

# Untersuchung des anwendungsnahen, dynamischen Reibverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen am Beispiel zweier Tribosystemvarianten

Arne Bischofberger, Katharina Bause, Sascha Ott, Albert Albers\*

## Kurzfassung

Um das Tribosystem gezielt für den Einsatz als mechatronischen Steller, z. B. zur Beeinflussung schwingungsdynamischer Eigenschaften, auslegen zu können, sind idealerweise Kenntnisse über das in der Anwendung auftretende Reibverhalten notwendig. Die in diesem Beitrag vorgestellte Methode unterstützt die Charakterisierung des dynamischen, anwendungsnahen Reibverhaltens einer nasslaufenden Lamellenkupplung, wodurch genauere und insbesondere anwendungsnahe Vorhersagen zum Verhalten im nasslaufenden Friktionskontakt wie u. a. dem übertragbaren Drehmoment im dynamischen Betrieb mit angepassten Tribosystemen ermittelt werden können. Eine frühzeitige Auslegung von Funktionserweiterungen im nasslaufenden Kupplungssystem wird damit unterstützt. Im Beitrag wird die Methode an zwei Tribosystemvarianten, welche sich in deren Reibbelag unterscheiden, angewandt. Es können dabei Unterschiede in deren dynamischen Reibungszahlverhalten herausgearbeitet werden.

## Schlüsselwörter

Nasslaufende Lamellenkupplung, Dauerschlupf, dynamischer Reibungszahlverlauf, Reibverhalten, dynamische Anregung, Schwingungsreduzierung

## Einleitung

Für den Mobilitätswandel ergriffene Maßnahmen wie z. B. Hybridisierung, Downsizing und Downspeeding

\* M.Sc. Arne Bischofberger, federführender Autor  
Dipl. Ing. Katharina Bause  
Dipl. Ing. Sascha Ott  
Univ. Prof. Dr. Ing. Dr. h.c. Albert Albers  
IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher  
Institut für Technologie, Kaiserstr.10, 76131 Karlsruhe

## Abstract

**Investigation of the application-related dynamic friction behavior of wet-running multi-plate clutches on the example of two tribological system variants**

In order to be able to design the tribological system in a targeted way for use as a mechatronic actuator, e.g. for influencing vibration-dynamic properties, knowledge of the friction behavior occurring in the application is necessary. The method described in this paper supports the characterization of the dynamic, application-related friction behavior of a wet-running multi-plate clutch. This enables more accurate and in particular, application-related predictions of behavior in wet-running friction contact, such as the transmissible torque in dynamic operation with adjusted tribological systems. It supports the early stage design of functional extensions in the wet-running clutch system. In this paper, the method is used with two tribological system variants that vary in their friction lining. Differences in their dynamic friction coefficient behavior were identified.

## Keywords

Wet-running multi-plate clutch, Continuous slip operation, dynamic friction coefficient, friction behavior, dynamic excitation, vibration reduction

oder Leichtbau stellen Automobilhersteller vor immer neue Herausforderungen hinsichtlich des Fahrkomforts. Veränderte Schwingungsphänomene, Betriebszustände wie das Zu- und Abschalten der VKM oder das Fahren in niedrigen Drehzahlbereichen und unter erhöhten Drehmomentspitzen sind nur einige der sich negativ auf den Komfort auswirkenden Folgen. Die auch in Hybridantriebssträngen eingesetzte nasslaufende Lamellenkupplung stellt dabei eine Möglichkeit im Schlupf-

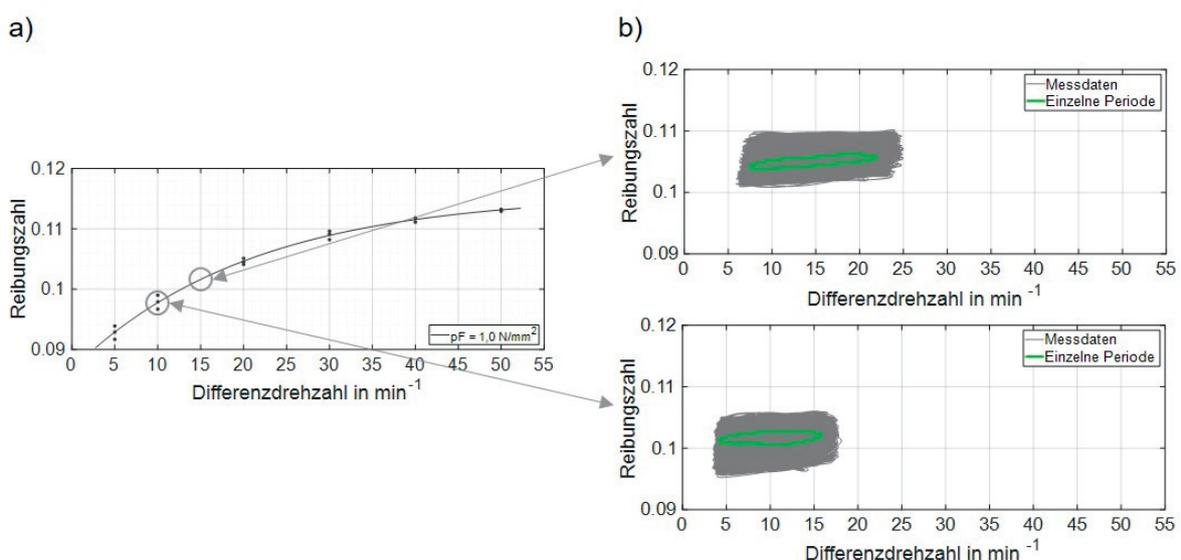
trieb dar, unerwünschte Schwingungen zusätzlich zu herkömmlichen Komponenten und v. a. bedarfsgerecht reduzieren zu können, vgl. u. a. [1 bis 5].

Um das Tribosystem Kupplung gezielt für den Einsatz als mechatronischen Steller, z. B. zur Beeinflussung schwingungsdynamischer Eigenschaften eines Antriebsstranges, auslegen sowie für eine frühzeitige Validierung hinreichend genau modellieren zu können, sind Kenntnisse über das anwendungsnahe Reibverhalten notwendig. Unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen Kupplung und Restsystem, insbesondere einer periodischen Anregung, zeigt sich im Dauerschlupfbetriebenen Friktionskontakt ein periodisches Reibverhalten [6, 7]. Dieses dynamische Reibverhalten weist signifikante Unterschiede gegenüber dem quasistationären Reibverhalten auf. **Bild 1** zeigt exemplarisch den dynamischen Verlauf der Reibungszahl unter periodischer Anregung (vgl. Abschnitt Validierungsumgebung und Vorgehensweise) sowie den Reibungszahlverlauf im quasistationären Dauerschlupfbetrieb für dasselbe tribologische System und bei ansonsten gleicher Beanspruchung (insbesondere Antriebsdrehzahl, Kühlölvolumenstrom, Flächenpressung und Gleitgeschwindigkeit). Die mittlere Reibungszahl und somit auch die Lage der einzelnen Perioden im dynamischen Betrieb (**Bild 1, b**) nimmt während des Versuchs mitunter bedingt durch das Ausbilden einer reibaktiven Schicht (Mikroeinlauf) zu. Eine mittlere einzelne Periode wird daher in grün hervorgehoben dargestellt.

Die periodische Änderung der Gleitgeschwindigkeit im Friktionskontakt führt zu einem hystereseförmigen, nicht konstanten Verlauf der Reibungszahl. Eine gebräuchliche Beschreibung durch den Reibungszahlgradienten sowie eine Reibungszahl ist für eine genaue Cha-

rakterisierung und Modellierung daher nicht ausreichend. In dieser Veröffentlichung wird hierfür eine Methode zur Charakterisierung des dynamischen Reibverhaltens vorgestellt. Dabei werden experimentelle Untersuchungen an einem hochdynamischen Prüfstand unter Berücksichtigung von Wechselwirkungen mit dem Restsystem durchgeführt. Hierfür wurde ein entsprechendes Inline-Modul, welches die hochdynamische Untersuchung des Übertragungsverhaltens nasslaufender Lamellenpakete im geregelten Dauerschlupfbetrieb ermöglicht, entwickelt und in die Prüfumgebung implementiert. In der anschließenden Auswertung wird das dynamische Reibverhalten im Friktionskontakt mittels Kennwerten charakterisiert. Unter Anwendung der Methode werden zwei Tribosystemvarianten untersucht und damit Unterschiede in deren dynamischen Reibverhalten aufgezeigt. Die Validierungskonfiguration zur dynamischen Untersuchung des Übertragungs- und Systemverhaltens nasslaufender Lamellenpakete am IPEK – Institut für Produktentwicklung des Karlsruher Institut für Technologie (KIT) wird im Kapitel „Validierungsumgebung und Vorgehensweise“ genauer vorgestellt.

Die Methode ermöglicht es, zukünftig das dynamische Reibverhalten nasslaufender Lamellenpakete genauer charakterisieren zu können. Es können dadurch genauere und insbesondere anwendungsnahe Vorhersagen zum Verhalten im nasslaufenden Friktionskontakt wie u. a. dem übertragbaren Drehmoment im dynamischen Betrieb mit angepassten Tribosystemen ermittelt werden, wodurch eine frühzeitige Auslegung von Funktionserweiterungen im nasslaufenden Kupplungssystem unterstützt wird. Außerdem wird eine verbesserte Modellbildung ermöglicht. Die Charakterisierung trägt auch dazu bei, daran anknüpfend in zukünftigen Untersuchungen Tribosysteme auf Korrelationen zwischen deren dyna-

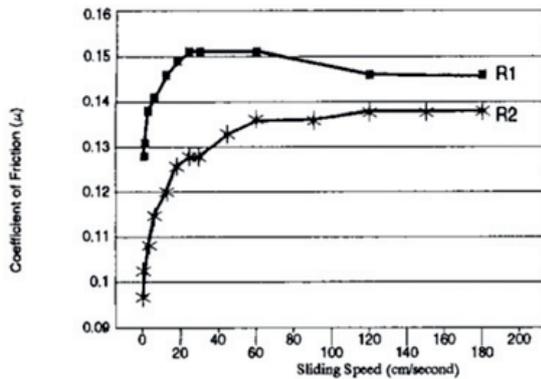


**Bild 1:** Quasistationäres (a) und dynamisches Reibverhalten bei zwei Grunddifferenzdrehzahlen  $10 \text{ min}^{-1}$  (b, unten) und  $15 \text{ min}^{-1}$  (b, oben) eines Tribosystems; die Pfeile markieren die jeweils entsprechende Differenzdrehzahl im quasistationären Verlauf

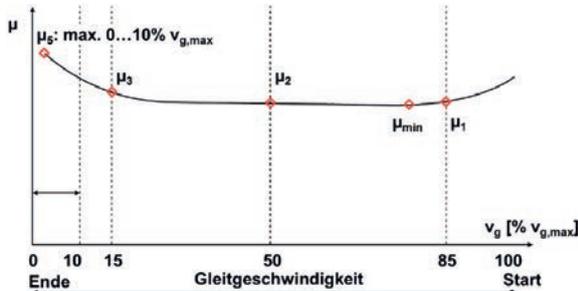
mischen Reibverhalten und deren Schwingungsreduzierungs Wirkung untersuchen zu können. Dies trägt zentral zur weiteren Ergründung der Wirkmechanismen im Friktionskontakt, insbesondere auf welchen Effekten die dortige Schwingungsreduzierung beruht, bei. Eine Ableitung von Designparametern zur gezielten Auslegung des Tribosystems in Hinblick auf eine optimierte Schwingungsreduzierungs Wirkung wird dadurch unterstützt.

## Stand der Forschung

In gängigen Betrachtungen des Reibverhaltens in Kupplungen wird dieses v. a. in quasistationären Betriebszuständen sowie während der Synchronisierung (abnehmende Gleitgeschwindigkeit) ermittelt. Hierbei werden Kennwerte zur Beurteilung der absoluten Reibungszahlen, als auch der Reibungszahlgradienten (Steigung der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit) berücksichtigt. Die Reibungszahl ist in der Regel als ein Funktional in Abhängigkeit von bspw. Ort, Zeit, Geschwindigkeit, Flächenpressung, Temperatur und/oder weitere zu sehen und berücksichtigt daher Einflüsse aus dem System.



**Bild 2:** Quasistationärer Reibungszahlverlauf für zwei ATF-Varianten [9]

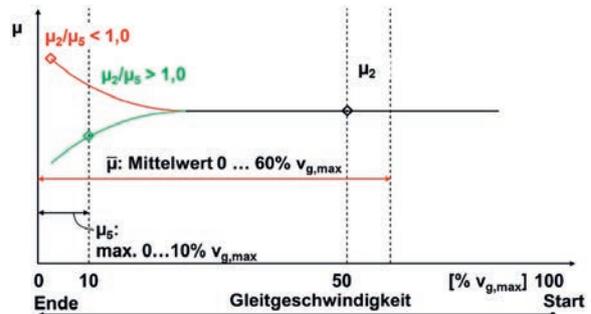


**Bild 3:** Reibungszahlkennwerte Synchronisierungsschaltung [11]

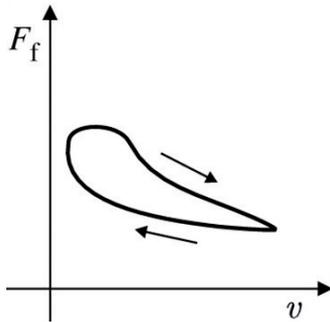
Zur Ermittlung des quasistationären Reibverhaltens wird in mehreren stationären Schlupfzuständen bei unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten bzw. Differenzdrehzahlen der Reibwert ermittelt (z. B. [8]). In der Regel wird daraus ein Verlauf der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit angenähert. Ein exemplarisches Ergebnis eines solchen Reibungszahlverlaufs ist in **Bild 2** dargestellt. Es wurden zwei, sich im verwendeten ATF unterscheidenden, Tribosysteme an einem „SAE Nr. 2 Prüfstand“ untersucht. Dabei wird ein signifikant unterschiedliches quasistationäres Reibverhalten der beiden Tribosysteme ermittelt. [9]

Eine weitere gängige Betrachtung des Reibverhaltens nasslaufender Kupplungen ist die Ermittlung dessen während einer Synchronisierungsschaltung. Die Gleitgeschwindigkeit nimmt hierbei im Friktionskontakt über der Zeit ab. Eine Veränderung der Gleitgeschwindigkeit wird auch im, z. B. in [10] aufgezeigten, Instationärschlupf betrachtet. Kennwerte zur Beschreibung des Reibverhaltens während einer Synchronisierungsschaltung werden in [11] vorgestellt, vgl. **Bild 3** und **Bild 4**. Hervorzuheben sei im Zusammenhang mit dieser Veröffentlichung der Kennwert  $\mu_2/\mu_5$ . Der Kennwert ermöglicht – ähnlich dem Reibungszahlgradienten – Aussagen über das Verhalten der Reibungszahl bei Veränderung der Gleitgeschwindigkeit. Diese sind hier insofern von zentraler Bedeutung, da das Friktionssystem bei einer Abnahme der Reibungszahl mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit (negativer Gradient oder  $\mu_2/\mu_5 < 1$ ) i. A. zu selbsterregten Reibschwingungen neigt. [12]

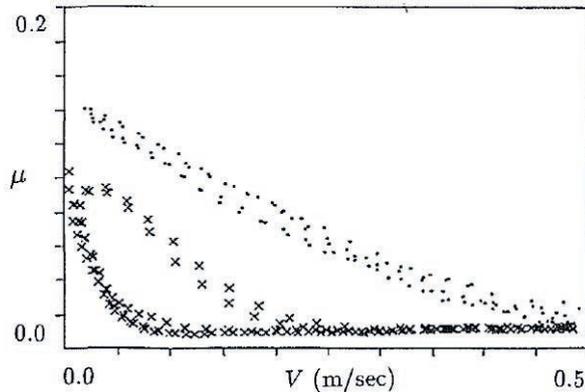
Die Beschreibungen bzw. Betriebszustände (quasistationär, Synchronisierungsschaltung und Instationärschlupf) lassen sich nicht mit dem „dynamischen Reibungszahlverlauf“ vergleichen (vgl. auch **Bild 1**). Es liegt keine hochfrequente periodische Veränderung der Gleitgeschwindigkeit vor. Sowohl die im dynamischen Betrieb auftretenden hochfrequenten Änderungen der Gleitgeschwindigkeit als auch die Änderungen der Gleitrichtung nehmen signifikant Einfluss auf den Friktionskontakt. Das Reibverhalten unterscheidet sich dem-



**Bild 4:** Weitere Reibungszahlkennwerte Synchronisierungsschaltung [11]



**Bild 5:** Hystereseformiger Reibkraftverlauf [13]



**Bild 6:** Dynamischer Verlauf der Reibungszahl für zwei Ölvarianten mit unterschiedlicher Viskosität (geschmierter Linienkontakt, oszillierende Gleitgeschwindigkeit bei 5 Hz) [14]

nach deutlich. Das veränderte Reibverhalten im Betriebszustand dynamischer Dauerschleif resultiert mitunter in Veränderungen im übertragbaren Drehmoment und ist daher von zentraler Bedeutung.

Auf den hystereseformigen Verlauf der Reibungszahl bei Veränderung der Gleitgeschwindigkeit wird u. a. in [13] eingegangen. **Bild 5** zeigt dazu einen exemplarischen Verlauf der Reibkraft  $F_f$  über der Gleitgeschwindigkeit  $v$ . Es wird festgehalten, dass die Reibkraft bei Zunahme der Gleitgeschwindigkeit andere Verläufe als bei Abnahme dieser aufweist. Der Effekt wird mitunter durch das Vorhandensein einer „Frictional Memory“ erklärt. Auf Möglichkeiten zur genauen Beschreibung und Charakterisierung des dynamischen Reibverhaltens wird nicht eingegangen.

Erste vereinfachte Versuche zum dynamischen Reibverhalten werden in [14] an einem „geschmierten Linienkontakt“ mit oszillierender Gleitgeschwindigkeit bei geringen Frequenzen im Bereich 0,5 bis 5 Hz durchgeführt. Mit zunehmender Frequenz wird dabei eine größere Hystereseschleife beobachtet. **Bild 6** zeigt einen Auszug der Ergebnisse bei 5 Hz mit zwei verschiedenen Schmierstoffen. Das von HESS et al. untersuchte Tribosystem unterscheidet sich stark vom Tribosystem, welches die Autoren in dieser Arbeit untersuchen. Dennoch wird qualitativ bereits ersichtlich, dass das Tribosystem neben dem Einfluss auf das quasistationäre bzw. statische Reibverhalten (vgl. [15, 16]) auch auf das dynamische Reibverhalten einen signifikanten Einfluss nimmt. In anschließend durchgeführten Simulationen wird in [14] ein zeitabhängiger Reibungszahlverlauf berücksichtigt. Kennwerte zur Beschreibung des dynamischen Reibungsverhaltens und für einen möglichen Vergleich verschiedener Tribosysteme werden nicht betrachtet.

Erste exemplarische Untersuchungen zum dynamischen Reibverhalten in nasslaufenden Lamellenpaketen finden sich in [6] und [17]. Es werden verschiedene Einflussgrößen auf das dynamische Reibverhalten im Friktions-

kontakt untersucht. Für die Beschreibung dessen werden vereinfacht die in [17] vorgestellten Kennwerte herangezogen. Festgehalten wird mitunter, dass mit Reduzierung der Schlupfdrehzahl der Reibungszahlgradient zunimmt.

Da durch die Antriebsmaschine in der Fahrzeuganwendung grundsätzlich Drehungleichförmigkeiten, bedingt durch u. a. Verbrennungsprozesse oder z. B. Torque Ripple Effekte bei E-Maschinen, in das Friktionssystem eingeleitet werden und dadurch ein in der Regel periodischer Reibungszahlverlauf vorliegt, wird für eine anwendungsnahe, verbesserte Modellierung zwingend eine Charakterisierung des dynamischen Reibverhaltens benötigt. Die Autoren stellen in diesem Beitrag mögliche Kennwerte zur Beschreibung des dynamischen Reibverhaltens vor. Am Beispiel zweier Tribosysteme wird anschließend die Methode zur Untersuchung des dynamischen Reibverhaltens angewandt und so Aussagen zum Reibverhalten der beiden Tribosysteme abgeleitet.

## Validierungsumgebung und Vorgehensweise

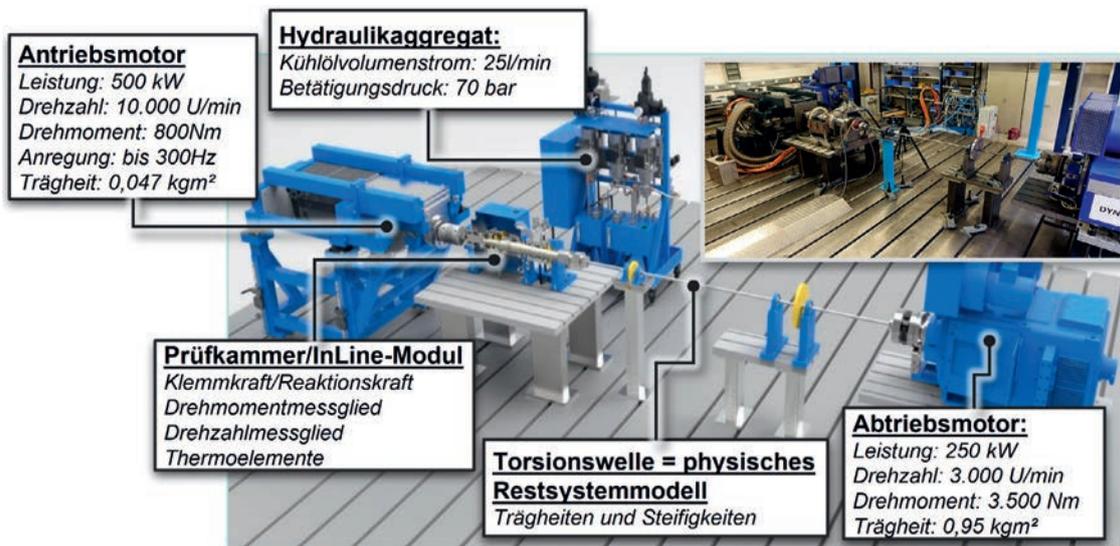
Die Versuche werden an einer Validierungsumgebung zur Untersuchung hochdynamischer Vorgänge in nasslaufenden Lamellenpaketen durchgeführt. Die Prüfumgebung wurde am IPEK – Institut für Produktentwicklung am KIT nach dem IPEK-XiL-Ansatz [18] entwickelt und aufgebaut. Es werden dabei Wechselwirkungen mit dem Restsystem berücksichtigt. Die Restsysteme sind gemischt physisch-virtuell modelliert. Die Modellbildung und eine genaue Beschreibung der Validierungskonfiguration wird u. a. in [19] detailliert ausgeführt. Nachfolgendes **Bild 7** zeigt die aufgebaute Validierungsumgebung mit deren Leistungsdaten.

Als Untersuchungsgegenstand wird ein nasslaufendes Lamellenpaket bestehend aus drei Stahllamellen und zwei Reiblamellen herangezogen. Das Lamellenpaket ist schematisch in **Bild 8** dargestellt. Nach [20, 21] ge-

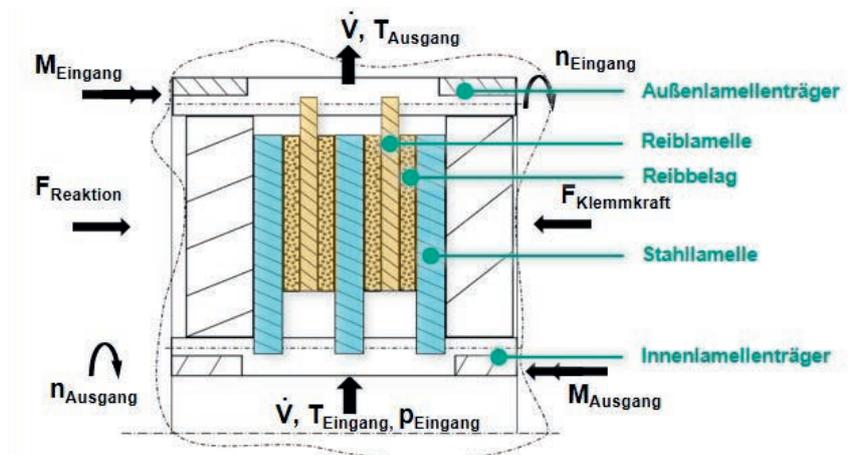
hört zum tribologischen System der nasslaufenden Kupplung außerdem noch ein Schmierstoff bzw. Kühlöl, welches von den Autoren in ihren Arbeiten als Variationsgröße der Systemgestalt betrachtet wird, sowie ein entsprechendes Beanspruchungskollektiv. Als Kühlöl wird hier zunächst ein gängiges ATF (kinematische Viskosität bei 100 °C: 4,2 mm<sup>2</sup>/s) verwendet. Als Reiblamellen werden Papierreiblamellen mit Radialnutung und einer Baugröße von  $d_i/d_a = 158/188$  mm verwendet. Außerdem werden zwei Reiblamellenvarianten mit unterschiedlicher Belagsdichte untersucht. Die Beläge weisen neben einer gegenüber der Serie reduzierten (RD02) sowie erhöhten (RD01) Dichte des Reibelags auch eine veränderte Elastizität auf. RD01 weist eine geringere Elastizität, RD02 hingegen eine erhöhte Elastizität auf. Eine Übersicht der Varianten wird in **Tabelle 1** aufge-

führt. Die Beanspruchung wird in mehreren Parameterkombinationen variiert. Um vor Versuchsbeginn ein stabiles Reibverhalten sicherzustellen und somit gleiche Bedingungen zu schaffen, wird jedes Lamellenpaket einem definierten Einlauf unterzogen. Weiterführende Informationen zur Einlaufprozedur finden sich u. a. in [22].

Die Versuche werden im dynamischen Dauerschlupfbetrieb durchgeführt. Dabei wird die mit vorgegebener Flächenpressung betätigte Kupplung mit definierter Differenzdrehzahl zwischen An- und Abtrieb, also im gezielten Dauerschlupf betrieben. Antriebsseitig wird eine sinusförmige Anregung aufgebracht. Im eingeschwungenen Zustand wird der jeweilige Untersuchungsbereich erreicht. **Bild 9** zeigt den Verlauf eines



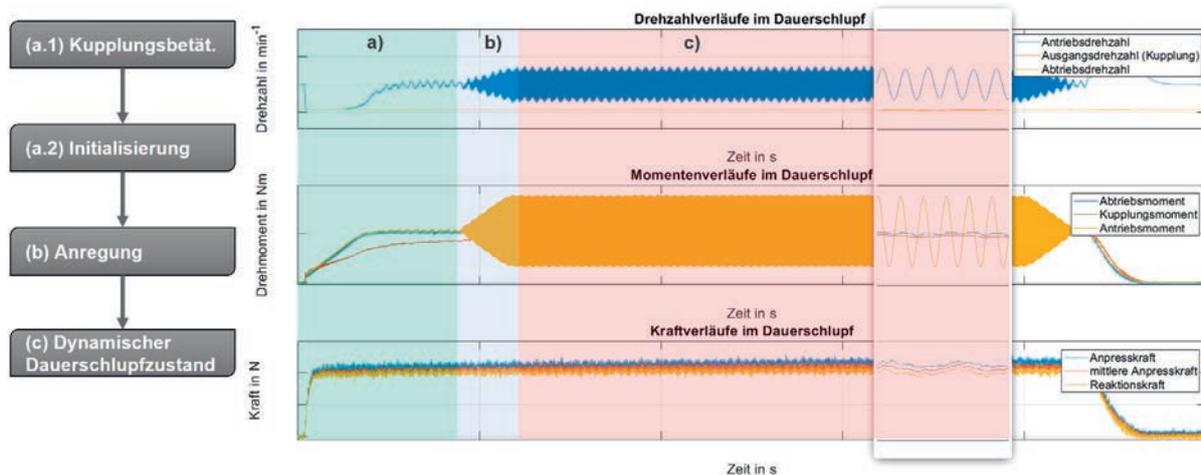
**Bild 7:** Powertrain-in-the-Loop-Prüfstand mit Inline Modul zur Untersuchung nasslaufender Lamellenpakete unter Berücksichtigung des Restsystems nach [19]



**Bild 8:** Untersuchungsgegenstand – Aufbau des Lamellenpaketes mit Lamellentragern [22]

**Tabelle 1:** Eigenschaften der Reiblamellen der untersuchten Tribosysteme

Reiblamelle	RS1.1, RS1.2	RD01	RD02
Baugröße in mm [ $d_i / d_a$ ]	158 / 188		
Nutvariante	Radialnutung		
Belag	Papier		
Belagsdicke	Serie	> Serie	< Serie
Belagselastizität	Serie	< Serie	> Serie



**Bild 9:** Einstellung des Untersuchungsbereichs „dynamischer Dauerschleupbetrieb“, exemplarischer Messschrieb der Drehzahlen, Drehmomente und Axialkräfte nach [22]

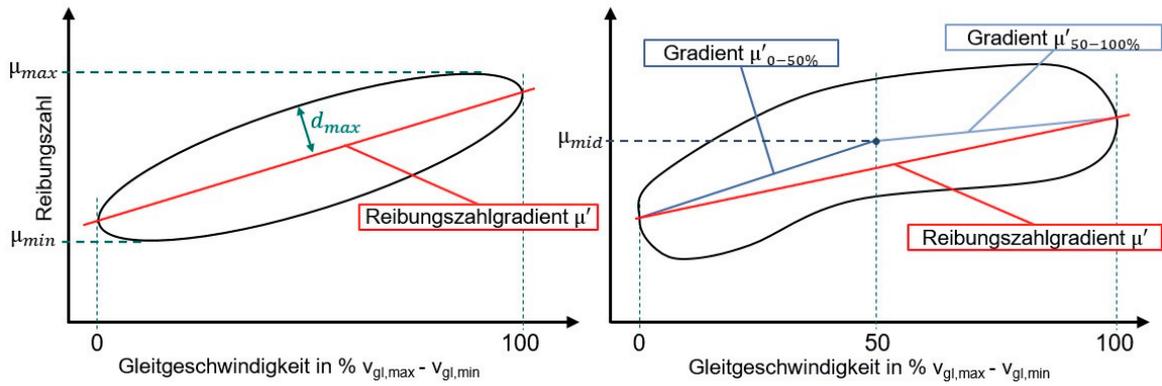
solchen Versuchs mit vorangehender Initialisierung. Der Untersuchungsbereich ist hierbei rot hervorgehoben. Durch gezielt eingebrachte Drehzahlschwingungen (Veränderung der Gleitgeschwindigkeit) weist neben dem Kupplungsmoment auch die Axialkraft (Pressung) Schwankungen auf. Diese Schwankungen resultieren mitunter aus der Wechselwirkung des Friktionskontakts mit dem schwingfähigen Restsystem und liegen in der Regel in einem Bereich von  $< 5\%$  der absoluten Axialkraft. Die Änderung der Axialkraft (Pressung) über der Zeit fließt ebenso wie die Drehmomentschwankung in die Berechnung der dynamischen Reibungsverläufe ein. Ein zugrundeliegender Hauptwirkmechanismus basiert auf der hochfrequenten Änderung der Gleitgeschwindigkeit, welche in einer hochfrequenten Änderung der Reibungszahl (übertragbares Drehmoment) resultiert.

### Dynamisches Reibverhalten: Methode und Kennwerte

Zur Beschreibung des dynamischen Reibverhaltens werden neben grafischen Reibungsverläufen (vgl. z. B. [6]) bekannte und neue weitere Kennwerte eingeführt. Die Kennwerte werden jeweils für eine Parameterkombination, also einen einzelnen Versuch im sogenannten dynamischen Dauerschleupzustand (vgl. vorheriger Abschnitt) ermittelt. Je nach Kennwert wird hierzu unterschiedlich vorgegangen.

Für die globalen Kennwerte, wie z. B. minimale und maximale Reibungszahl wird jeweils der entsprechende Wert aus dem relevanten Untersuchungsbereich (hier i.A. etwa 15 Sekunden) ermittelt. Der Kennwert  $\mu_{max}$  ist entsprechend die während des Versuchs maximal erreichte Reibungszahl, unabhängig von der zugehörigen erreichten Differenzdrehzahl. Analog wird für die minimale Reibungszahl  $\mu_{min}$  und den Mittelwert der Reibungszahl  $\mu_{mean}$  vorgegangen. Nachfolgendes **Bild 10** gibt einen Überblick über die betrachteten Kennwerte anhand zweier exemplarischer dynamischer Reibungsverläufe.

Für die lokalen Kennwerte wird jeweils der Mittelwert aus mehreren ausgewerteten Einzelperioden eines Versuchs bestimmt. Herangezogen wird für jeden Kennwert dabei also, wie dieser sich gemittelt über hier z. B. 200 Perioden verhält, also bspw. welcher mittlere Gradient in 200 Perioden im jeweiligen Versuch vorliegt. Die Mittelung über mehrere Perioden ist notwendig, da sich die einzelnen Perioden teils stark unterscheiden. Den Gradienten nur aus einer Periode zu ermitteln, würde mit einer geringen Aussagekraft einhergehen. Verdeutlicht wird dies in einer Untersuchung des ermittelten Gradienten  $\mu'$  zweier Versuche bei Auswertung verschiedener Periodenanzahlen in **Bild 11**. Links wird jeweils der dynamische Reibungsverlauf dargestellt, rechts der jeweils ermittelte Kennwert  $\mu'$  in Abhängigkeit der Anzahl der ausgewerteten Perioden. Der Wert  $Anzahl\ Perioden / 2$  gibt an, wie viele Perioden ausge-



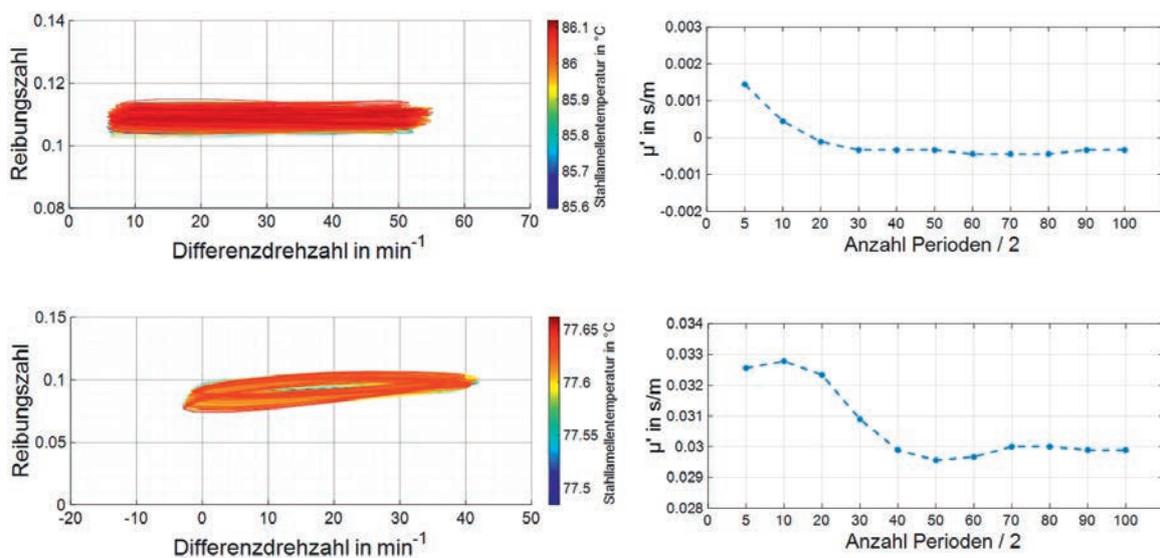
**Bild 10:** Kennwerte dynamisches Reibungsverhalten anhand zweier exemplarischer dynamischer Reibungsverläufe

hend von der mittleren Periode jeweils vor und nach dieser im Versuch ausgewertet wurden. Insgesamt wurde also die doppelte Anzahl des Werts plus die jeweils mittlere Periode ausgewertet. Im kleinsten Fall ( $x = 5$ ) entspricht dies 11 im größten Fall ( $x = 100$ ) 201 herangezogene Perioden.

Ersichtlich wird, dass sich der Kennwert Reibungsgradient ab einer gewissen Periodenanzahl auf einen Wert einpendelt. In den nachfolgend vorgestellten Untersuchungen wurden jeweils 201 Perioden ausgewertet, was in den beiden Abbildungen dem Wert bei *Anzahl Periode / 2 = 100* entspricht. Für diese Anzahl kann auf Basis der Untersuchungen von einer hohen Aussagekraft aufgrund nur noch geringer Schwankung der Kennwerte ausgegangen werden. Die Periodenanzahl kann nicht beliebig hoch gewählt werden, da die im jeweiligen Unter-

suchungsbereich durchlaufenden Perioden zum einen durch die Anregungsfrequenz, zum anderen durch die Versuchsdauer entsprechend begrenzt werden.

Als lokale Kennwerte werden neben dem bekannten Reibungsgradienten  $\mu'$ , dessen Ermittlung in [17] beschrieben wird, zwei weitere, bereichsspezifische Werte für den Reibungsgradienten eingeführt. Diese ermöglichen eine anwendungsnähere Beschreibung des Reibungsverlaufs, welcher im dynamischen Betrieb i. A. nicht einstufig, also nicht linear über der Gleitgeschwindigkeit verläuft. Als schwingungsreduzierender Wirkmechanismus wird hier eine Superposition verschiedener reduzierender Mechanismen angenommen. Eine Zweistufigkeit der schwingungsreduzierenden Mechanismen lässt sich z. B. am System ZMS erkennen (Steifigkeit über Verdrehwinkel). Für den bereichsspe-



**Bild 11:** Dynamischer Reibungsverlauf (links) und ermittelter Kennwert  $\mu'$  in Abhängigkeit der Anzahl an ausgewerteten Perioden (rechts) für zwei dynamische Dauerschlupfversuche

**Tabelle 2:** Dynamisches Reibungszahlverhalten: Kennwerte und deren Auswertung

Kennwert	Auswertung	Beschreibung
$\mu_{max}$	Global (je Versuch)	Maximale Reibungszahl des Versuchs
$\mu_{min}$	Global	Minimale Reibungszahl des Versuchs
$\mu_{mean}$	Global	Mittlere Reibungszahl des Versuchs
$\mu'$	Anzahl Perioden)	Mittlerer Reibungszahlgradient aus fester Anzahl Perioden
$\mu'_{0-50\%}$	Lokal	Mittlerer Reibungszahlgradient aus fester Anzahl Perioden, jeweils im Bereich $v_{gl,min}$ bis 50% $v_{gl,max}$
$\mu'_{50-100\%}$	Lokal	Mittlerer Reibungszahlgradient aus fester Anzahl Perioden, jeweils im Bereich 50% $v_{gl,max}$ bis $v_{gl,max}$
$d_{max}$	Lokal	Mittlere Hysteresenausdehnung aus fester Anzahl Perioden, gemessen orthogonal auf der „Reibungszahlgradientenlinie“
$\mu_{mid}$	Lokal	Mittlere Reibungszahl aus fester Anzahl Perioden bei 50% ( $v_{gl,max} - v_{gl,min}$ )

zifischen Reibungszahlgradienten wird jeweils die Steigung zwischen dem Referenzpunkt und der geringsten Gleitgeschwindigkeit ( $\mu'_{0-50\%}$ ) sowie der höchsten Gleitgeschwindigkeit ( $\mu'_{50-100\%}$ ) herangezogen. Als Referenzpunkt wird  $\mu_{mid}$  bei der Gleitgeschwindigkeit  $(v_{gl,max} - v_{gl,min})/2$  festgelegt. Diese Unterteilung charakterisiert das Reibverhalten insofern genauer, da sich gezeigt hat, dass der Reibungszahlgradient im dynamischen Betrieb über der Gleitgeschwindigkeit mitunter starke Unterschiede aufweist. Dies wird z. B. in **Bild 11** und auch in den nachfolgenden Untersuchungen ersichtlich. Außerdem wird zur genaueren Beschreibung der Hysterese der lokale Kennwert „Hysteresenausdehnung“  $d_{max}$  eingeführt. Für die Ermittlung der „Hysteresenausdehnung“ dient die Gradientenlinie (in **Bild 10** rot eingefärbt) als Referenzlinie. Davon ausgehend wird orthogonal der maximale Abstand zum höher liegenden (größere Reibungszahl) Reibungszahlverlauf ermittelt. Analog zu den zuvor genannten lokalen Kennwerten wird der Wert für jede Periode lokal bestimmt und dann letztlich der Mittelwert aus 201 Perioden als Kennwert herangezogen. **Tabelle 2** zeigt eine Übersicht der vorgestellten Kennwerte.

Mittels der vorgestellten Methode wird im nachfolgenden das dynamische Reibungszahlverhalten zweier Tribosysteme im nasslaufenden Lamellenpaket untersucht.

### Dynamisches Reibverhalten bei veränderten Reibbelagsdichten

Es werden nun Versuche im dynamischen Dauerschleppbetrieb durchgeführt und mittels der zuvor vorgestellten

Methode exemplarisch ausgewertet. Der Fokus wird hierbei auf die neu eingeführten Kennwerte gelegt. Es werden zwei sich im Reibbelag unterscheidende Tribosysteme (RD01 und RD02, vgl. **Tabelle 1**) in mehreren Betriebspunkten bei konstanter Antriebsdrehzahl und konstantem Kühlölvolumenstrom untersucht. In den Versuchen eingestellte und variierte Parameter werden im jeweiligen Boxplot angegeben. Dazu gehören die Flächenpressung  $p_F$ , die Grundsclupfdrehzahl  $n_S$ , die Anregungsordnung und Anregungsdrehzahlamplitude, wobei im Rahmen dieser Veröffentlichung ein Auszug der untersuchten Parameterkombinationen betrachtet wird. Die zugehörigen Parameterstufen sind in **Tabelle 3** aufgeführt. Jeder Versuch wird grundsätzlich dreimal wiederholt. Die Flächenpressung wird hierbei nicht unabhängig vom Kupplungsmoment verändert, d. h. bei höherer Flächenpressung liegt auch ein höheres Kupplungsmoment vor.

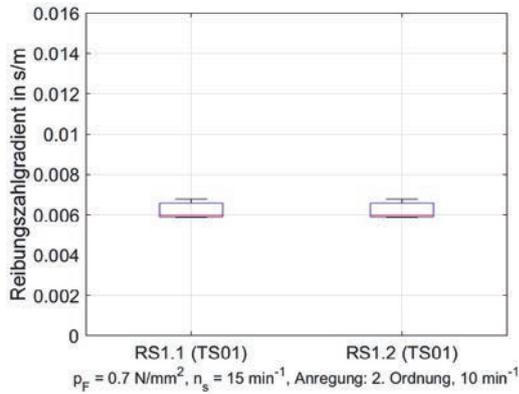
Um die Aussagekraft der ermittelten Unterschiede im dynamischen Reibverhalten der untersuchten Tribosystemvarianten beurteilen zu können, werden zu Beginn Versuche mit zwei baugleichen (Lamellenpaarungen sowie Kühlöl) Tribosystemen (RS1.1 und RS1.2) bei gleichen Beanspruchungskollektiven durchgeführt. Es wird dabei die Reproduzierbarkeit untersucht. Nachstehende Abbildungen zeigen die aus den Versuchen ermittelten Kennwerte für die jeweils drei Wiederholungen in einem Boxplot. Die Boxplots der beiden Tribosysteme im gleichen Betriebspunkt werden dabei nebeneinander dargestellt. Im jeweils linken Schaubild liegt eine Flächenpressung von  $0,7 \text{ N/mm}^2$ , im rechten von  $1,0 \text{ N/mm}^2$  vor.

**Tabelle 3:** Parameterstufen der Versuche zu nachfolgend vorgestellten Ergebnissen

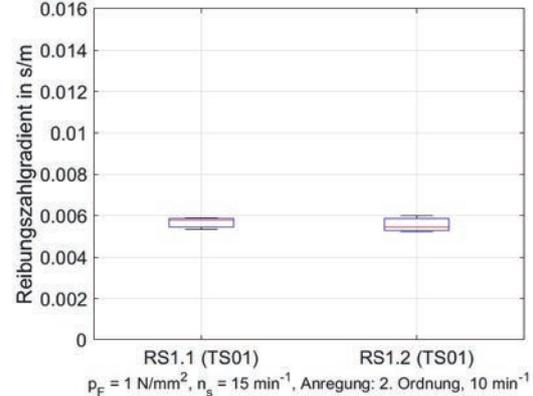
Parameter	Stufe 1	Stufe 2
Flächenpressung $p_F$ in $\text{N/mm}^2$	0,7	1,0
Grundsclupfdrehzahl $n_S$ in $\text{min}^{-1}$	15	-
Anregungsamplitude $n_{A,Soll}$ in $\text{min}^{-1}$	10	50
Anregungsordnung	2.	-

**Bild 12** und **Bild 13** zeigen den Reibungszahlgradienten, **Bild 14** und **Bild 15** die Hysteresenausdehnung der beiden baugleichen Referenzsysteme für zwei Flächenpressungen. Für den Reibungszahlgradienten wird hier sowohl bei  $p_F = 0,7 \text{ N/mm}^2$  als auch bei  $p_F = 1,0 \text{ N/mm}^2$

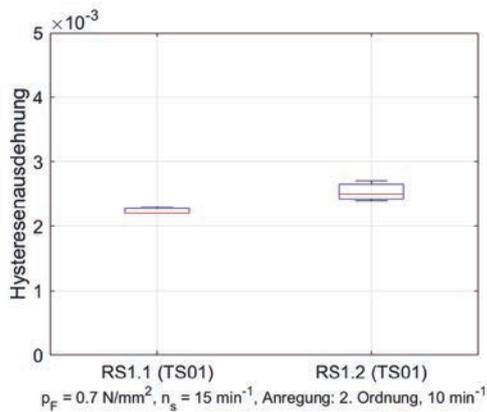
eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den beiden baugleichen Systemen erreicht. In der Hysteresenausdehnung sind geringfügige Unterschiede zwischen den beiden Systemen erkennbar, RS1.2 weist bei  $p_F = 0,7 \text{ N/mm}^2$  eine etwas höhere, bei  $p_F = 1,0 \text{ N/mm}^2$



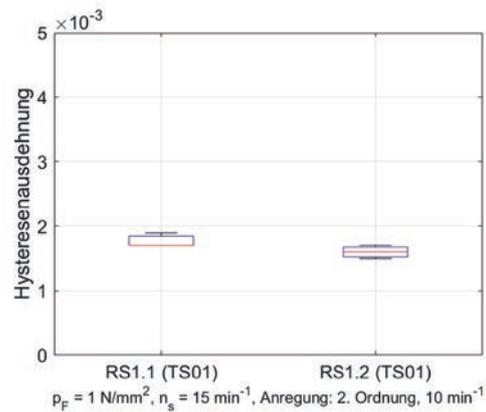
**Bild 12:** Boxplot des Reibungszahlgradienten  $\mu'$  für je drei Wiederholungen an den baugleichen Referenzsystemen mit Flächenpressung  $0,7 \text{ N/mm}^2$



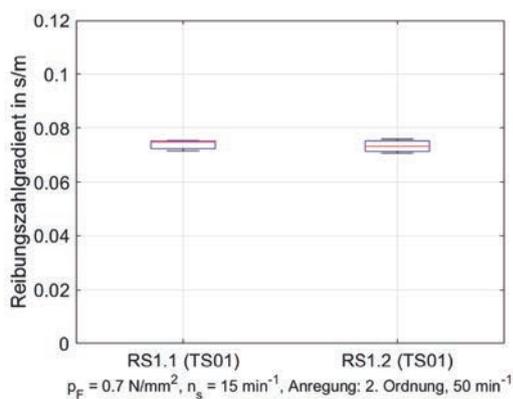
**Bild 13:** Boxplot des Reibungszahlgradienten  $\mu'$  für je drei Wiederholungen an den baugleichen Referenzsystemen mit Flächenpressung  $1,0 \text{ N/mm}^2$



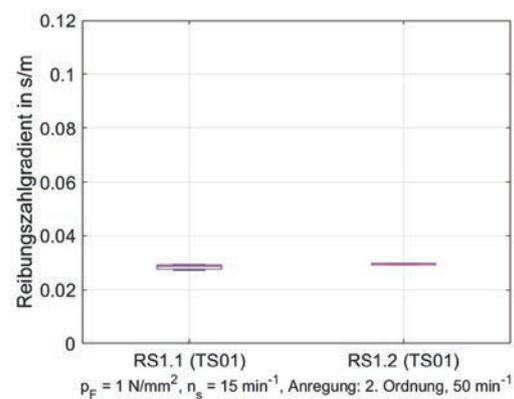
**Bild 14:** Boxplot der Hysteresenausdehnung  $d_{max}$  für je drei Wiederholungen an den baugleichen Referenzsystemen mit Flächenpressung  $0,7 \text{ N/mm}^2$



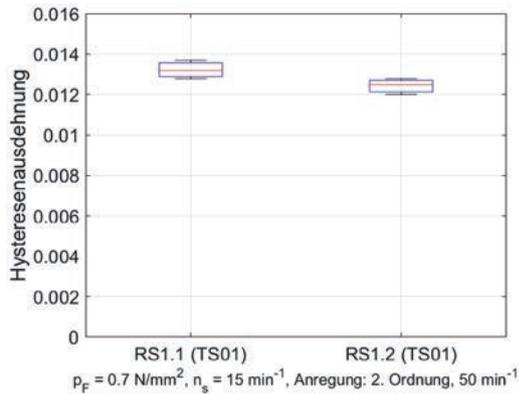
**Bild 15:** Boxplot der Hysteresenausdehnung  $d_{max}$  für je drei Wiederholungen an den baugleichen Referenzsystemen mit Flächenpressung  $1,0 \text{ N/mm}^2$



**Bild 16:** Boxplot des Reibungszahlgradienten  $\mu'$  für je drei Wiederholungen an den baugleichen Referenzsystemen mit Flächenpressung  $0,7 \text{ N/mm}^2$



**Bild 17:** Boxplot des Reibungszahlgradienten  $\mu'$  für je drei Wiederholungen an den baugleichen Referenzsystemen mit Flächenpressung  $1,0 \text{ N/mm}^2$



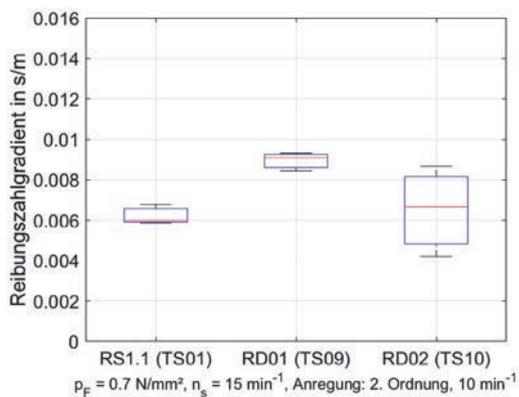
**Bild 18:** Boxplot der Hysteresenausdehnung  $d_{max}$  für je drei Wiederholungen an den baugleichen Referenzsystemen mit Flächenpressung  $0,7 \text{ N/mm}^2$

eine etwas geringere Hysteresenausdehnung auf. Die Unterschiede sind jedoch so geringfügig, v. a. im Vergleich zu den Unterschieden bei nachfolgenden Veränderungen des Reibbelags, dass auch hier von einer guten Reproduzierbarkeit ausgegangen werden kann.

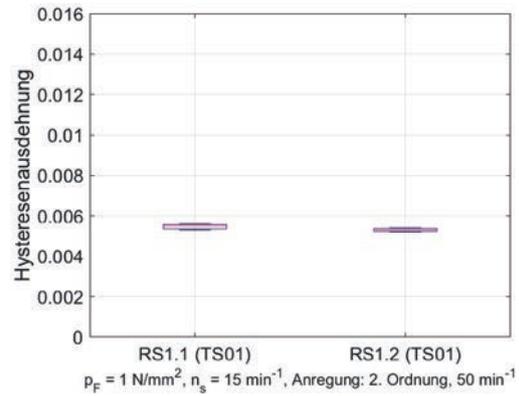
In **Bild 16** bis **Bild 19** werden ergänzend die Ergebnisse bei erhöhter Anregungsamplitude ( $n_{A,Soll} = 50 \text{ min}^{-1}$ ) dargestellt.

Auch für die Versuche mit erhöhter Anregungsamplitude stimmen die Kennwerte der beiden baugleichen Tribosysteme überein. Lediglich die Hysteresenausdehnung bei  $p_F = 0,7 \text{ N/mm}^2$  weicht geringfügig ab, die Abweichung liegt jedoch im Bereich der Streuung der Einzelversuche, weswegen insgesamt auch in den hier untersuchten Betriebspunkten von einer guten Reproduzierbarkeit ausgegangen werden kann.

In **Bild 20** bis **Bild 25** ist neben den Reibungszahlgradienten der beiden Tribosysteme mit veränderten Reibbelägen (RD01 und RD02) ergänzend der Gradient eines der Referenzsysteme (RS1.1) dargestellt.



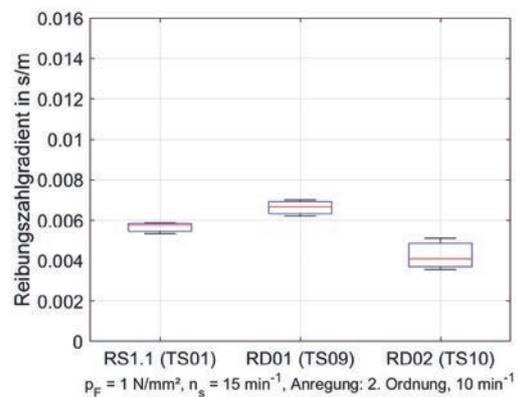
**Bild 20:** Boxplot des Reibungszahlgradienten  $\mu'$  für je drei Wiederholungen für drei Tribosysteme mit Flächenpressung  $0,7 \text{ N/mm}^2$



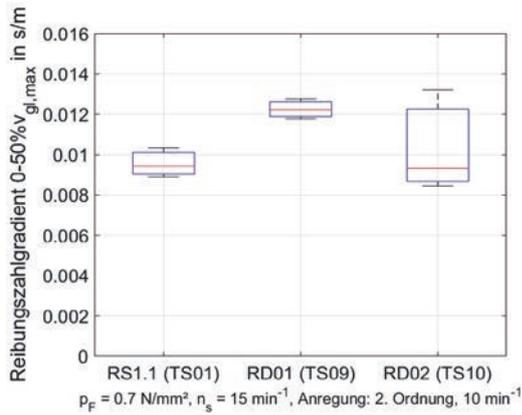
**Bild 19:** Boxplot der Hysteresenausdehnung  $d_{max}$  für je drei Wiederholungen an den baugleichen Referenzsystemen mit Flächenpressung  $1,0 \text{ N/mm}^2$

Das Lamellenpaket mit der geringsten Belagsdichte und höchsten Elastizität (RD02) weist tendenziell eine große Streuung auf. Insbesondere bei der geringeren Flächenpressung umfasst der Reibungszahlgradient einen weiten Bereich. Da die Streuung bei Zunahme der Flächenpressung, und damit bedingt ein „stärkeres“ Zusammenpressen des Reibbelags, tendenziell abnimmt, lässt sich vermuten, dass die erhöhte Elastizität zu großen Schwankungen im dynamischen Reibverhalten führt. Eine mögliche Ursache hierfür kann ein temporäres „Trennen“ der Reibflächen, bedingt durch Reaktionskräfte aus dem dynamischen Betrieb, darstellen. Dies gilt es durch zukünftige Bestätigungsversuche mittels denselben Parameterkombinationen anhand baugleicher Tribosysteme zu überprüfen.

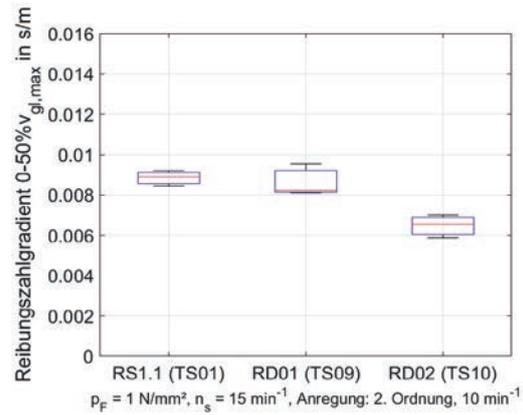
Anhand der Kennwerte  $\mu'_0$  50 % und  $\mu'_{50}$  100 % lässt sich hier nun gut erkennen, dass die Reibungszahl in den untersuchten Betriebspunkten im Bereich geringerer Gleitgeschwindigkeiten stärker zunimmt als im Bereich höherer Gleitgeschwindigkeiten.  $\mu'_0$  50 % ist um den Faktor 2-4 größer. Bei größerer Flächenpressung liegen geringere Unterschiede zwischen den beiden Bereichen



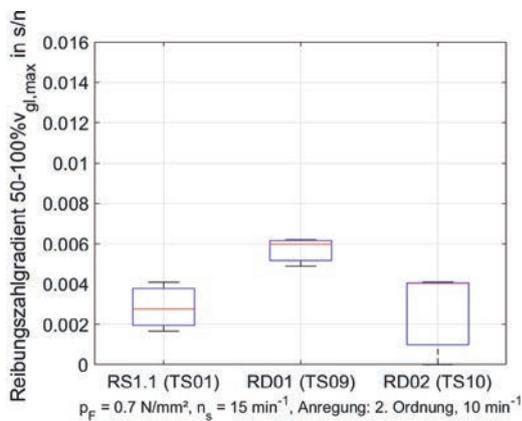
**Bild 21:** Boxplot des Reibungszahlgradienten  $\mu'$  für je drei Wiederholungen für drei Tribosysteme mit Flächenpressung  $1,0 \text{ N/mm}^2$



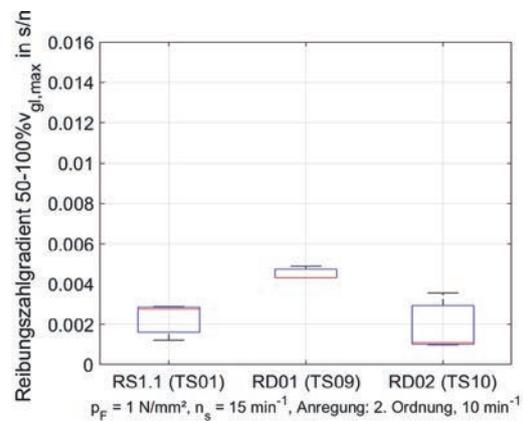
**Bild 22:** Boxplot des Reibungszahlgradienten  $\mu'_{0 \ 50\%}$  für je drei Wiederholungen für drei Tribosysteme mit Flächenpressung  $0,7 \text{ N/mm}^2$



**Bild 23:** Boxplot des Reibungszahlgradienten  $\mu'_{0 \ 50\%}$  für je drei Wiederholungen für drei Tribosysteme mit Flächenpressung  $1,0 \text{ N/mm}^2$



**Bild 24:** Boxplot des Reibungszahlgradienten  $\mu'_{50 \ 100\%}$  für je drei Wiederholungen für drei Tribosysteme mit Flächenpressung  $0,7 \text{ N/mm}^2$



**Bild 25:** Boxplot des Reibungszahlgradienten  $\mu'_{50 \ 100\%}$  für je drei Wiederholungen für drei Tribosysteme mit Flächenpressung  $1,0 \text{ N/mm}^2$

vor. D. h. eine Erhöhung der Flächenpressung führt hier zu einer geringfügigeren Änderung der Reibungszahl-erhöhung über der Gleitgeschwindigkeit.

Insgesamt lässt sich erkennen, dass das Tribosystem mit erhöhter Reibbelagsdichte und reduzierter Elastizität (RD01) tendenziell die größten Reibungszahlgradienten aufweist. Das Tribosystem mit reduzierter Reibbelagsdichte hingegen, v. a. bei  $p_F = 1,0 \text{ N/mm}^2$  erkennbar, hier tendenziell die geringsten Reibungszahlgradienten aufweist.

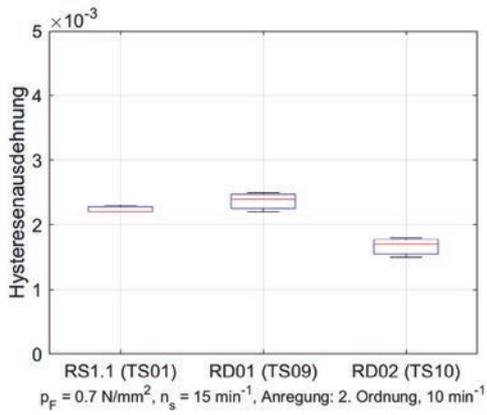
Nachfolgendes **Bild 26** bis **Bild 27** zeigen die Ergebnisse der drei Varianten für den Kennwert „Hysteresenausdehnung“  $d_{max}$ .

Für die Hysteresenausdehnung lässt sich zwischen dem Referenzsystem und dem System mit erhöhter Reibbelagsdichte (RD01) kein signifikanter Unterschied ausmachen. Die geringfügigen Abweichungen liegen auch im Bereich der Streuung zwischen den beiden baugleichen Referenzsystemen (vgl. **Bild 14**). Für das System mit reduzierter Reibbelagsdichte (RD02) lässt sich eine

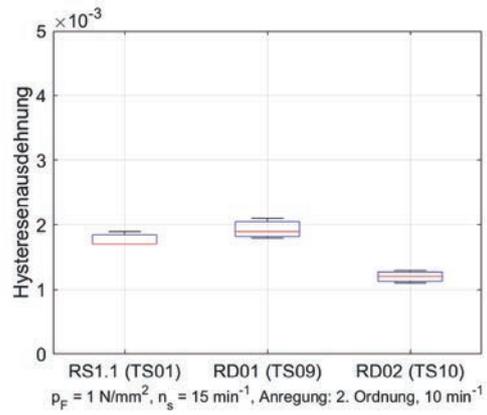
signifikant abweichende (die Boxplots überschneiden sich nicht, womit hier auch die 95%-Konfidenzintervalle auseinander liegen), Hysteresenausdehnung ausmachen. Die erhöhte Belagselastizität bewirkt hier tendenziell eine geringere Hysteresenausdehnung. Dies gilt es in weiteren Untersuchungen mittels denselben Parameterkombinationen anhand baugleicher Tribosysteme zu bestätigen.

Abschließend werden Ergebnisse zum dynamischen Reibverhalten für Versuche bei erhöhter Anregungsamplitude ( $n_{A,Soll} = 50 \text{ min}^{-1}$ ) und damit einem wechselnden Zug-Schub-Betrieb (Drehzahlamplitude > Grundschlupfdrehzahl, vgl. [22]) vorgestellt. In **Bild 28** bis **Bild 31** sind Reibungszahlgradient und Hysteresenausdehnung analog zu vorherigen Untersuchungen bei den beiden Flächenpressungen  $p_F = 0,7 \text{ N/mm}^2$  und  $p_F = 1,0 \text{ N/mm}^2$  aufgetragen.

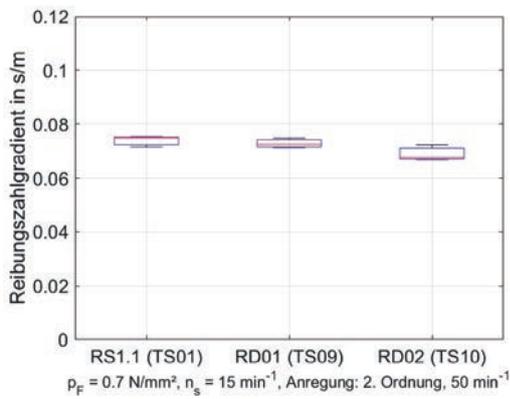
Ersichtlich wird, dass sowohl Reibungszahlgradient als auch Hysteresenausdehnung im untersuchten Betriebsbereich bei höheren Anregungsamplituden und gleichzeitig geringer Grundschlupfdrehzahl deutlich größere Werte als bei zuvor vorgestellten Versuchen mit geringen



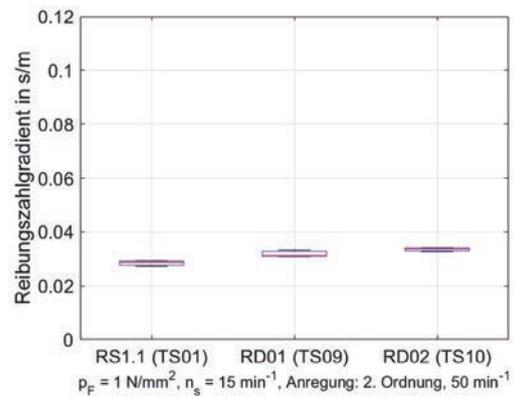
**Bild 26:** Boxplot der Hysteresenausdehnung  $d_{max}$  für je drei Wiederholungen für drei Tribosysteme mit Flächenpressung  $0,7 \text{ N/mm}^2$



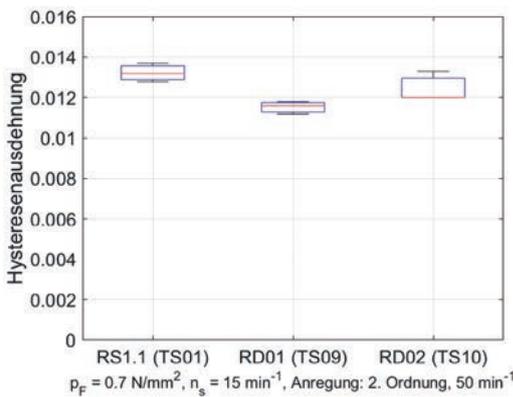
**Bild 27:** Boxplot der Hysteresenausdehnung  $d_{max}$  für je drei Wiederholungen für drei Tribosysteme mit Flächenpressung  $1,0 \text{ N/mm}^2$



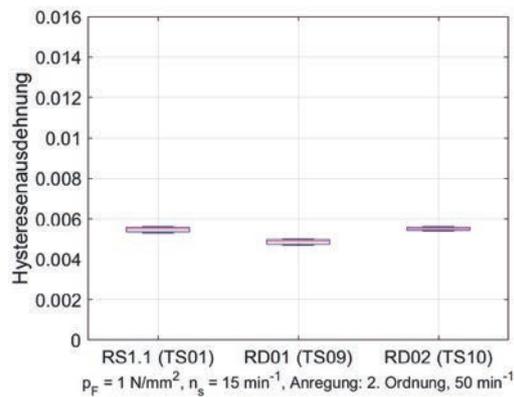
**Bild 28:** Boxplot des Reibungszahlgradienten  $\mu'$  für je drei Wiederholungen für drei Tribosysteme mit Flächenpressung  $0,7 \text{ N/mm}^2$



**Bild 29:** Boxplot des Reibungszahlgradienten  $\mu'$  für je drei Wiederholungen für drei Tribosysteme mit Flächenpressung  $1,0 \text{ N/mm}^2$



**Bild 30:** Boxplot der Hysteresenausdehnung  $d_{max}$  für je drei Wiederholungen für drei Tribosysteme mit Flächenpressung  $0,7 \text{ N/mm}^2$



**Bild 31:** Boxplot der Hysteresenausdehnung  $d_{max}$  für je drei Wiederholungen für drei Tribosysteme mit Flächenpressung  $1,0 \text{ N/mm}^2$

Anregungsamplituden, annehmen. Vergleicht man die Abweichungen mit derer der beiden baugleichen Tribosysteme (vgl. **Bild 16** bis **Bild 19**) lässt sich für den Reibungszahlgradienten kein signifikanter, die Boxplots überschneiden sich, Unterschied zwischen den Varianten mit veränderten Reibbelägen feststellen. Bei der Hyste-

resenausdehnung wird ersichtlich, dass bei geringerer Flächenpressung das System mit erhöhter Reibbelagsdichte (RD01) einen tendenziell etwas geringeren Wert aufweist. Diese Abweichung liegt jedoch auch im Bereich der Streuung zwischen den beiden baugleichen Referenzsystemen und lässt daher nur begrenzte Aussagen

zum Einfluss zu. Erkennen lässt sich aber, dass mit zunehmender Flächenpressung der Einfluss der Reibbelagsdichte geringer wird (vgl. **Bild 30** und **Bild 31**). Zwischen den Varianten liegen bei  $p_F = 1,0 \text{ N/mm}^2$  nur noch geringfügige Unterschiede in den Kennwerten vor. Ein mögliches Erklärungsmodell hierfür ist, dass bei hoher Flächenpressung die Belagsdichte bei allen Systemen zunimmt und sich der Wechsel der Gleitrichtung im Reibbelag damit tendenziell ähnlich auswirkt und zu einem ähnlichen dynamischen Reibverhalten führt.

## Zusammenfassung & Ausblick

In diesem Beitrag wird eine Methode zur Beschreibung des dynamischen Reibungsverhaltens vorgestellt. Es werden hierfür neue Kennwerte eingeführt und erprobt.

Den Reibungsgradienten  $\mu'$  in zwei Teilgradienten zu unterteilen, erweist sich als sinnvolle Kennwertergänzung. Die Beschreibung des dynamischen Reibverhaltens wird dadurch präziser, da sich die Reibungszahl im nasslaufenden Lamellenpaket in der Regel nicht linear über der Gleitgeschwindigkeit ändert. Ersichtlich wird dies auch anhand der vorgestellten Untersuchungsergebnisse. Die Werte  $\mu'_{0-50\%}$  und  $\mu'_{50-100\%}$  unterscheiden sich hier teilweise deutlich, insbesondere im Bereich 50–100 % weisen die Reibungszahlen einen deutlichen flacheren Verlauf auf.

Mit  $d_{max}$  wird ein erster Ansatz zur Beschreibung der Größe der Hysterese bei nasslaufenden Kupplungssystemen eingeführt. Bei perfekt elliptischen Verläufen beschreibt der Kennwert genau die halbe „Breite“ der Hysterese. Der Kennwert weist jedoch bei absoluten Vergleichen in Hinblick auf die Gesamtfläche der Hysterese bei unterschiedlichen Hystereseformen Schwachstellen auf, da z. B. eine bananenförmige Hysterese Schleife einen deutlich größeren  $d_{max}$  Wert als eine ellipsenförmige Hysterese bei gleicher Hysterese fläche aufweisen kann. Dies resultiert aus der bei bananenförmigen Hysterese weiter „außen“ liegenden Referenzlinie. Dennoch ist der Kennwert v. a. für relative Vergleiche zwischen verschiedenen Tribosystemen und für eine grundlegende Aussage zur Größe der Hysterese gut geeignet. Dies wird auch durch die Ergebnisse der hier durchgeführten Untersuchungen ersichtlich. Um genaue Aussagen zur Fläche der Hysterese, formunabhängig treffen zu können, sind weitere Kennwerte notwendig. Hierfür bietet sich ein Kennwert für die gesamte „eingeschlossene“ Fläche an. Dieser und weitere ergänzende Kennwerte werden in zukünftigen Untersuchungen aufgegriffen.

Die Methode wird exemplarisch anhand zweier Tribosystemvarianten mit veränderten Reibbelagsdichten angewandt. Zuvor wird die Reproduzierbarkeit mittels zweier baugleicher Tribosysteme untersucht und bestätigt. Zwischen den Varianten mit veränderten Reibbelä-

gen können Unterschiede im dynamischen Reibungsverhalten anhand der Kennwerte herausgearbeitet werden. Insbesondere bei geringeren Anregungsamplituden und somit reinem Zug-Betrieb unterscheidet sich das dynamische Reibverhalten der beiden Tribosystemvarianten deutlich. Die Variante mit reduzierter Reibbelagsdichte und erhöhter Elastizität weist tendenziell:

- den geringsten Reibungsgradienten, allerdings mit großer Streuung bei geringerer Flächenpressung, sowie
- die geringsten Hysteresenausdehnungen auf.

Bei hohen Anregungsamplituden und wechselndem Zug-Schub-Betrieb, also einem Wechsel der Gleitrichtung, lassen sich tendenziell keine signifikanten Unterschiede zwischen den Varianten im dynamischen Reibungsverhalten feststellen. Insbesondere bei hoher Flächenpressung hat die hier vorgenommene Reibbelagsveränderung keinen signifikanten Einfluss auf das dynamische Reibverhalten.

Die vorgestellte Methode ermöglicht nun eine Charakterisierung des anwendungsnahen dynamischen Reibungsverhaltens, wodurch eine verbesserte Modellbildung ermöglicht wird. In zukünftigen Untersuchungen gilt es nun auch nichtlineare Korrelationen (vgl. erste Untersuchungen zu linearen Korrelationen mit absoluten Reibungszahlen in [17]) zwischen dem dynamischen Reibungsverhalten und der Schwingungsreduzierungs Wirkung im nasslaufenden Friktionskontakt herauszuarbeiten. Es kann dann gezeigt werden, inwieweit sich die hier ermittelten Unterschiede im dynamischen Reibverhalten auf das Schwingungsreduzierungsverhalten im Tribosystem auswirken und untersucht werden, ob sich direkte Korrelationen zwischen dynamischen Reibungsverhalten und Schwingungsreduzierungs effekten ableiten lassen. Durch eine Erweiterung des Wissens über die zugrundeliegenden Wirkmechanismen kann zukünftig eine zur Schwingungsreduzierung gezielte Auslegung des Friktionssystems unterstützt und begünstigt werden.

## Danksagung

Die vorgestellten Untersuchungen wurden mitunter im Rahmen des IGF-Vorhabens 21378-N durchgeführt. Die Autoren danken für die Unterstützung des Forschungsprojekts. Das IGF-Vorhaben 21378-N der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) wird über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.



## Literatur

- [1] Lutz, D. u. Verein Deutscher Ingenieure: Kupplungsmanagement ein Baustein zur Drehschwingungsdämpfung. VDI Berichte 697 (1988), S. 219 256
- [2] Abbassi, M. B.: Steigerung des Antriebsstrangkomforts im Kfz durch elektronisches Kupplungsmanagement. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 101 (1999) 2, S. 118 126
- [3] Reik, W., Friedmann, O., Agner, I. u. Werner, O.: Die Kupplung das Herz des Doppelkupplungsgetriebes. In: Getriebe in Fahrzeugen 2004. Tagung Friedrichshafen, 22. und 23. Juni 2004. VDI Berichte, 1827, Buch. Düsseldorf: VDI Verl. 2004, S. 65 88
- [4] Drexl, H. J. u. Verein Deutscher Ingenieure: Der Torsionsdämpfer in der Kupplungsscheibe. VDI Berichte 697 (1988), S. 133 158
- [5] Jürgens, G. u. Fischer, R.: Vergleich verschiedener Systeme zur Verringerung von Triebstrangschwingungen (1988), S. 233 256
- [6] Kemper, C., Wantzen, K., Bischofberger, A., Ott, S. u. Albers, A.: Vergleich von Reibungszahlverläufen von nasslaufenden Friktionskontakten im gezielten Schlupfbetrieb unter dynamischer Anregung. Vortrag. VDI Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben. 2019
- [7] Bischofberger, A., Ott, S. u. Albers, A.: Die nasslaufende Kupplung als Stellglied zur Schwingungsreduzierung im Antriebsstrang Einflüsse eines veränderten Tribosystems. Forschung im Ingenieurwesen (2020) 85, S. 1 10
- [8] SAE International: Glossary of Terms Lubricated Friction Systems. 2012
- [9] Ohtani, H., Hartley, R. J. u. Stinnett, D. W.: Prediction of Anti Shudder Properties of Automatic Transmission Fluids using a Modified SAE No. 2 Machine. SAE Transactions (1994) 103, S. 456 467
- [10] Völkel, K.: Charakterisierung des Einlaufverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen. Dissertation TU München. München 2020
- [11] Hensel, M., Pflaum, H. u. Stahl, K.: Lebensdauer Lamellenkupplungen II: Einflüsse neuartiger Reibbeläge und Öle sowie der Betriebsart auf die Lebensdauer von Lamellenkupplungen: Forschungsvorhaben Nr. 515 II. FVA Abschlussberichte, Heft 1089. 2014
- [12] Albers Albert. u. Herbst, D.: Kupplungsrupfen – Ursachen, Modellbildung und Gegenmaßnahmen. VDI Berichte 1416; ISBN 3 18 091416 5, 1998. 1998
- [13] Wojewoda, J., Stefański, A., Wiercigroch, M. u. Kapitaniak, T.: Hysteretic effects of dry friction: modelling and experimental studies. Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences 366 (2008) 1866, S. 747 765
- [14] Hess, D. P. u. Soom, A.: Friction at a Lubricated Line Contact Operating at Oscillating Sliding Velocities. Journal of Tribology 112 (1990) 1, S. 147 152
- [15] Wienholt, H. W. u. Zdora, D.: Auslegung der Überbrückungskupplung mit geregelter Schlupf bei Einsatz des Drehmomentwandlers in Pkw Automatikgetrieben (1995), S. 281 299
- [16] Höhn, B. R., Pflaum, H. u. Mosbach, C.: Methodik zur Beurteilung des Schmierstoffeinflusses auf das Reibschwingverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. VDI Berichte 1786 (2003), S. 455 468
- [17] Bischofberger, A., Ott, S. u. Albers, A.: Einfluss von Beanspruchungsgrößen auf die Schwingungsentkopplung im nasslaufenden Kupplungssystem und deren Korrelation mit dem Reibverhalten im Friktionskontakt. Tribologie und Schmierungstechnik 67 (2020) 1, S. 7 15
- [18] Albers, A., Behrendt, M., Klingler, S. u. Matros, K.: Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess. Handbuch Produktentwicklung. In: Udo Lindemann (Hrsg.). München: Carl Hanser Verlag 2016, S. 541 569
- [19] Ott, S. u. Basiewicz, M.: Schwingungsreduzierung durch das Kupplungssystem im gezielten Schlupfbetrieb. Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben. Ettligen: VDI Verlag, Düsseldorf 2017
- [20] Czichos, H. u. Habig, K. H. (Hrsg.): Tribologie Handbuch. Tribometrie Tribomaterialien Tribotechnik. SpringerLink Bücher. Wiesbaden: Springer Vieweg 2015
- [21] GfT: Arbeitsblatt 7 / Tribologie Verschleiß, Reibung Definitionen, Begriffe, Prüfung. Moers 2003
- [22] Bischofberger, A., Ott, S. u. Albers, A.: Schwingungsreduzierung Nasslauf. Einflussgrößen auf die Entkopplung von induzierten Drehungleichförmigkeiten durch nasslaufende Kupplungssysteme im Schlupfbetrieb. Abschlussbericht FVA Nr. 780 I. FVA Heft, Bd. 1388. Frankfurt: FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. 2020