkeit. In diesem Betriebsbereich ist eine schwingungstechnische Entkopplung zwischen Motor und Getriebe gefordert.

Im Hydrodamp wird dies durch den Freihub zwischen den Mittelscheibennocken und den Segmenten des schwimmenden Dämpfungsringes (Bild 4) realisiert.

Der Mittelscheibennocken arbeitet im Freihub, ohne die Segmente zu aktivieren. Die hydraulische Dämpfung ist weitgehend ausgeschaltet. Da der schwimmende Dämpfungsring nicht ortsfest im Dämpfer angeordnet ist, wird er mit dem mittleren Moment mitgenommen. Das Isolationssystem ist somit kennlinienunabhängig in den Hydrodamp integriert.

Funktion Schwingungsdämpfung



- 1 Schwimmender Dämpfungsring mit Segmenten
- 2a Druckseite der Dämpfungskammern
- 2b Sogseite der Dämpfungskammern
- 3 Dämpfungsspalt
- 4 Dämpfungsmedium
- 5 Primärmasse
- 6 Sekundärmasse

Optimale Dämpfung ist gefordert, wenn Laststöße oder Resonanzen auftreten.

→ Der schwimmende Dämpfungsring aktiviert die hydraulische Dämpfung.

Bild 5 Funktion Schwingungsdämpfung

Sobald ein größerer Winkelausschlag auftritt, z.B. durch einen Laststoß oder eine Resonanz hervorgerufen, schaltet der Mittelscheibennocken selbsttätig die hydraulische Dämpfung zu. Der Nocken legt sich an das Segment an und bewegt dieses. Die Druckseite der Dämpfungskammer wird kleiner, das Dämpfungsfett wird über Drosselspalte auf die Sogseite der Dämpfungskammer geführt und in der Gegenbewegung wieder zurück. Zusätzlich ist eine unterdruckbasierte Rückbefüllung in den Bauteilen Segment und Mittelscheibennocken funktionsintegriert, ohne dass dazu zusätzliche bewegte Bauteile oder Steuerungsenergie benötigt werden. Diese Rückbefüllung wirkt gerade bei stärkerer Belastung positiv, da die Dämpfungskammern einen optimalen Füllungsgrad auch bei längerer Dämpfungswirkung erhalten.

Das Simulationsmodell basiert auf einem masse-elastischen System mit sechs Trägheitsmassen. Integriert sind drei Spielelemente als Ersatzmodellierungen für die Zahnkontakte in den für die Rasselgeräusche relevanten Zahnradstufen. Neben den für den Antriebsstrang geltenden Daten für Massenträgheiten, Torsionssteifigkeiten und Verzahnungsspiele wird im Simulationsmodell das Getriebebeschleppmoment in Neutralstellung berücksichtigt (Bild 6). Insgesamt hat dieses Simulationsmodell somit eine hohe Modellkomplexität, das mit AMESim realisiert worden ist (Bild 7).

Die Leerlaufsteuerung des Motors, das Dämpfungsverhalten des Schwingungsdämpfers Hydrodamp sowie die Kontaktmodellierungen in den Verzahnungselementen bilden dabei die Schlüsselkomponenten zur Rasselsimulation.

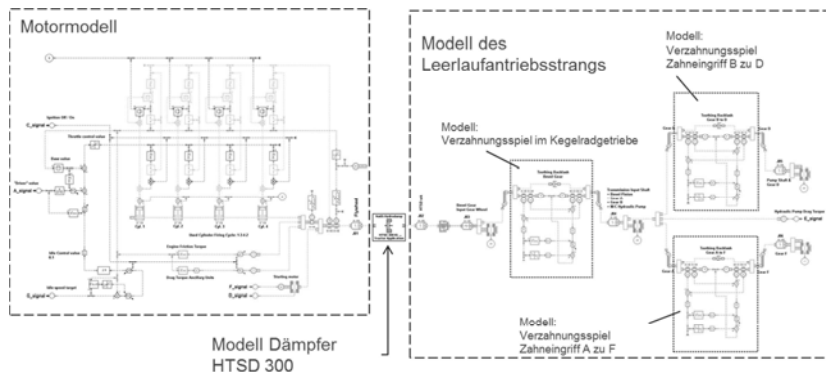


Bild 7 Simulationsmodell des Antriebsstrangs mit Motor, Leerlaufsteuerung, Dämpfer sowie Verzahnungseingriffen im Getriebe

5. Parameteruntersuchung

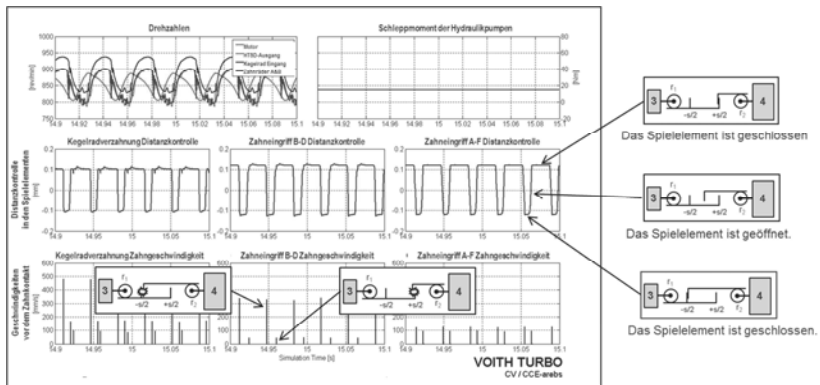


Bild 8 Darstellung der Spielelemente und Rasselereignisse im Rassel-Analyse-Diagramm

Ursächlich für die Rasselgeräusche sind die Bewegungs- und Kontaktverhältnisse in den Zahnengriffen. Daher ist besonderer Wert auf die Darstellbarkeit und Auswertung der Weggrößen und Geschwindigkeitszustände in den Spielelementen gelegt worden. Die Relativgeschwindigkeiten in den Spielelementen unmittelbar vor den Kontaktereignissen ermöglichen eine Bewertung der Stärke der Rasselgeräusche (Bild 8).

Abgleich und Validierung des Simulationsmodells mit den Messungen sowie dem subjektiven Ranking des NVH-Verhaltens im Fahrversuch zeigten eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation, Schwingungsmessung sowie subjektiver Beurteilung anhand von NVH-Beurteilungskatalogen des OEM.

Damit war die Basis für eine simulationstechnische Variantenuntersuchung möglich. Da zu diesem Zeitpunkt sowohl Fahrzeugstruktur wie auch die neue Getriebestruktur bereits fix definiert waren, standen in diesem Projektstadium als möglicher Optimierungsansatz nur die Parameter des Schwingungsdämpfers Hydrodamp zur Verfügung. Einbezogen wurden dabei sowohl die Dämpfungseigenschaften in Bezug auf Isolation / Dämpfung sowie über die Federkennlinie die Steifigkeitswerte.

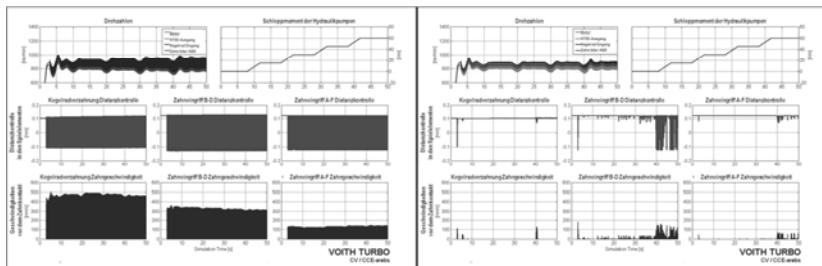


Bild 9 Rassel-Analyse-Diagramm

links: Rasseln im Ausgangszustand rechts: Optimale Auslegung des HTSD 300

Als Referenz zur Beurteilung der Effekte und des Verbesserungspotentials dient der Ausgangszustand, der Rasseln im gesamten Simulationsbereich zeigt.

Die Ursachen für die Rasselereignisse können analysiert werden, insbesondere unter dem Einfluss der Torsionssteifigkeiten und Dämpfungseigenschaften im Systemverbund. Ausgehend vom Arbeitsbereich des Dämpfers in den ersten Rasselsimulationen wurden die Parameter zum Einfluss der Steifigkeit auf die Rasselereignisse untersucht. Ebenso sind Dämpfungswerte untersucht worden.

Mit Hilfe der Simulation ist eine optimale Kombination von Steifigkeits- und Dämpfungswerten definiert worden, die im Dämpfer der Baureihe HTSD 300 konstruktiv umgesetzt wird.

Die Simulation der so definierten Parameter zeigt, dass die Rasselereignisse in diesem Antriebsstrang eliminiert werden können. Die Drehzahlverläufe zeigen keine Störung mehr durch Zahnkontakt ereignisse. Der Hydrodamp arbeitet wie gewünscht nur im Isolationsbereich (Bild 9).

6. Zusammenfassung

In der Erprobungsphase einer Baumaschinenbaureihe mit einem neuentwickelten Getriebe hat der OEM Betriebszustände mit starker Neigung zu Rasselgeräuschen erkannt.

Voith hat ein Simulationsmodell des Antriebsstrangs erstellt. Insbesondere die Getriebestruktur bis hin zu den einzelnen Zahneingriffen ist hierbei detailliert nachgebildet worden.

Das erstellte Simulationsmodell ist mit durchgeführten Schwingungsmessungen des Ausgangszustandes abgeglichen und validiert worden, um Lösungsansätze zu untersuchen und ihre Wirksamkeit vorherzubestimmen.

Die Simulationen und Parameteruntersuchungen haben eine signifikante Lösung aufgezeigt für die sinnvolle Kombination und Auswahl der dämpferspezifischen Parameter Federsteifigkeit / Federkennlinie sowie der Dämpfungskennwerte.

Basierend auf diesen Simulationsergebnissen ist der geeignete Hydrodamp der Baureihe HTSD 300 aufgebaut worden, der heute erfolgreich im Serieneinsatz arbeitet.

Quietschen in nassen Kupplungen

Kupplungsquietschen in modernen Antriebssträngen und deren Einflussgrößen

Dipl.-Inf.-Wiss., Dipl.-Ing. (FH) **Thomas Mauz**,
Dipl.-Math. **Jochen Tasche**, ZF Friedrichshafen AG

Kurzfassung

Dieser Artikel befasst sich mit dem klassischen Quietschen von nassen Kupplungen in modernen Antriebssträngen. Es werden physikalische Ursachen und eine Stabilitätsuntersuchung vorgestellt. Wesentliche Einflussgrößen werden in Beispielen erörtert. Zuletzt werden Möglichkeiten zur Vermeidung von Quietschen aufgezeigt.

Abstract (optional)

This paper deals with the typical squeal in wet clutches in modern drive trains. Physical causes and an analysis of stability are introduced. Essential dimensions of influence are discussed in examples. At last possibilities for the avoidance of squeal are indicated.

1. Quietschen: Ein altes Thema?

Quietschen in nassen Kupplungen ist ein altes Thema. Schon seit Jahrzehnten gibt es dazu Untersuchungen und Veröffentlichungen. Trotzdem ist es aus folgenden Gründen immer noch aktuell: Die Schwingungen im Antriebsstrang werden kritischer.

Ein Grund dafür ist die Massenreduzierung durch den Leichtbau. Durch geringere Drehmassen werden Schwingungen besser weitergeleitet und weniger gedämpft. Ein weiterer Grund ist die Reduzierung der Reibung, bzw. weniger Schleppverluste im Getriebe, was zur Effizienzsteigerung und zur Einsparung von Energie im Antriebsstrang beiträgt, siehe Bild 1.

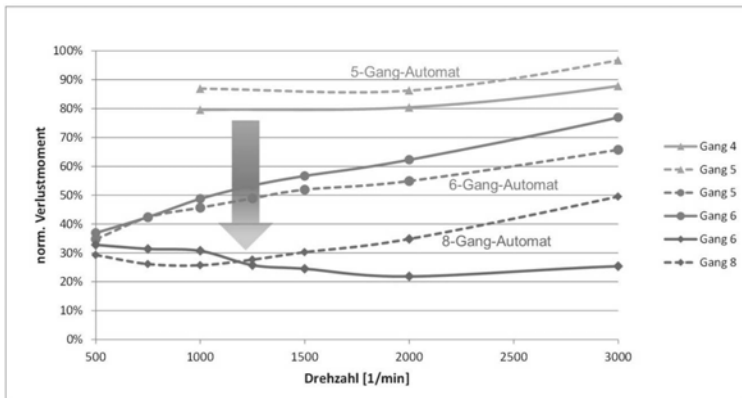


Bild 1: Reduzierung der Verlustmomente über die Getriebegenerationen [1].

Weniger Bauraum erschwert die Verwendung und den Einsatz von Schwingungsreduzierungs- und Dämpfungs-Einrichtungen. Außerdem kommen höhere akustische Anforderungen hinzu, wie z.B. durch den Elektroantrieb und den Hybridantrieb. Kürzere Entwicklungszeiten und geringere Entwicklungskosten erschweren zusätzlich das Thema, denn Quietschen lässt sich im späten Entwicklungsprozess nur mit erheblichem Aufwand beseitigen.

2. Was ist Quietschen?

Was ist Quietschen? Wie kommt es dazu? Zur Erklärung wird folgender vereinfachter Aufbau verwendet, siehe Bild 2.

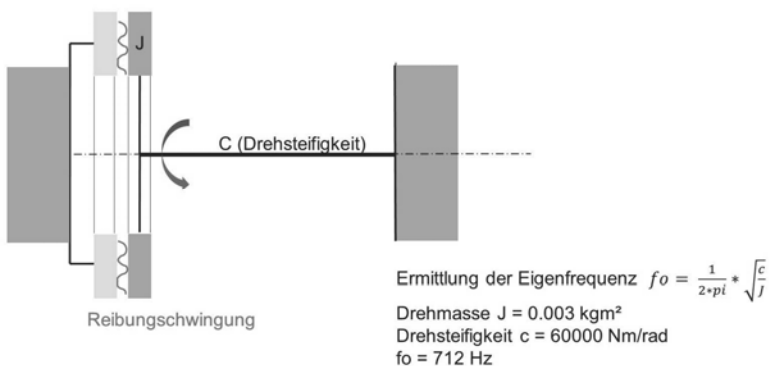


Bild 2: Reibungsschwingung am Beispiel eines Ein-Massen-Drehschwingers.

Auf der rechten Seite wird eine Drehzahl eingeleitet und über eine verdrehweiche Welle in einen Kupplungskörper, z.B. Innenlamellenträger, weitergeleitet. Dieser Innenlamellenträger besitzt eine größere Drehmasse. Auf der anderen Seite befindet sich ebenfalls ein Kupplungskörper, z.B. ein Außenlamellenträger. Unter Drehzahl wird die Kupplung langsam geschlossen und die linke Seite beschleunigt. Die Differenzdrehzahl läuft langsam auf null. Der dargestellte Ein-Massen-Schwinger hat eine Eigenfrequenz, z.B. bei 712 Hz. Diese Eigenfrequenz kann angeregt werden, wenn ein negativer Reibwert-Gradient über der Differenzdrehzahl vorliegt.

Tatsächlich lässt sich ein solcher Ein-Massen-Schwinger im Getriebe annähernd wiederfinden. Hier im Bild 3 links durch die Kupplung mit einer langen Welle und dem dahinter liegenden Kupplungskörper zu sehen.

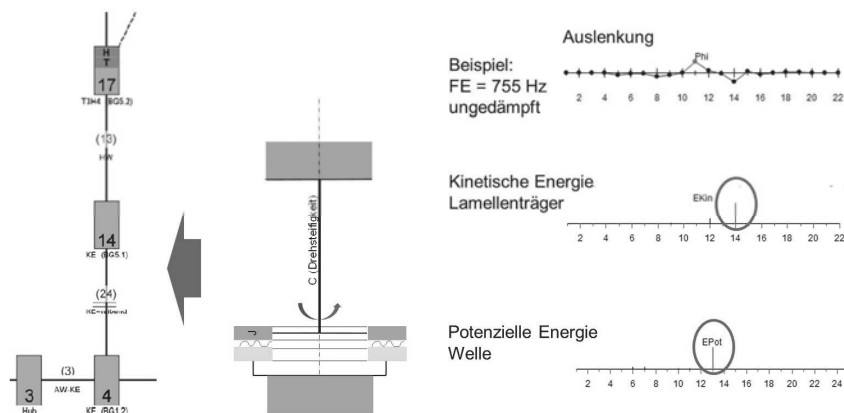


Bild 3: Der Ein-Massen-Drehschwinger im Getriebe.

Die berechnete Eigenfrequenz passt gut zum Ein-Massen-Schwinger. Rechts oben ist die Auslenkung, im mittleren Teil die kinetische Energie und im unteren Teil die potentielle Energie dargestellt.

3. Was ist ein negativer Reibwert-Gradient und woher kommt dieser?

Das Quietschen wird durch einen negativen Reibwert-Gradient der Kupplung ausgelöst. Wird der Reibgradient oder das Reibmoment über der Differenzdrehzahl aufgetragen, so sind Bereiche mit negativer Steigung erkennbar, siehe Bild 4. Die möglichen Ursachen für einen negativen Reibwert-Gradient sind z.B. die Art des Reibbelags, das Material, die Porosität.

Weitere Einflussgrößen auf das Quietschen sind die axiale Steifigkeit des Kupplungspakets und der Dämpfungsfaktor des Systems.

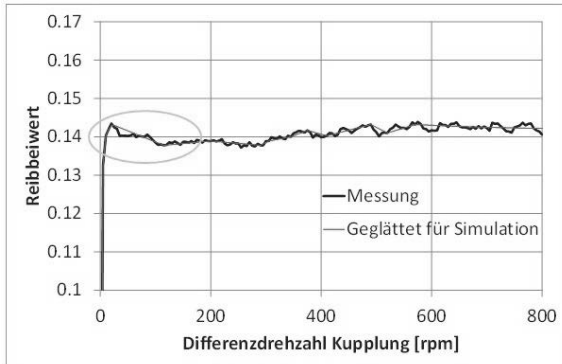


Bild 4: Reibwertverlauf eines Kupplungspakets. Bei niedriger Differenzdrehzahl ist ein negativer Gradient erkennbar.

Die Eigenschaften des Öls spielen eine große Rolle. Die Temperatur ist eine wichtige Einflussgröße, sowie der Verschleiß und das Alterungsverhalten der Kupplung. Des Weiteren ist die Höhe des Drucks, bzw. des Reibmoments eine wichtige Größe. Die Ermittlung des Reibwertes auf dem Komponenten-Prüfstand oder im Getriebe ist aufwändig, da der Reibwert nur indirekt bestimmt werden kann. Dafür werden Drehzahlen und Momente (Dehnmessstreifen) und der Kupplungsdruck gemessen und unter Berücksichtigung der Dynamik auf die Differenz-Drehzahl und das Moment in der Kupplung zurückgerechnet.

4. Wie kann man Quietschen physikalisch erklären?

Zur Erklärung dient das Schema in Bild 5. Geht man von einer steigenden Differenzdrehzahl aus, so wird bei einem positiven Gradient das Reibmoment ebenfalls größer. D.h. Energie wird vom System abgegeben und das System gedämpft.

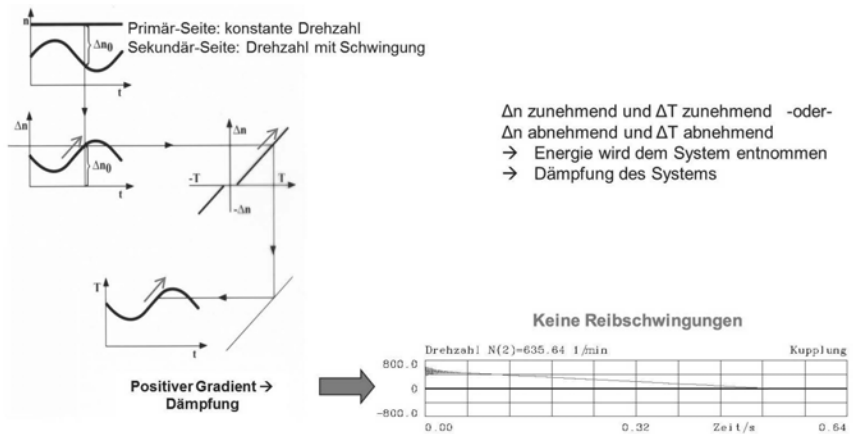


Bild 5: Reibung mit positivem Gradienten-Verlauf [2].

Bei einem negativen Reibwert-Gradient der Kupplung wird bei einer zunehmenden Differenzdrehzahl das Reibmoment kleiner, d. h. Energie wird dem System zugeführt und das System wird schon bei einer kleinen Anfangsstörung angeregt.

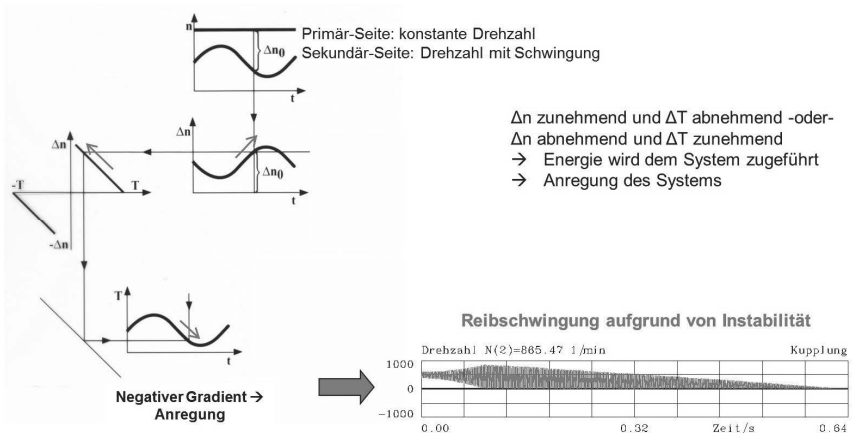


Bild 6: Reibung mit negativem Gradienten-Verlauf [2].

5. Quietschen am Beispiel einer Last-Hochschaltung

Mit dem Reibwert des Kupplungspakets und dem aktuellen Kupplungsdruck kann das Reibmoment berechnet werden. Im Bild 7 oben ist eine Simulation mit einem Reibmoment-Gradienten = 0 dargestellt. Im Diagramm sind keine Schwingungen erkennbar.

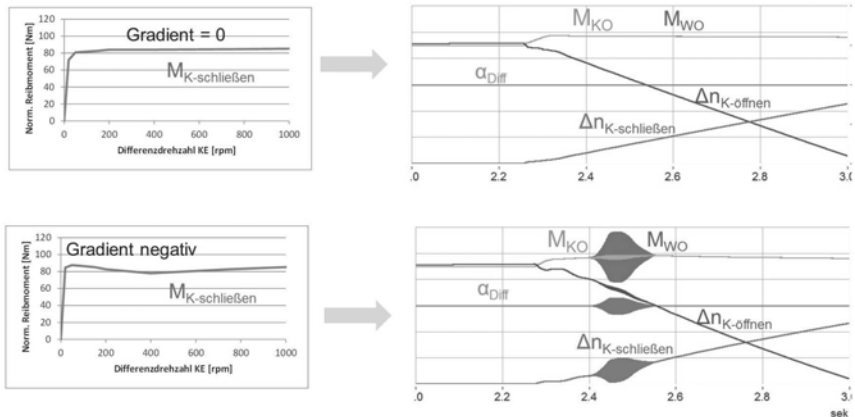


Bild 7: Reibung mit negativem Gradienten-Verlauf.

Größenbeschreibung:

M_W Drehmoment in der Welle

M_K Reibmoment in der Kupplung

Δn_{KS} Differenzdrehzahl schließende Kupplung

Δn_{KO} Differenzdrehzahl öffnende Kupplung

α_{Diff} Drehbeschleunigung Differenzial

Im unteren Teil ist der Reibmoment-Gradient bei geringer Differenz-Drehzahl negativ. Beim Schließen der Kupplungen tritt eine „Quietsch“-Schwingung auf, die sowohl in der Differenzdrehzahl der Kupplung, als auch im Torsionsmoment der Welle erkennbar ist. Die Schwingung ist sogar in der Drehbeschleunigung am Differenzialeingang noch zusehen.

6. Stabilitätsuntersuchung für Kupplungs-Quietschen

Das jeweils vorliegende System kann durch eine Stabilitätsuntersuchung beurteilt werden. Es wird durch folgende bekannte Differenzialgleichung des Ein-Massen-Schwingers beschrieben [3], [4]:

$$J\ddot{\varphi} + k\dot{\varphi} + c\varphi = T_R$$

Nach Umformung:

ung: $\ddot{\varphi}_0 + \left(2\delta + \left(\frac{dT}{d(\Delta\dot{\varphi})} \right) \dot{\varphi}_0 \right) + \omega^2 \varphi_0 = 0$

Term
Drehbeschleunigung

Das System ist instabil, wenn der Dämpfungsterm negativ ist:

$$k^* = 2\delta + \left(\frac{dT}{d(\Delta\phi)} \right) \quad \text{Gradienten-Teil}$$

$$k^* = 4 * \pi * D * f_0 + \frac{T'}{l}$$

J Massenträgheitsmoment kgm^2]

 φ Drehwinkel [rad]

k Dämpfungsfaktor [Nms/rad]

c Torsionssteifigkeit [Nm/rad]

 T_R Reibmoment der Kupplung [Nm]

$$2\delta = k / J$$

$$T = T_R / J$$

$$\omega^2 = c / J$$

$$\left(\frac{dT}{d(\Delta\dot{\phi})}\right) = T^* \text{ Reibmoment-Gradient}$$

D = Lehr'sches Dämpfungsmaß

Die relative Dämpfung k^* ergibt sich aus der Berechnung der Eigenfrequenz des Ein-Massen-Schwingers und der Lehr'schen Dämpfung D . Anhand der Gleichung kann man schon die wesentlichen Einflussgrößen erkennen: J , T' , D und f_0 – und damit c . Mit den folgenden Diagrammen in Bild 8 und 9 werden die Einflussgrößen nochmal verdeutlicht.

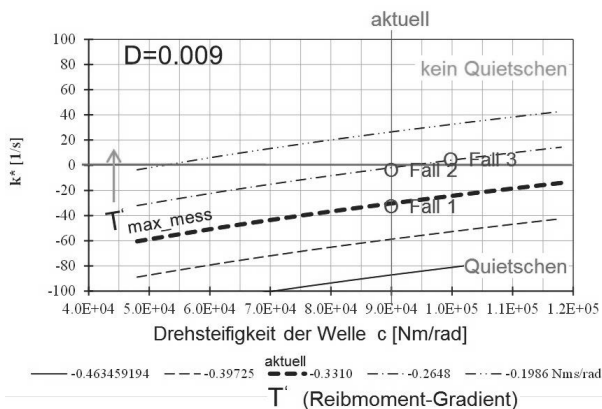


Bild 8: Stabilitätsuntersuchung Darstellung 1.

Im Diagramm Bild 8 ist auf der Abszisse die Drehsteifigkeit der Welle aufgetragen. Auf der Ordinate ist das Stabilitätskriterium k^* , wie oben beschrieben, angegeben. Die einzelnen Kurven sind Parameter des Reibmoment-Gradienten. Mit steigendem Gradienten wechseln die Kurven vom instabilen Bereich $k^* < 0$ in den positiven Bereich $k^* > 0$.

„Fall 1“ spiegelt den Ausgangsfall mit deutlichem Quietschen wieder. Wird durch Verbesserung des Belags oder anderen Öleigenschaften der Gradient erhöht, so erreicht der Punkt „Fall 2“ den Grenzbereich der Quietsch-Neigung. Wird nun die Drehsteifigkeit der Welle er-

hört, z. B. durch einen größeren Außendurchmesser, so kann beispielsweise der Punkt „Fall 3“ erreicht werden, der im stabilen Bereich liegt.

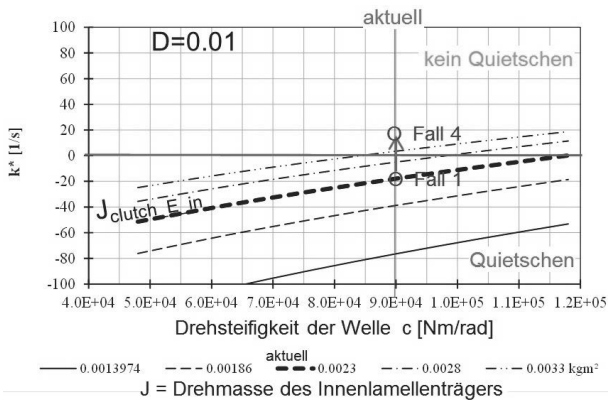


Bild 9: Stabilitätsuntersuchung Darstellung 2.

Im Diagramm in Bild 9 wird die Ausgangskurve wieder eingetragen. Da jetzt die Dämpfung erhöht wurde (von $D=0.009$ auf 0.01), verschiebt sich die Kurve etwas nach oben: Dämpfung verringert die Quietsch-Neigung. Als Kurvenparameter wird hier die Drehmasse des Lamellenträgers verwendet. Wird die Drehmasse erhöht, so wird der Punkt „Fall 4“ im stabilen Bereich erreicht.

7. Weitere Einflussgrößen des Kupplungs-Quietschens

In Bild 10 wird eine Last-Rückschaltung im Diagramm dargestellt. Sie erfolgt z.B. bei einem Überholvorgang, bei dem die Last spontan erhöht wird. Dabei muss die öffnende Kupplung die höhere Last abfangen. Ein negativer Reibwert-Gradient kann hier zu Schwingungen führen, siehe Diagramm oben in Bild 10.

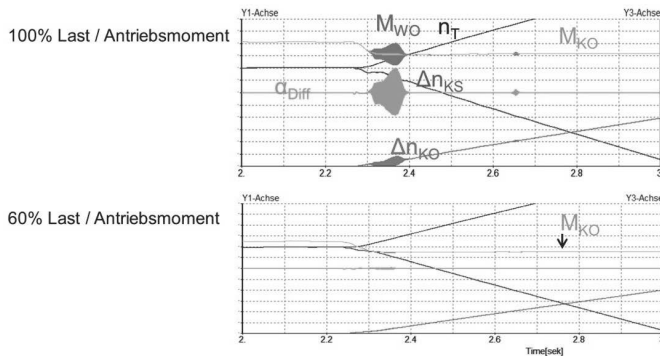
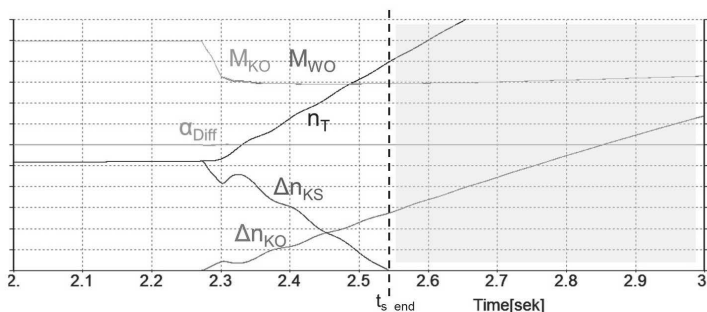


Bild 10: Last-Rückschaltung mit unterschiedlicher Last.

Im unteren Diagramm wird die Last reduziert. Gleichzeitig müssen die Kupplungsdrücke, bzw. Reibmomente reduziert werden, wenn die Schaltzeit konstant bleiben soll. Das Reibmoment-Niveau in der öffnenden Kupplung ist geringer und dadurch der Reibmoment-Gradient bei gleichbleibendem Reibwertverlauf. Quietschen ist also auch lastabhängig.

Hat die Schaltzeit, bzw. der Drehzahlgradient einen Einfluss? In Bild 11 wird eine Last-Rückschaltung mit mittlerer Last und kurzer Schaltzeit dargestellt. Die kurze Schaltzeit wird durch einen niederen Kupplungsdruck an der öffnenden Kupplung erreicht. Dadurch geht die Kupplung relativ schnell auf. Es ist kein Quietschen erkennbar.

Bild 11: Fall 5 mit Last-Rückschaltung und kurzer Schaltzeit $t_s=0.26s$.

Im Fall 6 / Bild 12 wird der Kupplungsdruck an der öffnenden Kupplung etwas erhöht. Die Schaltzeit wird länger. Eine Quietschneigung ist ansatzweise zu erkennen. Keinen Einfluss hat ein zeitlich steigender oder fallender Druckverlauf in der Kupplung.

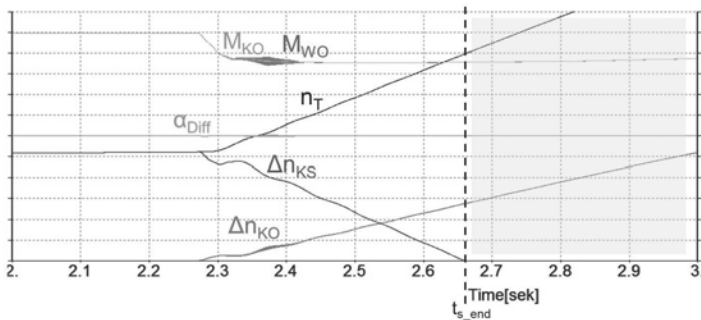


Bild 12: Fall 6 mit Last-Rückschaltung und mittlerer Schaltzeit $t_s=0.385s$.

Im Fall 7 / Bild 13 wird die öffnende Kupplung mit einem hohen Druck beaufschlagt. Die Schaltzeit erreicht 0.65s. Ein Quietschen ist deutlich erkennbar.

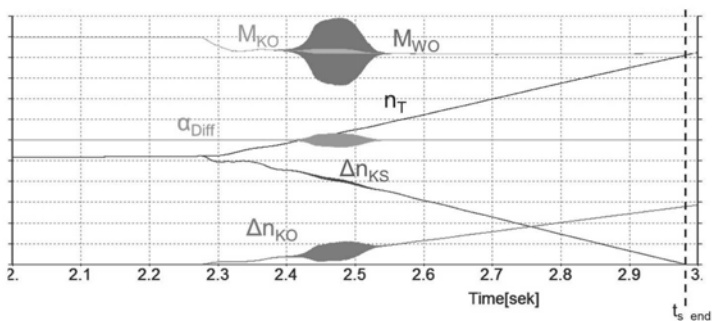
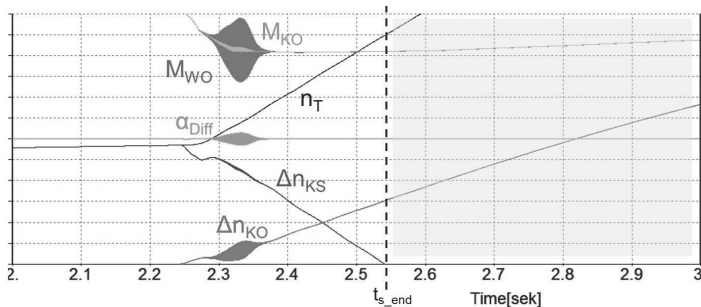


Bild 13: Fall 7 mit Last-Rückschaltung und langer Schaltzeit $t_s=0.65s$.

Zunächst ist in den drei beschriebenen Fällen der Einfluss eines unterschiedlichen Reibmoment-Niveaus ersichtlich, ähnlich der Last. Um den Einfluss der Drehzahl-Gradienten zu erkennen, wird im Fall 7 das Antriebsmoment erhöht. Bei gleichbleibendem Druck der öffnenden Kupplung wird die Schaltzeit wiederum verkürzt, siehe Fall 8 in Bild 14. Ein Quietschen liegt aber nicht so stark ausgeprägt vor, wie in Fall 7. D. h. bei hohen Drehzahlgradienten wird die Quietschneigung geringer.

Bild 14: Fall 8 mit Last-Rückschaltung und hohem p_{KO} und hohem Antriebsmoment.

Zusammenfassend lassen sich die positiven und negativen Einflussgrößen wie folgt darstellen:

Positiv	Negativ
Positiver Reibwert-Gradient	Negativer Reibwert-Gradient
Drehsteife Hohlwelle	Drehweiche Hohlwelle
Höhere Drehmasse	Geringere Drehmasse
Geringer Druck bzw. Reibmoment	Hoher Druck bzw. Reibmoment
Hohe Dämpfung	Geringe Dämpfung
Kürzere Schaltzeit	Längere Schaltzeit

Keinen Einfluss hat ein steigender oder fallender Druckverlauf in der Kupplung.

8. Möglichkeiten zur Vermeidung von Quietschen

Das Phänomen Quietschen ist konstruktiv bedingt und lässt sich durch folgende Maßnahmen vermeiden:

- Insbesondere in der Getriebe-Konzept-Phase (Vorentwicklung) ist es wichtig, die Quietsch-Neigung zu berechnen und ggf. konstruktive Änderungen durchzuführen.
- In der Entwicklungsphase kann durch geringe Konstruktionsänderungen, z.B. Wechsel von Innen- und Außen-Lamellenträger, oder Wellenversteifung, die Quietsch-Neigung reduziert werden.
- In der Prototyp- und Anwendungsphase bleibt nur die Möglichkeit, die Reibverhältnisse in der Kupplung zu verändern. Beispielweise wird durch einen geeigneten Reibbelag oder bessere Öleigenschaften ein positiver Reibwert-Gradient erreicht.
- Durch die Vermeidung kritischer Betriebspunkte und –Abläufe beim Schließen oder Öffnen der Kupplung kann die Quietsch-Neigung reduziert werden, z.B. durch kurze Schaltzeiten, geringe Last bzw. geringes Moment.

- Letztendlich können zusätzliche negative Schwingungseinflüsse, wie Radial- und Axial-Schwingungen von Bauteilen, die Quietschneigung erhöhen. In diesem Fall lässt sich das Phänomen nicht durch reine Torsionsschwingungsberechnung oder Finite-Element-Methode erfassen, sondern nur durch Mehrkörpersimulation unter Verwendung flexibler Körper.

9. Literatur

- [1] Fahrzeugmodelle zur Simulation niederfrequenter Schwingungen in einem PKW-Antriebsstrang, T. Mauz, U. Fehr, VDI-Berichte Nr. 2197, 2013
- [2] Selbsterregte Schwingungen von schaltbaren Reibkupplungen in PKW-Automatgetrieben, J. Tasche, G. Milbradt, VDI-Berichte Nr. 957, 1992
- [3] Rechnerische Untersuchung des akustischen Verhaltens einer Flügelzellenpumpe, J. Tasche, G. Seidl, VDI-Berichte Nr. 1416, 1998
- [4] Maschinendynamik, Dresig, Holzweißig, Springer, 2011

Schwingungsreduzierung durch das Kupplungssystem im gezielten Schlupfbetrieb

Dipl.-Ing. **Sascha Ott**, M.Sc. **Michael Basiewicz**,
IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut
für Technologie

Kurzfassung

Im Beitrag „Ermittlung des Übertragungs- und Systemverhaltens nasslaufender Lamellenpakete im Schlupfbetrieb unter Berücksichtigung der Systemwechselwirkungen“ auf der begleitenden „VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2017“ wird eine physische Testumgebung sowie Validierungsmethoden vorgestellt, welche zur versuchsgestützten Charakterisierung von nasslaufenden Lamellenpaketen und Kupplungssystemen im Schlupfbetrieb entwickelt wurden. Auf dieser Testumgebung wird u.a. das Potenzial der Schwingungsreduzierung durch ein im gezielten Schlupfzustand betriebenes Kupplungssystem herausgearbeitet. Durch die angestrebten Forschungsergebnisse ist eine weitere Konkretisierung und Lokalisierung des Potenzials einer Funktionsintegration von Leistungsübertragung und gleichzeitiger Schwingungsentkopplung bei nasslaufenden Kupplungssystemen möglich. In diesem Beitrag wird zunächst die Modellbildung des Rest-Fahrzeug Teil-Modells „geöffneter Triebstrang“ vorgestellt. In der Entwicklung der Testumgebung wurde ein vereinfachtes Simulationsmodell der Testumgebung aufgebaut. Dieses Simulationsmodell diente u.a. dem Ausbau des Systemverständnisses. Neben der Modellbildung werden in diesem Beitrag Ergebnisse aus simulativen Untersuchungen mit der virtuellen Validierungsumgebung vorgestellt und diskutiert.

1. Einleitung

Moderne Kupplungssysteme werden zunehmend bedarfsgerecht gesteuert oder geregelt. In diesem Zusammenhang gewinnt die Anwendung von schlupfgeregelten Kupplungssystemen zur Reduzierung von Drehungleichförmigkeiten vor allem bei nasslaufenden Lamellenkupplungen zunehmend an Bedeutung. Beispiele finden sich im Automobilbereich bei Wandlerüberbrückungskupplungen, Anfahrkupplungen und Doppelkupplungen sowie aber auch vereinzelte Ansätze bei trockenlaufenden Einscheibenkupplungen. Basis für die optimale Synthese sind allerdings detaillierte Kenntnisse über das Übertragungsverhalten des Kupplungssystems als ein steuer- bzw. regelbares Übertragungsglied im Antriebsstrang. Hierzu

das größte Potenzial besitzt. Zahlreiche weitere Quellen, wie z.B. Reik [16], Drexl [6] und Jürgens [8] bestätigen das große Potenzial der Schwingungsreduzierung durch einen gezielten Schlupfbetrieb. Der Schlupfbetrieb hat den entscheidenden Vorteil, dass der Schlupf bedarfsgerecht geregelt werden kann – bis zu einem vollständigen Schließen der Kupplung.

Einflussgrößen auf die Schwingungsreduzierung

Den Verfassern zufolge wird das Übertragungsverhalten eines nasslaufenden Kupplungssystems, neben den Betriebsparametern, durch die Reibcharakteristik entscheidend beeinflusst. Bauer [3] greift diesen Sachverhalt auf und identifiziert ebenfalls den charakteristischen Reibungszahlverlauf als wichtige Einflussgröße auf das Übertragungsverhalten der nasslaufenden schlupfgeregelten Kupplung. Dies wird auch durch Jürgens [8] bestätigt. Jedoch beschränkt er seine Untersuchungen auf durch das Kupplungssystem selbst induzierte Reibschwingungen und geht nicht auf die Reduzierung der in das Kupplungssystem eingeleiteten Drehungleichförmigkeiten ein. Vorhold [19] hat bereits experimentelle Untersuchungen an einer geregelten Wandlerüberbrückungskupplung durchgeführt. Der Fokus lag auch hier auf der Untersuchung von selbstinduzierten Reibschwingungen, wobei zunächst dynamische Reibungszahlverläufe bei unterschiedlichen Beschleunigungen und Verzögerungen unter Variation der Beanspruchungsgrößen ermittelt wurden. An dieser Stelle war ein deutlicher Einfluss der Beschleunigung, sowohl im Betrag als auch in der Richtung, auf das Reibungsverhalten sichtbar. Auf die Schlupfregelung geht er als Weiterentwicklung des Standes der Technik nur kurz ein. Abbassi [1] untersuchte den Einfluss unterschiedlicher Schlupfdrehzahlen auf die Schwingungsentkopplung durch Prüfstandsversuche mit bestehenden Serienteilen. Der Aufbau bestand aus einem Verbrennungsmotor, einem Getriebe mit Einscheiben-Trockenkupplung sowie einem Elektromotor zur Simulation der Lastmomente. Er kommt zu dem Ergebnis, dass durch den Schlupfbetrieb ein entscheidend höherer Fahrkomfort erreicht werden kann, der auch den Motorbetrieb bei hoher Last und geringer Drehzahl, wie es durch Downsizing/Downspeeding Maßnahmen, auch z.B. nach Zink [22], zunehmend der Fall sein wird, erlaubt. Mit steigendem Schlupf wird trotz gleicher Anregung am Kupplungseingang die Ungleichförmigkeit am Kupplungsausgang und damit an der Getriebeeingangswelle reduziert – die schlupfende Kupplung wirkt als ein „Filter“ für die vom Motor induzierten Drehungleichförmigkeiten. Zudem können dynamische Lastspitzen gedämpft werden, wodurch der Antriebsstrang eine höhere Lebensdauer erreicht. Hinsichtlich des durch Schlupfverluste erhöhten Verbrauchs kommt er zu dem Schluss, dass durch die Wahl höherer Gänge aufgrund eines schwingungsberuhigten Antriebsstrangs deutlich mehr Kraftstoff eingespart werden kann, als der Verlust durch den Schlupfbetrieb ausmacht. Wienhold [20] beschreibt in seiner

Arbeit die wesentlichen Einflussgrößen auf das Übertragungsverhalten bzw. die Schwingungsentkopplung. Dies sind neben dem tribologischen System die Temperatur im Reibkontakt und die Flächenpressung, welche wiederum das Reibungsverhalten beeinflussen. Allerdings beschränkt er sich auf die Ermittlung von Reibungsverläufen, d.h. er beschreibt bzw. untersucht nicht, wie sich dadurch das Übertragungsverhalten bzw. die Schwingungsentkopplung ändert. Jedoch kommt er zu der Erkenntnis: „Die Auslegung solcher Systeme erfordert detaillierte Kenntnisse der physikalischen Zusammenhänge, um die Funktion auch dauerhaft sicherstellen zu können“. Die physikalischen Zusammenhänge werden allerdings nicht vermittelt. Ebenso wenig werden die direkten Auswirkungen der Einflussgrößen auf die Schwingungsentkopplung beschrieben.

Nach dem Stand der Technik im Automobilbereich [7], [15] wird bei geregelten Wandlerüberbrückungskupplungen der Schlupf nach folgenden grundlegenden Kriterien ausgelegt:

- zur Minimierung der Verlustleistung ist die Schlupfdrehzahl möglichst klein zu wählen
- zur Dämpfung/Entkopplung von Drehungleichförmigkeiten und zur Sicherstellung des Fahrkomforts ist die Schlupfdrehzahl möglichst groß zu wählen

Dementsprechend muss der Schlupfbetrieb so gewählt werden, dass bei veränderlichen Drehungleichförmigkeiten des Verbrennungsmotors über Last- und Drehzahlbereiche zu jeder Zeit eine minimal erforderliche Differenzdrehzahl vorgehalten wird, die im Hinblick auf Verbrauchsoptimierung gerade ausreichend ist, die Drehungleichförmigkeiten auf das gewünschte Maß zu reduzieren. Kückay [9] befasst sich unter anderem mit der Regelung des Schlupfbetriebs in einer geregelten Wandlerüberbrückungskupplung. Allerdings werden keine Einflussgrößen auf die Schwingungsentkopplung, wie z.B. tribologisches System, Flächenpressung und Schlupfdrehzahl, untersucht bzw. vorgestellt. Es wird lediglich darauf eingegangen, dass das Reibverhalten von zentraler Bedeutung ist. Den größten Einfluss auf das Reibverhalten besitzt wiederum der Schmierstoff. Über Ansätze zur Optimierung von Regelalgorithmen zur Verbrauchsreduzierung von schlupfgeregelten Wandlerüberbrückungskupplungen berichten in ihren Arbeiten Adachi [2] und Lee [11]. Hierbei werden anhand von simulativen Fahrzeug- und Verbrauchsmodellen robuste Regelalgorithmen entworfen und unter anderem im Fahrversuch im Hinblick auf Verbesserung der Kraftstoffersparnis hin validiert. Die Untersuchung von Einflussgrößen auf das Übertragungsverhalten von schlupfgeregelten Kupplungssystemen findet allerdings nicht statt. Naruse [13] entwickelte einen Regelalgorithmus, der den Schlupf auf einen Minimalwert regelt, um bei akzeptabler Schwingungsentkopplung die Verlustleistung zu minimieren. Inwieweit ein optimiertes tribologisches System bzw. weitere Einflussgrößen die Entkopplung verbessern und damit eine weitere Senkung der Schlupfdrehzahl ermöglichen, wird nicht untersucht bzw. analysiert. Kugimiya

[10] hat eine Ölvariante für den Einsatz in schlupfgeregelten Systemen entwickelt, welche über einen großen Lebensdauerbereich einen positiven Reibungszahlgradienten sowie ein hohes Reibungszahlniveau aufweist. Warum ein positiver Reibungszahlgradient an dieser Stelle zielführend ist, wird nicht beschrieben. Zhao [21] untersuchte vier Ölvarianten mit unterschiedlicher Additivierung für den Einsatz in schlupfgeregelten Kupplungssystemen in Bezug auf deren Einfluss auf das Reibverhalten. Zusätzlich werden Oberflächenuntersuchungen durchgeführt, um Aufschluss über tribochemische Prozesse zu erhalten. Allerdings werden die direkten Auswirkungen auf die Schwingungsentkopplung nicht beschrieben. Den Verfassern zufolge wird das dynamische Übertragungsverhalten des Kupplungssystems im Schlupfbetrieb maßgeblich durch den konzentrierten Parameter Systemreibungszahl beeinflusst. Allerdings gibt es keine Veröffentlichungen, welche sich explizit mit der qualitativen oder sogar der quantitativen Betrachtung von möglichen Einflussgrößen und deren Einfluss auf die Schwingungsentkopplung eines im Schlupf betriebenen Kupplungssystems auseinandersetzen.

3. Modellbildung – Kupplungssystem im Antriebsstrang

Da der Fokus der Untersuchungen auf der Schwingungsreduzierung liegt ist es wichtig, die Wechselwirkungen des Kupplungssystems am Eingang und Ausgang mit dem übergeordneten Supersystem abzubilden. Zur Abbildung der rotationsdynamischen Wechselwirkung werden Rest-Fahrzeug-Modelle verwendet, wobei diese u.a. in dem Beitrag auf der „VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2017“ detailliert behandelt werden. Zusammengefasst dienen die Rest-Fahrzeug-Modelle u.a. dazu, die dynamischen Wechselwirkungen zwischen dem Kupplungssystem und dem übergeordneten Supersystem Antriebsstrang abzubilden. Da das Übertragungsverhalten eines Tribosystems von der Kinematik beeinflusst wird und nicht rückkopplungsfrei ist, ist es wichtig, diese Wechselwirkungen möglichst genau abzubilden. In der Regel ist es jedoch ausreichend, die Rest-Fahrzeug-Modelle in reduzierter Form abzubilden, wodurch nur in einem bestimmten Frequenzbereich, welcher von den zu untersuchenden Phänomen abhängt, die Wechselwirkungen zwischen dem Ein- und Ausgang des Teilsystems und den übergeordneten Supersystemen abgebildet werden. Ziel bei der Modellbildung ist es immer, das Übertragungsverhalten mit möglichst wenigen Freiheitsgraden abzubilden. Dadurch können Rest-Fahrzeug-Modelle in Echtzeit simuliert und über die Aktuatorik – wie z.B. einen hochdynamischen Elektromotor – virtuell abgebildet werden. Darüber hinaus besteht bei einer geringen Anzahl an Freiheitsgraden die Möglichkeit, das Rest-Fahrzeug-Modell auch physisch abzubilden.

Freiheitsgradreduktion

Rivin entwickelte eine Methode zur Freiheitsgradreduktion von Torsionsschwingerketten [17], die von Di [4] u.a. auch auf gedämpfte Systeme erweitert wurde. Bei der Freiheitsgradreduktion werden zunächst Teilsysteme mit jeweils einem Freiheitsgrad extrahiert. Anschließend werden die Eigenfrequenzen der Teilsysteme berechnet. Bei der darauffolgenden Freiheitsgradreduktion wird das „steifste“ Teilsystem mit der höchsten Eigenfrequenz herausgesucht – an der Stelle erfolgt die partielle Reduktion, siehe hierzu auch [5]. Hierbei werden je nach Gestalt des Teilsystems entweder die Massenträgheitsmomente oder die Steifigkeiten auf die benachbarten Teilsysteme verteilt. Nach dieser Reduktion besitzt das Gesamtsystem einen Freiheitsgrad bzw. eine Eigenfrequenz weniger als das initiale System, wobei die höchste Eigenfrequenz eliminiert wurde. Die Ermittlung der Dämpfungswerte erfolgt im letzten Schritt. Hierbei wird, ausgehend von der ersten Eigenform, jeder Eigenfrequenz der Abschnitt mit dem größten Schwingungsbeitrag zugeordnet. Mit der in diesem Abschnitt vorhandenen Steifigkeit sowie den, ggfs. im Rahmen der Freiheitsgradreduktion zusammengefassten, dimensionslosen Dämpfungsmaßen können schließlich die dimensionsbehafteten Dämpfungsbeiwerte der einzelnen Abschnitte berechnet werden. Durch die Reduktion werden auch die niedrigen Eigenfrequenzen und Eigenformen beeinflusst, wobei diese Auswirkungen gering sind, wie im Folgenden zu sehen sein wird. Je nachdem, bis zu welcher Frequenz die Übertragungsfunktionen der Systeme übereinstimmen müssen ergibt sich die Anzahl an Reduktionsschritten. Im Folgenden sind die Parameter des zur Modellbildung verwendeten Referenzsystems dargestellt, wie sie auch in [18] verwendet wurden, wobei dies auch die initiale Torsionsschwingerkette darstellt. Hierbei handelt es sich um ein Fahrzeug mit Heckantrieb. Alle Parameter wurden dabei im ersten Gang auf die Getriebeeingangswelle reduziert.

Tabelle 1: Parameter des „geöffneten Triebstrangs“ des initialen Modells des Referenzfahrzeugs

J ₁	Kupplung Sekundärseite	kgm ²	0,015
c ₁		Nm/rad	20054
d ₁		Nm/rad/s	0,8061
J ₂	Getriebeeingang	kgm ²	0,005
c ₂		Nm/rad	40107
d ₂		Nm/rad/s	0,0821
J ₃	Getriebeausgang	kgm ²	0,0022
	Gelenkscheibe vorne Primärseite		
c ₃		Nm/rad	2587
d ₃		Nm/rad/s	0,2332
J ₄	Gelenkscheibe vorne Sekundärseite	10 ⁻³ kgm ²	0,2386
	Längswelle vorne Primärseite		
c ₄		Nm/rad	2956
d ₄		Nm/rad/s	0,006
J ₅	Längswelle vorne Sekundärseite	10 ⁻³ kgm ²	0,2135
	Längswelle hinten Primärseite		
c ₅		Nm/rad	1971
d ₅		Nm/rad/s	0,010
J ₆	Längswelle hinten Sekundärseite	10 ⁻³ kgm ²	0,2205
	Gelenkscheibe hinten Primärseite		
c ₆		Nm/rad	2587
d ₆		Nm/rad/s	0,0853
J ₇	Gelenkscheibe hinten Sekundärseite	10 ⁻³ kgm ²	0,4116
	Hinterachsgetriebe Eingang		
	Hinterachsgetriebe Ausgang		
c ₇		Nm/rad	170,27
d ₇		Nm/rad/s	0,3216
J ₈	Antriebswelle Primärseite	kgm ²	0,0211
	Antriebswelle Sekundärseite		
	Rad		
c ₈		Nm/rad	354,73
d ₈		Nm/rad/s	0,5633
J ₉	Fahrzeugmassen (ohne Steigung etc.)	kgm ²	1,431

In Tabelle 2 sind die Parameter des auf vier Freiheitsgrade reduzierten Modells dargestellt.

Tabelle 2: Parameter des „geöffneten Triebstrangs“ des Referenzfahrzeugs, auf vier Freiheitsgrade reduziert

J_1	Kupplung Sekundärseite	kgm^2	0,023
	Getriebe		
	Gelenkscheibe vorne		
	Längswelle vorne Primärseite		
	Längswelle vorne Sekundärseite (anteilig)		
c_1		Nm/rad	596,5
d_1		Nm/rad/s	0,943
J_2	Längswelle vorne Sekundärseite (anteilig)	10^{-2} kgm^2	0,0736
	Längswelle hinten		
	Gelenkscheibe hinten Primärseite		
	Hinterachsgetriebe		
	Antriebswelle Primärseite		
c_2		Nm/rad	170,3
d_2		Nm/rad/s	0,643
J_3	Antriebswelle Sekundärseite	kgm^2	0,021
	Rad		
c_3		Nm/rad	354,7
d_3		Nm/rad/s	1,127
J_4	Fahrzeugmassen (Steigung etc.)	kgm^2	1,431

In Abbildung 2 sind die ersten vier Eigenformen und Eigenfrequenzen der beiden Modelle gegenübergestellt.

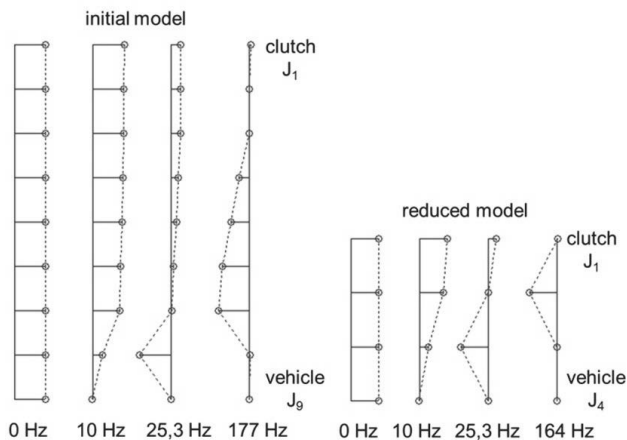


Bild 2: Erste vier Eigenformen und Eigenfrequenzen des initialen und des reduzierten Modells [14]

Gut zu erkennen sind die Abschnitte, welche durch die modale Reduktion zusammengefasst wurden. Damit können die Wechselwirkungen bis zu einer Frequenz von 150 Hz auch durch das reduzierte Modell abgebildet werden, da die Übertragungsfunktionen des initialen Modells und des reduzierten Modells in diesem Frequenzbereich identisch sind. In Abbildung 3 ist der Amplituden- und Phasengang des reduzierten Systems dargestellt. Hierbei wird das System am Eingang mit einem periodischen Drehmoment am Kupplungsausgang angeregt, der Ausgang bzw. die Systemantwort stellt den Verdrehwinkel des Kupplungsausgangs da. Wie bereits aus Abbildung 2 ersichtlich, sind vor allem die niedrigen Frequenzen relevant.

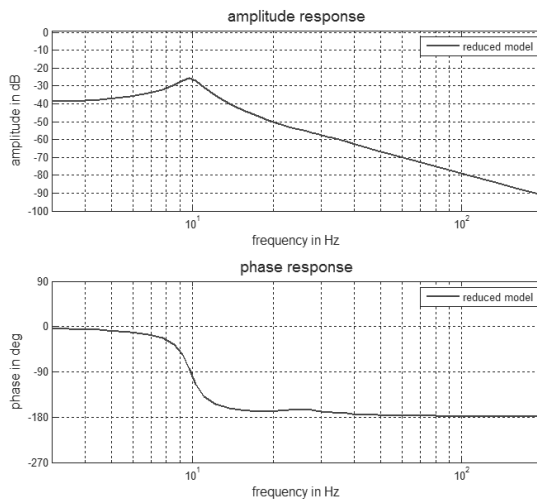


Bild 3: Amplituden- und Phasengang des reduzierten Systems [14]

Bei der im Beitrag „Ermittlung des Übertragungs- und Systemverhaltens nasslaufender Lammellenpakete im Schlupfbetrieb unter Berücksichtigung der Systemwechselwirkungen“ auf der begleitenden „VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2017“ vorgestellten physischen Testumgebung entspricht das Rest-Fahrzeug-Modell ab Kupplungsausgang dem vorgestellten reduzierten Modell. Die Testumgebung mit den Massenträgheitsmomenten und Steifigkeiten aus Tabelle 2 ist in Abbildung 4 dargestellt.

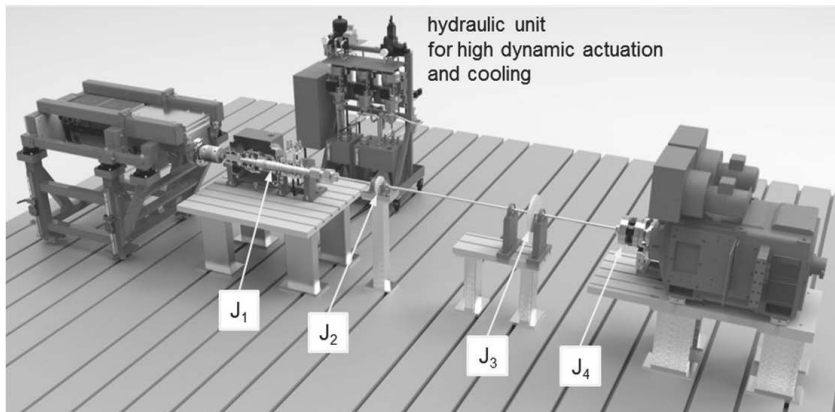


Bild 4: Topologie der Testumgebung [14]

In der Entwicklung der Testumgebung wurde auch ein vereinfachtes Simulationsmodell dieser Testumgebung erstellt, um in erster Linie durch simulative Untersuchungen das Systemverständnis weiter auszubauen. Das Simulationsmodell wird im Folgenden vorgestellt.

4. Simulationsmodell zur Ermittlung des Potenzials der zusätzlichen Funktion Schwingungsreduzierung durch gezielten Schlupfbetrieb

Der „geöffnete Triebstrang“ wurde mit den Parametern aus Tabelle 2 modelliert. Das Simulationsmodell beinhaltet ein vereinfachtes Modell eines Kupplungssystems, welches neben den Strukturgrößen (mittlerer Reibradius, Anzahl der Wirkflächenpaare) mit einem Reibungszahlverlauf über der Relativdrehzahl bedatet werden kann. In der Simulation wird eine konstante Belastung in Form der Flächenpressung eingestellt. An den Kupplungseingang wurde eine Massenträgheit von $0,1 \text{ kgm}^2$ angebunden. Diese wird in der Simulation mit einem Drehmoment beaufschlagt. Hierbei wird der Gleichanteil bei gleichbleibender Amplitude von 15 Nm und einer Anregungsfrequenz von 20 Hz in drei Stufen variiert. Das Kupplungssystem besitzt ein statisches Reibmoment von $101,16 \text{ Nm}$, wobei drei unterschiedliche Gradienten (von 1-3 steigend) vorgegeben werden. Alle drei sind positiv, d.h. dämpfend. Dem Fahrzeug bzw. der Massenträgheit J_4 wird eine konstante Drehzahl von 600 min^{-1} vorgegeben. Zunächst wird die Kupplung geschlossen und der Triebstrang auf die eingestellte Drehzahl von 600 min^{-1} beschleunigt. Daraufhin wird zunächst der Gleichanteil des Drehmoments und anschließend die Amplitude von 15 Nm bei einer Anregungsfrequenz von 20 Hz der Massenträgheit am Antrieb aufgeprägt. Die Drehmomentgleichanteile wurden wie folgt gewählt. Der

erste Gleichanteile liegt bei 100Nm und damit knapp unterhalb des statischen Reibmoments. Anschließend wurden die Gleichanteile auf 101,3Nm und 102,5Nm erhöht. Damit würde sich ohne Anregung bereits ein Schlupfzustand zwischen den beiden Kupplungshälften einstellen.

Die Ergebnisse sind in den folgenden Abbildungen dargestellt. Hierbei wurde die Auswertung im eingeschwungenen Zustand durchgeführt. Dargestellt werden zum einen das Antriebsmoment auf die Massenträgheit am Kupplungseingang sowie das Drehmoment am Fahrzeug bzw. an der Massenträgheit J_4 . Dieses Drehmoment muss aufgebracht werden, um die Massenträgheit J_4 mit konstanter Drehzahl zu betreiben. Darüber hinaus sind die Drehzahlen am Kupplungseingang und -ausgang dargestellt. Die gestrichelten Linien ergeben sich bei Gradient 1, die gepunkteten Linien bei Gradient 2 und die Linien mit Strichpunkt bei Gradient 3.

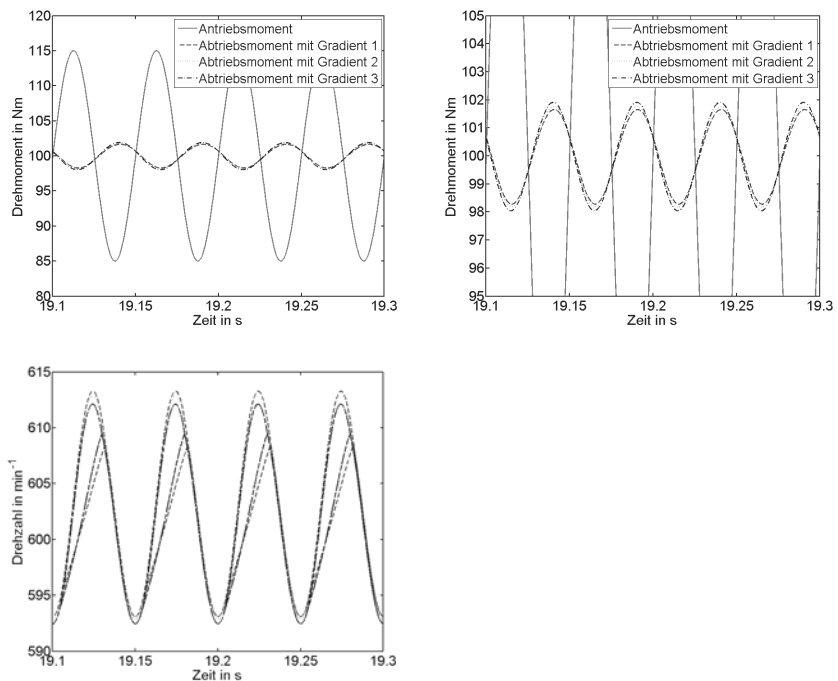


Bild 5: Drehmomentgleichanteil von 100Nm

Gut zu erkennen ist der Betrieb im Teil-Schlupf, d.h. das System befindet sich teilweise im Schlupf- und teilweise im Haftzustand. Umso geringer der Gradient in diesem Betriebszustand und unter diesen Randbedingungen ist, desto geringer sind die Drehmomentungleichförmigkeiten am Abtrieb.

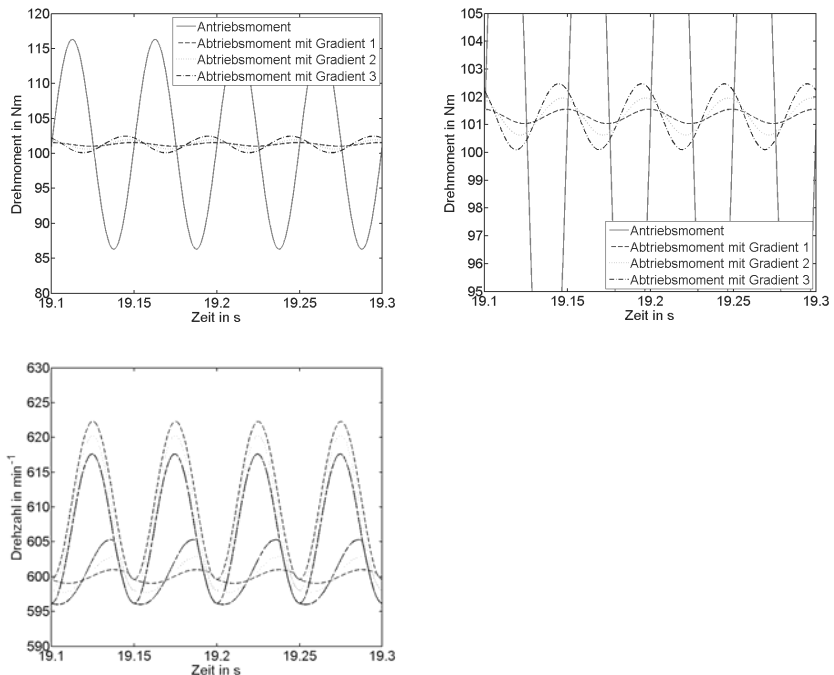


Bild 6: Drehmomentgleichanteil von 101,3Nm

Bei einem Drehmomentgleichanteil von 101,3Nm befindet sich das System ohne Anregung bereits im Schlupfzustand. Die eingestellten Gradienten beeinflussen u.a., wieviel Differenzdrehzahl das Kupplungssystem bei steigendem Drehmoment zulässt. Auch in diesem Betriebszustand gilt, desto geringer der Gradient ist, desto geringer sind die Drehmomentungleichförmigkeiten am Abtrieb, wobei diese durch die größere Entkopplung, vgl. Drehzahlen aus Abbildung 6 und Abbildung 7, auch noch geringer als zuvor sind. In der Folgenden Abbildung 7 wurde der Gleichanteil des Drehmoments soweit erhöht, bis sich das System im vollständigen Schlupfzustand befindet.

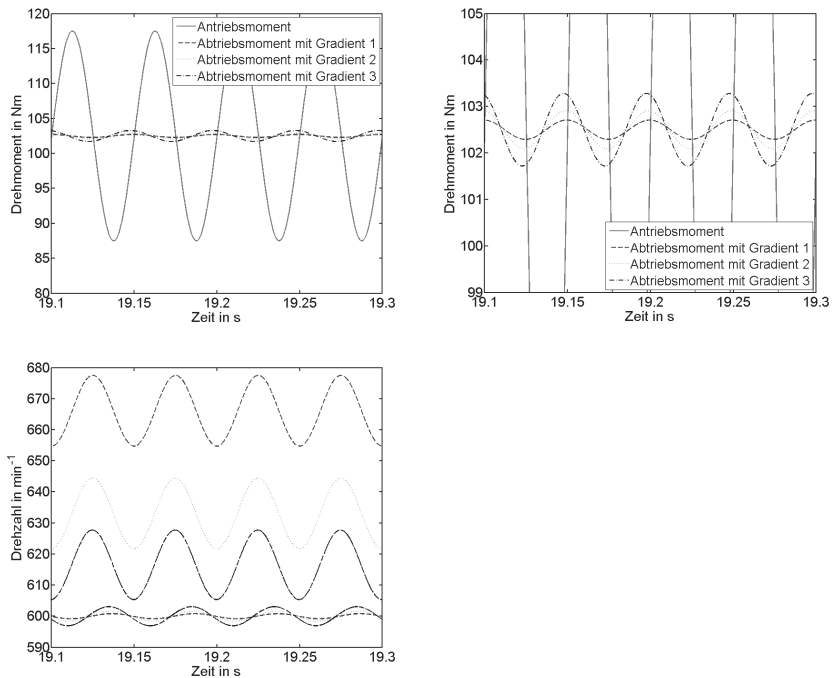


Bild 7: Drehmomentgleichanteil von 102,5Nm

Bei einem Drehmomentgleichanteil von 102,5Nm befindet sich das Kupplungssystem im permanenten Schlupfzustand. Da die Ungleichförmigkeiten der Drehzahl am Kupplungseingang in Kombination mit dem Gradienten zu einer Ungleichförmigkeit des Drehmoments führen, sind die Ungleichförmigkeiten umso geringer, je geringer der Gradient ist.

5. Ausblick

Wie im begleitenden Beitrag bereits beschrieben, wird die physische Testumgebung momentan aufgebaut. Anschließend wird ein Forschungsvorhaben bearbeitet, in welchem das Potenzial der Schwingungsreduzierung durch einen gezielten Schlupfbetrieb im Kupplungssystem auf Basis von experimentellen Untersuchungen herausgearbeitet wird.

6. Literaturverzeichnis

- [1] Abbassi, M. B.: Steigerung des Antriebsstrangkomforts im Kfz durch elektronisches Kupplungsmanagement. Automobiltechnische Zeitschrift, S. 118–126, 1999
- [2] Adachi, K.: Slip control for a lock-up clutch with a robust control method. SICE 2004 Annual Conference, vol. 1, p. 744–749, 2004
- [3] Bauer, K.-H.: Optimierungsmethode für nasslaufende Anfahrkupplungen in modernen Kennungswandlern. Aachen, 1993
- [4] Di, Phong Nguyen: Beitrag zur Reduktion diskreter Schwingungsketten auf ein Minimalmodell. Dissertation, TU Dresden, 1973
- [5] Dresig, Hans: Schwingungen und mechanische Antriebssysteme - Modelbildung, Berechnung, Analyse, Synthese 2. Auflage Springer Berlin Heidelberg New York, 2014
- [6] Drexl, H.-J.: Der Torsionsdämpfer in der Kupplungsscheibe. VDI Berichte, 697, S. 133-158, 1988
- [7] Fischer, R.: Wandlerüberbrückungssysteme. 5. LuK-Kolloquium, S. 113-144, 1994
- [8] Jürgens.: Vergleich verschiedener Systeme zur Verringerung von Triebstrangschwingungen. VDI Berichte, 697, S. 233-256, 1988
- [9] Küçükay, F.: Geregelte Wandlerkupplung für den neuen 7er von BMW. Automobiltechnische Zeitschrift, (96), S. 690-697, 1994
- [10] Kugimiya, K.: Tribology of automatic transmission fluid, Tribology Letters 5, S 49–56, 1998
- [11] Lee, C.: Slip control strategy for an automatic transmission vehicle. KSME International Journal, 17(4), 521–527, 2003
- [12] Lutz, D.: Kupplungsmanagement – ein Baustein zur Drehschwingungsdämpfung. VDI Berichte, 697, S. 219-231, , 1988
- [13] Naruse, T.: The tribology of a minimum slip lock-up clutch-control system. TRIBOLOGY INTERNATIONAL, 0301-679X/94/010025-06, Butterworth-Heinemann Ltd., 1994
- [14] Ott, S.: Innovative validation environments and methods for holistic clutch system development. ATK - Antriebstechnisches Kolloquium Aachen, 2017
- [15] Reif, K.: Automobilelektronik: Eine Einführung für Ingenieure. Vieweg Teubner Verlag; Auflage: 4., überarb. Auflage, Wiesbaden. ISBN 978-3-8348-1498-2, 2012
- [16] Reik, W.: Die Kupplung - das Herz des Doppelkupplungsgetriebes. VDI Berichte, 1827, S. 65-88, 2004

- [17] Rivin, E. I.: Metod umen[^]senija stepenej svobody v ras[^]chetnych schemach zepnyh i rasvetvlennyh sistem. (Methode zur Verminderung der Freiheitsgrade in Berechnungsmodellen verketteter und verzweigter Systeme.) (Russ.) – Vestnik Masinostroenija 465, S. 38–41, 1966
- [18] Stier, Christian: Ein Beitrag zur Validierung von Antriebssystemen mit Bezug auf kuppelungs- und motorinduzierte Schwingungen, (Band 82); Hrsg: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. A. Albers, IPEK – Institut für Produktentwicklung, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2015
- [19] Vorhold, S.: Untersuchungen und Simulation von Reibschwingungen an einer Wandlerüberbrückungskupplung. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 2010
- [20] Wienholt, H. W.: Auslegung der Überbrückungskupplung mit regeltem Schlupf bei Einsatz des Drehmomentwandlers in Pkw-Automatikgetrieben. S. 281-299, 1995
- [21] Zhao, H.: Improved anti-shudder performance of ATFs - Influence of a new friction modifier and surface chemistry. Tribology International (46), S 62–72, 2012
- [22] Zink, M.: Das Fliehkraftpendel - Anwendung, Leistung und Grenzen drehzahladaptiver Tilger. ATZ, 111 (07-08), S. 546-553, 2009

