

Michael Mitariu-Faller

**Methoden und Prozesse zur Entwicklung von  
Friktionssystemen mit Ingenieurkeramik am Beispiel  
einer trockenlaufenden Fahrzeugkupplung**

Methods and processes for development of  
friction systems with advanced ceramics exempli-  
fied by dry running clutch systems for automotive

Band 38

Herausgeber: o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers

Copyright: IPEK ▪ Institut für Produktentwicklung, 2009  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
Universität des Landes Baden-Württemberg und  
nationales Forschungszentrum in der Helmholtz-Gemeinschaft

Alle Rechte vorbehalten

# **Methoden und Prozesse zur Entwicklung von Friktionssystemen mit Ingenieurkeramik am Beispiel einer trockenlaufenden Fahrzeugkupplung**

Zur Erlangung des akademischen Grades  
**Doktor der Ingenieurwissenschaften**  
der Fakultät für Maschinenbau  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte  
**Dissertation**

von

Dipl.-Ing. Michael Mitariu-Faller  
aus Arad / Rumänien

Tag der mündlichen Prüfung: 30. Oktober 2009  
Hauptreferent: o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers  
Korreferent: o. Prof. Dr.-Ing. K.-H. Zum Gahr



## **Vorwort des Herausgebers**

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird in der Zukunft mehr denn je davon abhängen, wie schnell ein Unternehmen neues Wissen aufnehmen, zugänglich machen und verwerten kann. Die Aufgabe eines Universitätsinstitutes ist es, hier einen wesentlichen Beitrag zu leisten. In den Forschungsarbeiten wird ständig Wissen generiert. Dieses kann aber nur wirksam und für die Gemeinschaft nutzbar werden, wenn es in geeigneter Form kommuniziert wird. Diese Schriftenreihe dient als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotenzial aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK Institut für Produktentwicklung Karlsruhe (ehemals: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau) verfügbar.

Die Forschungsfelder des Institutes sind die methodische Entwicklung und das Entwicklungsmanagement, die rechnergestützte Optimierung von hochbelasteten Strukturen und Systemen, die Antriebstechnik mit einem Schwerpunkt auf den Gebieten Antriebsstrang-Engineering und Tribologie von Lager- und Funktionsreibsystemen, die Mikrosystemtechnik mit dem Focus auf die zugehörigen Entwicklungsprozesse sowie die Mechatronik. Die Forschungsberichte werden aus allen diesen Gebieten Beiträge zur wissenschaftlichen Fortentwicklung des Wissens und der zugehörigen Anwendung – sowohl den auf diesen Gebieten tätigen Forschern als auch ganz besonders der anwendenden Industrie – zur Verfügung stellen. Ziel ist es, qualifizierte Beiträge zum Produktentwicklungsprozess zu leisten.

Albert Albers



## **Vorwort zu Band Nr. 38**

Die Antriebstechnik im modernen Fahrzeugbau steht vor großen Herausforderungen. Die Überwindung der CO<sub>2</sub> - Problematik kann nur durch eine Steigerung der Effizienz und Effektivität in den Fahrzeugen erreicht werden. Dazu ist es notwendig, neue Konzepte für Antriebsstränge zu erarbeiten, die zu deutlich geringeren Kraftstoffverbräuchen führen. Fragestellungen des Leichtbaus, aber auch neuartiger Komponenten und Systeme mit neuen Werkstoffen sind eine Möglichkeit, hier voranzukommen. Eine große Bedeutung für die tatsächlichen Kraftstoffverbräuche haben die Antriebsstrangkonzeppte. Hier kann u. a. durch Getriebeübersetzungen mit sechs und mehr Gängen sowie mit neuartigen Doppelkupplungen der Spagat zwischen Effizienz mit niedrigem Kraftstoffverbrauch und gleichzeitigem Fahrspaß angegangen werden. Eine dieser neuen Lösungen in der Fahrzeugantriebstechnik, aber auch in den zu immer höheren Leistungsdichten getriebenen Systemen im allgemeinen Maschinenbau, sind Friktionssysteme in Form von Kupplungen und Bremsen. Diese Friktionssysteme stellen heute mit die höchstbeanspruchten Teilsysteme im Fahrzeug- und Maschinenbau dar und begrenzen oftmals die Leistungsdichte.

Im Sonderforschungsbereich 483 „Hochbeanspruchte Gleit- und Friktionssysteme auf Basis ingenieurkeramischer Werkstoffe“ am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) werden zu dieser Thematik umfangreiche Forschungsarbeiten durchgeführt. Ziel ist es, die Werkstoffgruppe der Keramiken hinsichtlich ihres Potentials in Friktions- und Gleitsystemen zu untersuchen und neuartige Systemlösungen sowie die dafür notwendigen Entwicklungsprozesse zu erforschen. Im Rahmen der Arbeiten des Sonderforschungsbereiches hat Herr Dr.-Ing. Michael Mitariu-Faller am Beispiel der trockenlaufenden Fahrzeugkupplung Methoden und Prozesse zur Entwicklung von Friktionssystemen mit Ingenieurkeramik erforscht.

Herr Dr.-Ing. Michael Mitariu-Faller hat sich zum Ziel gesetzt, durch die systematische Entwicklung einer Hochleistungsfahrzeugkupplung mit keramischen Friktionwerkstoffen die Entwicklungs- und Designprozesse sowie auch die Validierungskonzepte für Friktionssysteme mit technischer Keramik zu erforschen und diese in einen keramikspezifischen Entwicklungsprozess zusammenzuführen.

Die Friktionssysteme – also technische Systeme, bei denen der Friktionkontakt im funktionserfüllenden Wirkflächenpaar die eigentliche technische Funktion definiert (wie z. B. Kupplungen und Bremsen) – haben in der Gestaltung technischer Systeme eine große Bedeutung. Sie sind immer hochbeansprucht und führen oft zur Begrenzung der Leistungsdichte des Gesamtsystems. Herr Dr.-Ing. Mitariu-Faller hat mit seiner Arbeit die am IPEK erforschten grundlegenden Ansätze zur Gestaltung effektiver Entwicklungsprozesse von mechatronischen Antriebssystemen erfolgreich

um die Aspekte des Konstruktionswerkstoffes technische Keramik erweitert. Sowohl für die Aktivitäten Prinzip- und Gestaltmodellierung wie auch Validierung im Produktentstehungsprozess liefert die Arbeit wertvolle Beiträge mit auch praktischer Bedeutung.

Albert Albers

## Kurzfassung

Vor dem Hintergrund kürzerer Entwicklungszeiten und höherer Leistungsklassen von Verbrennungskraftmaschinen, bei gleichzeitig steigender Anzahl an Fahrzeugvarianten, wachsen die technischen Anforderungen an das trockenlaufende Kupplungssystem und führen dieses kontinuierlich an dessen Leistungsgrenzen. Insbesondere organisch gebundene Reibbeläge, die aufgrund ihres guten Komfortverhaltens und des günstigen Preises aktuell Stand der Technik sind, sind hinsichtlich der während des Synchronisationsvorgangs umgesetzten spezifischen Reibungsarbeit und Reibungsleistung limitiert. Die Evaluierung alternativer Werkstoffe bzw. Friktionspaarungen und ihrer Integration in das Kupplungssystem ist daher für zukünftige Kupplungssystemlösungen entscheidend.

Diese Arbeit befasst sich mit der Synthese und Beschreibung von Methoden und Prozessen zur Entwicklung von Friktionssystemen mit ingenieurkeramischen Werkstoffen (monolithische und multiphasige Keramik). Diese werden im Kontext der Aktivitäten des „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozesses exemplarisch für die Anwendung trockenlaufendes Kupplungssystem definiert. Gezielt werden unter Einsatz dieser Methoden und Prozesse innovative Konzepte von Kupplungssystemen entwickelt, die die positiven Eigenschaften (u.a. Verschleißbeständigkeit) der Werkstoffgruppe Ingenieurkeramik nutzen. Mit Hilfe der aus der Systembetrachtung „Fahrer“, „Fahrzeug“ und „Umgebung“ abgeleiteten, in unterschiedlichen Prüfkategorien anwendbaren Beanspruchungskollektive erfolgt die Validierung parallel in Simulation und Experiment. So wird die Übertragbarkeit der Ergebnisse entlang der „Tribologischen Prüfkette“ sichergestellt.

Erforscht werden ausgewählte funktionsrelevante Friktionspaarungen (Ingenieurkeramik/Stahl) und deren Wechselwirkungen zwischen Friktions- und Systemverhalten in einem prototypenhaft umgesetzten Kupplungssystem als Technologieträger zur Potenzialeinschätzung hinsichtlich Leistungspotenzial (z.B. Drehmomentkapazität), Verschleißverhalten (z.B. Lebensdauer) und Komfortverhalten (z.B. Noise Vibration Harshness) unter Berücksichtigung der spezifischen Anforderungen an den trockenlaufenden, hochbeanspruchten Friktionskontakt. Die tribologischen Eigenschaften und die Wechselwirkungen der Friktionspaarung mit der Systemgestalt werden in unterschiedlichen Prüfkategorien in Anlehnung an die „Tribologische Prüfkette“ schrittweise analysiert und qualitativ korreliert. Parallel werden die experimentellen Ergebnisse in eine Simulationsumgebung integriert, die den von Albers et al. etablierten Forschungsansatz „Kupplungsfunktionsmodell“ für diese Anwendung erweitert. Die Berechnungsergebnisse liefern Ergebnisse zum Systemverhalten (z.B. Wärmehaushalt, Schwingungsverhalten) des Antriebssystems, die mit den teilweise im Versuchsfahrzeug bestimmten Ergebnissen gut übereinstimmen.



## **Abstract**

More than ever, the development process in the field of automotive engineering requires shorter development cycles for a higher amount of vehicles with different power upgraded combustion engines, higher transmission ratios and vehicle masses as well as challenging life time demands. Simultaneously, claims increase concerning undisturbed functionality and reliability. All these factors affect the dimensioning of clutch systems due to today's limited power capability of friction facings and step up the demands for future clutch systems. One approach is to apply alternative friction materials as e.g. advanced ceramics to enable the use of ceramic specific benefits as wear and temperature resistance.

This thesis designs and analyses methods and process to synthesize and describe development processes for friction systems with advanced ceramics (monolithic and multi-layer). These are defined and discussed within the context of the "ceramic specific" development process exemplified by dry running clutch systems in automotive applications. Appointing these methods and processes innovative clutch systems with advanced ceramic are developed enhancing the material specific properties. The validation focuses on experimental and numerical analysis of tribological as well as system behavior. To gather utmost information a holistic research approach is developed and applied regarding the systems "driver", "vehicle" and "environment".

Results of the activity validation are discussed in terms of power density (e.g. coefficient of friction, torque capacity), wear (e.g. life time) as well as comfort (e.g. NVH) regarding the specific requirements of dry running friction systems. The tribological behaviour and interaction between design and friction pairing are quantified in different testing levels within the "tribological testing chain" and correlated qualitatively.

The experimental and numerical outcome is further integrated within the by Albers et al. postulated simulation approach "CoupAction" for friction systems. The calculated results, regarding the system behaviour of the drivetrain with the developed ceramic clutch system, match the experimental results measured in vehicle examinations.



## Danksagung

Für die Förderung der Forschungsarbeit im Rahmen des Sonderforschungsbereichs sfb483 „Hochbeanspruchte Gleit- und Friktionssysteme auf Basis ingenieurkeramischer Werkstoffe“ bedanke ich mich bei der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG).

Meinem Doktorvater Herrn o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers, Leiter des IPEK - Institut für Produktentwicklung Karlsruhe am KIT, gilt mein herzlichster Dank für das Interesse und die Betreuung dieser wissenschaftlichen Arbeit. Während meiner Zeit am Institut hat er mich stets gefordert und gefördert, wodurch er maßgeblich einen Beitrag zu meiner fachlichen und persönlichen Weiterentwicklung lieferte.

Herrn o. Prof. Dr.-Ing. Karl-Heinz Zum Gahr, Leiter des Instituts für Werkstoffkunde II am KIT, danke ich für das wissenschaftliche Interesse, die gute langjährige Zusammenarbeit im Rahmen des sfb483 und die Übernahme des Korreferats.

Weiterhin möchte ich mich bei allen Mitarbeitern des Instituts und insbesondere bei den Mitgliedern der Forschungsabteilung 1 für die sehr angenehme und freundliche Arbeitsatmosphäre und für die mir entgegengebrachte, freundschaftliche Kollegialität bedanken. Diese werden stets positive Erinnerungen an meine Zeit am Institut hervorrufen. Meinen besonderen Dank möchte ich Herrn Dipl.-Ing. Johannes Bernhardt und Herrn Dipl.-Ing. Sascha Ott für die fruchtbaren Diskussionen und Anregungen aussprechen.

Ferner möchte ich mich für die gute und reibungsarme Zusammenarbeit bei allen Kolleginnen und Kollegen des sfb483 bedanken.

Mein Dank gilt auch den Mitarbeitern der Fa. LuK GmbH & Co. oHG für die Unterstützung bei der Realisierung der in dieser Arbeit entwickelten Prototypen.

Meiner Frau Simone und meiner Tochter Hannah danke ich für ihre Geduld und für die sehr schöne und liebevolle Unterstützung in allen Lebensbereichen. Danke, dass ihr mit mir durchs Leben geht.

Mein größter Dank gilt meinen Eltern, die durch ihre fortwährende Förderung mir diesen Werdegang ermöglicht haben. Herzlichsten Dank!



# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort des Herausgebers</b> .....	<b>V</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Stand der Forschung</b> .....	<b>4</b>
2.1 Das Anfahrkupplungssystem im Antriebssystem.....	4
2.1.1 Phänomene auf Basis von Vorgängen im Friktionskontakt des trockenlaufenden Kupplungssystems .....	5
2.1.2 Bauteilkomponenten trockenlaufender Kupplungssysteme .....	13
2.1.2.1 Schwungrad .....	15
2.1.2.2 Kupplungsdruckplatte .....	16
2.1.2.3 Kupplungsscheibe.....	17
2.2 Dimensionierung trockenlaufender Kupplungssysteme.....	18
2.2.1 Wärmehaushalt .....	19
2.2.1.1 1-Dimensionale Temperaturmodelle.....	20
2.2.1.2 3-Dimensionale Temperaturmodelle durch FEM- Simulation.....	21
2.2.2 Dynamisches Verhalten des Antriebssystems .....	22
2.3 Ingenieurkeramik im trockenlaufenden Kupplungssystem .....	24
2.4 Forschungsansätze der Produktentwicklung .....	28
2.4.1 iPeM-Ansatz – Integriertes Produktentstehungs-Modell.....	28
2.4.2 Ganzheitliche Systembetrachtung.....	30
<b>3 Ziele der Arbeit</b> .....	<b>35</b>
<b>4 Produktentwicklung</b> .....	<b>38</b>
4.1 „Keramikspezifischer“ Produktentstehungsprozess.....	38
4.2 Entwicklung und Einsatz von Methoden in den Makroaktivitäten Prinzip- und Gestaltmodellierung .....	42
4.2.1 Analyse und Entwicklung der Betrachtungsebene „Friktionskontakt“ .....	47
4.2.2 Analyse und Entwicklung der Betrachtungsebene „Aggregat“.....	51
4.3 Evaluation der Prototypenvarianten in Gestaltmodellierung und Validierung.....	60
4.3.1 Tragweitenanalyse und Iterationen in der Gestaltmodellierung.....	61
4.4 Konstruktionshinweise auf Basis der Ergebnisse der Makroaktivität Validierung .....	66
4.5 Prototyp des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik .....	67
<b>5 Vorgehensweise und Untersuchungsmethoden der Makroaktivität „Validierung“</b> .....	<b>71</b>
5.1 Ganzheitliche Antriebsstrangentwicklung am Beispiel der Einscheiben-Kupplung mit ingenieurkeramischen Friktionswerkstoffen.....	71
5.1.1 Spezifische Validierung von Probekörpern und Bauteilen .....	75

5.1.2	Spezifische Validierung des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik .....	77
5.2	Mess- und Regelungssysteme .....	81
5.2.1	Regelungssysteme der Prüfkategorien IV (TRP) und III (ABP) .....	81
5.2.2	Drehzahlmessung in unterschiedlichen Prüfkategorien .....	84
5.2.3	Anpresskraft- und Drehmomentmessung .....	84
5.2.4	Temperaturmessung .....	85
5.2.5	Oberflächen- und Verschleißmessung .....	86
5.3	Versuchsplanung der Aktivität Validierung .....	87
5.3.1	Versuchsablauf Synchronisation .....	92
5.3.2	Versuchsablauf Losreißversuch .....	93
<b>6</b>	<b>Ergebnisse der Aktivität „Validierung“ .....</b>	<b>95</b>
6.1	Ergebnisse zu Untersuchungen in Prüfkategorie V „Probekörperversuch“ .....	95
6.1.1	Experimentelle Ergebnisse .....	96
6.1.2	Numerische Ergebnisse .....	101
6.2	Ergebnisse zu Untersuchungen in Prüfkategorie IV „Bauteilprüfstand“ (TRP) .....	103
6.2.1	Experimentelle Ergebnisse .....	104
6.2.2	Numerische Ergebnisse .....	123
6.3	Ergebnisse zu Untersuchungen in Prüfkategorie III „Systemprüfstand“ (ABP) .....	127
6.3.1	Experimentelle Ergebnisse .....	127
6.3.2	Numerische Ergebnisse .....	136
6.4	Ergebnisse zu Untersuchungen in Prüfkategorie I „Betriebssystem Fahrzeug“ (BMW) .....	140
6.4.1	Experimentelle Ergebnisse .....	140
6.4.2	Numerische Ergebnisse .....	143
<b>7</b>	<b>Diskussion der Ergebnisse der Aktivität „Validierung“ .....</b>	<b>147</b>
7.1	Analyse der Kenngrößen zur Sicherung der Übertragbarkeit .....	148
7.2	Wertung der Prüfkategorie spezifischen Ergebnisse .....	152
7.3	Resümee der Friktionspaarungen auf Basis der Prüfkategorie spezifischen Ergebnisse ...	153
7.4	Einsatzreife für Friktionssysteme mit ingenieurkeramischen Werkstoffen für trockenlaufende Kupplungssysteme .....	155
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>159</b>
<b>9</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>163</b>
9.1	Literatur zum Thema „Trockenlaufende Kupplungen“ .....	163
9.2	Normen und Richtlinien .....	172
<b>10</b>	<b>Anhang .....</b>	<b>173</b>
10.1	Werkstoffe und Eigenschaften .....	173
10.2	Morphologische Matrixstruktur der prinzipiellen Lösungen des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik .....	174
10.3	Gestaltmodellierung auf Basis der morphologischen Matrixstruktur .....	176
10.4	Berechnung der Messabweichung .....	177
10.5	Lastkollektive Prüfkategorie V und IV .....	178

## Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bezeichnung
A	m <sup>2</sup>	Fläche allgemein
$A_{WFP\ eff.}$	m <sup>2</sup>	effektive Fläche des Wirkflächenpaars „Friktionskontakt“
$A_{WFP\ nom.}$	m <sup>2</sup>	nominale Fläche des Wirkflächenpaars „Friktionskontakt“
E	GPa	Elastizitätsmodul
$F_{aus}$	N	Ausrückkraft (Normalkraft zum Ausrücken der Kupplung an den Tellerfederzungen)
F		Betrag, Vorzeichen und Einheit der Messgröße
$F_{FN}$	N	Absolute Abweichung der Messgröße „Drehzahl“
$F_M$	Nm	Absolute Abweichung der Messgröße „Moment“
$F_n$	1/min	Absolute Abweichung der Messgröße „Drehzahl“
$F_\mu$	-	Absolute Abweichung der Kenngröße „Reibungszahl“
$F_N$	N	Anpresskraft (Normalkraft der Tellerfeder auf die Kupplungsdruckplatte)
FI	-	Flächenindex
J	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment allgemein
$J_{KW}$	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment der Kurbelwelle
$J_{Reduziert}$	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment des Fahrzeugs reduziert auf das Kupplungssystem
$L_p$	dB	Schalldruckpegel
$M_{ab}$	Nm	Moment der Abtriebsseite
$M_{an}$	Nm	Moment der Antriebsseite
$M_{ist}$	Nm	Ist-Moment des E-Motors
$M_{KK}$	Nm	angenähertes Kupplungskennmoment
$M_L$	Nm	Lastmoment
$M_{Mot\ max}$	Nm	Nennmoment des Motors

$M_R$	Nm	Reibschlüssig übertragbares Moment in der Kupplung
$M_{\ddot{U}}$	Nm	Maximal übertragbares Moment in der Kupplung; $M_{\ddot{U}} = f(\mu_0)$
$M_S$	Nm	Schaltmoment während des Synchronisation; $M_S = f(\mu_{dyn})$
$M_{Stell}$	Nm	Stellmoment des E-Motors
$P$	W	Leistung allgemein
$Q$	J	Reibungsarbeit allgemein
$Q_{max}$	J	maximale Reibungsarbeit
$\dot{Q}$	W	Reibungsleistung allgemein
$\dot{Q}_{max}$	W	max. Reibungsleistung
$R_a$	$\mu m$	Arithmetischer Mittelwert
$R_z$	$\mu m$	Gemittelte Rautiefe
$S$	-	Sicherheitsfaktor
$T_{...}$	$^{\circ}C$	Temperatur allgemein
$T_{...max}$	$^{\circ}C$	maximale Temperatur
$T_{Pyro}$	$^{\circ}C$	Temperatur mit Hilfe eines Pyrometers erfasst
$\ddot{U}$	%	Überdeckungsgrad nomineller Flächen
$W_I^*$	$\mu m$	linearer Verschleißbetrag
$W_{I/s}^*$	$\mu m/km$	lineare Verschleißintensität
$W_V^*$	$mm^3$	volumetrische Verschleißbetrag
$a$	$m^2/s$	Temperaturleitzahl
$a_{Fzg}$	$m/s^2$	Beschleunigung des Fahrzeugs
$d_a$	mm	Außendurchmesser
$d_i$	mm	Innendurchmesser
$d_{50}$	$\mu m$	mittlere Korngröße
$f$	%	Relative Abweichung
$f_{Thermo}$	%	Relative Abweichung der Messgröße „Temperatur“
$f$	Hz	Frequenz
$h_{uLW}$	%	Häufigkeit von Lastwechseln (untere Drehzahlklassen)
$h_{mLW}$	%	Häufigkeit von Lastwechseln (mittlere Drehzahlklassen)

$h_{oLW}$	%	Häufigkeit von Lastwechseln (obere Drehzahlklassen)
$k_V^*$	$\text{mm}^3/\text{MJ}$	volumetrische Verschleißkoeffizient bzw. Funktionsverschleiß
$m$	kg	Masse
$m_{Fzg}$	kg	Masse des Fahrzeugs
$n_{...}$	1/min	Drehzahl
$n_{Achs}$	1/min	Drehzahl der Achswelle
$n_{Mot}$	1/min	Motordrehzahl
$n_{GetEin}$	1/min	Drehzahl der Getriebeeingangswelle
$n_{GetEin\ norm.}$	1/min	normierte Drehzahl der Getriebeeingangswelle
$n_{Kardan}$	1/min	Drehzahl der Kardanwelle
$n_{schalten}$	1/min	Drehzahl, bei der der Schaltvorgang aktiviert wird.
$n_{ab}$	1/min	Drehzahl der Abtriebsseite
$n_{an}$	1/min	Drehzahl der Antriebsseite
$n_{ist}$	1/min	Ist-Drehzahl
$p$	$\text{N}/\text{mm}^2$	Flächenpressung allgemein
$q_{k...}$	$\text{J}/\text{mm}^2$	spezifische Reibarbeit
$r_a$	mm	äußerer Radius einer Reibfläche bzw. der Kupplungsscheibe
$r_i$	mm	innerer Radius einer Reibfläche bzw. der Kupplungsscheibe
$r_m$	mm	mittlerer Reibradius einer Reibfläche bzw. der Kupplungsscheibe
$s_{FT}$	mm	Weg zwischen Friktionskontakt und Thermoelement
$t$	s	Zeit
$t_R$	s	Rutschzeit
$t_{schalten}$	s	Schaltzeitpunkt
$t_{Thermo}$	s	Ansprechzeit der Thermoelemente
$v_{...}$	m/s	Geschwindigkeit
$v_{Fzg}$	km/h	Fahrzeuggeschwindigkeit
$v_{gleit}$	m/s	Gleitgeschwindigkeit
$v_{...max}$	m/s	maximale Gleitgeschwindigkeit
$z$	-	Anzahl der Reibflächen der gesamten Kupplung

$\alpha$	W/(K*m <sup>2</sup> )	Wärmeübergangskoeffizient
$\lambda$	W/(mK)	Wärmeleitfähigkeit
$\mu$	-	Reibungszahl
$\mu_0$	-	statische Reibungszahl
$\mu_{dyn}$	-	dynamische Reibungszahl
$\mu_m$	-	mittlere dynamische Reibungszahl
$\mu_{m1000}$	-	mittlere dynamische Reibungszahl über zehn Zyklen „Stadt“
$\mu'$	s/m	Reibungszahlgradient
$\rho$	g/cm <sup>3</sup>	Dichte
$\sigma_x$	f(x)	Standardabweichung
$\nu$	-	Querkontraktionszahl
$\varphi$	°	Verdrehwinkel
$\psi$	°	Kippwinkel der H-Träger
$\omega$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit
$\omega_{an}$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit der Antriebseinheit
$\omega_{ab}$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit der Abtriebseinheit
$\omega_{Mot}$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit des Motors
$\omega_{GetrEin}$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit der Getriebeeingangswelle
$\omega_{Achs}$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit der Achswelle

## Glossar

Anm.	Anmerkung
ABE	Allgemeine Betriebserlaubnis
ABP	Antriebsbaugruppenprüfstand des IPEK
AMT	automatisierte Schaltgetriebe
AT	Stufenautomatgetriebe
BPS'97	Belagprüfspezifikation aus dem Jahr 1997

CAN	Controller Area Network
CFC	Kohlenstofffaserverstärkter Kohlenstoff
CMC	Ceramic Matrix Composites
CVT	Continuously Variable Transmission
C&CM	Contact and Channel Model
DMS	Dehnmessstreifen
EMS	Einmassenschwungrad
FEM	Finite-Elemente-Methode
HE	High Energy Test
HS	Handlungssystem
IPEK	Institut für Produktentwicklung Karlsruhe am KIT
IPeM	Integriertes ProduktentstehungsModell
IWK II	Institut für Werkstoffkunde II am KIT
HiL	Hardware in the Loop
KIT	Karlsruher Institut für Technologie
K-KIS	Keramik-Konstruktionsinformationssystem
ME	Medium Energy Test
MT	manuelle Schaltgetriebe
MMC	Metal Matrix Composites
NVH	Noise Vibration Harshness
OS	Objektsystem
PEP	Produktentstehungsprozess
TRP	Trockenreibprüfstand des IPEK
WFP	Wirkflächenpaar
ZMS	Zweimassenschwungrad
ZS	Zielsystem

## Handelsnamen

ABAQUS Simulationsprogramm von SIMULIA, Dassault Systemes

AMESim Simulationsprogramm von LMS.Imagine.Lab

MATLAB Simulationsprogramm von THE MATHWORKS INC.

SAC1 verschleißnachstellende Kupplung der LuK GmbH & Co. oHG

SAC2 verschleißnachstellende Kupplung der LuK GmbH & Co. oHG

SAT verschleißnachstellende Kupplung von VALEO

XTEND verschleißnachstellende Kupplung der ZF-SACHS AG

# 1 Einleitung

Die Fahrzeuganfahrkupplung<sup>1</sup> als schaltbare, fremdbetätigte Kupplung ist ein Maschinenelement zum Weiterleiten und Unterbrechen des Energieflusses in Form der Drehmomentenübertragung durch Kraft- oder Reibschluss zwischen Antriebsmaschine und Antriebsstrang. Die benötigte Anpresskraft muss in den reibkraftschlüssigen Wirkflächenpaaren zur Drehmomentübertragung wirken.

Die Anforderungen<sup>2</sup> an Fahrzeugkupplungen sind vor dem Hintergrund immer kürzerer Entwicklungszeiten bei gleichzeitig steigender Anzahl an Fahrzeugvarianten und systemspezifischer Kupplungslösungen in den letzten Jahren kontinuierlich gewachsen. Diese steigenden Anforderungen werden durch vielfältige Faktoren und daraus zum Teil abgeleitete Größen getrieben:

- technische Restriktionen / Trends
  - Trends der Getriebeentwicklung
  - Trends der Kupplungsentwicklung
- gesellschaftliche Restriktionen / Trends
- wirtschaftliche Restriktionen
- Kunden- und Fahrerwünsche
- Wettbewerb
- eigene Entwicklungstendenzen
- Marktentwicklung und -potenzial

Zukünftige Entwicklungen und Anwendungen fordern, insbesondere durch die Einbindung in Betriebsstrategien wie z.B. für alternative Antriebssysteme, verstärkt die Funktionalitäten eines mechatronischen Aktors zur optimalen Regelung des Kraft- bzw. Energieflusses.

Die Konzeptentscheidung aus technischer Sicht für trocken- oder nasslaufende Fahrzeugkupplungen ist gekoppelt an Anforderungen hinsichtlich u.a. der Fahrzeuglebensdauer, der Bauteilzuverlässigkeit gegen hohe Energieeinträge, der fahrzeugspezifischen Kenngrößen (Motorkennfeld, Getriebeübersetzung, Fahrzeuggewicht,

---

<sup>1</sup> vgl. Albers 2008

<sup>2</sup> Albers et al. 2007a

etc.) sowie dem zur Verfügung stehenden Bauraum und den Kühlmöglichkeiten. Die Konzeptentscheidung kann daher nur systemspezifisch beantwortet werden. Aus ökologischer und wirtschaftlicher Sicht bieten trockenlaufende Kupplungssysteme Einsparpotenziale, da keine Energie für den Anpresskraftaufbau oder für die Förderung des Kühlmediums bereitgestellt werden muss. Es besteht somit die Möglichkeit, Kraftstoffverbrauch und CO<sub>2</sub>-Emission zu reduzieren.

Dieser Vorteil des trockenlaufenden Kupplungssystems kann nur dann optimal genutzt werden, wenn er nicht im Widerspruch zum heutigen Trend bei Fahrzeugentwicklungen steht. Verallgemeinert ist dieser durch steigende Motorleistungen, vor allem durch gestiegene Motormomente, und kontinuierliche Reduzierung des Triebstranggewichts bei wachsenden Fahrzeugmassen unter verbesserten Komfort- und Dynamik-Eigenschaften gekennzeichnet. Der damit verbundene Anstieg der Leistungsdichte der Fahrzeuge darf nicht zur Reduzierung der Bauteilzuverlässigkeit des Antriebssystems führen. Die Forderung robuster Antriebssysteme muss unter allen Betriebsbedingungen gewährleistet werden. Das Kupplungssystem, als Teilsystem des Antriebssystems, muss daher die „Übertragungssicherheit des vom Fahrer gewünschten Drehmoments und die zuverlässige „Unterbrechung“ der Drehmomentübertragung zur Gewährleistung der Funktion und Lebensdauer des Schaltgetriebes garantieren.

All diese Anforderungen nehmen einen starken Einfluss auf die Auslegung des trockenlaufenden Kupplungssystems und führen es kontinuierlich an dessen Leistungsgrenzen. Insbesondere organisch gebundene Reibbeläge, die aufgrund ihres guten Komfortverhaltens und der geringen Kosten aktueller Stand der Technik sind, sind hinsichtlich der während des Synchronisationsvorgangs umgesetzten spezifischen Energieeinträge und Reibleistungen limitiert<sup>3</sup>. Die Evaluierung alternativer Friktionswerkstoffe bzw. Friktionspaarungen und ihrer Integration in das Kupplungssystem ist daher für zukünftige Kupplungssystemlösungen entscheidend.

Im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 483 „Hochbeanspruchte Gleit- und Frikktionssysteme auf Basis ingenieurkeramischer Werkstoffe“ werden kommerziell erhältliche monolithische und im Rahmen dessen entwickelte multiphasige Keramiken als Werkstoffe untersucht, mit denen die hohen Anforderungen u.a. an den trockenlaufenden Friktionskontakt durch die Nutzung der keramikspezifischen Eigenschaften (z.B. Temperaturbeständigkeit und hoher Verschleißwiderstand) realisiert werden sollen. Ziel des Sonderforschungsbereichs 483 ist die grundlagenorientierte und interdisziplinär angelegte Erforschung des Einsatzes ingenieur-

---

<sup>3</sup> vgl. Bergheim 1997, vgl. Walther et al. 2004

keramischer Werkstoffe in tribologisch, mechanisch und thermisch hochbelasteten Friktions- und Gleitsystemen.

Am Beispiel der trockenlaufenden Fahrzeugkupplung werden Entwicklungsmethoden und –werkzeuge zur keramikgerechten Gestaltung, Integration und Validierung ingenieurkeramischer Werkstoffe im trockenlaufenden Friktionssystem erforscht. Kennzeichnende Merkmale dieses Friktionssystems wie variable Gleitgeschwindigkeiten, mittlere Flächenpressungen, variable spezifische Reibungsarbeit und spezifische Reibungsleistung führen zu besonderen Herausforderungen im Design des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik und der Interaktion zwischen Systementwicklungsprozess und Werkstoffentwicklungsprozess. Erforscht werden ausgewählte Friktionspaarungen (Ingenieurkeramik /Stahl) und deren Realisierung in einem Gesamtsystem unter Berücksichtigung der spezifischen Anforderungen an den trockenlaufenden, hochbeanspruchten Friktionskontakt. Durch die erwünschte Steigerung der Reibungszahl können zukünftig höhere Momente bei gleichzeitig kleineren Durchmessern des Kupplungssystems übertragen werden, was maßgeblich den Bauraum, die Massenträgheit und die Kosten des Kupplungssystems bestimmt.

Die Validierungsmethoden, die numerischen Modelle und die experimentellen Ergebnisse zur Charakterisierung des Leistungspotenzials (z.B. Reibungszahlniveau, -konstanz, Drehmomentkapazität), des Verschleißpotenzials (z.B. Funktionsverschleiß, Lebensdauer) und des Komfortverhaltens (z.B. Reibungszahlgradient, Schwingungsverhalten) dienen der Einschätzung zur Einsatzreife der trockenlaufenden Friktionssysteme in reibschlüssigen Kupplungsanwendungen. Die Beurteilung erfolgt in dem in dieser Arbeit entwickelten Validierungsansatz im Rahmen des „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozesses am Beispiel des trockenlaufenden Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik unter Berücksichtigung der ganzheitlichen Antriebsstrangentwicklung und der Erfassung der tribologischen und systemischen Kenngrößen.

## 2 Stand der Forschung

Im Folgenden wird neben den Grundlagen zu trockenlaufenden Fahrzeuganfahrkupplungen der gegenwärtig im Schrifttum niedergelegte Entwicklungsstand über deren Dimensionierung und über alternative Werkstoffe aus dem Bereich der Hochleistungskeramik aufgezeigt.

### 2.1 Das Anfahrkupplungssystem im Antriebssystem

Technische Systeme werden vornehmlich durch systemtheoretische Ansätze nach der Hauptumsatzart (Stoff, Energie, Information)<sup>4</sup> klassiert, bei dem die Art des Umsatzes in jeweils geeigneter Form dem Arbeitsprozess bereitgestellt wird, um die gewünschte Gesamtfunktion zu erreichen. Das Gesamtsystem Fahrzeug als komplexes technisches System beinhaltet viele Teilsysteme, um die Gesamtfunktion Transport von Personen und Gütern zu realisieren. Das Antriebssystem ist u.a. ein Teilsystem dieses Gesamtsystems. Die Betrachtung des Antriebsstrangs als Antriebssystem im Obersystem Fahrzeug ermöglicht die „Beurteilung und Berechnung der integrierten Komponenten unter Berücksichtigung der statischen und dynamischen Eigenschaften des Gesamtsystems und der auftretenden Rückkopplungen auf Teilsysteme“<sup>5</sup>. In Abhängigkeit des Detaillierungsgrads können so die einzelnen Teilsysteme mit ihren Wechselwirkungen dargestellt werden.

Das Anfahrkupplungssystem als Teilsystem des Antriebssystems verbindet Verbrennungskraftmaschine und Antriebsstrang. Das Kupplungssystem und die im Zielsystem definierten Anforderungen sind daher stark von der Motoren- und Getriebeentwicklung abhängig. Die dominierenden Verbrennungskraftmaschinen arbeiten heute vornehmlich nach den Otto- und Diesel-Verfahren. Ziele der Entwicklung sind bei beiden Verfahren gesteigerte Drehmomente und Leistungen bei verbesserten Ansprechzeiten und Fahrkomfort. Bei ottomotorischen Verbrennungskraftmaschinen werden diese z.B. durch Downsizing<sup>6</sup> und Aufladung realisiert, bei Dieselmotoren geschieht dies durch Einspritztechnologien wie z.B. Pumpe-Düse und

---

<sup>4</sup> vgl. Ehrlenspiel 1995

<sup>5</sup> Albers et al. 2007a

<sup>6</sup> vgl. Golloch / Merker 2005

Common Rail<sup>7</sup>. Die am Markt etablierten Getriebearten sind manuelle Schaltgetriebe (MT) und Stufenautomatgetriebe (AT). Ergänzt werden diese durch automatisierte Schaltgetriebe (AMT) und das CVT-Getriebe (Continuously Variable Transmission)<sup>8</sup>.

Unter Berücksichtigung der Funktionen des Kupplungssystems als Teilsystem konventioneller Antriebssysteme stehen drei prinzipielle Grundkonzepte zur Verfügung, die sich in die trockenlaufende Kupplung, die nasslaufende Kupplung und den Drehmomentwandler einteilen lassen und die systemspezifisch eingesetzt werden. Die trockenlaufende Kupplung zeichnet sich durch ihren sehr guten Wirkungsgrad, ihre gute Regelbarkeit und die Schleppmomentfreiheit bei vollständiger Trennung der am Friktionskontakt aktiven Wirkflächenpaare aus. Der sehr gute Wirkungsgrad begründet sich in der Einsparung der Energie bei geschlossener Kupplung und durch das Fehlen der Fördereinheit des Kühlmediums.

Die Funktionen des Kupplungssystems lassen sich in mehrere Aufgaben unterteilen<sup>9</sup>:

- Übertragungselement zwischen Verbrennungskraftmaschine und Getriebe durch Verbinden des Drehmomentflusses
- Anfahrlement zum Anfahren und Schalten durch Unterbrechung des Drehmomentflusses zwischen Verbrennungskraftmaschine und Getriebe
- Gezielte Beeinflussung der Antriebsstrangdynamik
  - Filterung der Drehungleichförmigkeiten der Verbrennungskraftmaschine
  - Reduzierung von Antriebsstrangschwingungen
- Ausgleichelement für Wellenverlagerung z.B. aus Fertigungstoleranzen, Montagefehlern oder betriebsbedingten Verformungen
- Kupplungsmodulation durch den Fahrer (bzw. Aktorik)

### **2.1.1 Phänomene auf Basis von Vorgängen im Friktionskontakt des trockenlaufenden Kupplungssystems**

Die einzelnen Funktionen werden in Teilsystemen des Kupplungssystems gelöst. Das entscheidende Element zur Funktionserfüllung des Kupplungssystems ist der Friktionskontakt. Der Energiefluss zum Verbinden des Drehmomentflusses zwischen Verbrennungskraftmaschine und Antriebsstrang wirkt in den reibkraftschlüssigen

---

<sup>7</sup> vgl. Mayer et al. 1999

<sup>8</sup> vgl. Kirchner 2007

<sup>9</sup> vgl. Drexel 1997 und Albers et al. 2007a

Wirkflächenpaaren<sup>10</sup> des Friktionskontakts. Das funktionsrelevante Wirkflächenpaar wird allgemein für Friktionssysteme in Grundkörper, Gegenkörper, Zwischenmedium und Umgebungsmedium unterteilt<sup>11</sup>. Unter Berücksichtigung der systemtheroetischen Ansätze wird das abstrakte Modell des funktionsrelevanten Wirkflächenpaars in einem Friktionskontakt des tribologischen Systems wie in Abbildung 1 beschrieben<sup>12</sup>.

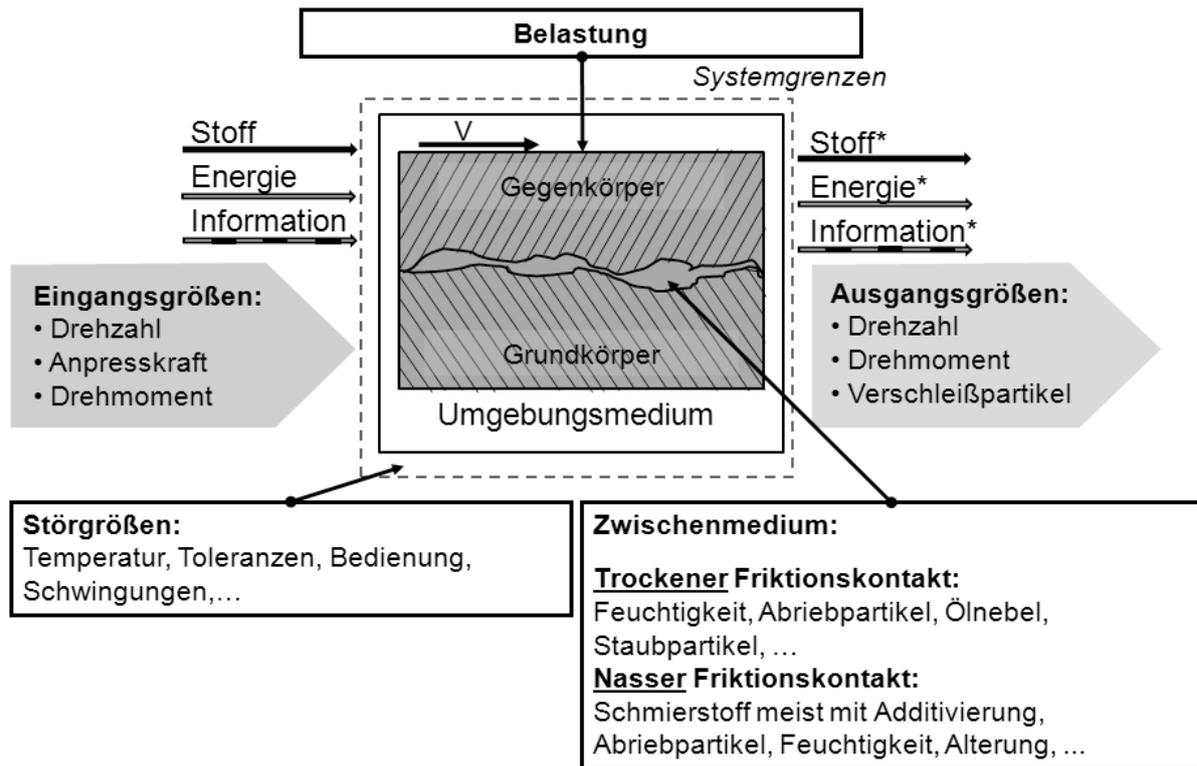


Abbildung 1 Modellbildung des Friktionskontakts<sup>13</sup>

Der entstehende Reibprozess wirkt an verschiedenen definierten Wirkflächenpaaren im Friktionskontakt. Der Reibprozess ist abhängig von dem Grundkörper, dem Gegenkörper, der Oberflächenrauigkeit, Größe der Reibfläche und Form der berührenden Wirkflächenpaare<sup>14</sup>. Noch während des Einlaufprozesses bildet sich durch chemisch-physikalische Prozesse eine zwischen sechs bis zwanzig  $\mu\text{m}$  starke Reibschicht auf der Belagoberfläche aus, die maßgeblich den Reibprozess steuert.

<sup>10</sup> vgl. Albers / Matthiesen 2002

<sup>11</sup> Czichos / Habig 2003

<sup>12</sup> Albers / Behrendt 2004

<sup>13</sup> ebda.

<sup>14</sup> vgl. Musiol 1994

Durch Aufbau der Reibschicht verändert sich auch das Reibungs- und Verschleißverhalten der Friktionspaarung<sup>15</sup>. In Abhängigkeit der Friktionspaarung dauert die Einlaufphase unterschiedlich lang. Der Übergang von der Einlaufphase in die quasi-stationäre Phase wird anhand von Reibungskenngrößen und Verschleißmessgrößen bestimmt. In der quasi-stationären Phase wirkt ein weiterer Vorgang auf die Friktionspaarung, die Selbstheilungseigenschaft organischer Reibwerkstoffe. Diese besagt, dass sich lokale Reibintensitäten in den einzelnen Flächenelementen ständig verändern, idealisiert periodisch wiederkehrend. Der für organische Werkstoffe postulierte Mechanismus beschreibt die sequenzielle Abfolge von Reibkraftübertragung, lokaler Schädigung und Regeneration und begründet die Regenerationsfähigkeit von Reibwerkstoffen nach einer bestimmten Betriebszeit<sup>16</sup>, die lokal geschädigte Bereiche in der Friktionsfläche aufwies. Die lokale Schädigung tritt durch thermische und oder mechanische Überlastung ein, wodurch die tribochemisch gebildete Reibschicht aufgrund nicht ausreichender thermischer und mechanischer Stabilität zerstört wird. Die so entstehenden Verschleißteilchen wirken häufig abrasiv auf den beteiligten Gegenkörper<sup>17</sup>. Um das Friktionssystem methodisch und somit zielgerichtet in Hinblick auf zukünftige Anforderungen weiterentwickeln zu können, müssen die kausalen Zusammenhänge und die physikalischen Modelle noch weiter ausgebaut werden, um die Ursachen für zeitlich veränderliche Vorgänge zu beschreiben bzw. zu erkennen<sup>18</sup>.

Exemplarisch seien an dieser Stelle die Arbeiten und Forschungsansätze von Poll<sup>19</sup> zur Korrelation mikrotribologischer Eigenschaften mit dem makroskopischen Reibungsverhalten oder Höhn<sup>20</sup> zum Einfluss der Reibflächentopographie auf das Reibungsverhalten aufgeführt, die am Beispiel von nasslaufenden Synchronisierungen unter Dauerbeanspruchung (Lastspiele  $\gg 10^3$ ) entwickelt wurden.

Der Forschungsansatz von Albers et al. am IPEK zur zeitlich und örtlich aufgelösten Simulation der Systemantwort komplexer Kupplungs- und Bremsvorgänge ist das Kupplungsfunktionsmodell „CoupAction“ (Couplings-Action-Model)<sup>21</sup>. Der Ausgangspunkt der Systembetrachtung ist immer das gesamte Maschinensystem, d.h. für diese Arbeit der Fahrzeugantriebsstrang mit Fahrzeug und Umgebung. Kernziel des Kupplungsfunktionsmodells ist die Beschreibung des Systemverhaltens durch eine

---

<sup>15</sup> vgl. Gauger 1998

<sup>16</sup> vgl. Severin 2004

<sup>17</sup> vgl. Zum Gahr 1985

<sup>18</sup> vgl. Albers et al. 2007a

<sup>19</sup> Poll et al. 2000

<sup>20</sup> Höhn et al. 1998

<sup>21</sup> vgl. Albers et al. 2006b

Modellbildung des Friktionssystems in Wechselwirkung mit dem Gesamtsystemverhalten, d.h. die Aufteilung des Friktionskontakts durch Wirkflächenpaarelemente endlicher Größe und die Beschreibung werkstoffspezifischer Friktionspaarungen durch experimentell ermittelte Kennfelder. Den Wirkflächenpaarelementen wird in Abhängigkeit von den lokalen Betriebsbedingungen (z.B. Temperatur, Flächenpressung und Gleitgeschwindigkeit) ein tribologisches Verhalten (z.B. Reibungszahl, Reibungszahlgradient) zugewiesen. Durch Superposition des tribologischen Verhaltens einzelner Wirkflächenpaarelemente wird das Reibungszahlverhalten des Kupplungssystems beschrieben. Durch Iteration nach definierten Iterationsschritten gelingt die zeitliche Auflösung während einer Synchronisation. So wird die Systemantwort des Antriebssystems unter Berücksichtigung der thermo-mechanischen Verformungen der Kupplungselemente, des tribologischen Verhaltens der Friktionspaarung und der dynamischen Eigenschaften des Antriebsstrangs simuliert.

Das tribologische Verhalten der Friktionspaarung lässt sich unter gleichen Randbedingungen sehr gut reproduzieren, da es auf eine äußere Belastung gesetzmäßig antwortet. Über Messungen der lokalen Temperaturen, der lokalen Reibungszahlen und deren zeitlichen Veränderung können aus den gesetzmäßigen Antworten der Friktionspaarung auf die Vorgänge im Friktionskontakt geschlossen werden<sup>22</sup>.

Das tribologische Verhalten der Friktionspaarung bzw. die Systemantwort des Friktionskontakts wird über Reibungskenngrößen und Verschleißmessgrößen bestimmt. Reibungskenngrößen werden in der Tribologie als Reibungszahl, Reibungsarbeit und Reibungsleistung verstanden. Verschleißmessgrößen beziehen sich auf verschleißbedingte Dimension- oder Masseänderung der Systemkomponenten<sup>23</sup>.

Reibungskenngrößen<sup>24</sup>:

- Die dimensionslose *Reibungszahl*  $\mu$ , auch Reibungskoeffizient genannt, ist ein Maß für die Reibkräfte z.B. im Friktionskontakt.
- Der *Reibungszahlverlauf über der Gleitgeschwindigkeit*  $\mu(v_{\text{gleit}})$  berücksichtigt das Verhalten der dynamischen Reibungszahl in Abhängigkeit der sich verändernden Gleitgeschwindigkeit.

---

<sup>22</sup> vgl. Severin, Dörsch 2001

<sup>23</sup> Czichos / Habig 2003

<sup>24</sup> VDI 2241 B1, 06.1982, GfT Arbeitsblatt 7, 09.2002

- Die Ableitung der dynamischen Reibungszahl ist der Reibungszahlgradient  $\mu'$ , d.h. die Steigung der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit. Der Reibungszahlgradient ist Indikator für die Systemantwort des Friktionskontakts hinsichtlich reibungszahlinduzierter Schwingungen (selbsterregtes Rupfen)<sup>25</sup>.
- Die *mittlere Reibungszahl*  $\mu_m$  ist der Mittelwert aus dem Reibungszahlverlauf über der Gleitgeschwindigkeit aus 100 Messpunkten während einer Synchronisation. Mit der mittleren Reibungszahl werden in dieser Arbeit die Untersuchungen zur Reibungszahlkonstanz in Abhängigkeit der Schaltheufigkeit dargestellt.
- Die *Reibungsarbeit*  $Q$  (Wärmeeintrag bzw. Energieeintrag) ist die infolge des Schaltvorgangs im Friktionskontakt durch Reibung in Wärme umgesetzte Energie in Joule. (Berechnung, Kapitel 2.2)
- Die *Reibungsleistung*  $\dot{Q}$  (Wärmeleistung) ist die zeitliche Ableitung der Reibungsarbeit in Watt. (Berechnung, Kapitel 2.2)

#### Verschleißmessgrößen<sup>26</sup>:

- Der lineare *Verschleißbetrag*  $W_l^*$  repräsentiert die Abnahme der Höhe der am Friktionskontakt beteiligten Wirkflächen in  $\mu\text{m}$ , der aus der Differenz zwischen neuer und beanspruchter Friktionsfläche für Grund- bzw. Gegenkörper gebildet wird.
- Der volumetrische *Verschleißbetrag*  $W_v^*$  repräsentiert die volumenbezogene Abnahme in  $\text{mm}^3$ , der aus dem Produkt des linearen Verschleißbetrags  $W_l^*$  und der am Friktionskontakt beteiligten Grund- bzw. Gegenkörperflächen gebildet wird.
- Die lineare *Verschleißintensität*  $W_{l/s}^*$  ist der Quotient aus *Verschleißbetrag*  $W_l^*$  in Abhängigkeit des Gleitwegs. Diese wird in  $\mu\text{m}/\text{km}$  angegeben. Sie dient zur Charakterisierung der Friktionspaarung und zur Übertragbarkeit der experimentellen Ergebnisse zwischen unterschiedlichen Prüfkategorien.
- Der volumetrische *Verschleißkoeffizient*  $k_v^*$  (auch Funktionsverschleiß) ist der Quotient aus volumetrischen *Verschleißbetrag*  $W_v^*$  in Abhängigkeit der eingebrachten Reibarbeit. Dieser wird in  $\text{mm}^3/\text{MJ}$  angegeben.

<sup>25</sup> vgl. Albers / Herbst 1998

<sup>26</sup> vgl. Poser 2006, vgl. Albers / Mitariu 2007, vgl. GfT Arbeitsblatt 7, 09.2002

Die Ermittlung der tribologischen Reibungskenn- und Verschleißmessgrößen erfolgt systemspezifisch für den trockenlaufenden Friktionskontakt eines Kupplungssystems nach dem Versuchsablauf Synchronisation. Eine Synchronisation bzw. ein Arbeitsspiel beschreibt das Angleichen der Drehzahlen zwischen Verbrennungskraftmaschine und Getriebeeingangswelle, bei dem während der Schlupfphase die Drehmomentübertragung in den reibkraftschlüssigen Wirkflächenpaaren des Friktionskontakts stattfindet.

Heutige Komfortanforderungen an Antriebssysteme von Kraftfahrzeugen werden u.a. auf das Kupplungssystem und dessen Friktionskontakt übertragen. Unter Komfort wird hier das Einkuppelverhalten, die Modulationsqualität (Dosieren des Kupplungsmoments) und die Schwingungs- und Geräuschanregung verstanden. Schwingungen, die während der Schlupfphase der Kupplung im Antriebsstrang eines Fahrzeugs und im Bereich der Kupplung erzeugt werden, werden per Definition als Rupfen bezeichnet. Rupfen entsteht, wenn bei schlupfender Kupplung periodische Drehmomentschwankungen erzeugt werden, die im Eigenfrequenzbereich des durch die Kupplung dynamisch getrennten Antriebsstrangs liegen<sup>27</sup>. Die erste Eigenfrequenz von PKW-Antriebssträngen liegt zwischen  $f = 8 - 15$  Hz. Rupfen kann in zwei unterschiedliche Arten von rotatorischen Schwingungen unterteilt werden: das zwangserregte Rupfen und das reibungserregte Rupfen<sup>28</sup>.

Das zwangserregte Rupfen ist ein Phänomen, das durch eine äußere Erregerquelle mit periodischer Anregung verursacht wird. Bauteilabweichungen und Kurbelwellenaxialschwingungen rufen periodische Anpresskraftschwankungen hervor, die so zu periodischen Momentenschwankungen führen. Um die zwangserregte Schwingung zu erzeugen, müssen mindestens zwei Abweichungen (z.B. Erhebung auf der Anpressplatte, Winkelversatz) vorhanden sein<sup>29</sup>.

Die Ursache für das selbsterregte Rupfen ist die Abnahme der Reibungszahl der Friktionspaarung während der Schlupfphase mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit. Die charakteristische Größe ist der in Abbildung 2 prinzipiell dargestellte Reibungszahlgradient, d.h. die Ableitung der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit.

---

<sup>27</sup> vgl. Winkelmann / Harmuth 1985, vgl. Albers / Herbst 1998

<sup>28</sup> vgl. Albers / Herbst 1998

<sup>29</sup> vgl. ebda.

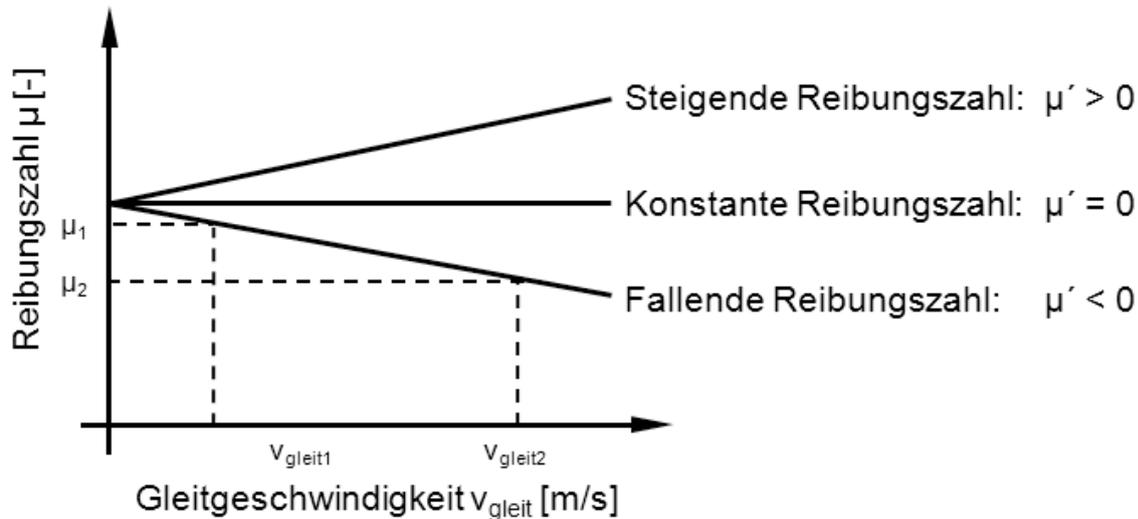


Abbildung 2 Prinzip zur Bestimmung des Reibungszahlgradienten  $\mu'$  in  $s/m$ <sup>30</sup>

Für diese globale Beschreibung des Reibungszahlverlaufs ergeben sich nach Gleichung 1 drei mögliche Fälle für den Wert des Reibungszahlgradienten:

$$\mu' = \frac{d\mu}{dv_{\text{gleit}}} = \frac{\mu_2 - \mu_1}{v_{\text{gleit}2} - v_{\text{gleit}1}} \quad (\text{Gl. 1})$$

$\mu' > 0$ : Reibungszahl steigt mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit im reibschlüssigen Wirkflächenpaar. Der Reibkontakt induziert im Normalfall kein selbsterregtes Rumpfen.

$\mu' = 0$ : Reibungszahl ist konstant. Der Friktionskontakt verhält sich neutral.

$\mu' < 0$ : Reibungszahl fällt mit zunehmender Relativgeschwindigkeit im reibschlüssigen Wirkflächenpaar. Die wirksame Systemdämpfung wird verringert, die Gefahr selbsterregter Reibschwingungen steigt<sup>31</sup>.

Die Gleitgeschwindigkeiten  $v_{\text{gleit}1}$ ,  $v_{\text{gleit}2}$  werden nicht nach einem genormten Standard bestimmt. Es gibt zwei gängige Festlegungen aus der Praxis: Variante 1, die den Reibungszahlgradienten bei 20% und 80% der maximalen Gleitgeschwindigkeit festlegt, und Variante 2, bei der der Reibungszahlgradient bei 0,5 und 8 m/s gebildet wird.

Eine detailliertere Betrachtung und Beschreibung des Reibungszahlverlaufs ist die Bestimmung des Reibungszahlgradientenverlaufs über der Gleitgeschwindigkeit, d.h. über definierte Schrittweiten werden lokale Reibungszahlgradienten gebildet. In Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit kann so eine direkte Korrelation zu im System

<sup>30</sup> vgl. Albers et al. 2006b

<sup>31</sup> vgl. ebda

auftretenden Schwingungen erfolgen. Diese Methode zur Prognose möglicher selbsterregter Reibschwingungen berücksichtigt so das gleichzeitige Auftreten von steigender, konstanter und fallender Reibungszahl im Friktionskontakt<sup>32</sup>.

Im Unterschied zum Rupfen können auch bei geschlossener Kupplung Schwingungen in einem anderen Frequenzbereich erfolgen. Diese Schwingung wird als Fahrzeug-Ruckeln definiert. Andere Namen für dieses Phänomen sind Ruckeln, Motorruckeln, Pseudo-Rupfen oder „Bonanza“-Effekt<sup>33</sup>. Das Fahrzeug-Ruckeln ist eine Fahrzeuglängsschwingung mit einer Frequenz und einer abnehmenden Amplitude. Der Frequenzbereich ist abhängig vom Antriebssystem und liegt im Bereich  $f = 2 - 5 \text{ Hz}$ <sup>34</sup>.

Ein weiteres Phänomen, dessen Ursache im Friktionskontakt entsteht, ist das Einbrechen der Reibungszahl bei hohen Temperaturen durch die dissipativ umgesetzte Reibungsleistung. Diese Temperaturabhängigkeit der Reibungszahl der Friktionspaarung wird als Fading bezeichnet<sup>35</sup>.

Durch dauerhaft zu niedrige Energieeinträge kann es zu einem weiteren Phänomen im Friktionskontakt kommen, das als „Verspiegeln“ des Reibbelags bezeichnet wird<sup>36</sup>. Dies kann zum Durchrutschen der Kupplung führen, wenn die Reibungszahl im Friktionskontakt abfällt.

Es lässt sich nach Albers et al. folgendes Resümee zu den Eigenschaften des Friktionskontakts ziehen<sup>37</sup>, das für zukünftige Kupplungssysteme von Bedeutung ist:

- Realisierung hoher Niveaus der Reibungszahl im Friktionskontakt  $\mu > 0,35$
- Konstant hohes Niveau der Reibungszahl über die gesamte Betriebsdauer
- Temperaturstabile Reibungszahl der Friktionspaarung
- Positive Reibungszahlgradienten der Friktionspaarung
- Hohe Lebensdauer durch niedrigen Summenverschleiß
- Minimieren der lebensdauerschädlichen Verschleißanteile
- Drehzahlfestigkeit und Bauteilzuverlässigkeit der Friktionspartner
- Unempfindlichkeit gegen Störgrößen

---

<sup>32</sup> vgl. Albers, Karrar 2005, vgl. Albers et al. 2006b

<sup>33</sup> vgl. Mitschke 1994

<sup>34</sup> vgl. ebda

<sup>35</sup> vgl. Drexl 1997

<sup>36</sup> vgl. Diemer 2006

<sup>37</sup> vgl. Albers et al. 2001a

## 2.1.2 Bauteilkomponenten trockenlaufender Kupplungssysteme

Zum besseren Verständnis der Lösungskonzepte zu den einzelnen Teilfunktionen werden im Folgenden Bauformen und Bauteilkomponenten trockenlaufender Kupplungssysteme vorgestellt. Das trockenlaufende Kupplungssystem besteht prinzipiell aus einem Kraftübertragungsteil (Reibkraftschlüssigen Wirkflächenpaar des Friktionskontakts) und einem Betätigungsteil<sup>38</sup>. Unter Berücksichtigung der Klassierungsmatrix<sup>39</sup> der Kupplungsfunktionen und -eigenschaften ergibt sich das in Abbildung 3 dargestellte Ordnungsschema des trockenlaufenden Kupplungssystems.

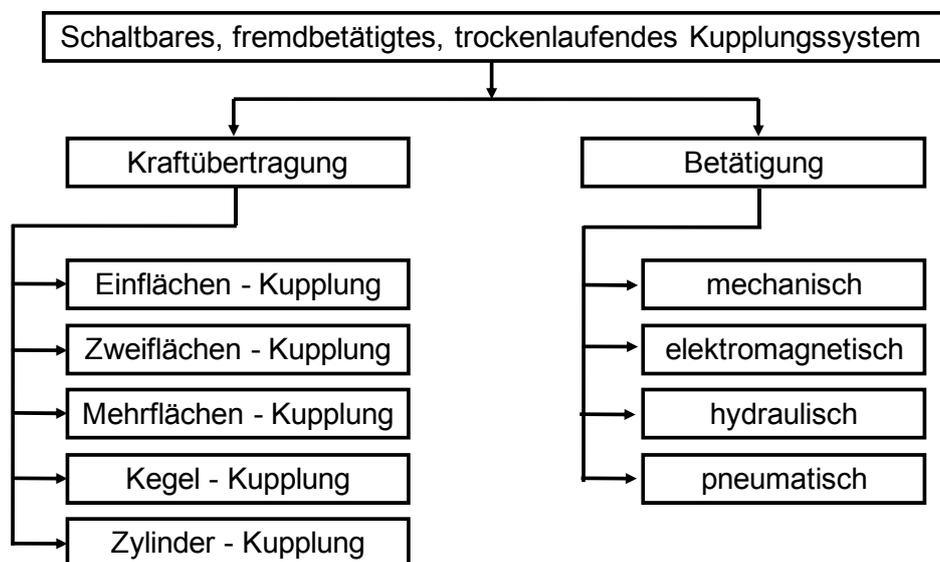


Abbildung 3 Ordnungsschema des trockenlaufenden Kupplungssystems<sup>40</sup>

Die standardmäßig eingebaute trockenlaufende Kraftfahrzeugkupplung im Zusammenspiel mit manuellen Schaltgetrieben ist die Einscheiben-Kupplung, die in zwei parallel angeordneten reibschlüssigen Wirkflächenpaaren die Drehmomentübertragung realisiert (Zweiflächen-Kupplung). Die Mehrzahl der Kupplungssysteme für Pkw-Anwendungen ist als gedrückte Kupplung ausgeführt, die fahrzeugspezifisch mechanisch, semi-hydraulisch oder hydraulisch betätigt werden. Gedrückt beschreibt dabei die Betätigungsform zum Trennen bzw. Öffnen des Kupplungssystems.

<sup>38</sup> Schalitz 1975

<sup>39</sup> vgl. Albers 2008

<sup>40</sup> vgl. Schalitz 1975

Die Relevanz der Einscheiben-Kupplung im Einsatz mit manuellen Schaltgetrieben zeigt sich im Marktanteil von 88% im Jahr 2004 im Vergleich zu automatisierten Antriebssystemkonzepten (AT, AMT, CVT) in Europa<sup>41</sup>. Aufgrund dessen werden im Folgenden die einzelnen Teilsysteme zur Realisierung des Antriebssystems mit Einscheiben-Kupplung vorgestellt, die sich aus Schwungrad (S), Kupplungsscheibe (KS), Kupplungsdruckplatte (KD) und dem Betätigungssystem (B) zusammensetzen (Abbildung 4).

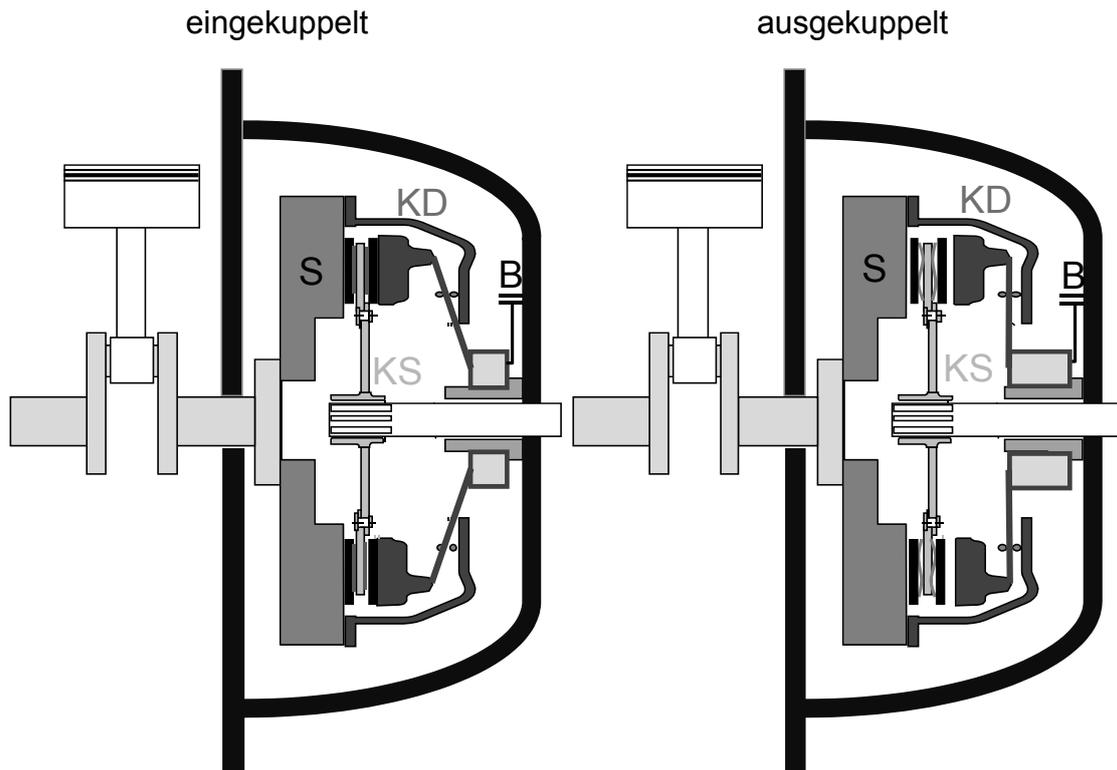


Abbildung 4 Kupplungsteilsysteme im eingekuppelten und ausgekuppelten Zustand

Das auf der Kurbelwelle montierte Schwungrad ist fest mit der Kupplungsdruckplatte verbunden, die über die Tellerfeder die Anpresskraft über die Anpressplatte im Kupplungssystem aufbaut. Schwungrad und Kupplungsdruckplatte weisen daher die gleiche Drehzahl auf. Zwischen Schwungrad und Kupplungsdruckplatte befindet sich die auf der Getriebeeingangswelle axial verschiebbliche Kupplungsscheibe mit zwei Reibbelägen. Im eingekuppelten Zustand herrscht ein geschlossener Kraftfluss im System. Beim Auflösen des Reibschluss in den reibschlüssigen Wirkflächenpaaren durch das vom Fahrer aktivierte Betätigungssystem wird der Kraftfluss getrennt

<sup>41</sup> WIWO 2004

(Abbildung 4). Die Kupplungsscheibe rotiert mit der anliegenden Drehzahl der Getriebeeingangswelle.

Die vorliegende Arbeit beschreibt ferner nicht alle verfügbaren trockenlaufenden Kupplungssysteme und deren unterschiedliche Bauformen. Vielmehr fließen die hierzu durchgeführten, recherchierenden Untersuchungen in die Konzepte zur Realisierung der Anforderungen im System des trockenlaufenden Kupplungssystems ein.

### **2.1.2.1 Schwungrad**

Das Schwungrad übernimmt im Gesamtsystem Fahrzeug mehrere Funktionen. Aus Sicht des Kupplungssystems stellt es zum einen eine Friktionswirkfläche für den motorseitigen Friktionskontakt zur Verfügung. Zum anderen wird in Abhängigkeit der Bauform gezielt die Antriebsstrangdynamik beeinflusst. Die heute am Markt etablierten Bauformen sind das Einmassenschwungrad EMS und das Zweimassenschwungrad ZMS.

Schnelle Drehmomentänderungen regen den Antriebsstrang zum Schwingen an. Diese Drehmomentänderungen werden z.B. durch die zündungsbedingte Drehungleichförmigkeiten der Verbrennungskraftmaschine oder durch Lastwechsel infolge schneller Fahrpedal- oder Kupplungsbetätigung hervorgerufen. Die Drehungleichförmigkeiten können zu Klapper- und Rasselgeräuschen im Getriebe führen, d.h. zum Aufeinanderschlagen der spielbehafteten, nicht im Kraftfluss liegenden Zahnräder, Synchronringe und Schiebemuffen. Klappern, bzw. Leerlauf-rasseln, tritt im Leerlauf auf, Rasseln im Zug- oder Schubbetrieb<sup>42</sup>. Dabei wird die 3. Torsionseigenfrequenz des geschlossenen Antriebsstrangs ( $f = \sim 40 - 70 \text{ Hz}$ ) durch die motordrehzahlabhängige Zündfrequenz angeregt, d.h. z.B. bei 4-Zylinder-4-Takt-Motoren mit der 2. Ordnung (Harmonische), bei 6-Zylinder-4-Takt-Motoren mit der 3. Ordnung<sup>43</sup>.

Lastwechsel führen zu Fahrzeuglängsschwingungen. Die 1. Eigenfrequenz des geschlossenen Antriebsstrangs beträgt in niedrigen Gängen  $f = 2 - 5 \text{ Hz}$  und kann durch schnelle Lastwechsel angeregt werden. Dieses Phänomen wurde bereits als Ruckeln vorgestellt.

Das ZMS wird insbesondere zur Filterung der Drehungleichförmigkeiten der Verbrennungskraftmaschine verwendet, um Klappern und Rasseln zu vermeiden. Es wird so ausgelegt, dass der überkritische Schwingungszustand über den aus der

---

<sup>42</sup> vgl. Dogan 2001

<sup>43</sup> vgl. Sinn 1993, Dresig 2006

Verbrennungskraftmaschine verfügbaren Drehzahlbereich zur Verfügung steht. Die Resonanzbereiche werden nur noch beim Anlassen und Abstellen der Verbrennungskraftmaschine durchlaufen, die sich zwischen Anlasser- und Leerlaufdrehzahl bewegen<sup>44</sup>. Das ZMS besteht aus einer Primär- und einer Sekundärseite. Die Primärseite ist an der Kurbelwelle fixiert. Die Sekundärseite ist über Bogenfedern, deren Steifigkeit fahrzeugspezifisch abgestimmt wird, mit der Primärseite verbunden. Diese stützt sich gleichzeitig durch eine Lagerung auf der Primärseite ab. Die Dämpfung wird z.B. u.a. über die Reibung zwischen Bogenfeder und Bogenfederkanal realisiert. Der motorseitige Friktionskontakt wird im funktionsrelevanten Wirkflächenpaar Sekundärseite / Reibbelag gebildet.

### **2.1.2.2 Kupplungsdruckplatte**

Die Kupplungsdruckplatte besteht standardmäßig aus der Anpressplatte, die die eine Friktionswirkfläche für den Friktionskontakt auf der Getriebeseite zur Verfügung stellt, der Tellerfeder und dem Kupplungsgehäuse. Die Tellerfeder wird im Kupplungsgehäuse gegen die Anpressplatte abgestützt und überträgt die für die reibkraftschlüssige Drehmomentübertragung notwendige Normalkraft auf die Anpressplatte. Die Tellerfeder besitzt integrierte Betätigungshebel, die Tellerfederzungen, die zusammen mit dem Ausrücklager das Wirkflächenpaar zum Auskuppeln des Kupplungssystems bildet. Die Anpressplatte ist über vorgespannte Blattfedern am Kupplungsgehäuse fixiert, die die Anpressplatte im ausgekuppelten Zustand abheben und die Trennfunktion realisieren.

Die Anpresskraft des Kupplungssystems wird fahrzeugspezifisch ausgelegt. Aufgrund von im Friktionskontakt auftretendem Verschleiß verändert sich die Anpresskraft über der Betriebszeit (siehe Abbildung 19). Das Kupplungssystem erreicht seine funktionale Grenze, wenn die Verschleißgrenze erreicht wird, d.h. die wirkende Anpresskraft unter die im Betriebspunkt ausgelegte sinkt. Das hat das Durchrutschen der Kupplung zur Folge, da die Kupplung das vom Fahrer geforderte Motormoment nicht mehr vollständig übertragen kann.

Die Veränderung der Anpresskraft über die Betriebszeit ist aus Komfortaspekten nicht erwünscht, da durch die Änderung der Anpresskraft auch die Pedalkraftkennlinie verändert wird. Durch die Entwicklung verschleißnachstellender Kupplungsdruckplatten wie z.B. dem SAC System der Fa. LuK<sup>45</sup> oder dem XTEND System der

---

<sup>44</sup> vgl. Albers 1995 und vgl. REIK 1998

<sup>45</sup> Kimmig et al. 2003

Fa. ZF Sachs<sup>46</sup> können Laufleistung, günstigere Betätigungskräfte und optimierte automatisierte Kupplungsbetätigung realisiert werden (siehe Abbildung 5).

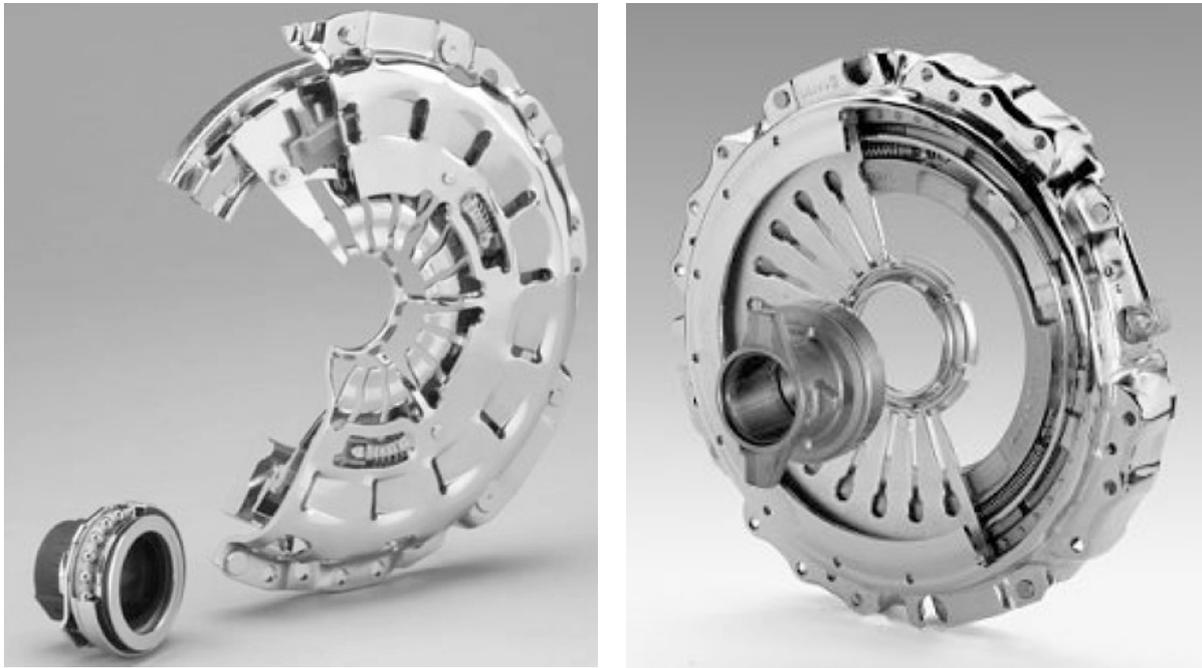


Abbildung 5 Kupplungsdruckplatten mit Verschleißnachstellung (links: LuK SaC, rechts: ZF Sachs XTEND)<sup>47</sup>

### 2.1.2.3 Kupplungsscheibe

Die Kupplungsscheibe ist zentrales Teilsystem des trockenlaufenden Einscheiben-Fahrzeugkupplungssystems. Sie übernimmt diverse Aufgaben, um die Funktionserfüllung zu gewährleisten. Bezüglich der Drehmomentübertragung im Kupplungssystem trägt und lagert sie die Wirkflächen für den motor- und getriebeseitigen Friktionskontakt. Sie ist dadurch mechanisch und thermisch hochbelastet, muss aber aufgrund der Forderungen der Getriebeentwicklung, um Schaltkräfte zu reduzieren und Synchronisierungen zu schonen, eine kleine Masse und eine kleine Massenträgheit aufweisen. Eine weitere zentrale Aufgabe der Kupplungsscheibe übernimmt die Belagfederung, die einerseits das gleichmäßige Tragen des Reibbelags und andererseits die Kupplungsmodulation realisiert. Die Kupplungsmodulation<sup>48</sup>, d.h. das Zusammenspiel zwischen Belagfederung und Kupplungsansteuerung, ist unter

<sup>46</sup> Gebauer 2006

<sup>47</sup> LuK GmbH & Co. oHG, ZF Sachs AG

<sup>48</sup> vgl. Zink / Shead 1998

dem Gesichtspunkt der Anfahrbarkeit des Kraftfahrzeugs entscheidend (siehe Abbildung 25). Sie berücksichtigt die Zustellempfindlichkeit um den Schleifpunkt und das gezielte Aufbauen des Kupplungsmoments.

Die gezielte Beeinflussung der Antriebsstrangdynamik kann in Kupplungsscheiben mit Torsionsdämpfern realisiert werden. Die Auslegung der Torsionsdämpferkennlinie erfolgt systemspezifisch für den jeweiligen Einsatzfall. Ziel ist auch hier die Filterung der Drehungleichförmigkeit der Verbrennungskraftmaschine und somit die Vermeidung von Klapper- und Rasselgeräuschen.

Des Weiteren können in der Kupplungsscheibe konstruktiv Ausgleichselemente integriert werden, die Wellenverlagerung z.B. aus Fertigungstoleranzen, Montagefehlern oder betriebsbedingten Verformungen und Achsversätze kompensieren sollen, um zwangserregte Schwingungen im Antriebssystem zu vermeiden.

## 2.2 Dimensionierung trockenlaufender Kupplungssysteme

Die Grundlagen zur Auslegung und Dimensionierung von trockenlaufenden Kupplungssystemen werden detailliert in der Fachliteratur<sup>49</sup> diskutiert. Es werden daher nur relevante Auszüge für diese Arbeit wiedergegeben.

Für schaltbare, reibkraftschlüssige Kupplungssysteme werden zwei wesentliche auslegungsrelevante Kupplungsmomente berücksichtigt: das während der Synchronisation wirkende Schaltmoment  $M_S$  und das im eingekuppelten Zustand anliegende übertragbare Drehmoment  $M_{\dot{U}}$ . Beide beruhen auf dem Coulomb'schen Reibungsgesetz, bei dem allgemein ein Reibmoment  $M_R$  definiert wird. Für die Einscheiben-Trockenkupplung<sup>50</sup> als Zweiflächen-Kupplung ( $z = 2$ ) ergibt sich das Reibmoment  $M_R$  nach Gl. 3 mit dem flächenbezogenen mittleren Reibradius  $r_m$ :

$$r_m = \frac{2 \cdot (r_a^3 - r_i^3)}{3 \cdot (r_a^2 - r_i^2)} \quad (\text{Gl. 2})$$

Abweichend von Gl. 2a wird der mittlere Reibradius  $r_m$  für Kupplungssysteme mit ingenieurkeramischen Werkstoffen in Pelletgeometrie nach Gl. 2b berechnet:

$$r_m = \frac{(r_a + r_i)}{2} \quad (\text{Gl. 3})$$

<sup>49</sup> VDI 2241 B1, Drexl 1997, Braess / Seiffert 2007, Albers 2008

<sup>50</sup> Albers 2008

$$M_R = \mu \cdot F_N \cdot r_m \cdot z \quad (\text{Gl. 4})$$

Im eingekuppelten Zustand entspricht die Reibungszahl  $\mu$  der statischen Reibungszahl  $\mu_0$ . Während der Synchronisation wirkt die dynamische Reibungszahl  $\mu_{\text{dyn}}$ . Unter der Annahme, dass die Haftreibungszahl  $\mu_0$  höher als die Gleitreibungszahl  $\mu_{\text{dyn}}$  ist, gilt:

$$M_{\dot{U}} > M_S$$

Heutige Kupplungssysteme werden mit einem Sicherheitsfaktor  $S$  von  $1,2 \leq S \leq 1,7$  ausgelegt, der den Reibungszahlabfall bei extrem hohen Temperaturen bzw. die Anpresskraftreduktion aufgrund von Setzverlusten der Tellerfeder durch eine Vorlast im Betätigungssystem (Phänomen „Kaltkreischen“) kompensiert.

$$S = \frac{M_R}{M_{\text{Motor max}}} \quad (\text{Gl. 5})$$

Auslegungsrelevant für das Reibmoment  $M_R$  ist die Reibungszahl  $\mu$  mit  $\mu = \mu_{\text{min}}$ .

### 2.2.1 Wärmehaushalt

Das Kupplungssystem für Fahrzeuganwendung muss unter extremen Bedingungen funktional sein, d.h. z.B. bei äußeren Temperaturen von  $T = -40^\circ\text{C}$  wie in Lappland, Skandinavien, bis  $T = 80^\circ\text{C}$  wie im Death Valley, USA. Neben diesen äußeren Einflüssen, die bei Systemstart vorherrschen, müssen Wärmeleitung und -strahlung der Anschlussaggregate Motor und Getriebe in warmgefahrenem Zustand berücksichtigt werden.

Ausschlaggebend für die Funktionalität des Kupplungssystems ist die während der Synchronisierung im Friktionskontakt dissipierte Energie, die in Wärme umgesetzt wird. Dieser Wärmeeintrag bzw. Energieeintrag belastet das Kupplungssystem zusätzlich, da thermisch induzierte Spannungen den mechanischen überlagert werden. Die höchsten Energieeinträge erfährt das Kupplungssystem beim Anfahren aus dem Stand. Die Reibungsarbeit  $Q$  wird bei einem konstanten Lastmoment in Gl. 6 formuliert. Das wirkende Lastmoment lässt sich durch die Berechnung der Fahrwiderstandsgleichung<sup>51</sup> für das Kupplungssystem bestimmen. Das angenäherte Kupplungskennmoment  $M_{\text{KK}}$  kann in Anlehnung an die VDI 2241 anstelle des Schaltmoments  $M_S$  eingesetzt und als konstant angenommen werden<sup>52</sup>.

<sup>51</sup> vgl. Braess / Seiffert 2007

<sup>52</sup> vgl. Albers 2008

$$Q = \frac{1}{2} \cdot J_{\text{Reduziert}} \cdot \omega_{an}^2 \cdot \frac{1}{1 - \frac{M_L}{M_{KK}}} \quad (\text{Gl. 6})$$

Die Reibungsleistung des Kupplungssystems lässt sich nach Gl. 7 formulieren:

$$\dot{Q} = M_R \cdot \omega_{an} = \mu \cdot F_N \cdot v_{\text{gleit}} \quad (\text{Gl. 7})$$

Die Betrachtung des Wärmehaushalts ist entscheidend für die Funktionalität des Kupplungssystems, da zu hohe Temperaturen im System Funktionsausfälle bewirken können. Erhöhte Temperaturen können zum Fading führen, sie verursachen bei organischen Reibbelägen erhöhte Verschleißraten und können zu ungewollten Tellerungseffekten z.B. der Anpressplatte führen. Bei der Entwicklung neuer Kupplungssysteme muss daher zwingend der Wärmehaushalt berücksichtigt werden, um konstruktiv über entsprechende Lösungskonzepte hohe Temperaturen im System zu vermeiden.

Dies kann über die Wärmekapazität erfolgen wie z.B. durch erhöhte Massen als Wärmespeicher oder über gezielte Wärmeleitung durch Kupferbahnen in den metallischen Gegenreibpartnern. Des Weiteren stehen konvektive Gegenmaßnahmen zur Verfügung. Passive Maßnahmen wären z.B. offene Kupplungsgehäuse, vergrößerte Oberflächen-Volumenanteile der Anpressplatte, Rippen oder aktive z.B. die aktive Kühlung des Kupplungssystems durch Einblasen von Frischluft. Gezielte Kombinationen dieser Lösungen sind möglich.

Zur besseren Abschätzung des Erfolgs dieser temperatursenkenden Maßnahmen, zur gezielteren Auslegung des Kupplungssystems und zur besseren Auflösung der tribologischen Vorgänge im Friktionskontakt werden sowohl analytische als auch numerische Verfahren eingesetzt, um lokale und globale Temperaturen im Kupplungssystem zu berechnen. Diese fließen bei der Auslegung und Dimensionierung in den Entwicklungsprozess ein. Im Folgenden werden zwei numerische Verfahren zur Berechnung der Temperaturverteilung im trockenlaufenden Friktionssystem vorgestellt.

### 2.2.1.1 1-Dimensionale Temperaturmodelle

1-Dimensionale Temperaturmodelle werden zur globalen Abschätzung des Temperaturverhaltens und der Temperaturverteilung im Kupplungssystem verwendet. Diese analytischen Modelle berechnen das Temperatur- und Wärmeabgabeverhalten des Kupplungssystems auf Basis der Wärmeübertragungsarten Leitung, Strahlung und Konvektion.

Die Berechnung der durch Wärmeleitung übertragenen Wärmeleistung erfolgt nach dem Fourierschen Gesetz. Unter Berücksichtigung der Biot-Zahl, die das Verhältnis

von äußerem Wärmeübergang (Wärmetransport an der Oberfläche) zur inneren Wärmeübertragung (Wärmeleitung durch den Körper) kennzeichnet, kann die abgeführte Wärmeleistung besser berücksichtigt werden. Die Modellgüte steigt. Der Wärmeübergang an der Oberfläche teilt sich in Konvektion und Strahlung auf. Die Berechnung der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  nach Gold<sup>53</sup> für den Konvektionsterm liefert ausreichende Ergebnisse, um die über Konvektion abgeführte Wärmemenge näherungsweise in der Simulation zu berücksichtigen.

Durch empirische Analysen einer Einscheiben-Trockenkupplung beschreibt Beitler<sup>54</sup> die Wärmeübergangszahl des Konvektionsterms und des Strahlungsterms. Diese werden in einem Simulationsmodell zur Berechnung des gesamten Kupplungswärmehaushalts der betrachteten Einscheiben-Trockenkupplung berücksichtigt. Die Gültigkeit des Simulationsmodells und der drehzahlabhängigen Wärmeübergangskoeffizienten wurde bis zu einer Motordrehzahl  $n_{\text{Motor}} = 2000$  1/min verifiziert.

### 2.2.1.2 3-Dimensionale Temperaturmodelle durch FEM- Simulation

Die Finite-Elemente-Methode bietet die Möglichkeit unter definierten Randbedingungen thermische und mechanische Untersuchungen unter Berücksichtigung der Bauteilgeometrie durchzuführen. Ziel der thermo-mechanischen Berechnung ist die Erfassung der lokal wirkenden Flächenpressung und der lokalen und globalen Temperaturverteilung in den funktionsrelevanten Wirkflächenpaaren des Friktionskontakts, der Bauteilverbindung und des Kupplungssystems. Die Simulation erlaubt so die Betrachtung dieser transienten Vorgänge.

Der Detaillierungsgrad der FEM-Simulation kann von der Simulation von Hot Spots<sup>55</sup> im Friktionskontakt auf der Rauheit-Skala bis zur Simulation des Kupplungssystems in der Kupplungsglocke<sup>56</sup> variieren. In Abhängigkeit des Fokus der Untersuchung, der zu beschreibenden Komplexität des Systems und Rahmenbedingungen stehen unterschiedliche Möglichkeiten zur Verfügung, die während der Synchronisation eingebrachte Reibungsleistung zu simulieren. Beispielhaft seien an dieser Stelle wandernde Wärmequellen oder kontinuierlich verteilte Wärmequellen aufgeführt, die z.B. auf der zur Verfügung stehenden nominellen Friktionsfläche eingebracht werden. Die eingesetzte Simulation der Wärmeleistung orientiert sich an den Zielen der jeweiligen Untersuchung unter vertretbarem Rechenaufwand der Modelle. Die Erstellung der FE-Modelle (Pre-Processing), die Berechnung und die Aufbereitung

---

<sup>53</sup> vgl. Gold 2006

<sup>54</sup> vgl. Beitler 2008

<sup>55</sup> vgl. Lestyan et al. 2007

<sup>56</sup> vgl. Albers et al. 2007b und vgl. Czel et al. 2008

(Post-Processing) erfolgt in dieser Arbeit durchgängig mit Hilfe des Simulationsprogramms ABAQUS V6.7 von SIMULIA, Dassault Systemes.

### **2.2.2 Dynamisches Verhalten des Antriebssystems**

Antriebssysteme haben die Aufgabe, Körper in Bewegung zu setzen und dabei zuverlässig und sicher zu funktionieren. Verschiedenartige dynamische Störerscheinungen in den Baugruppen zwischen Motor und Abtrieb, insbesondere bei Anlauf- und Bremsvorgängen oder bei bestimmten kritischen Drehzahlen, können komfortmindernd wirken<sup>57</sup>. Einige relevante Schwingungsphänomene wie z.B. Rupfen, Ruckeln oder Rasseln, die ihren Ursprung in Teilsystemen des Antriebssystems haben und funktional im Kupplungssystem gelöst oder im Kupplungssystem verursacht werden, wurden bereits vorgestellt.

Bei einem realen Körper sind Masse, Steifigkeit und Dämpfung kontinuierlich über den gesamten Körper verteilt. Äußere Kräfte bewirken nicht nur Bewegungen des Körpers, sondern auch Verformungen und damit Schwingungen. Eine Schwingung definiert eine physikalische Zustandsgröße in Abhängigkeit der Zeit. Schwingungen können nach verschiedenen Gesichtspunkten klassifiziert werden<sup>58</sup>. Beim Schwingen eines Systems findet ständig Energieumwandlung zwischen verschiedenen Energieformen statt.

Berechnungsmodelle in der Antriebsdynamik haben den Zweck, das dynamische Verhalten des Systems qualitativ richtig darzustellen und die quantitative Berechnung von Kraft- und Bewegungsgrößen zu ermöglichen, so dass der Einfluss wesentlicher konstruktiver Parameter auf das dynamische Verhalten erkennbar und interpretierbar wird. Das VCDM Virtual Clutch Development Model, basierend auf LMS.Imagine.Lab AMESim, wurde u.a. entwickelt, um Entwicklungsingenieuren simulationsgestützt Fahrerbewertungen der verschiedenen antriebssystemspezifischen Phänomene in Abhängigkeit variierbarer Systemsteifigkeit und –dämpfung zu ermöglichen<sup>59</sup>.

Auftretende Schwingungen im Antriebssystem können auf unterschiedliche Weisen anhand von Messdaten, die sowohl in experimentellen Versuchen als auch in Simulation aufgezeichnet werden, beurteilt werden. Im Folgenden werden die für diese Arbeit relevanten Bewertungsverfahren dargestellt:

---

<sup>57</sup> vgl. Dresig 2006

<sup>58</sup> vgl. ebda.

<sup>59</sup> vgl. Albers et al. 2008a

- Relativer Vergleich des Schwingungsverhaltens über die systemspezifische Größe Flächenindex ( $n_{ab}, \omega_{ab}$ )<sup>60</sup>

Um z.B. die aus dem Kupplungssystem entstehende Rupfneigung des Antriebssystems zu beurteilen, wird die Kenngröße Flächenindex gebildet, die über Hüllkurven die Schwingung während des Anfahrvorgangs charakterisiert. Vorteile dieser Beschreibung sind die Einfachheit und die vollständige Erfassung der Rupfschwingungen.

- Systemspezifischer Vergleich des Schwingungsverhaltens über normierte Klassierverfahren / Zählverfahren<sup>61</sup>

Klassierungen können mit verschiedenen Verfahren und Zählweisen durchgeführt werden. In DIN 45667 werden ein- und mehrparametrische Zählverfahren beschrieben. Zuerst wird ein Bezugssignal (Domäne) und der zugehörige Wertebereich, innerhalb dessen die Signal-Zeit-Funktion klassiert werden soll, definiert. In Abhängigkeit des Wertebereichs wird die Signal-Zeit-Funktion des Bezugssignals normiert und in Klassen unterteilt. In Abhängigkeit des Bezugssignals sind negative Klassen möglich, wie sie z.B. bei der Betrachtung des im Antriebsstrang wirkenden Moments bei Zug- oder Schubbetrieb auftreten können. Im Rahmen dieser Arbeit werden das Klassenverweildauerverfahren, das Klassendurchgangsverfahren und das Markov-Verfahren betrachtet, um die Systemantwort des Antriebstrang mit dem entwickelten Kupplungssystem zu beschreiben.

Das Klassendurchgangsverfahren ist ein einparametrisches Zählverfahren, bei dem der Übergang der normierten Signal-Zeit-Funktion von einer Klasse zur nächsten berücksichtigt wird. Bei der Markov-Zählung handelt es sich um ein zweiparametrisches Zählverfahren. Die normierte Signal-Zeit-Funktion des Bezugssignals wird zunächst zu einer Folge von Lastwechseln vereinfacht. Jeder Lastwechsel wird durch die Klasse, in der der Lastwechsel beginnt, und durch die Klasse, in der er endet, charakterisiert. In der Markov-Matrix werden alle möglichen Kombinationen von Start- und Zielklassen dargestellt und die Anzahl der Lastwechsel gezählt. Daraus folgen Informationen über Amplitude und Häufigkeitsverteilung der auftretenden Schwingungen, die die auftretende Last-Zeit-Funktion charakterisieren.

Mit Hilfe dieser Verfahren zur Quantifizierung der Systemantwort des Antriebssystems werden die Ergebnisse der experimentellen Versuche und der Simulation abgeglichen. Ferner dienen sie zum relativen Vergleich des Schwingungsverhaltens

---

<sup>60</sup> Krüger 2003, Albers / Karrar 2005

<sup>61</sup> DIN 45667

des Antriebsstrangs mit und ohne Kupplungssystem mit ingenieurkeramischen Friktionswerkstoffen.

### **2.3 Ingenieurkeramik im trockenlaufenden Kupplungssystem**

Aufgrund heutiger Anforderungen an die Funktionalität des Kupplungssystems, das hohe thermische und mechanische Belastungen im Betrieb erfährt, werden Lösungskonzepte für den trockenlaufenden Friktionskontakt gesucht, mit deren Eigenschaften die Leistungsdichte und der Wirkungsgrad unter Berücksichtigung der Funktionssicherheit gesteigert werden können. Die Notwendigkeit ist durch die in den letzten Jahren zunehmende Forderung nach energieeffizienten und emissionsarmen Maschinensystemen aktueller als je zuvor. Durch die zunehmenden Restriktionen zum Einsatz potenziell umwelt- und damit gesundheitsschädlicher Werkstoffe ergeben sich weitere Herausforderungen an die Systementwickler<sup>62</sup>. Im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 483 „Hochbeanspruchte Gleit- und Friktionssysteme auf Basis ingenieurkeramischer Werkstoffe“ werden kommerziell erhältliche Ingenieurkeramiken als Friktionswerkstoff untersucht, mit deren keramikspezifischen Eigenschaften die hohen Anforderungen u.a. des trockenlaufenden Friktionskontakts realisiert werden sollen. Einsatz finden monolithische und multiphasige Ingenieurkeramiken in Paarung mit metallischen Werkstoffen.

Ingenieurkeramische Werkstoffe gehören zur Werkstoffgruppe der Hochleistungskeramik, die in DIN V ENV 12212 als „hoch entwickelter, hoch leistungsfähiger keramischer Werkstoff, der überwiegend nichtmetallisch und anorganisch ist und über bestimmte zweckmäßige Eigenschaften verfügt“<sup>63</sup> definiert sind. Ingenieurkeramik ist ein nicht genormter Begriff, unter dem man Oxid- und Nichtoxidkeramiken versteht, die in irgendeiner Form hohen mechanischen Belastungen standhalten müssen. Diese Werkstoffe zeichnen sich durch hohe Druckfestigkeit, Steifigkeit, Härte und Temperaturbeständigkeit bei niedriger Dichte aus. Im Gegensatz dazu besitzen diese Werkstoffe Nachteile in Hinblick auf Biege-, Scher- und Zugbeanspruchungen, die durch ein gezieltes Design reduziert werden müssen. Exemplarisch für die technische Realisierbarkeit werden ausgewählte Anwendungen von Oxid- und Nichtoxidkeramiken in der Fahrzeugtechnik wie z.B. Ventilsitz, Zündkerze, Turbolader oder Lambda-Sonde aufgeführt, bei denen die positiven Eigenschaften

---

<sup>62</sup> UBA-FB 2004

<sup>63</sup> vgl. Munz / Fett 1989,

wie z.B. Wärmeisolation, Verschleißwiderstand und oder Hochtemperaturfestigkeit genutzt werden<sup>64</sup>.

Durch den technisch und wirtschaftlich sinnvollen Einsatz ingenieurkeramischer Werkstoffe kann ein wesentlicher Innovationsschritt zur Bewältigung der aus dem Obersystem Fahrzeug für den trockenlaufenden Friktionskontakt entstehenden Herausforderungen realisiert werden. Dies beweisen Anwendungen mit Verbundwerkstoffen, wie diese z.B. aus dem Bereich der Fahrzeug- und Schienenbremssysteme bekannt sind. Die eingesetzten Verbundwerkstoffe bestehen aus Metall und Keramik (MMC - Metal Matrix Composites oder CMC - Ceramic Matrix Composites), denen die Funktionen Tragen und Verstärken zugeordnet werden. Weitere eingesetzte Verbundwerkstoffe sind kurz- oder langfaserige, kohlenstofffaserverstärkte Keramiken. Hier werden die positiven Eigenschaften von kohlenstofffaserverstärktem Kohlenstoff (CFC) und monolithischen Keramiken vereinigt. Im Bereich der Fahrzeuganwendung wird das kurzfasrige C/SiC, d.h. einer Verbundkeramik mit der Verstärkungskomponente Kohlenstofffaser sowie einer Si und SiC Matrix, verwendet. Einsatz findet es in den Topsegmenten (Luxus Sport und High End Sportfahrzeuge) der Premium Automobilhersteller in Bremssystemen und mit dem Porsche Carrera GT als PCCC<sup>65</sup> (Porsche Ceramic Composite Clutch) erstmals in einem Kupplungssystem<sup>66</sup>.

Albers und Arslan<sup>67</sup> belegen, dass monolithische Ingenieurkeramiken ebenfalls ein hohes Potenzial im Bereich der trockenlaufenden Friktionssysteme haben. Die Potenzialbetrachtung wird anhand von experimentellen Ergebnissen der tribologischen Eigenschaften der Friktionspaarung Ingenieurkeramik/Stahl unter beanspruchungsähnlichen Versuchen in Prüfkategorie V (Abbildung 8) durchgeführt. Der Reibungszahlverlauf ist im Hinblick auf Komfort wie z.B. selbsterregte Reibschwingungen für die Kraftfahrzeugkupplung ungünstig. Arslan-Hürst<sup>68</sup> definiert des Weiteren die schrittweise Entwicklung der Gestalt vom Vollring-Design als Substitutionskonstruktion zum Pellet-Design und verdeutlicht die schrittweise Reduzierung von tangentialen und radialen Biegespannungen, die sich durch die Anwendung der Konstruktionsregel „Trennung der Wirkflächenpaare und Parallel-

---

<sup>64</sup> SGL BRAKES GmbH, Meitingen 2003

<sup>65</sup> Ramler, Laudenbach 2003

<sup>66</sup> SGL BRAKES GmbH, Meitingen 2003

<sup>67</sup> vgl. Albers, Arslan 2004

<sup>68</sup> Arslan-Hürst 2005

schaltung der Leitstützstruktur“ erzielen lassen. Die Kernpunkte<sup>69</sup> des Pellet-Design werden im Folgenden kurz wiedergeben (Abbildung 6):

- Schritt 1: Anfangssituation, Keramikring mit hohen Biegespannungen.
- Schritt 2: Reduktion von tangentialen Biegespannungen durch Trennung der Leitstützstruktur und parallele Verknüpfung der Wirkflächenpaare
- Schritt 3: Reduktion von radialen Biegespannungen durch Trennung der Leitstützstruktur und parallele Verknüpfung der Wirkflächenpaare
- Schritt 4: Kontrollierte Reduktion der Wirkflächenpaare, um Abkühlen des Gegenreibpartners zu ermöglichen
- Schritt 5: Adaption der Wirkflächenpaare, um Kantentragen zu vermeiden; Verbesserung des Tragbildes
- Schritt 6: Simplifizierung der Geometrie der keramischen Wirkflächen, keramikspezifische Gestaltung der Pellets

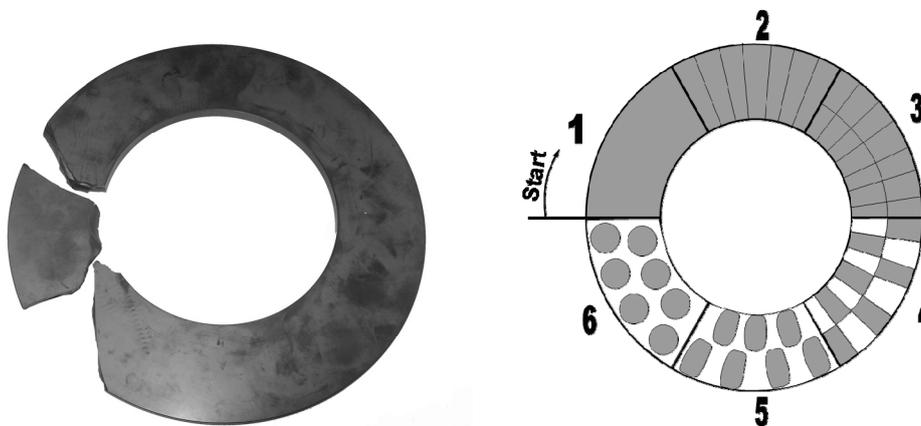


Abbildung 6 Reduzierung der Biegespannung durch Anwendung der Konstruktionsregel „Trennung der Wirkflächenpaare und Parallelschaltung der Leitstützstruktur“

Poser<sup>70</sup> zeigt, dass mit der lasergestützten Randschichtmodifizierung, einer Prozesstechnik zum Einbringen von reibungsbeeinflussenden Zusatzstoffen in die am Friktionskontakt teilnehmende Wirkfläche von Oxidkeramiken, eine gezielte Beeinflussung des Reibungs- und Verschleißverhaltens möglich ist. Die mit Hilfe

<sup>69</sup> ebda.

<sup>70</sup> Poser et al. 2005 und Poser 2006

eines Labortribometers (TE 92 HS, Fa. Plint) erzielten Versuchsergebnisse zeigen das gesteigerte Potenzial der lasergestützten Randschichtmodifizierung von Oxidkeramiken im Vergleich zu monolithischer Keramik in Paarung mit metallischen Werkstoffen, die sich durch die reduzierte Abhängigkeit von Gleitgeschwindigkeit und Temperatur der Friktionspaarungen begründen.

In den vorangegangenen Forschungsarbeiten (bis 2006) wird festgehalten, dass die besten Ergebnisse zur Steigerung der Leistungsdichte und des Wirkungsgrades des trockenlaufenden Friktionssystems für monolithische und multiphasige Keramiken in Paarung mit dem metallischen Werkstoff 100Cr6 aufgezeigt wurden. Des Weiteren ist für die zielführende Realisierung in einem Kupplungssystem eine keramikspezifische Konstruktion vorzusehen, die die nachteiligen Eigenschaften des keramischen Werkstoffs kompensiert. Weitere Konstruktionshinweise zur funktionssicheren Integration der Ingenieurkeramik in das trockenlaufende Kupplungssystem sind daher notwendig.

Prinzipielle Konstruktionshinweise<sup>71</sup> für das Gestalten von keramischen Bauteilen wie z.B. einfache Formen, Vermeidung von Spannungsspitzen, Minimierung von Zugspannungen, etc. sind hilfreich, erlauben dem Konstrukteur aber nicht das richtige Systemverständnis zur direkten Integration der Ingenieurkeramik. Dies zeigt sich insbesondere in der noch geringen Anzahl von keramischen Komponenten in Industrie- oder Fahrzeuganwendungen. Das beim Konstruieren mit Ingenieurkeramik eine Substitutionskonstruktion nicht sinnvoll ist, verdeutlicht die Abbildung 6.

Ein sehr wichtiger Aspekt beim Konstruieren und Auslegen von keramischen Bauteilen für Langzeitanwendungen ist die Berücksichtigung der mechanischen und thermischen Belastbarkeit der Keramik. Aufgrund des spröden Verhaltens der Keramik und aufgrund des auf Rissinitiierung und Rissausbreitung zurückführbaren Versagens ist eine Auslegung unter Berücksichtigung der bruchmechanischen Methode in Verbindung mit numerischen Verfahren und statistischen Versagensmodellen zielführend<sup>72</sup>. Roudi und Haertel<sup>73</sup> entwickelten mittels des Postprozessors STAU eine Anwendung zur Zuverlässigkeitsvorhersage für keramische Komponenten auf Grundlage einer bruchmechanischen Weakest-Link-Formulierung und entsprechender stochastischer Werkzeuge zur Berechnung der Versagenswahrscheinlichkeit aus einer transienten Beanspruchungsanalyse.

---

<sup>71</sup> vgl. IZTK 2003

<sup>72</sup> vgl. ebda.

<sup>73</sup> vgl. Roudi et al. 2005

## 2.4 Forschungsansätze der Produktentwicklung

### 2.4.1 iPeM-Ansatz – Integriertes Produktentstehungs-Modell

In diesem Kapitel werden die die Methoden und Prozesse zur Entwicklung von Friktionssystemen mit Ingenieurkeramik grundlegenden Prinzipien zur Produktentstehung und Evaluation dargelegt. Unter Evaluation wird in dieser Arbeit die Beschreibung, Analyse und Bewertung von Objekten, Funktionen und Systemen als auch die Überprüfung der entwickelten und eingesetzten Methoden und Prozesse verstanden, die die Überführung des Zielsystems in ein reales Objektsystem ermöglichen.

Das Zielsystem<sup>74</sup> (ZS) ist die Menge von miteinander verknüpften Randbedingungen und Zielen. Um den kontinuierlichen Erkenntnisgewinn während des Prozesses erfassen zu können, muss der Produktentstehungsprozess das Konzept eines dynamischen Zielsystems<sup>75</sup> realisieren, bei dem z.B. aus quantifizierten Zielgrößen neue Anforderungen und Ziele abgeleitet werden können. Das Objektsystem<sup>76</sup> (OS), d.h. Objekte die die beabsichtigten Sollmerkmale des zu entwickelnden Produkts tragen (z.B. Berechnungs-Modelle, CAD-Entwürfe, Prototypen), stellt die Realisierung des Zielsystems dar. Das Handlungssystem (HS) formuliert Elemente und deren Verknüpfungen, mit denen das Zielsystem in das Objektsystem überführt wird. Elemente des Handlungssystems sind Mensch, Organisationsform, Sachmittel, Prozesse, Methoden und Werkzeuge.

Die Basis des zu entwickelnden „keramikspezifischen“ Produktenstehungsprozess bilden die Hypothesen<sup>77</sup> des von Albers et al. in weiteren Forschungsarbeiten erarbeiteten iPeM-Ansatzes<sup>78</sup> (Integriertes Produktentstehungs-Modell). Dieser Ansatz besteht aus Aktivitäten, die zum Teil zeitlich parallelisiert ablaufen. Durch dieses Verständnis werden die in der Praxis scheiternden Phasenmodelle überwunden. Der iPeM beinhaltet neben diesen Makro-Aktivitäten Mikro-Aktivitäten, die sich aus dem Problemlösungszyklus ableiten<sup>79</sup>. Unter Aktivität wird die Zusammensetzung „aus einer Tätigkeit, einer ausführenden Ressource, einer zu benutzenden Ressource und einer zeitlichen Abhängigkeit“ verstanden. Albers und Meboldt entwickeln das bestehende Produktentstehungs-Modell weiter und ermöglichen durch den Einsatz

---

<sup>74</sup> Ehrlenspiel 1995 und Albers, Meboldt 2007, Albers 2010

<sup>75</sup> Jörg 2005

<sup>76</sup> Ehrlenspiel 1995 und Albers, Meboldt 2007, Albers 2010

<sup>77</sup> vgl. Albers 2009

<sup>78</sup> vgl. Albers 2010

<sup>79</sup> vgl. Albers, Meboldt 2007, vgl. Albers 2010

des iPeM die Anpassung in Hinblick auf heutige Anforderungen und Randbedingungen an moderne Produktentstehungsprozesse.

Albers<sup>80</sup> erweitert den iPeM-Ansatz um verschiedene Makroaktivitäten und definiert diese neu, um individuelle Entwicklungsprozesse informationsvernetzt und zielsystemintegrierend beschreiben zu können und um diese für mechatronische Entwicklungsprozesse zu erweitern. Albers definiert elf Makroaktivitäten<sup>81</sup>:

Die Aktivität *Projektierung* umfasst alle Tätigkeiten, die das Management für das Controlling eines Projekts benötigt. Einerseits findet während der Projektierung ein ständiger Abgleich zwischen verfügbaren und nutzbaren Ressourcen statt. Andererseits wird durch die Aktivität Projektierung unter Berücksichtigung des Projektfortschritts, der Randbedingungen und der zur Verfügung stehenden Ressourcen die projektspezifische Abfolge der Mikro- und Makroaktivitäten bestimmt. Die Aktivität Projektierung hat maßgeblichen Einfluss auf das Phasenmodell.

Bei der *Profilmodellierung* legt der Produktentwickler Merkmale und Funktionen des Produktes fest. Hierbei orientiert er sich an der Bedarfssituation am Markt und den damit verknüpften Randbedingungen. Mit der Profilmodellierung legt der Entwickler die Innovationsaufgabe fest.

Bei der *Ideenfindung* werden auf abstraktem Niveau erste Möglichkeiten zu Funktionen, Wirkprinzipien und technischen Lösungsmöglichkeiten der im Profil definierten Produktmerkmale fixiert.

Die *Prinzipmodellierung* nutzt Modelle und Methoden wie systematische Variation, systematische Untersuchung des physikalischen Zusammenhangs, Ordnungsschemata, etc. um definierte Funktionen und Wirkprinzipien unter Darlegung der technisch-wirtschaftlichen Machbarkeit prinzipiell zu realisieren.

Die *Gestaltmodellierung* beschreibt das Vorgehen von IST-Zustand zum gewünschten SOLL-Zustand. IST zu Beginn der Gestaltmodellierung sind prinzipielle Lösungen, mit der die Funktion grundsätzlich verwirklicht werden kann. SOLL der Gestaltmodellierung ist die Beschreibung des Aussehens und der Gestalt eines technischen Gebildes durch alle seine Parameter. Ziel ist die Umsetzung, Dokumentation und Beschreibung des Produkts unter verbindlichen Aussagen zu Kosten und Qualität.

Die Validität einer Sache bestimmt ihre Qualität. Die *Validierung* dient zur Ermittlung der Validität. Die Verifizierung vergleicht formal Zielsystem und seine Umsetzung im

---

<sup>80</sup> vgl. Albers 2010

<sup>81</sup> vgl. ebda.

Objektsystem. Die Zielsystemdefinition muss relevant sein, um ein valides Objektsystem nachweisen zu können

Die *Produktionsumsetzung* beinhaltet die Entwicklung des Produktionssystems und der dazu nötigen Ressourcen und Infrastruktur.

Ziel der Aktivität *Produktion* ist die Herstellung und Auslieferung des Produkts. Während der Produktion werden Erkenntnisse für die weitere Optimierung des Produkts und des Produktionsprozesses gewonnen.

Die *Einführung* umfasst alle Aktivitäten, die notwendig sind, um das fertige Produkt an den Kunden zu bringen. Von besonderer Bedeutung ist hier die Marketingstrategie. Die Phase der Einführung umfasst die Vermarktung des neuen Produkts und den Aufbau der hierzu nötigen Infrastruktur zwischen Kunden und Anbieter sowie der Aufbau des Produktservices.

Die *Nutzung* beinhaltet den Verkauf und die Nutzung des Produkts. Für den Kunden besteht dieser Zeitraum für die Nutzungsdauer des individuellen Produkts – vom Kauf bis zur Entsorgung. Für den Anbieter bezieht sich diese Zeitspanne neben der individuellen Nutzung des Einzelprodukts auf die Länge des Lebenszyklus', auf die „Time-in-Market“ des Produktes als Element des Wertschöpfungsprozesses für das Unternehmen. Aus dieser Aktivität kann ferner Wissen abgeleitet werden, das im weiteren Verlauf der Produktentwicklung als Randbedingungen und Restriktionen im Zielsystem definiert werden.

Die Aktivität *Auslauf* beschreibt das geplante Ende eines Produkts nach der Aktivität *Nutzung*.

Zentrale Elemente nehmen die Aktivitäten Projektierung bis Validierung für diese Arbeit ein. Die Produktionsumsetzung beschränkt sich auf die Prüfung der Machbarkeit im Sinne der Realisierung von prototypenhaft umgesetzten Kupplungssystemen mit Ingenieurkeramik.

## **2.4.2 Ganzheitliche Systembetrachtung**

Um diesen Forderungen gerecht zu werden, wird im folgenden Kapitel der Wissensstand zur ganzheitlichen System- und Potentialbetrachtung aufgeführt, mit Hilfe derer die methodische Vorgehensweise zur Entwicklung und Validierung des prototypenhaft umgesetzten Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik abgeleitet und umgesetzt wird.

Zur Entwicklung und Validierung des Teilsystems Kupplung muss das gesamte Umfeld des Gesamtsystems Fahrzeug betrachtet werden, um zielführend und realitätsnah die auftretenden Belastungen zu simulieren bzw. in experimentellen

Untersuchungen auf Antriebsstrangprüfständen nach dem Road-to-Rig Ansatz zu realisieren. Für das Kupplungssystem müssen die in Abbildung 7 dargestellten Systeme Fahrer, Fahrzeug und Umgebung beachtet werden. Grundlage dieser systemischen Betrachtung ist der nach Küçükay definierte 3F-Parameterraum für PKW-Getriebeentwicklungen<sup>82</sup>.

Aus dieser ganzheitlichen Systembetrachtung heraus wird die hohe Komplexität der auf das Kupplungssystem einwirkenden Systeme deutlich (Abbildung 7). Desweiteren nehmen die mit dem System Fahrzeug interagierenden Systeme „Fahrer“ und „Umgebung“ immer mehr an Bedeutung zu und müssen in der virtuellen, modellbasierten und realen Entwicklungsumgebung berücksichtigt werden. Zur Gewährleistung der Funktionalität des Kupplungssystems müssen daher zahlreiche Untersuchungen unter realitätsnahen Prüfbedingungen durchgeführt werden. Diese lassen sich in Abhängigkeit der Funktion der Teilsysteme des Kupplungssystems unterteilen. Exemplarisch werden hier Funktionstests des ZMS dargestellt, wie das Durchfahren der kritischen Resonanzen beim Einschalten der Verbrennungskraftmaschine in kaltem oder warmen Zustand bzw. gezieltes untertouriges Fahren mit Absenken der Drehzahl unter die Leerlaufdrehzahl, um die Funktionssicherheit über der Laufleistung des Fahrzeugs zu gewährleisten.

Für die relevanten Untersuchungen zum Friktionskontakt Ingenieurkeramik in Paarung mit Stahl müssen insbesondere die Anfahrtdrehzahl  $n_{an}$ , das Kupplungsmoment  $M_K$  und das Lastmoment  $M_L$  realitätsnah auf die ganzheitliche Systembetrachtung zurückzuführen sein, da diese in die Berechnung der Reibungsarbeit  $Q$  einfließen (siehe Gl. 3). Das wirkende Lastmoment lässt sich analytisch aus dem System Fahrzeug und dem System Umgebung bestimmen. Das System Fahrer ist deutlich schwerer zu handhaben, da hier unterschiedliche Fahrertypen zu berücksichtigen sind, die das Kupplungs- und Gaspedal unterschiedlich betätigen und somit unterschiedliche Anfahrtdrehzahlen  $n_{an}$  und Kupplungsmomente  $M_K$  einstellen. Insbesondere die Anfahrtdrehzahl kann in weiten Grenzen gewählt werden. Dies führt, da sie quadratisch in die Reibungsarbeit  $Q$  eingeht, zu einem Auslegungskonflikt. Wird zu konservativ ausgelegt, so wird das Kupplungssystem sehr groß und sehr teuer. Wird die Kupplung nicht ausreichend dimensioniert, so kann es zum Versagen aufgrund thermischer Überbeanspruchung („verbrannte Kupplungen“) kommen.

---

<sup>82</sup> Küçükay 1995

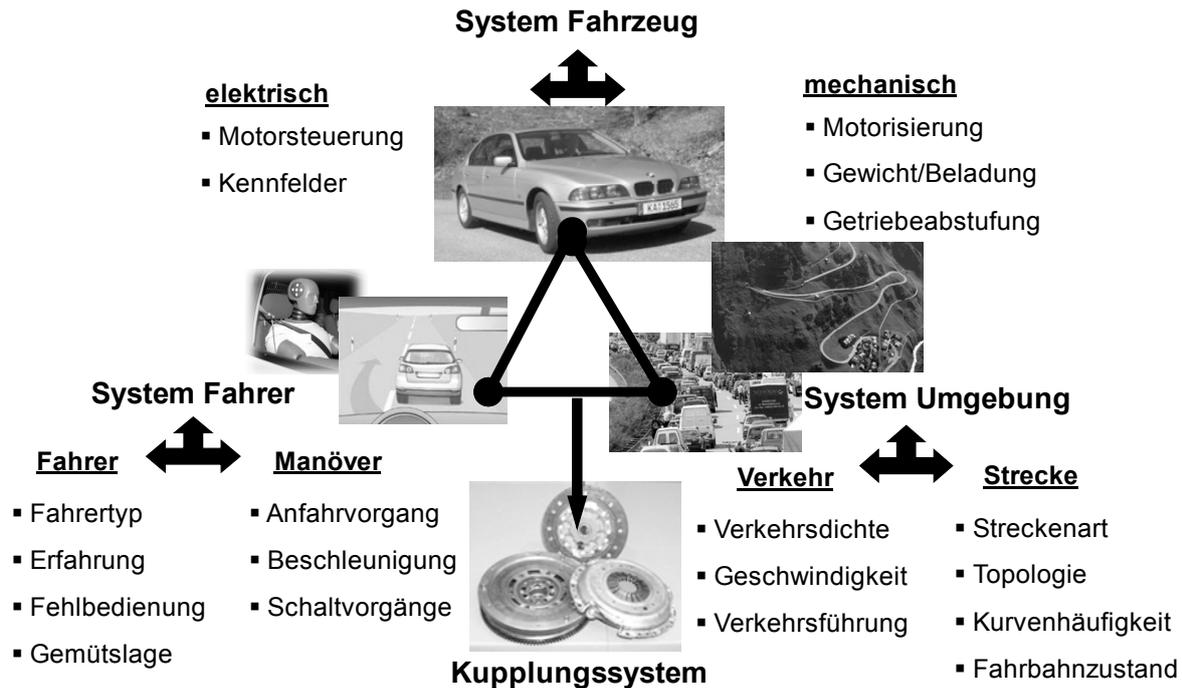


Abbildung 7 Ganzheitliche Systembetrachtung der auf das Kupplungssystem wirkenden Systeme Fahrer, Fahrzeug und Umgebung<sup>83</sup>

Mit Hilfe der tribologischen Prüfkette kann die hohe Komplexität der im trockenlaufenden Friktionskontakt wirkenden Prozesse und der zahlreichen einwirkenden Systemparameter berücksichtigt werden und auf den Untersuchungszweck zielgerichtet aufgesetzt werden. Die Formulierung „unter praxisnahen Betriebsbedingungen“ referenziert die aus der ganzheitlichen Betrachtung sich ergebenden, für das Kupplungssystem relevanten Betriebsbedingungen. Die „Tribologische Prüfkette“ lässt sich in Abhängigkeit des Untersuchungszwecks und der Struktur in die nachfolgend dargestellten sechs Kategorien unterteilen. Die jeweilige Erhöhung der Prüfkategorie bedeutet eine Vereinfachung des Systems bezüglich des Beanspruchungskollektivs und der Struktur bzw. Gestalt des Untersuchungsgegenstands gegenüber der vorhergehenden Kategorie<sup>84</sup>:

<sup>83</sup> Albers et al. 2008c

<sup>84</sup> Czichos, Habig 2003 und DIN 50322

Prüfkategorie I	Betriebs-Versuch	Untersuchung des Gesamtsystems unter originalen Betriebs- und Beanspruchungsbedingungen
Prüfkategorie II	Prüfstand-Versuch	Untersuchung des Gesamtsystems auf einem Prüfstand unter praxisnahen Betriebsbedingungen
Prüfkategorie III	Aggregat-Versuch	Prüfung und Untersuchung originaler Einzelaggregate unter praxisnahen Betriebsbedingungen
Prüfkategorie IV	Bauteil-Versuch	Bauteiluntersuchungen unter praxisnahen Betriebsbedingungen
Prüfkategorie V	Probekörper-Versuch	Beanspruchungsähnlicher Versuch mit bauteilähnlichen Probekörpern
Prüfkategorie VI	Modell-Versuch	Grundlagenorientierte Untersuchung von Reibungs- und Verschleißprozessen mit speziellen Probekörpern unter definierten Beanspruchungen

Tabelle 1 Prüfkategorien der „Tribologische Prüfkette“ nach Czichos und Habig

In Anlehnung an die Prüfkategorien der Tribologischen Prüfkette forscht das IPEK - Institut für Produktentwicklung an einem ganzheitlichen Entwicklungsprozess für Antriebsstränge (Abbildung 8), bei dem in Abhängigkeit der Prüfkategorie *Experiment* und *Simulation* parallelisiert betrachtet werden. Der Fokus der Untersuchung liegt in der Beurteilung der Systemeigenschaften auf Basis von systemischen und tribologischen Einflussgrößen. Diese ganzheitliche Antriebsstrangentwicklung wird von Albers et al.<sup>85</sup> am Beispiel des Phänomens Kupplungsrupfen im Antriebsstrang beschrieben.

Zentraler Teil der ganzheitlichen Antriebsstrangentwicklung ist der Systemversuch auf dem am IPEK vorhandenen Antriebsbaugruppenprüfstand (ABP), da sich systemspezifische (z.B. Anfahrbarkeit des Systems, Komfortverhalten) und tribologische Einflussgrößen (Reibungsverhalten, Verschleißverhalten) ermitteln lassen. Die parallelisierte Simulation vertieft das nötige Systemverständnis.

<sup>85</sup> Albers et al. 2001b

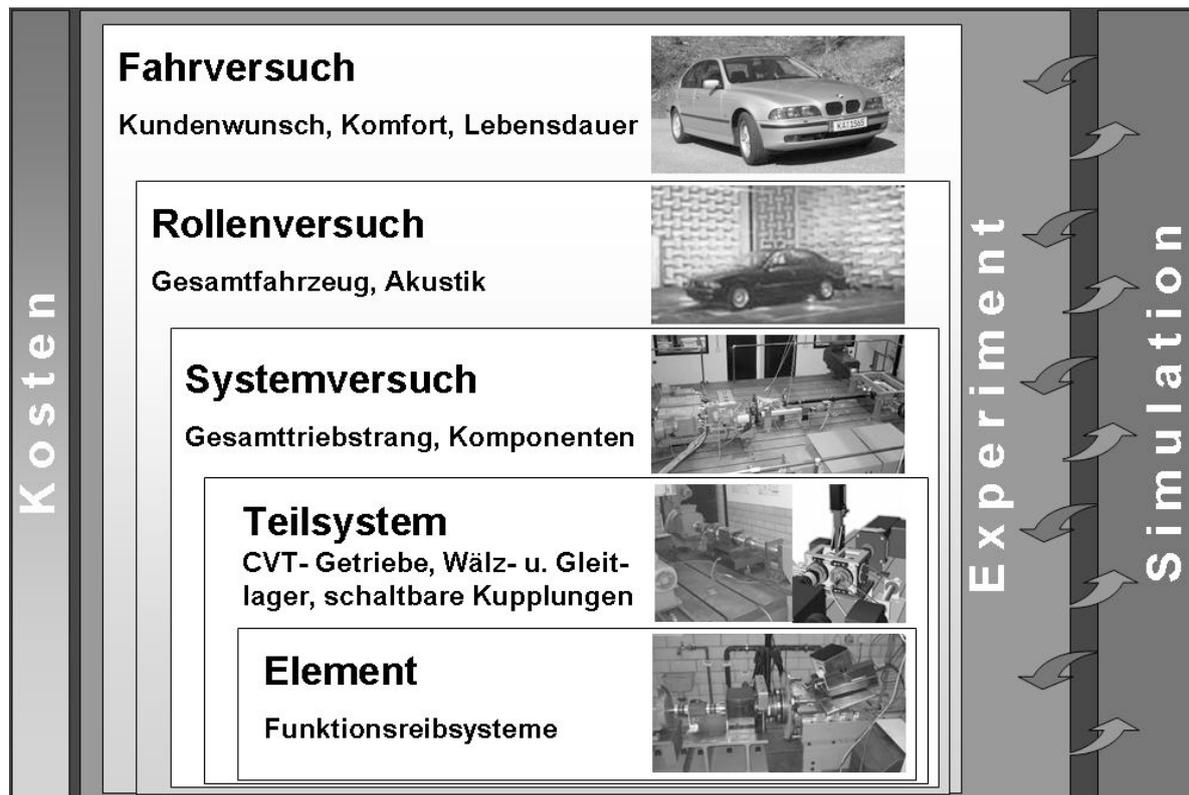


Abbildung 8 Ganzheitliche Antriebsstrangforschung am IPEK - Institut für Produktentwicklung am KIT<sup>86</sup>

Zur sicheren validen Abschätzung des Leistungspotenzials (z.B. Reibungszahlniveau, -konstanz, Drehmomentkapazität), des Verschleißverhaltens (z.B. Funktionsverschleiß, Lebensdauer, Bauteilzuverlässigkeit) und des Komfortverhaltens (z.B. Reibungszahlgradient, Schwingungsverhalten) des Kupplungssystems mit ingenieurkeramischen Werkstoffen in Paarung mit metallischen Gegenreibpartnern müsste ein durchgängiger Validierungsprozess entwickelt werden, der sowohl die auf das Kupplungssystem wirkenden Systeme Fahrer, Fahrzeug und Umgebung als auch die ganzheitliche Antriebsstrangentwicklung verknüpft. Durch diese Betrachtungsweise kann gezielt Frontloading (z.B. Validierung durch Simulation) in zukünftigen Produktentstehungsprozessen für Anwendungen mit Ingenieurkeramik realisiert werden.

<sup>86</sup> ebda.

### 3 Ziele der Arbeit

Um den Umgang mit der hohen Komplexität und den Herausforderungen während der Produktentwicklung handhabbar zu gestalten, sind konventionelle Produktentstehungsprozesse auf Basis von Phasenmodellen für Friktionssysteme mit ingenieurkeramischen Werkstoffen nicht anwendbar. Auf Basis der Grundhypothesen des integrierten Produktentstehungs-Modell iPeM (Kapitel 2.4.1) muss ein individueller Produktentstehungsprozess, der „keramikspezifische“ Ausprägungen besitzt, formuliert werden. Die Individualität ist hier stark abhängig von der Werkstoffgruppe Keramik, um die geforderte Funktionalität im späteren System zu gewährleisten. Infolgedessen müssen die in dieser Arbeit entwickelten und eingesetzten Methoden und Prozesse diesem Zusammenhang gerecht werden, um Friktionssysteme mit ingenieurkeramischen Werkstoffen abzuleiten und deren zuverlässigen Einsatz zu garantieren.

Dieser „keramikspezifische“ Produktentstehungsprozess wird am Beispiel einer trockenlaufenden Fahrzeugkupplung beschrieben. Indem gezielt Eigenschaften wie z.B. Temperatur- und Verschleißbeständigkeit ausgenutzt werden, soll das hohe Potenzial ingenieurkeramischer Werkstoffe zur Leistungssteigerung der Friktionspaarung im Kupplungssystem aufgezeigt werden. Das Zielsystem<sup>87</sup>, d.h. die Menge von miteinander verknüpften Randbedingungen und Zielen, wird in dieser Arbeit bewusst global betrachtet und definiert: Entwicklung eines Kupplungssystemprototypen für Mittelklassefahrzeug ( $M_{\text{Motor max}} = 250 \text{ Nm}$ ) als Technologieträger zur Potenzialabschätzung des Einsatzes von Ingenieurkeramiken in der Anwendung und unter Berücksichtigung der abgeleiteten Anforderungen für trockenlaufende Friktionskontakte.

Aus der Zielsystemformulierung werden daher Teilziele für einzelne Makroaktivitäten definiert, die in den „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozess für diese Anwendung integriert werden müssen. Besondere Bedeutung haben die gezielte Entwicklung und Einbindung der Methoden und Prozesse zur Synthese in den Makroaktivitäten Prinzip- und Gestaltmodellierung, durch deren Einsatz innovative Systemlösungen von trockenlaufenden Fahrzeuganfahrkupplungen mit keramischen Werkstoffen realisiert werden. Die Teilziele, die in Kapitel 4 behandelt werden, sind:

---

<sup>87</sup> Ehrlenspiel 1995 und Albers, Meboldt 2007

- Entwicklung, Einbindung und Darstellung der Vorgehensweise, Methoden und Werkzeuge zur Synthese im Rahmen des „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozesses am Beispiel des trockenlaufenden Kupplungssystems mit ingenieurkeramischen Werkstoffen.
- Entwickeln und Ableiten von Konstruktionshinweisen zur Gestaltmodellierung des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik in Abhängigkeit der Systemgestalt und in Wechselwirkung mit den keramischen Werkstoffen (z.B. keine Substitutionskonstruktion für monolithische Keramiken realisierbar).

Im „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozess muss die Makroaktivität Validierung eine zentrale Stellung bei der Entwicklung und Analyse von innovativen Kupplungssystemen mit Ingenieurkeramik einnehmen. Im Fokus steht die gezielte Entwicklung eines Validierungsprozesses, der die auf das Kupplungssystem wirkenden Systeme „Fahrer“, „Fahrzeug“ und „Umgebung“ und die ganzheitliche Antriebsstrangentwicklung (Prüfkategorien, Kapitel 2.4.2) durchgängig verbindet. So wird gezielt Wissen generiert. Dieses Wissen kann bei zukünftigen Entwicklungen mit Keramik zu einem frühen Zeitpunkt in den Produktentstehungsprozess einfließen. Die Teilziele sind:

- Darstellung des durchgängigen Validierungsprozess inkl. der Vorgehensweise und Untersuchungsmethoden (siehe Kapitel 5).
- Analyse und Darstellung der Ergebnisse der prototypenhaft umgesetzten Kupplungssysteme und Kupplungsscheiben mit Ingenieurkeramik in Paarung mit metallischen Gegenreibpartnern (Ergebnisse der tribologischen Systemuntersuchungen bis zu Fahrversuchen im Obersystem Fahrzeug, siehe Kapitel 6).
- Vergleichende Untersuchungen der Ergebnisse in Experiment und Simulation unter dem Aspekt „Ganzheitliche Antriebsstrangentwicklung“ (siehe Kapitel 6).
- Resümierende Potenzialabschätzung der untersuchten Friktions- und Kupplungssysteme mit Ingenieurkeramik in Paarung mit metallischen Gegenreibpartnern in Hinblick auf Leistungspotenzial, Verschleiß- und Komfortverhalten auf Basis der Ergebnisse der Aktivität „Validierung“ (siehe Kapitel 7).

Zur Korrelation und zur Absicherung der Nachhaltigkeit der Ergebnisse müssen ferner Untersuchungen der beanspruchten Bauteile durchgeführt werden, um die tribologischen Wirkmechanismen entlang der Tribologischen Prüfkette zu verifizieren.

Diese werden für das entwickelte Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik erörtert. Teilziel hierfür ist:

- Untersuchungen zur Übertragbarkeit der Ergebnisse zwischen unterschiedlichen Prüfkategorien (siehe Kapitel 7).

Die spezifischen Methoden und Prozesse werden beispielhaft für die Anwendung „trockenlaufende Fahrzeuganfahrkupplung mit Ingenieurkeramik“ dargestellt und diskutiert. Diese lassen sich produktspezifisch auf zukünftige Systeme mit Ingenieurkeramik übertragen.

## 4 Produktentwicklung

Die Produktentwicklung bedient sich entwicklungsmethodischer Werkzeuge, um aus einer Vielzahl an theoretischen Möglichkeiten gezielt die erfolgversprechendsten Produktkonzepte zu extrahieren, zu entwickeln und zu validieren. Der ausgeprägte iterative Charakter ist für den gesamten Produktentstehungsprozess bezeichnend. Die Wahl der Keramik als Friktionswerkstoff bestimmt dabei entscheidend die detaillierte Vorgehensweise (u.a. Methoden, Iterationen) im Produktentstehungsprozess im Hinblick auf die tatsächliche Systemrealisierung und die dafür benötigten im Rahmen dieser Arbeit zu entwickelnden Methoden, Werkzeuge und Konstruktionshinweise zur Realisierung eines Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik.

### 4.1 „Keramikspezifischer“ Produktentstehungsprozess

Der „keramikspezifische“ Produktentstehungsprozess (PEP) ist als moderner Ansatz der intentionalen und ökonomischen Produktentwicklung mit keramischen Werkstoffen unter Berücksichtigung der Eigenschaften der Ingenieurkeramik, der interdisziplinären Interaktionen (z.B. Konstruktion, Werkstoff, Tribologie, etc.), den Wechselwirkungen der Makroaktivitäten (z.B. Gestaltmodellierung und Validierung) und den spezifischen Problemlösungsprozessen in den Aktivitäten zu sehen. Die Individualität der Methoden und Prozesse orientiert sich dabei im besonderem Maße an den Eigenschaften der Werkstoffgruppe Keramik. Die konsequente Betrachtung des gesamten Lebenszyklus und damit der einhergehenden Prozesse steht im Vordergrund, um die Ziele eines optimalen Produktes zu erreichen. Als Grundlage für die Definition des „keramikspezifischen“ Entwicklungsprozesses werden die Grundhypothesen des in Kapitel 2 vorgestellten iPeM-Ansatzes<sup>88</sup> (Integriertes Produktentstehungs-Modell) gewählt, bei dem die Makroaktivitäten des Lebenszyklus als Problemlösungsprozesse definiert sind. Durch die strukturierte Formulierung der Aktivitäten in einem einheitlichen Problemlösungsprozess – hier SPALTEN<sup>89</sup> – kann die spätere Informationsaufbereitung und Verknüpfung („SPALTEN – Aktivitätenmatrix“ zur Verbindung der Makro- und Mikroaktivitäten) unterstützt werden.

---

<sup>88</sup> Albers et al. 2010

<sup>89</sup> Albers et al. 2005

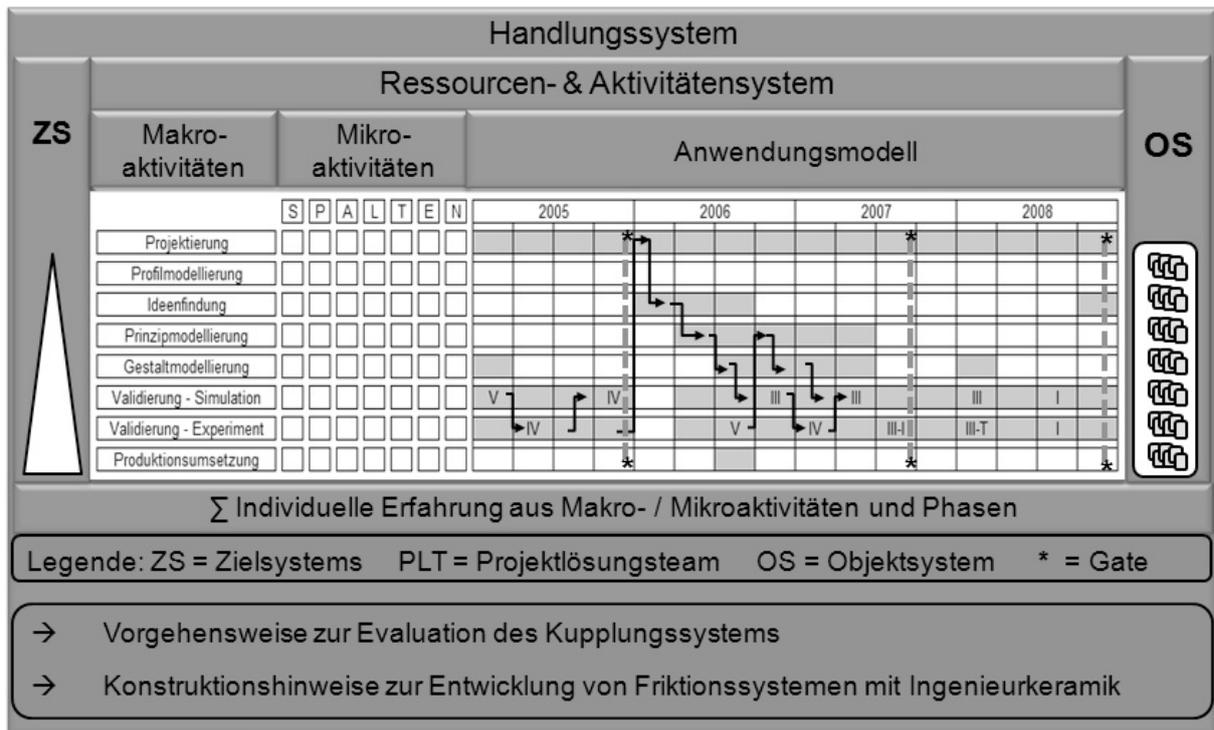


Abbildung 9 Produktentwicklung im „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozess aus Sicht der Systementwicklung und Konstruktion

In dieser Arbeit werden die Makroaktivitäten Projektierung bis Validierung (Abbildung 9) des „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozess betrachtet. Die SPALTEN – Aktivitätenmatrix schafft die Logik zur Modellierung und die durchgängige Transparenz. Im Anwendungsmodell wird der zeitliche und inhaltliche Ablauf des für den Anwendungsbereich „Trockenlaufendes Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik“ modelliert. Das interdisziplinär zusammengestellte Projektlösungsteam setzt sich aus den Bereichen „Systementwicklung und Konstruktion“, „Werkstoff- und Randschichtentwicklung“ und „Charakterisierung und Modellierung“ zusammen. Exemplarisch werden ausgewählte Iterationsschleifen während des Produktentstehungsprozesses dargelegt, die aufgrund neuer Erkenntnisse neue Aktivitäten (Anwendungsmodell, Abbildung 9) angestoßen haben (z.B. dauerfeste und temperaturstabile Bauteilverbindung Keramik/Stahl bis Temperaturen  $T > 500\text{ °C}$  durch Laserstrahltechnik gefügte Aktivlote).

Die Prinzipmodellierung ist geprägt vom Aufstellen von Funktionsstrukturen, bei denen die funktionellen Zusammenhänge dargestellt werden. Mit Hilfe der Festlegung prinzipieller Lösungen wird festgelegt, wie die Funktion grundsätzlich realisiert werden kann. Konkretisiert am Beispiel Integration der Ingenieurkeramik in das Kupplungssystem kann dies mit der Formulierung der gewünschten Teilfunktion „Simplifizierung der Geometrie der keramischen Wirkflächen, keramikspezifische Gestaltung der Pellets“ beschrieben werden. Aus der Kombination der Teilfunktionen



mäßiges Tragen der Keramik im „as sintered“ Zustand, das konstruktiv Werkstoff- oder Fertigungstoleranzen ausgleicht. Fertigungstoleranzen können z.B. durch unterschiedlich starke Fügeschichten in der Bauteilverbindung Keramik/Stahl entstehen. Die Generierung des Wissens erfolgt in der Aktivität Validierung.

Die in den Makroaktivitäten Prinzip-, Gestaltmodellierung und Validierung entwickelten Methoden und Prozesse (z.B. Konstruktionshinweise, -vorgehensweisen, -konzepte, Simulationsmodelle) werden in der SPALTEN-Matrix des „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozesses eingebunden und definiert. Diese erleichtert den Umgang mit der Komplexität, die durch die im Zielsystem erfasste Vielzahl von Restriktionen und Randbedingungen beschrieben wird. Das Zielsystem wächst parallel über den zeitlichen Verlauf des Produktentstehungsprozesses dynamisch mit, um neuem Wissen bzw. Entwicklungsfortschritten gerecht zu werden.

## 4.2 Entwicklung und Einsatz von Methoden in den Makroaktivitäten Prinzip- und Gestaltmodellierung

Bei der Entwicklung und Ausgestaltung des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik müssen alle relevanten Faktoren berücksichtigt und Funktionsstrukturen priorisiert werden, um das Objektsystem hinsichtlich des definierten Zielsystems optimal zu realisieren. In Abhängigkeit der Funktionalität der einzelnen Teilsysteme und der Betrachtungsebene wird mit Hilfe einer MindMap das Kupplungssystem in mehrere Ebenen unterteilt, die den Rahmen der konstruktiven Tätigkeit in dem jeweiligen Designraum definieren. Über die Systemgrenzen der Betrachtungsebenen, die miteinander wechselwirken, werden Stoff, Energie und Information übertragen bzw. gewandelt.

Die Betrachtungsebenen untergliedern sich hierarchisch in: „System in Umgebung“, „Antriebssystem“, „Aggregat“ und „Friktionskontakt“. Sie basieren auf der Funktionsstruktur des Obersystems „Fahrzeug“:

Die Ebene „System in Umgebung“ berücksichtigt auf Basis der ganzheitlichen Systembetrachtung (Abbildung 7) z.B. Streckenprofile, Nutzungsprofile, Verkehrsfluss, Verkehrsdichte, Umwelteinflüsse und die Ebene „Antriebssystem“.

Die Ebene „Antriebssystem“ als Teilsystem des Systems Fahrzeug beinhaltet die mechanischen Teilmengen Art der Kraftmaschine (z.B. Otto-Motor, Diesel-Motor), Lastcharakteristik der Kraftmaschine (z.B. Zuladung, Anhängerlast), Wärmehaushalt des Antriebssystems und die Ebene „Aggregat“.

Die Ebene „Aggregat“ definiert das Kupplungssystem mit allen relevanten Wirkflächenpaaren zur Sicherung der Funktionalität im System. Es untergliedert sich in Kraftübertragung (Einflächen-Kupplung, Zweiflächen-Kupplung, etc.), Betätigung, Baugröße, Management des Wärmehaushalt des Kupplungssystems, Abstimmung dynamischer Parameter des Antriebstrangs, Abstimmung der Bauteileigenschaften (Bauteilverbindung, Drehmomentübertragung, Kupplungsmodulation) und die Ebene „Friktionskontakt“. Der Begriff Aggregat wird entsprechend seiner Verwendung in der Technik als eine Vereinigung von mehreren Teilsystemen zur Erfüllung einer bestimmten technologischen Funktion verstanden.

Die Ebene „Friktionskontakt“ als zentrales Glied zur Drehmomentübertragung berücksichtigt die Realisierung die funktionsrelevanten Wirkflächenpaare bestehend

aus Grundkörper, Gegenkörper, Umgebungsmedium und Zwischenstoff<sup>91</sup>, die flächenspezifische Belastungen (nominelle und effektive Flächenpressung) und die auftretenden Gleitgeschwindigkeiten, die vom System Fahrer vorgegeben werden. In dieser Betrachtungsebene wird der dissipativ umgesetzte Energieeintrag berücksichtigt, der maßgeblich den Wärmehaushalt des Kupplungssystems bestimmt.

Der Schwerpunkt der konstruktiven Entwicklungstätigkeit dieser Arbeit liegt auf den Betrachtungsebenen „Aggregat“ und „Friktionskontakt“ unter Beachtung der konstruktiven Auswirkungen auf die übergeordneten Ebenen. Zu Beginn der Forschungsarbeit wird daher eine Analyse der auftretenden Belastungen der Ingenieurkeramik im Kupplungssystem durchgeführt, die auf Basis der ganzheitlichen Systembetrachtung (Kapitel 2.4.2) erfolgt.

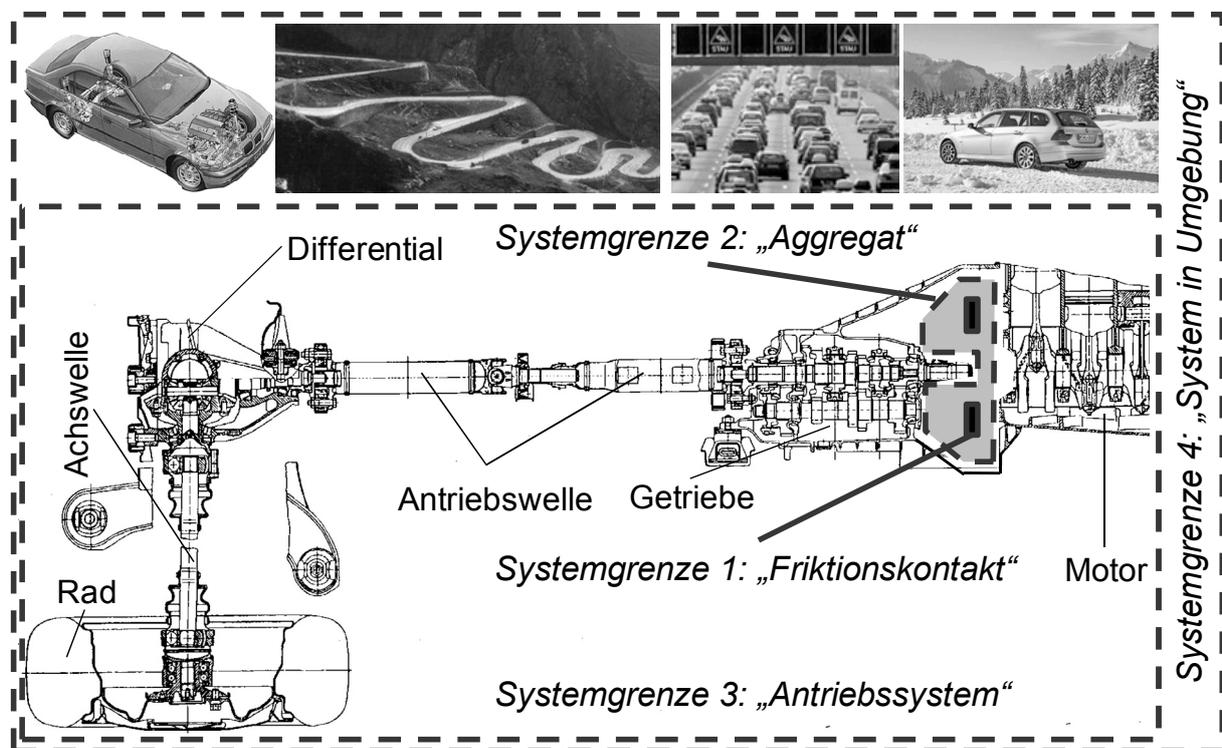


Abbildung 11 Systemgrenzen der Betrachtungsebenen<sup>92</sup>

<sup>91</sup> Czichos, Habig 2003

<sup>92</sup> Albers et al. 2001b

Im Betrieb erfährt die Ingenieurkeramik im Kupplungssystem mechanische Belastungen in Form von Normal- und Tangentialkräften und deren dynamische Veränderung. Neben den mechanischen wirken gleichzeitig hohe, thermisch induzierte Belastungen. Eine Herausforderung bei der Integration der Keramik sind die unterschiedlichen thermischen Ausdehnungskoeffizienten ( $\alpha_{\text{Stahl}} > \alpha_{\text{Keramik}}$ ). Daher muss bei der Integration der Keramik die Bauteilverbindung konstruktiv so gestaltet werden, dass sie den mechanischen und thermischen Belastungen unter allen Betriebsbedingungen standhält. Als keramikspezifische Basislösung für diese Problematik wurde die Konstruktionsregel „Trennung der Wirkflächenpaare und Parallelschaltung der Leitstützstruktur“ als Pellet-Konzept<sup>93,94</sup> (Kapitel 2.3) dargestellt.

Unter Nutzung dieser Konstruktionsregel werden recherchierende, intuitive und diskursive Methoden eingesetzt, um konzeptionelle Lösungsprinzipien für ein Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik zu entwickeln. Auf Basis der Teilsystemfunktionen einer Einscheiben-Kupplung wird die Betrachtungsebene „Aggregat“ in Schwungrad, Kupplungsscheibe, Kupplungsdruckplatte und das Betätigungssystem unterteilt (Abbildung 4). Die einzelnen Kupplungsteilsysteme werden in einem weiteren Schritt hinsichtlich ihrer funktionalen Zugehörigkeit unterteilt, um so die Funktionsstruktur darzulegen.

Grundlage hierfür ist das C&CM (Contact & Channel Model)<sup>95</sup>, das in den Aktivitäten Prinzip- und Gestaltmodellierung des „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozesses Anwendung findet. Dieses funktional orientierte Modell wird sowohl zur Analyse als auch zur Synthese der technischen Systeme genutzt, um die geforderte Funktion mit der Gestalt zu verbinden<sup>96</sup>. Die konsequente Anwendung der Grundhypothesen des C&CM und der fraktale Charakter des Modells erlauben es, gleiche Vorgehensweisen auf unterschiedlichen Betrachtungsebenen anzuwenden und Lösungen technischer Systeme und spezifischer Teilfunktionen wie z.B. keramikspezifische Integration bereitzustellen. Um ein verbessertes Verständnis des betrachteten Systems zu schaffen, werden die im Kraftfluss liegenden Wirkflächenpaare für die zwei Hauptfunktionen eines Kupplungssystems dargelegt.

Der Designraum der Ebene „Aggregat“ (Systemgrenze 2) wird durch die Wirkflächenpaare  $WFP_{0,1}$ ,  $WFP_{0,2}$  und  $WFP_{0,3}$ , begrenzt. Der Designraum „Friktionskontakt“ wird in den reibkraftschlüssigen Wirkflächenpaaren  $WFP_{1,2}$  und  $WFP_{1,5}$  entsprechend der

---

<sup>93</sup> Albers et al. 2005 und Arslan-Hürst 2005

<sup>94</sup> vgl. Cross 1994

<sup>95</sup> Albers / Matthiesen 2002

<sup>96</sup> Albers et al. 2008

Definition betrachtet. In Zustand A (Abbildung 12, a) wird die Funktion „Übertragen“ von Drehmoment und Drehzahl realisiert. Die sich im Kraftfluss befindlichen Wirkflächenpaare werden durch die Leit-Stütz-Struktur (LSS) verbunden. In Zustand B (Abbildung 12, b) wird die Funktion „Trennen“ dargestellt, bei dem durch das Aufheben des Wirkflächenpaars „Friktionskontakt“ (WFP<sub>1.1</sub>, WFP<sub>1.5</sub>) die Entkopplung von Motor und Antriebsstrang (WFP<sub>0.1</sub>, WFP<sub>0.2</sub> getrennt) realisiert wird.

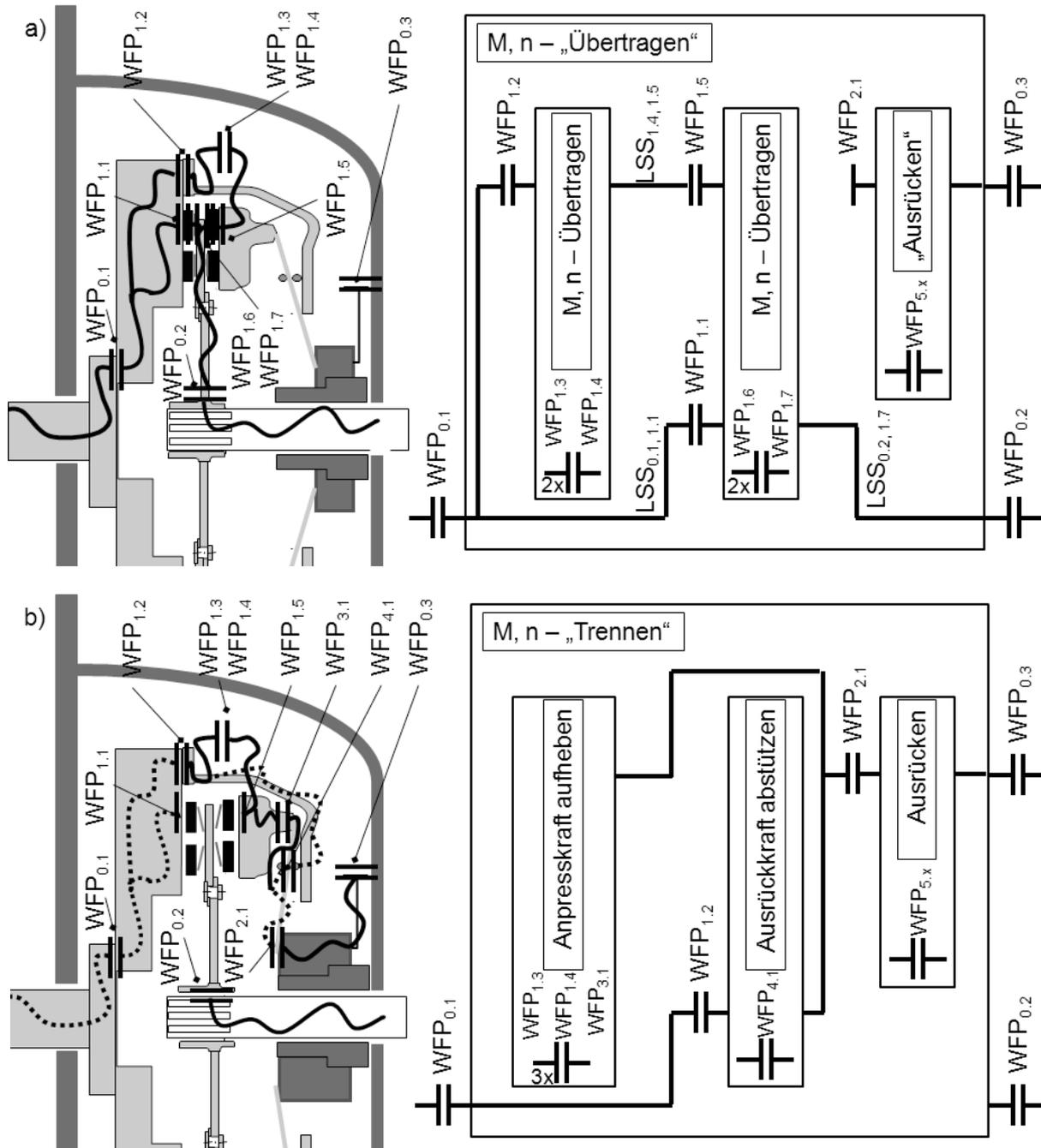


Abbildung 12 Kraftfluss zur Realisierung der Funktionen „Übertragen“ (a) und „Trennen“ (b) von Drehmoment  $M$  und Drehzahl  $n$  im trockenlaufenden Kupplungssystem

In der Aktivität Prinzipmodellierung finden neben dem C&CM vornehmlich die intuitiven Methoden Brainwriting und Meta-Plan<sup>97</sup> Einsatz. Mit diesen werden Fragestellungen hinsichtlich der grundsätzlichen Funktionsverwirklichung erörtert. Prinzipielle Lösungen werden für z.B. Anordnung und Anzahl der reibschlüssigen Wirkflächenpaare (WFP<sub>1.1</sub>, WFP<sub>1.5</sub>), Integration der Keramik (WFP<sub>1.6</sub>) und Kopplung der Anfederung an Mitnehmerscheibe (WFP<sub>1.7</sub>) entwickelt, die gezielt unter Effekten (z.B. höhere Temperaturen, Spannungen) der gewünschten Leistungssteigerung im System erörtert werden, und dokumentiert (Anhang 10.2). Die Wirkflächenpaare geben dabei die zur Funktionserfüllung notwendigen Gestalt der Ingenieurkeramik (LSS<sub>1.1, 1.6</sub>, LSS<sub>1.5, 1.6</sub>) vor. Die Lösungen müssen zwingend „keramikspezifische“ Restriktionen und Randbedingungen berücksichtigen, wie z.B. hochtemperaturfeste Integration (WFP<sub>1.6</sub>), hinsichtlich Anfahrbarkeit entwickelte Federkennlinien (LSS<sub>1.6, 1.7</sub>) guten Kupplungsmodulation, konstruktive Maßnahmen hinsichtlich höherer Wärmekapazitäten oder „aktiver“ Kühlung des Kupplungssystems beim Downsizing. In einzelnen Punkten werden Analogiebildung oder Konstruktionskataloge<sup>98</sup> verwendet, um bewusst aus einer Vielzahl an Lösungen die technisch-wirtschaftlichste Variante abzuleiten. Die entwickelten prinzipiellen Lösungen liegen abstrakt vor (Anhang 10.2).

In der Aktivität Gestaltmodellierung werden auf Basis der entwickelten prinzipiellen Lösungen funktionale und keramikspezifische Konzepte zur Lagerung, Federung und Fixierung entwickelt, die prototypenhaft mit Hilfe von 3D-CAD ausgestaltet werden. Auf diese Weise findet die Beschreibung der Gestalt der technischen Lösungen durch alle seine Parameter statt, um durch den detaillierten Entwurf die Kompatibilität der gestaltbestimmenden, verbleibenden Haupt- und Nebenfunktions-träger (Abbildung 10) zu gewährleisten und um Konstruktionsfehler zu vermeiden.

Zur besseren Übersichtlichkeit werden die prinzipiellen Lösungen mit Hilfe der diskursiven Methode „Morphologischer Kasten“ systematisch in eine Matrixstruktur übertragen, deren Struktur an die einzelnen Teilsystemfunktionen des Kupplungssystems angelehnt ist. Ziel dieser Strukturierung ist es, eine hohe Informationsdichte und eine hohe Variationsvielfalt zu einzelnen Teilfunktionen zu generieren. Der Umfang des Morphologischen Kasten (Anhang 10.2) enthält insgesamt mehr als 200 Teillösungskonzepte zu unterschiedlichen Teilfunktionen, aus denen 15 Gesamtlösungsansätze (Anhang 10.3) zur Realisierung der Gesamtfunktion des Kupplungssystems generiert werden.

---

<sup>97</sup> vgl. Ehrlenspiel 1995

<sup>98</sup> Roth 2001

#### 4.2.1 Analyse und Entwicklung der Betrachtungsebene „Frikionskontakt“

Die Betrachtungsebene „Frikionskontakt“ besteht aus tribologischer Sicht allgemein aus den Elementen Grundkörper, Gegenkörper, Umgebungsmedium und Zwischenstoff<sup>99</sup>. Unter Berücksichtigung der spezifischen Aufgabenstellung für den trockenlaufenden Frikionskontakt mit Ingenieurkeramik in Paarung mit dem metallischen Gegenkörper ergibt sich der in Abbildung 13 dargestellte Zusammenhang des fokussierten tribologischen Systems.

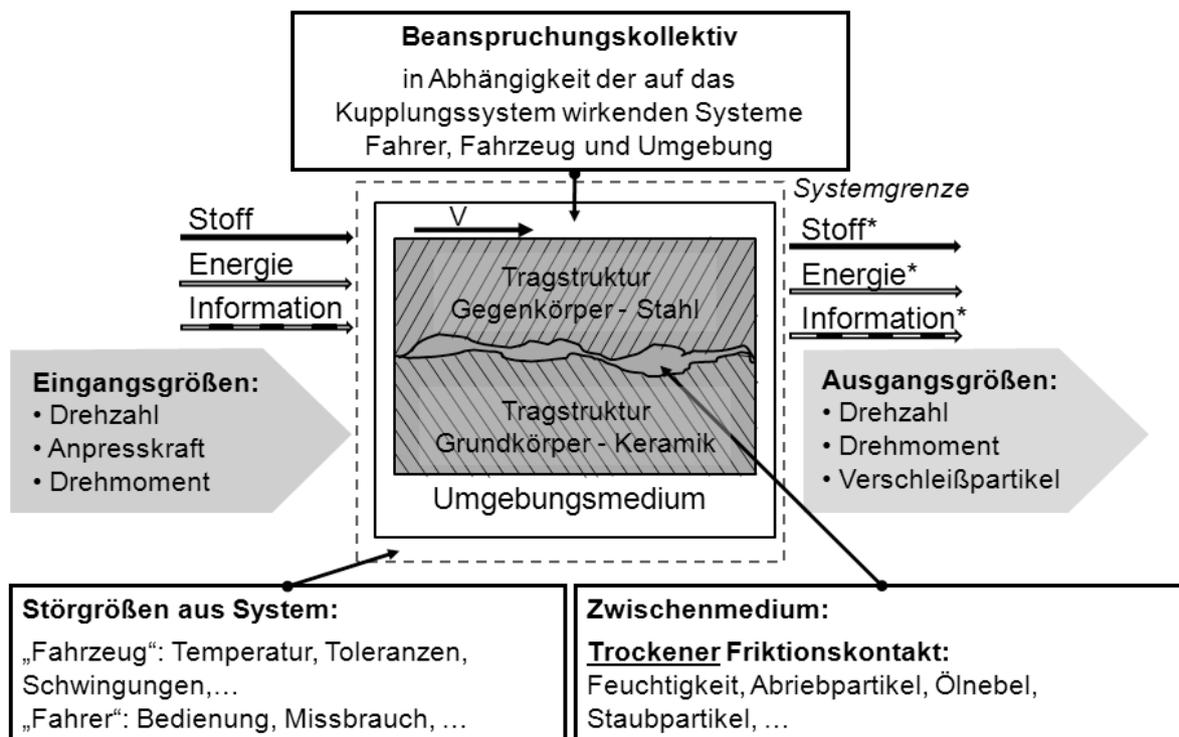


Abbildung 13 Tribologisches System am Beispiel der ungeschmierten Frikionspaarung Ingenieurkeramik / Stahl

Die ausgewählten monolithischen ingenieurkeramischen Werkstoffe sind als Vertreter oxidischer Ingenieurkeramiken  $\text{Al}_2\text{O}_3$  in der Güte F99,7<sup>® 100</sup> und als Vertreter nichtoxidischer Ingenieurkeramiken SSiC in der Güte EkasicF<sup>® 101</sup>. Die Substratkeramiken, die bei der lasergestützten Randschichtmodifizierung eingesetzt

<sup>99</sup> Czichos / Habig 2003

<sup>100</sup> Fa. Friatec AG

<sup>101</sup> Fa. ESK Ceramics GmbH & Co.KG

werden, sind die Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Keramik in der Güte Al24<sup>®</sup> <sup>102</sup> und die ZrO<sub>2</sub>-verstärkte Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Keramik in der Güte SN80 <sup>103</sup> (Fa. Ceramtec). Der Entwicklungs- und der Herstellungsprozess der multiphasigen Keramiken erfolgt am Institut für Werkstoffkunde II des KIT. Diese werden mittels der lasergestützten Randschichtmodifizierung hinsichtlich ihrer tribologischen Eigenschaften optimiert. Das vorrangige Ziel der Randschichtmodifizierung ist die gezielte Erhöhung der thermischen, mechanischen und tribologischen Belastbarkeit in der höchst beanspruchten Randschicht. Parallel soll das Reibungsverhalten (z.B. Reibungszahlverlauf) und der Verschleißwiderstand des trockenlaufenden Friktionssystems verbessert werden<sup>104</sup>. Die u.a. umgesetzten und in dieser Arbeit untersuchten, multiphasigen Keramiken sind: Al24Tn (Hartstoff TiN, d<sub>50</sub> = 5,6 µm), Al24WT (Hartstoffe WC, d<sub>50</sub> = 5,1 µm, und TiN, d<sub>50</sub> = 7,5 µm) und SN80Tn (Hartstoff TiN, d<sub>50</sub> = 5,6 µm).

Der metallische Gegenkörper wird gezielt in Kooperation mit dem Institut für Werkstoffkunde II ausgewählt. Die Ergebnisse der Vorarbeiten<sup>105</sup> zeigen, dass das im konventionellen System übliche graue Gusseisen mit Lamellengraphit (GJL-250) aufgrund zu hoher Verschleißraten als Gegenkörper ausscheidet. Der normalisiert eingesetzte Wälzlagerstahl 100Cr6 ist ein häufig verwendeter Modellwerkstoff für tribologische Untersuchungen. Mit diesem Gegenkörper konnte das hohe Potenzial eines Stahls als Friktionspartner für die monolithische Ingenieurkeramik nachgewiesen werden. Dieser Stahl scheidet aber unter dem Kriterium Umformbarkeit aus. Weitere alternative Stahlwerkstoffe, die unter den Kriterien tribologisches Systemverhalten und Umformbarkeit des Werkstoffes ausgewählt wurden, sind die metallischen Gegenkörper Gusseisen mit Vermiculargraphit (GJV-300) und der Vergütungsstahl C45E, der normalisiert verwendet wird. Alle metallischen Gegenkörper werden plangeschliffen eingesetzt.

Die zugehörigen mechanischen und thermischen Werkstoffkenngrößen der Grund- und Gegenkörper, die für den trockenlaufenden Friktionskontakt betrachtet werden, sind im Anhang 10.1 dargestellt. Als Referenzsysteme zur Potenzialbetrachtung des trockenlaufenden Friktionskontakts Ingenieurkeramik/Stahl werden zusätzlich zwei organische Reibbeläge, die im Kupplungssystem des Versuchsfahrzeugs verbaut werden, in Paarung mit Gusseisen mit Vermiculargraphit (GJV-300) untersucht. Die

---

<sup>102</sup> Fa. Friatec AG

<sup>103</sup> Fa. CeramTec AG

<sup>104</sup> vgl. Zum Gahr et al. 2006, vgl. Wallstabe et al. 2007

<sup>105</sup> Albers et al. 2005, Poser 2006, Zum Gahr et al. 2006

Reibbeläge B8402<sup>106</sup> und 820DS<sup>107</sup> werden in der üblichen Vollringgeometrie mit Radialnuten eingesetzt.

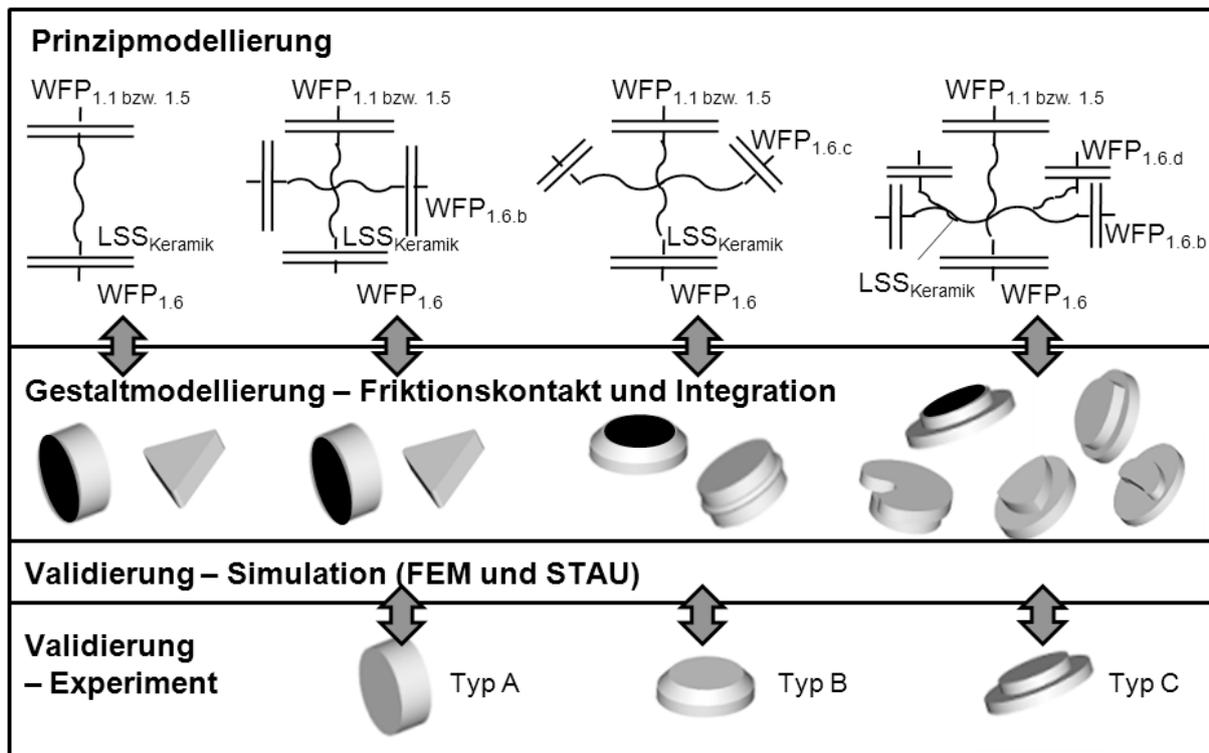


Abbildung 14 Überführung der abstrakten Lösungen in technische Pellet-Geometrien

Parallel zur Werkstoffauswahl des Grund- und Gegenkörpers gilt es, ein den keramischen Eigenschaften gerechtes Design zu entwickeln, das unter allen äußeren Randbedingungen die Funktionalität des Friktionssystems gewährleistet. Die konstruktiv festgelegte Gestalt nimmt dabei wesentlich Einfluss auf die Bauteilzuverlässigkeit der Keramik und auf das tribologische Verhalten (z.B. Reibungszahlverlauf, Verschleißraten).

Bei der Prinzipmodellierung der Ingenieurkeramik mit Hilfe des C&CM werden die geometrisch funktionsrelevanten Wirkflächenpaare des Friktionskontakts (WFP<sub>1.1</sub>, WFP<sub>1.5</sub>) und zur Integration in das Kupplungssystem (WFP<sub>1.6</sub>, Typ A – C, Abbildung 14) festgelegt. Durch Hinzufügen von neuen Wirkflächen, die in der Systemgestalt neue Wirkflächenpaare (WFP<sub>1.6.b-d</sub>) zur Integration in das Kupplungssystem bilden, werden die Lösungen für umsetzbare Bauteilverbindungen erweitert. Diese sind

<sup>106</sup> Fa. Schaeffler Friction Products GmbH

<sup>107</sup> Fa. Valeo AG

direkt mit der Gestaltmodellierung gekoppelt (Abbildung 14). Abmessungen, Toleranzen, Schwindung der Keramik aus dem Herstellungsprozess oder thermische Werkstoffparameter müssen hier zwingend berücksichtigt werden, um durch „keramikspezifische“ Gestaltung die Funktionalität im Friktionssystem zu garantieren.

Zur Berechnung der Spannungen im Keramik/Metallverbund erfolgen Untersuchungen mittels thermo-mechanischen FEM-Modellen in Abhängigkeit spezifischer Belastungen (Kapitel 5.3). Die Optimierung der Pelletgeometrie erfolgt iterierend mit Hilfe des probabilistischen Berechnungstools STAU (Kapitel 2.3) überprüft.

Zur Gestaltung der keramischen Pellets lassen sich verallgemeinert folgende Konstruktionshinweise für den Friktionskontakt geben:

- Einfache Formen (Typ A, B) sind aus Sicht des Sinterprozesses erstrebenswert.
- Pellets (Geometrie:  $d_{\text{Pellet}} = \text{Ø}10 \text{ mm}$  des  $WFP_{\text{Friktion}}$ ,  $h_{\text{Pellet}} = 4 \text{ mm}$ ) zeigen bei Formvariation unterschiedliche Ausfallwahrscheinlichkeiten (Typ A < Typ B < Typ C).
- Ausfallwahrscheinlichkeit steigt mit Bauteilgeometrie an ( $d_{\text{Pellet}} = \text{Ø}10 < \text{Ø}20 \text{ mm}$ ).
- Toleranzfelder der Keramik bewusst groß (ITx = + 1, +2) wählen, da Bauteile gleicher Charge ähnliche Toleranzfelder durch den Fertigungsprozess aufweisen.
- Metallische Aufnahme der Keramik muss an Charge angeglichen werden bzw. konstruktive Maßnahmen zum Ausgleichen vorsehen.
- Kerbspannungen und plötzliche Querschnittübergänge der Keramik vermeiden.
- Abrundungen an der Friktionsfläche vorsehen, um abrasives Verschleißverhalten durch Kantenräger auf Gegenkörpern oder Spannungsspitzen in der Keramik zu vermeiden.
- Materialanhäufungen vermeiden, da Wahrscheinlichkeit für Mikrorisse wächst.
- Spannungsspitzen im Bereich der Bauteilverbindung durch konstruktive Maßnahmen vermeiden.
- In Abhängigkeit des Fügeprozesses werden Wirkflächen hinzugefügt oder gezielt Material entfernt, um Verbundspannungen zu minimieren.
- Grünbearbeitung (vor Sinterprozess) ist der Hartbearbeitung aus Kostengründen vorzuziehen, um damit die Keramik in dem „as sintered“ Zustand zu verwenden.
- Hartbearbeitung oder Keramik „as sintered“ ist abhängig von der zu realisierenden Funktion.

- Berücksichtigung der Herstellungskosten eines Bauteils aus Ingenieurkeramik, die sich aus Materialkosten, Formgebungskosten, Endbearbeitungskosten, Brennkosten und Allgemeinkosten zusammensetzen.
- Sicherung der Werkstoffeigenschaften der Keramik durch stichprobenartige Qualitätssicherung.

Zur besseren Übertragbarkeit der tribologischen Ergebnisse und zum besseren Vergleich der zu untersuchenden Friktionspaarungen Ingenieurkeramik / Stahl sowohl miteinander als auch mit den Referenzpaarungen wird mit Hilfe des C&CM der flächenmäßige Anteil des Friktionskontakts in dieser Arbeit in zwei Betrachtungsebenen unterteilt. Die makroskopische Betrachtungsebene berücksichtigt die geometrische Kontaktfläche ( $A_{WFP\ nom.}$ ). Die geometrische Kontaktfläche definiert die nominelle Fläche zweier ideal glatter Oberflächen und dient zur Beschreibung der im System wirkenden Flächenpressung oder der spezifischen flächenbezogenen Werte (z.B. spezifischer Energieeintrag). Die mikroskopische Ebene betrachtet die effektive Kontaktfläche ( $A_{WFP\ eff.}$ ), d.h. die tatsächlich beanspruchte und Friktionskontakt teilnehmende funktionsrelevante Wirkfläche. Sie berücksichtigt die Gestaltabweichungen 1. bis 4. Ordnung<sup>108</sup> von der geometrischen Kontaktfläche und wird z.B. mit optischen Verfahren erfasst.

In Hinblick auf die auftretenden Gleitgeschwindigkeiten und resultierenden Reibleistungen muss ein statistisch abgesichertes Beanspruchungskollektiv für den trockenlaufenden Friktionskontakt (Abbildung 13) analysiert und repräsentative Belastungsfälle abgeleitet werden, um die Friktionspaarung des Kupplungssystems unter realitätsnahen Randbedingungen untersuchen und validieren zu können. Die Untersuchungsmethoden (Kapitel 5.1) und die dafür entwickelte Versuchsführung (Kapitel 5.3) wird in späteren Kapiteln diskutiert.

#### **4.2.2 Analyse und Entwicklung der Betrachtungsebene „Aggregat“**

Die Ebene „Aggregat“ definiert das Kupplungssystem mit allen relevanten Wirkflächenpaaren (Abbildung 12) zur Sicherung aller Funktionen im System. Die Prinzip- und Gestaltmodellierung wird ebenfalls durch das C&CM unterstützt, um prinzipielle Lösungen hinsichtlich Ansteuerung, Friktionsflächenanzahl, Baugröße, Management des Wärmehaushalts, Abstimmung dynamischer Parameter des Antriebsstrangs,

---

<sup>108</sup> DIN 4760

Kupplungsmodulation, etc. zu generieren und zu synthetisieren. Der Designraum der Ebene „Aggregat“ wird durch die Getriebeglocke und die Wirkflächenpaare  $WFP_{0.1}$ ,  $WFP_{0.2}$  und  $WFP_{0.3}$  räumlich begrenzt. Als Demonstratorszenario wird ein am IPEK zur Verfügung stehender Mittelklasse PKW mit Heckantrieb und Handschaltgetriebe ausgewählt. Aufgrund der Randbedingungen dieses Fahrzeugs ergeben sich weitere konstruktive Restriktionen in Hinblick auf umsetzbare Maßnahmen zum Management des Wärmehaushalts, auf die Kupplungsbetätigung und auf die dynamischen Parametern des Antriebsstrangs. Die prinzipiellen Lösungen orientieren sich funktional an den Teilsystemen und Bauteilkomponenten des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik (Abbildung 4) und werden systematisch in eine morphologische Matrixstruktur überführt (Anhang 10.1).

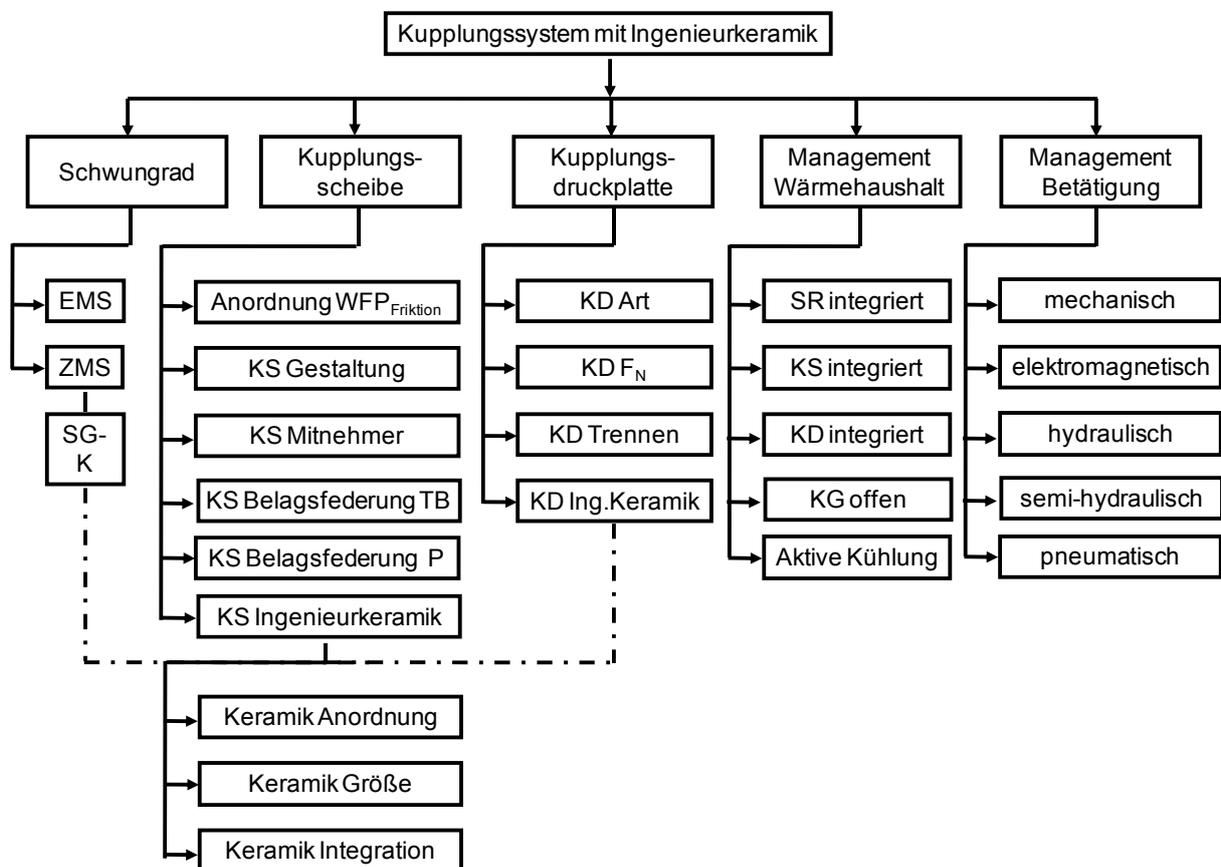


Abbildung 15 Teilsysteme und Bauteilkomponenten des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik

Mit Hilfe dieser morphologischen Matrixstruktur werden insgesamt 15 prinzipielle Gesamtlösungsansätze zur Realisierung der Hauptfunktionen des Kupplungssys-

tems entwickelt und ausgestaltet (Anhang 10.3). Entsprechend dem iterativen Charakter fließen bei der Prinzipmodellierung das in Vorarbeiten zur Integration von Ingenieurkeramik in die metallische Kupplungsumgebung<sup>109</sup> und zum tribologischen Verhalten<sup>110</sup> erarbeitete Wissen in die konstruktive Tätigkeit ein. Ein wichtiger Aspekt ist die Wechselwirkung von Werkstoff, Gestalt und Integration (Bauteilverbindung) der Ingenieurkeramik bei der Entwicklung des trockenlaufenden Friktionssystems, da sie maßgeblich die Zuverlässigkeit der Keramik unter äußerer Belastung bestimmen.

Die Integration der Ingenieurkeramik wird prinzipiell in verschiedene Bereiche unterteilt. Sie ist im Wesentlichen abhängig von den Werkstoffeigenschaften, von der Geometrie, von der Kraftleitung des Drehmoments im Kupplungssystem, von der Fixierung der Pellets gegen Schiefstellung und Ausbruch und von der richtungsabhängigen Lage im System (Abbildung 16), mit der sich die Teilfunktionen Lagerung, Anfederung und Fixierung realisieren lassen. Die angewandten Konstruktionsmethoden führen bei der Entwicklung der Bauteilverbindung zu verschiedenen Lösungskonzepten, die theoretisch das im Zielsystem geforderte Leistungsvermögen zur Verfügung stellen. Es zeigt sich, dass hier insbesondere die Interaktion zwischen Systemgestalt und realisierbarem Fügeprozess einen entscheidenden Einfluss auf die Kupplungslösung nimmt. Zur Beschreibung des Integrationspotenzials werden Erfolg versprechende, keramikspezifische Fügetechniken wie z.B. stoffschlüssige Verbindungstechniken von Keramik (z.B. Kleben, Aktivlöten) charakterisiert<sup>111</sup> als auch keramikspezifische Prozesse (z.B. Aktivlöten mit Hilfe der Laserstrahltechnik) entwickelt<sup>112</sup>.

Erfolgversprechende Lösungen zu stoffschlüssigen Bauteilverbindungen werden hinsichtlich Haftzugfestigkeit und Scherfestigkeit nach DIN EN 26922 untersucht. Die untersuchte Bauteilverbindung wird als ausreichend eingestuft, wenn eine Sicherheit  $S > 2,5$  aus dem Verhältnis Belastbarkeit zu Belastung erzielt wird. Aus den Ergebnissen lassen sich für die Konstruktion notwendige WFP mit Hilfe der Methode „Trennung der Funktion“ ableiten. Beispielhaft wird bei stoffschlüssiger Bauteilverbindung Ingenieurkeramik/ Federstahl (z.B. über anorganischen Kleber VP6842<sup>113</sup>) die „Kraftleitung des Drehmoments“ über Formschluss realisiert aufgrund der nicht ausreichenden Scherfestigkeit dieses Verbunds. Zeigen die parallel durchgeführten Untersuchungen zur Haftzugfestigkeit ausreichende Sicherheit ( $S > 2,5$ ), so kann die

---

<sup>109</sup> vgl. Arslan-Hürst 2005, vgl. Albers et al. 2005, vgl. Albers et al. 2007b

<sup>110</sup> vgl. Albers, Arslan 2004, vgl. Poser 2006, vgl. Wallstabe et al. 2008

<sup>111</sup> vgl. Albers / Mitariu 2007

<sup>112</sup> vgl. Südmeyer et al. 2007

<sup>113</sup> Fa. IGP GmbH

Funktion „Fixierung der Pellets“ im ausgekuppelten Zustand (Abbildung 12b) übernommen werden.

Die dargelegten Prinzipien zur Integration ( $WFP_{1,6}$ , Typ A – C, Abbildung 14) werden in reale Bauteilverbindungen überführt und mittels der Integrationsmatrix (Zuordnung über Symbole, Abbildung 16) dargestellt. Diese werden zur Absicherung der Einsatzfähigkeit in unterschiedlichen Prüfkategorien experimentell untersucht. Die Integrationsmatrix verfügt ferner über weitere Teillösungen für die betrachteten Nicht-oxid- und Oxidkeramiken unter Vorbehalt einiger Sonderlösungen (z.B. Metallisieren nur Oxidkeramik).

Morphologischer Kasten für Pelletgeometrie und Integration in das Kupplungssystem										
	Typ A	Typ B	Typ C	I	II	III	IV	V	VI	VII
Pelletgeometrie und Werkstoffparameter										
<b>Kraftleitung</b>										
<b>Formschluss FS</b>	▲ ◆ Umfangsfläche ( $WFP_{\text{außen}}$ )					● Bohrung in Keramik ( $WFP_{\text{innen}}$ )				
<b>Reibschluss RS</b>	Zyl. Pressverbindung ZPV			Klemmverbindung			● Kegelpressverbindung KPV			
<b>Stoffschluss SS</b>	AktivLot (Ofen)		● Aktivlot (Laser)		Kleben		Metallisieren		Zementieren	
<b>Fixierung</b>										
<b>FS</b>	Niet		◆ Deckel		Mitnehmer		Schrauben		Einspannung	
<b>RS</b>	ZPV			Klemmverbindung			● KPV			
<b>SS</b>	Aktivlot (Ofen)		● Aktivlot (Laser)		▲ Kleben		Metallisieren		Zementieren	
<b>Rotation Pellet</b>	möglich					▲ ● ● ◆ nicht möglich				
<b>Verbindung Keramik/ Federstahl:</b>	▲	<u>Lösung 1:</u> für Pellet A; FS - "Kraftleitung"; SS - "Fixierung"								
	●	<u>Lösung 2:</u> für Pellet A; SS - "Kraftleitung"; SS - "Fixierung"								
	●	<u>Lösung 3:</u> für Pellet B; RS "Kraftleitung"; RS "Fixierung"								
	◆	<u>Lösung 4:</u> für Pellet C; FS "Kraftleitung"; RS & FS "Fixierung"								

Abbildung 16 Morphologieorientierte Matrix zur Realisierung der Integration<sup>114</sup>

Unter Berücksichtigung der keramikspezifischen Konstruktionshinweise und der prinzipiellen Lösungen für das trockenlaufende Friktionssystem werden Kupplungsscheiben mit Ingenieurkeramik entwickelt und mittels 3D-CAD-Systemen ausgestaltet (Anhang 10.3). Im Folgenden werden auszugsweise entwickelte Kupplungsscheiben (Abbildung 17) mit keramikspezifischen Lagerungs-, Federungs- und Fixierungskonzepte für die Anwendung als Einscheiben-Kupplung diskutiert. Alle konstruierten

<sup>114</sup> vgl. Albers et al. 2007b, Albers / Mitariu 2007

Lösungen berücksichtigen die aus dem System „Fahrzeug“ stammenden konstruktiven Restriktionen (z.B. Nabengeometrie) und verfügen über ausreichend Bauraum, Torsionsdämpfer als auch Ausgleichselemente für z.B. Winkelversatz zu integrieren.

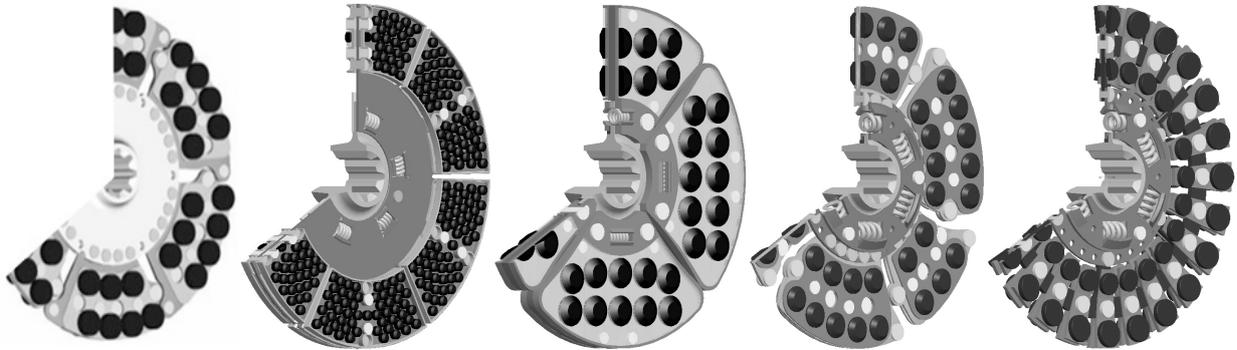


Abbildung 17 Kupplungsscheiben mit ingenieurkeramischen Komponenten – von links: Gen. I (Nr. 4) und Gen. II (Mikropelletdesign (Nr. 1), Tragstruktur (Nr. 2b), Systemvariabilität (Nr. 6b) und Einzelanfederung (Nr. 9a)) (siehe Anhang 10.3)<sup>115</sup>

Die Kupplungsscheiben „Mikropelletdesign“ und „Tragstruktur“ basieren auf der stoffschlüssigen Integration der Ingenieurkeramik. Die Kraftleitung des Drehmoments als auch die Fixierung der Ingenieurkeramik werden z.B. durch zwei Kleber mit unterschiedlichen Eigenschaften (z.B. Variation der Steifigkeit und Dämpfung) realisiert. Die Teilfunktion „Kraftleitung des Drehmoments“ wird über steife, wenig dämpfende Werkstoffeigenschaften erzielt; die Teilfunktion „Fixierung“ wird über eine weiche und hochdämpfende Werkstoffeigenschaften realisiert. Somit kann parallel zur Pelletgeometrie und zur Belagfederung ein gleichmäßigeres Tragen der Ingenieurkeramik und ein besseres Verhalten beim Kontaktieren während des Einkuppelns erzielt werden, um u.a. reduzierte Verschleißraten zu ermöglichen. Die Eigenschaften beider Tragstrukturen müssen dabei temperaturstabil sein.

Die Kupplungsscheibe „Mikropelletdesign“ verwendet miniaturisierte Pellets mit einem Durchmesser  $d_{\text{Pellet}} = 1,5 \text{ mm}$ . Die Belagfederung zur Kupplungsmodulation ist in einer Z-gefederten Ausführung realisiert, die das Trägerblech mit der integrierten Keramik trägt. Im Gegensatz dazu verwendet die Kupplungsscheibe „Tragstruktur“ als Belagfederung ein temperaturstabiles visko-elastisches Medium. Beide Kupplungsscheibenlösungen sind prinzipiell realisierbar. Die „Kraftleitung des Drehmoments“ wird mittels eines Einschäumens der Pellets mit einem Kunstharz verwirk-

<sup>115</sup> vgl. Albers et al. 2007d

licht. Nachteilig ist die Verfügbarkeit von Klebstoffen oder Kunstharzen mit vergleichbaren Festigkeiten im geforderten Temperaturbereich.

Die Kupplungsscheibe „Systemvariabilität“ ermöglicht mit ihren unterschiedlich ausgestalteten Pellethalterungen inkl. der Belagfederung und des Trägerblechs die Realisierung unterschiedlicher Eigenfrequenzen für das jeweils benachbarte Bauteil. Die Betrachtung der kritischen Drehzahlen muss hier für den gesamten Antriebsstrang berücksichtigt werden. Die Integration der Keramik erfolgt mit Hilfe einer Trägerscheibe, die wiederum mit der Belagfederung formschlüssig verbunden ist. Diese Lösung ist an die von Albers und Arslan<sup>116</sup> entwickelte und prototypenhaft umgesetzte erste Kupplungsscheibe mit Ingenieurkeramik (Abbildung 17) angelehnt.

Die Kupplungsscheibe „Einzelanfederung“ verzichtet auf Trägerelemente für die Ingenieurkeramik. Neben der Reduzierung der Masse und Massenträgheit verfügt die Kupplungsscheibe über eine spezielle Belagfederung, die gezielt jedes Pellet einzeln anfedert. So lässt sich ein gleichmäßiges Tragen der Keramik im „as sintered“ Zustand realisieren bei paralleler Kompensation der Toleranzen hinsichtlich Gestalt und oder Fügeprozesse (z.B. Aktivlot, Kleber). Des Weiteren wird die der Keramik fehlende Nachgiebigkeit in die Belagfederung integriert, wodurch Spannungsspitzen im Betrieb reduziert werden. Dies verbessert die Laufzeit des keramischen Systems, da mit geringeren Ausfallwahrscheinlichkeiten zu rechnen ist. Die Kupplungsscheibenvarianten „Systemvariabilität“ und „Einzelanfederung“ realisieren die Teilfunktion „Kraftleitung des Drehmoments“ mittels einer formschlüssigen Verbindung und die Teilfunktion „Fixierung“ mittels eines stoffschlüssigen Konzepts.

Die hier vorgestellten Kupplungsscheiben eignen sich prinzipiell für den Einsatz sowohl in Einscheiben- als auch in Mehrscheiben-Kupplungen. Konus-Kupplungen erfordern spezielle Designs der Kupplungsscheiben, die exemplarisch an zwei Kupplungssystemen mit Ingenieurkeramik dargestellt werden (Anhang 10.3). Unter Berücksichtigung des zur Verfügung stehenden Designraums des Mittelklasse PKW mit Heckantrieb und Handschaltgetriebe wird auf Basis des C&CM und der morphologischen Matrix für Kupplungssysteme mit Ingenieurkeramik die Lösung der Einscheiben-Kupplung favorisiert, deren Teilsysteme Schwungrad und Kupplungsdruckplatte nachfolgend diskutiert werden.

Das Schwungrad des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik kann grundsätzlich auf Basis der mit Torsionsdämpfer entwickelten Kupplungsscheiben als EMS ausgelegt werden. Zur besseren Vergleichbarkeit und Bewertung von Referenzsystem und keramikspezifischem Kupplungssystem ist es aber entscheidend,

---

<sup>116</sup> vgl. Arslan-Hürst 2005, vgl. Albers et al. 2005, vgl. Albers et al. 2007b

entsprechend dem Seriensystem das Schwungrad als ZMS auszuführen, da dies einen großen Einfluss auf das Komfortverhalten und die subjektive Komfortbewertung im Fahrzeug nimmt. Das Schwungrad wird daher als ZMS mit einstufiger Kennlinie und Wälzlager ausgeführt (Abbildung 18). Die ZMS Sekundärseite, die die motorseitige am Friktionskontakt ( $WFP_{1,2}$ ) beteiligte Wirkfläche aufweist, wird als Topfschwungrad aus dem Stahl C45E ausgeführt. Weitere getriebeseitige Wirkflächen dienen der Anbindung der Kupplungsdruckplatte mit den benötigten Blattfedertaschen, Zentrierstiften und Elemente zur Kraftleitung auf die Kupplungsdruckplatte. Die motorseitigen Wirkflächen bilden das WFP Lagerung auf der Primärmasse und WFP Kraftleitung der gefilterten zündungsbedingten Drehungleichförmigkeiten der Verbrennungskraftmaschine.

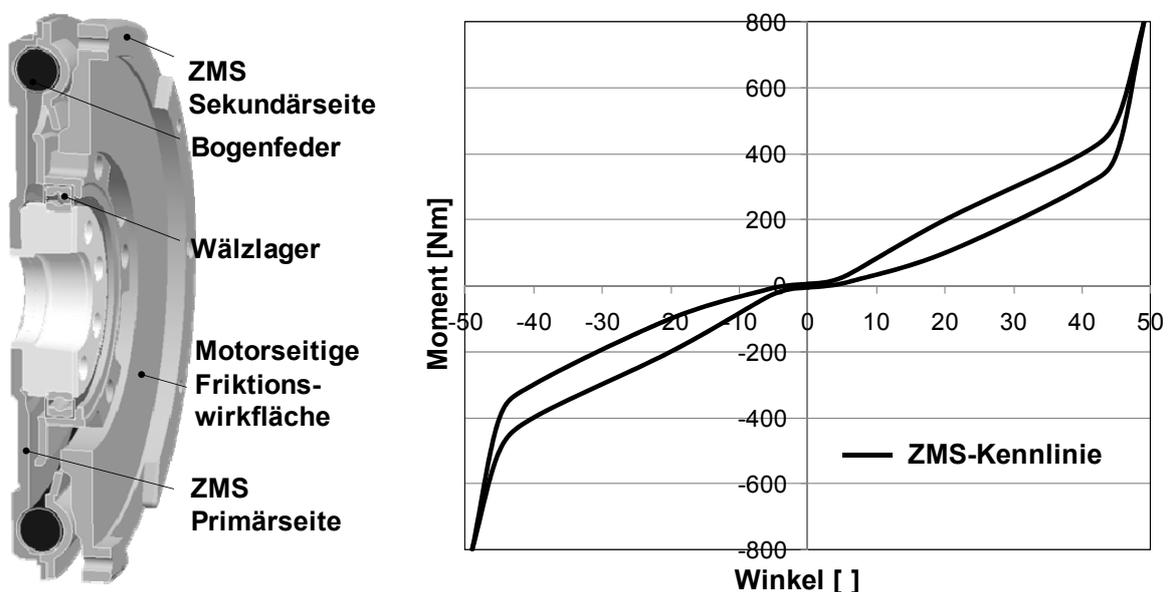


Abbildung 18 Schwungradkonzept des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik in der Ausführung ZMS und zugehörige, statisch gemessene ZMS – Kennlinie

Die Kupplungsdruckplatte (Kapitel 2.1.2.2), die synchron mit der Sekundärseite des Zweimassenschwungrades des Motors dreht, ist ein komplexes kraftgesteuertes Teilsystem (Abbildung 12a, b). Die in dieser Arbeit realisierte Kupplungsdruckplatte basiert auf dem Grundprinzip eines gedrückten Kupplungssystems ohne Verschleißnachstellung mit den systemspezifischen Komponenten Anpressplatte, Kupplungsdeckel und Tellerfeder (Abbildung 19).

Der zugehörige, statisch gemessene Anpresskraftverlauf des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik (Abbildung 19, rechts) zeigt die Lage des Betriebs- und des maximalen Abnutzungspunkts. Die Anpresskraft verändert sich während der Betriebslebensdauer in Abhängigkeit der auftretenden Verschleißrate (siehe Pfeil).

Wird der maximalen Abnutzungspunkt (Verschleißpunkt) unterschritten kann es zum Durchrutschen der Kupplung kommen, da das übertragbare Drehmoment des Kupplungssystems linear zur Anpresskraft sinkt. Der lineare Verschleißbetrag  $W_1$  des Kupplungssystems beträgt  $W_1 = 1,5 \text{ mm}$ .

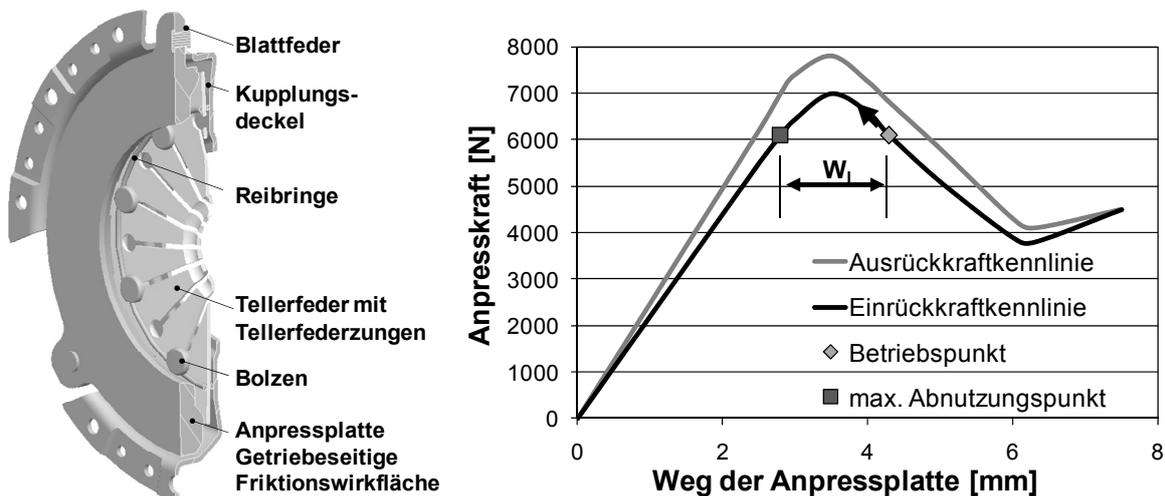


Abbildung 19 Kupplungsdruckplattenkonzept des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik und zugehörige gemessene Anpresskraftkennlinie

Sowohl Schwungrad als auch Kupplungsdruckplatte werden aus dem metallischen Gegenkörper C45E hergestellt. Diese bilden in Paarung mit der Ingenieurkeramik die reibkraftschlüssigen Wirkflächenpaaren  $WFP_{1,2}$  und  $WFP_{1,5}$  des Betrachtungsebene „Frikionskontakt“. Die Auswahl des metallischen Gegenkörpers beruht u.a. auf den experimentellen Ergebnissen in Prüfkategorie V (Kapitel 6.1.1) und IV (Kapitel 6.2.1).

Auf Basis der entwickelten Kupplungssysteme mit Ingenieurkeramik und der durch C&CM identifizierten, funktionserfüllenden Wirkflächenpaare lassen sich resümierend Konstruktionshinweise zur Entwicklung von Kupplungssystemen mit Ingenieurkeramik zusammenfassen:

- Pellet-Design als konstruktives Konzept zur Integration der Ingenieurkeramik ist zielführend für die Umsetzung von Kupplungs- und Bremssystemen mit monolithischer oder multiphasiger Keramik.
- Wechselwirkung zwischen Werkstoff, Gestalt und Bauteilverbindung müssen zwingend berücksichtigt und spezifisch betrachtet werden.

- Nach DIN EN 26922 untersuchte, stoffschlüssige Bauteilverbindungen (Keramik /Stahl) zeigen, dass mit Oxidkeramiken höhere Haftzugfestigkeit und Scherfestigkeit als mit Nichtoxidkeramiken zu realisieren sind<sup>117</sup>.
- Die Haftzugfestigkeit und Scherfestigkeit wird für die betrachteten Kupplungssysteme mit Ingenieurkeramik mit einer Sicherheit  $S > 2,5$  ausgelegt.
- Die untersuchten, hochtemperaturfesten Kleber zeigen bei Nichtoxidkeramik (SSiC) ab  $T > \sim 200$  °C, bei Oxidkeramiken (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) ab  $T > \sim 250$  °C Kohäsionsbruch.
- Entwicklung von hochtemperaturfesten Bauteilverbindungen für Nichtoxidkeramiken/Stahl durch Laserprozesstechnik applizierte Aktivlote zeigen erste gute Ergebnisse hinsichtlich Haftzugfestigkeit und Scherfestigkeit<sup>118</sup>.
- Gleichmäßiges Tragen der Ingenieurkeramiken konstruktiv (z.B. Einzelanfederung) oder durch Hartbearbeitung in gefügtem Zustand sicherstellen.
- Temperaturspitzen und so lokal thermisch induzierte Spannungsspitzen durch gezielte Anfederungskonzepte oder günstige Wärmeleitpfade vermeiden bzw. reduzieren.
- Unterschiedliche thermische Werkstoffeigenschaften der Keramik sind problemspezifisch zu betrachten (z.B. Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{\text{SN80}} < \lambda_{\text{Al}_2\text{O}_3} < \lambda_{\text{SiC}}$ ).
- Die metallischen Gegenkörper müssen in Abhängigkeit der auftretenden Reibleistungen beim Downsizing des Kupplungssystems durch Wärmekapazität oder durch Konvektion geschützt werden.
- Das maximale Downsizing des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik ist durch die thermo-mechanischen Eigenschaften der Gegenreibpartner bzw. der Umgebungs konstruktion limitiert.

---

<sup>117</sup> vgl. Albers / Mitariu 2007, vgl. Südmeyer et al. 2007

<sup>118</sup> vgl. Südmeyer et al. 2007, Forschungsbericht sfb483 2008

### 4.3 Evaluation der Prototypenvarianten in Gestaltmodellierung und Validierung

Alle im Rahmen des „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozess entwickelten und ausgestalteten Kupplungssysteme mit Ingenieurkeramik umzusetzen und experimentell zu analysieren, macht aus wirtschaftlichen Gründen keinen Sinn. Aufgrund dessen muss ein Prozess beschrieben werden, der die hinsichtlich Leistungsdichte und Funktionalität Erfolg versprechenden Lösungsvarianten kennzeichnet und die für die experimentelle Validierung notwendigen Prototypen stark reduziert.

Die schrittweise Reduktion der Kupplungssystemvielfalt erfolgt mit Hilfe eines mehrstufigen Auswahlprozesses (Abbildung 20), der im Rahmen der SPALTEN – Aktivitätenmatrix des „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozess beschrieben wird. Zu Beginn liegt eine detaillierte Beschreibung des Aussehens und der Gestalt durch alle seine Parameter in Form des Entwurfs vor, die die jeweilige Lösung eindeutig charakterisieren. Darauf aufbauend wird im Rahmen einer ersten Tragweitenanalyse ( $T_1$ ) eine Nutzwertanalyse nach VDI 2225 bezüglich technischer und wirtschaftlicher Kriterien durchgeführt. Die hinsichtlich des Resultats der Nutzwertanalyse genügenden Kupplungssysteme werden in einer zweiten Tragweitenanalyse ( $T_2$ ) analytisch hinsichtlich Funktionalität und realisierbarer Leistungsdichte charakterisiert, um eine feinere Abstufung zu ermöglichen und deren Funktionalität rechnerisch nachzuweisen. Eine erste Iterationsschleife ( $I_1$ ) unter dem Aspekt Optimierung kann bereits erfolgen.

Die weitere Reduktion ist gekennzeichnet durch den Übergang von der Gestaltmodellierung in die Validierung. Die Validierung folgt dem Ansatz der ganzheitlichen Antriebsstrangentwicklung, d.h. der parallelisierten Anordnung von Simulation und Experiment in der jeweiligen Prüfkategorie der Tribologischen Prüfkette. Durch die thermo-mechanische Simulation der Kupplungssysteme mit Hilfe der FEM werden die unter Berücksichtigung spezifischer Lastfälle (Kapitel 5.3) auftretenden Belastungen und Temperaturen ermittelt, die zur Bewertung der Funktionalität der Kupplungssysteme und zur Zuverlässigkeitsanalyse genutzt werden. Auf Basis der Ergebnisse der FEM Simulation wird entweder die Iterationsschleife ( $I_2$ ) Optimierung angestoßen oder die im Experiment zu untersuchenden Prototypenvarianten festgelegt. Die Ergebnisse der Validierung aus Simulation und Experiment werden im Kapitel 6 auf Basis des Ansatzes der ganzheitlichen Antriebsstrangentwicklung vorgestellt.

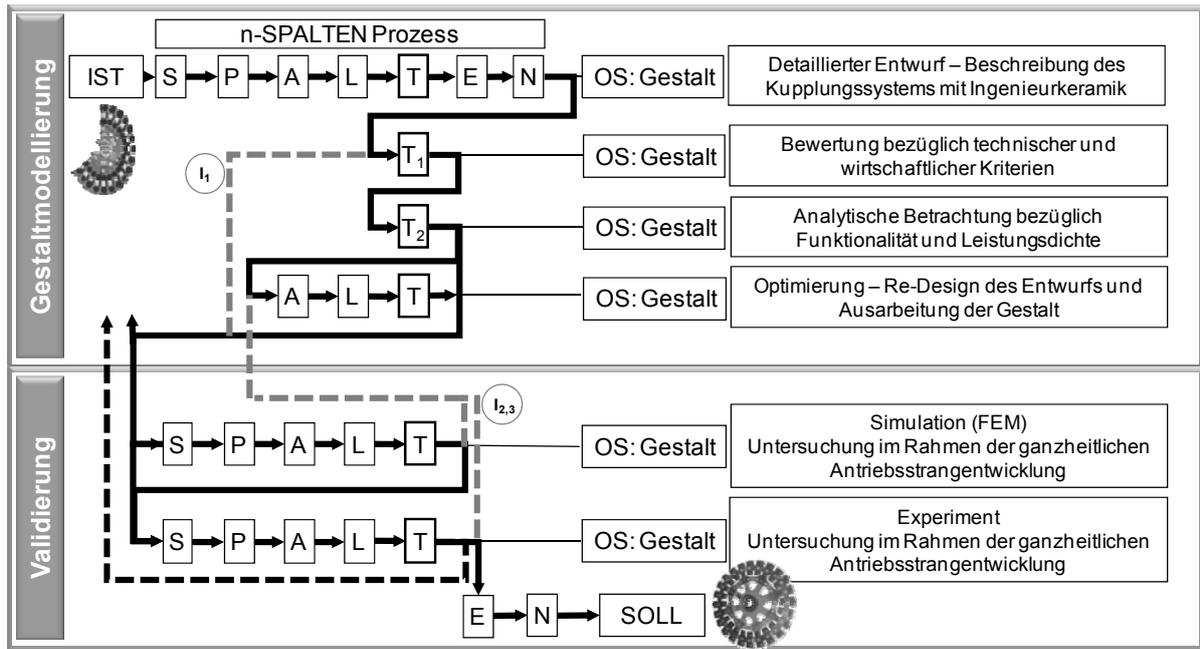


Abbildung 20 Vorgehensweise zur Evaluation des Kupplungssystems am Beispiel Kupplungsscheibe mit Ingenieurkeramik

### 4.3.1 Tragweitenanalyse und Iterationen in der Gestaltmodellierung

Die Kupplungssysteme mit Ingenieurkeramik (siehe Anhang 10.3) werden über die detaillierten Entwürfe eindeutig beschrieben. Die jeweiligen Komponenten, denen die gestaltbestimmenden und verbleibenden Hauptfunktionen als auch die Nebenfunktionen zugeschrieben werden, realisieren dabei die Gesamtfunktion des Kupplungssystems. Neben einer vorläufigen Bauteilliste (Stückzahlen der Subkomponenten Pellet, Federbleche, etc.) stehen die geometrischen Abmaße zur Beschreibung der Teilfunktionen (z.B. Kraft-Weg Charakteristik der Federbleche, nominelle Friktionsfläche) fest.

Beschreibende Größen wie u.a. Außendurchmesser der Kupplungsscheiben, Anzahl der ingenieurkeramischen Pellets oder nominelle Friktionsfläche der Pellets werden zur besseren Vergleichbarkeit und Übersichtlichkeit mit Hilfe visualisierender Werkzeuge dargestellt. Exemplarisch wird in Abbildung 21 ein Säulendiagramm dieser für die bereits vorgestellten Kupplungsscheiben dargestellt. Bezogen auf einen ähnlichen Kupplungsdurchmesser können so einzelne Parameter variiert werden, um so ihren Einfluss hinsichtlich z.B. im Betrieb auftretender Temperaturen, Verformungen und Spannungen analytisch oder durch eine Simulationsrechnung zu berechnen und eine Optimierung des Systems zu ermöglichen.

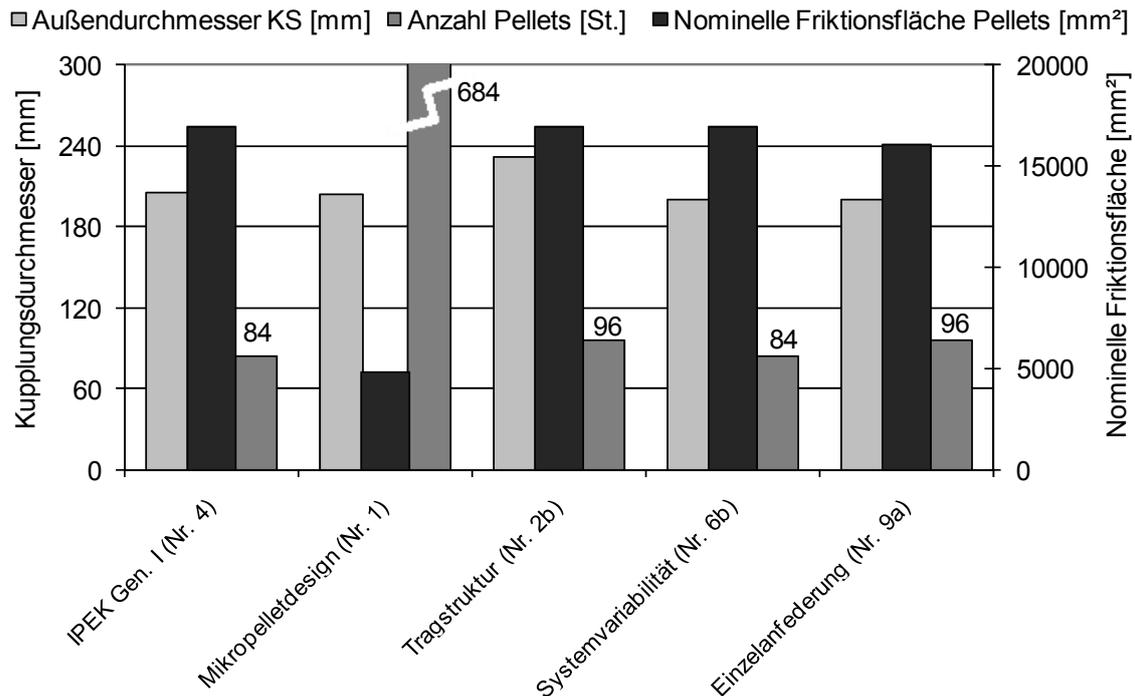


Abbildung 21 Auszug zur Beschreibung der Kupplungssysteme mit Ingenieurkeramik

Die erste Tragweitenanalyse ( $T_1$ ) der Kupplungssysteme erfolgt mittels einer Nutzwertanalyse nach VDI 2225<sup>119</sup>. Der Fokus der technischen Kriterien der Nutzwertanalyse liegt auf der technischen Realisierbarkeit der gewünschten Funktionalitäten der Kupplungssystemkonzepte. Die Bewertungskriterien sind nach Wirkprinzip (z.B. Kraftleitung, Kinematik, Energie, Komplexitätsgrad der Systeme, aktiver Anpresskraftaufbau, Bauraum), nach Pelletdesign (z.B. Pelletgeometrie, Pelletanzahl, Werkstoffverfügbarkeit) und nach Integration (z.B. Montage, Lagerung, Federung, Fixierung) unterteilt. Weitere technische Kriterien sind globaler betrachtet: Fertigungsprozess, Gesamtmontage und Wartung. Diesen technischen Bewertungskriterien wird eine Gewichtung zugewiesen, um die im Zielsystem definierten Teilziele und Verknüpfung differenziert erfassen zu können. Die ermittelten Nutzwerte der auszugsweise betrachteten Kupplungslösungen variieren zwischen 50% für die Kupplungsscheibe „Mikropelletdesign“ bis hin zu 82% für die Kupplungsscheibe „Systemvariabilität“ (Nr. 6b) für eine Anwendung als Einscheiben-Kupplung.

In der angeschlossenen Tragweitenanalyse ( $T_2$ ) erfolgt die analytische Berechnung der Kupplungssysteme mit den in Kapitel 2.2 dargelegten Gleichungen. Die Berechnungen erfolgen unter der Voraussetzung funktionsstabiler gleichmäßiger

<sup>119</sup> VDI 2225

Tragens (nominelle Kontaktfläche) der Ingenieurkeramik. Die Reibungszahl  $\mu = 0,35$  der Friktionspaarung SSiC/100Cr6 wird als konstant für alle Varianten eingesetzt<sup>120</sup>, so dass sich u.a. das übertragbare Moment  $M_R$  und die nominelle Flächenpressung analytisch berechnen lassen.

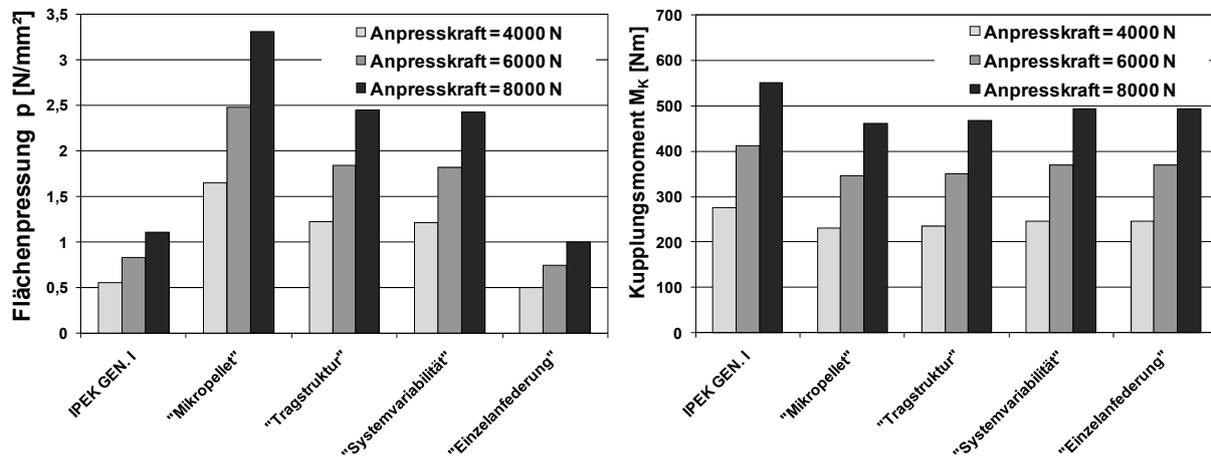


Abbildung 22 Flächenpressung unter Berücksichtigung der nominellen Friktionswirkfläche der Pellets (links); Drehmomente für den Einsatz als Einscheiben-Kupplung

In Abhängigkeit der im Kupplungssystem wirkenden Normalkraft ergeben sich die in Abbildung 22 links dargestellten kupplungsspezifischen Flächenpressungen unter Berücksichtigung der nominellen Friktionsfläche der Pellets. Die auftretenden nominellen Flächenpressungen werden hinsichtlich der auftretenden Spannungen in der Keramik ertragen. Daraus ergeben sich die in Abbildung 22 rechts berechneten übertragbaren Drehmomente in Abhängigkeit der im Kupplungssystem wirkenden Normalkraft für den Einsatz als Einscheiben-Kupplung. Ergeben sich an dieser Stelle ungenügende Ergebnisse (z.B.  $r_m$  nicht ausreichend) kann eine erste Optimierung des Entwurfs erfolgen. Das Re-Design des Entwurfs wird als Überarbeitung des bestehenden Entwurfs hinsichtlich Gestalt oder Teilfunktion verstanden. Die Iterationsschleife ( $I_1$ ) berücksichtigt hier die Rückführung zur Tragweitenanalyse.

Das Kupplungssystem für das im Zielsystem ausgewählte Mittelklassefahrzeug ( $M_{\text{Motor max}} = 250 \text{ Nm}$ ), das als Referenzsystem dient, hat eine Kupplungsscheibe mit organischen Reibbelägen des Durchmessers  $d_a = 228 \text{ mm}$ , das bei einer Anpresskraft von  $F_N = 6000 \text{ N}$  ein Drehmoment von  $M_{\text{Ü}} = \sim 320 \text{ Nm}$  bereitstellt. Bei hypothetisch gleicher Anpresskraft und unter Berücksichtigung der getroffenen

<sup>120</sup> vgl. Arslan-Hürst 2005, vgl. Albers et al. 2005

Annahmen ermöglichen die Kupplungssysteme mit Ingenieurkeramik die Übertragung eines höheren Drehmoments bei gleichzeitig kleineren Kupplungsscheibendurchmessern  $d_a \leq 205$  mm (Abbildung 22), das durch die Steigerung der Reibungszahl  $\mu$  der keramischen Friktionspaarung ermöglicht wird. Dies realisiert die im Zielsystem geforderte Leistungssteigerung des Kupplungssystems, welches mit einem parallelen Downsizing des Kupplungssystems einhergeht. Dargestellt wird dies in Abbildung 23. Es stellt die Potentialausschöpfung zur Leistungssteigerung des Kupplungssystems mit Hilfe der Reduzierung der Friktionsfläche und des mittleren Reibradius (nach Gl. 3) im Vergleich zum Referenzsystem dar.

Die Reduzierung der Friktionsfläche führt parallel zu einer Erhöhung der dissipierten Energie pro Friktionsfläche, wodurch sich die spezifische Reibungsarbeit und -leistung stark erhöht. Parallel weisen die verwendeten keramischen Werkstoffe deutlich höhere Wärmeleitkoeffizienten als z.B. organische Reibbeläge auf ( $\lambda_{\text{Keramik}} / \lambda_{\text{Organik}} = \sim 20$  bis 110). Daher ist eine Berechnung der im System auftretenden Spannungen, die im Betrieb wirken, für die keramischen (z.B. Ausfallwahrscheinlichkeit) und metallischen Komponenten (z.B. Einfluss der Temperaturen auf die Federsteifigkeit der Federbleche) erforderlich. Dies ist u.a. eine Aufgabe der Berechnung der Kupplungssysteme mit Ingenieurkeramik mit Hilfe der FEM Simulation in der Makroaktivität Validierung. Eine notwendige Iterationsschleife ( $I_2$ ) zur Optimierung des betrachteten Kupplungssystems wird auf Basis der Analyse der wirkenden maximalen Spannungen und Spannungsgradienten getroffen.

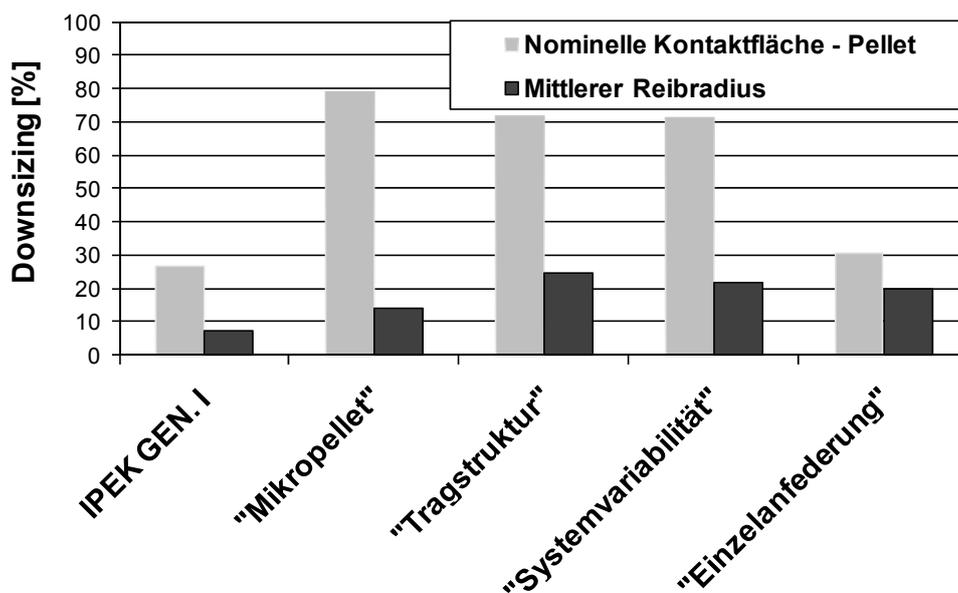


Abbildung 23 Downsizing der nominellen Friktionswirkfläche und des mittleren Reibradius zur Steigerung der Leistungsdichte

Weitere Optimierung des Kupplungssystems wird im „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozess insbesondere durch die Ergebnisse aus den experimentellen Untersuchungen der Makroaktivität Validierung (Experiment) begründet. Diese können auf Basis der tribologischen Charakterisierung (z.B. Verschleißraten) oder Versagen der keramischen und metallischen Komponenten (z.B. Spannungsspitzen aufgrund ungleichmäßiger Belastung) sein. Dies wird durch die Iterationsschleife ( $I_3$ ) abgedeckt werden. Weisen die Kupplungssysteme nicht die gewünschte Qualität hinsichtlich der im Zielsystem definierten Anforderungen auf, so muss eine Neuorientierung erfolgen (z.B. Initialisierung der Makroaktivitäten Projektierung, Ideenfindung oder Prinzipmodellierung).

## 4.4 Konstruktionshinweise auf Basis der Ergebnisse der Makroaktivität Validierung

Auf Basis der beschriebenen Prozesse zur Produktentwicklung des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik ( $M_R > 320 \text{ Nm}$ ) und der in Kapitel 6 darzustellenden Ergebnisse werden an dieser Stelle bereits zu den genannten, folgende Konstruktionshinweise aus der Sicht Systementwicklung und -konstruktion festgehalten:

- Einbauort wählen mit  $n \downarrow$  und  $M \uparrow$ :
  - ⇒ Kosten, Baugröße  $\downarrow$
- Vermeiden von Beanspruchungsspitzen, daher genaue Ausrichtung und keramikspezifische Lagerung, Federung und Fixierung konstruktiv realisieren:
  - ⇒ Belastung und Beanspruchung  $\downarrow$
  - ⇒ Lebensdauer  $\uparrow$
- Gleichmäßiges Tragen der Keramik realisieren:
  - ⇒ Belastung und Beanspruchung  $\downarrow$
  - ⇒ Lebensdauer  $\uparrow$
- Anforderungen an Genauigkeit wachsen mit steigender Baugröße und steigendem Drehmoment
- Fertigungstoleranz der Ingenieurkeramik im Kupplungssystem berücksichtigen.
- Einfache Montage / Demontage von Verschleißteilen / Umgebungsteilen (Anpressplatten, Gehäuse, ...) ermöglichen.
  - ⇒ kurze Montage- und Rüstzeiten
- Mehrscheiben-Kupplung prinzipiell realisierbar als trockenlaufendes Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik:
  - ⇒ Bauraum Einsparung (radial oder axial) ist abhängig vom systemspezifischen Antriebskonzept des Fahrzeugs

## 4.5 Prototyp des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik

Unter Berücksichtigung der Aktivitäten zur Produktentwicklung im „keramik-spezifischen“ Produktentstehungsprozess und der Konstruktionshinweise wird ein erster Prototyp eines Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik aus den entwickelten Methoden abgeleitet (Abbildung 24). Die Umsetzung als Einscheiben-Kupplung begründet sich u.a. in dem zur Verfügung stehenden Bauraum des im Zielsystem ausgewählten Mittelklassefahrzeugs. Das Schwungrad (Abbildung 18) und die Kupplungsdruckplatte (Abbildung 19) dieses Systems werden in Kapitel 4.2.2 detailliert mit Kennlinien beschrieben.

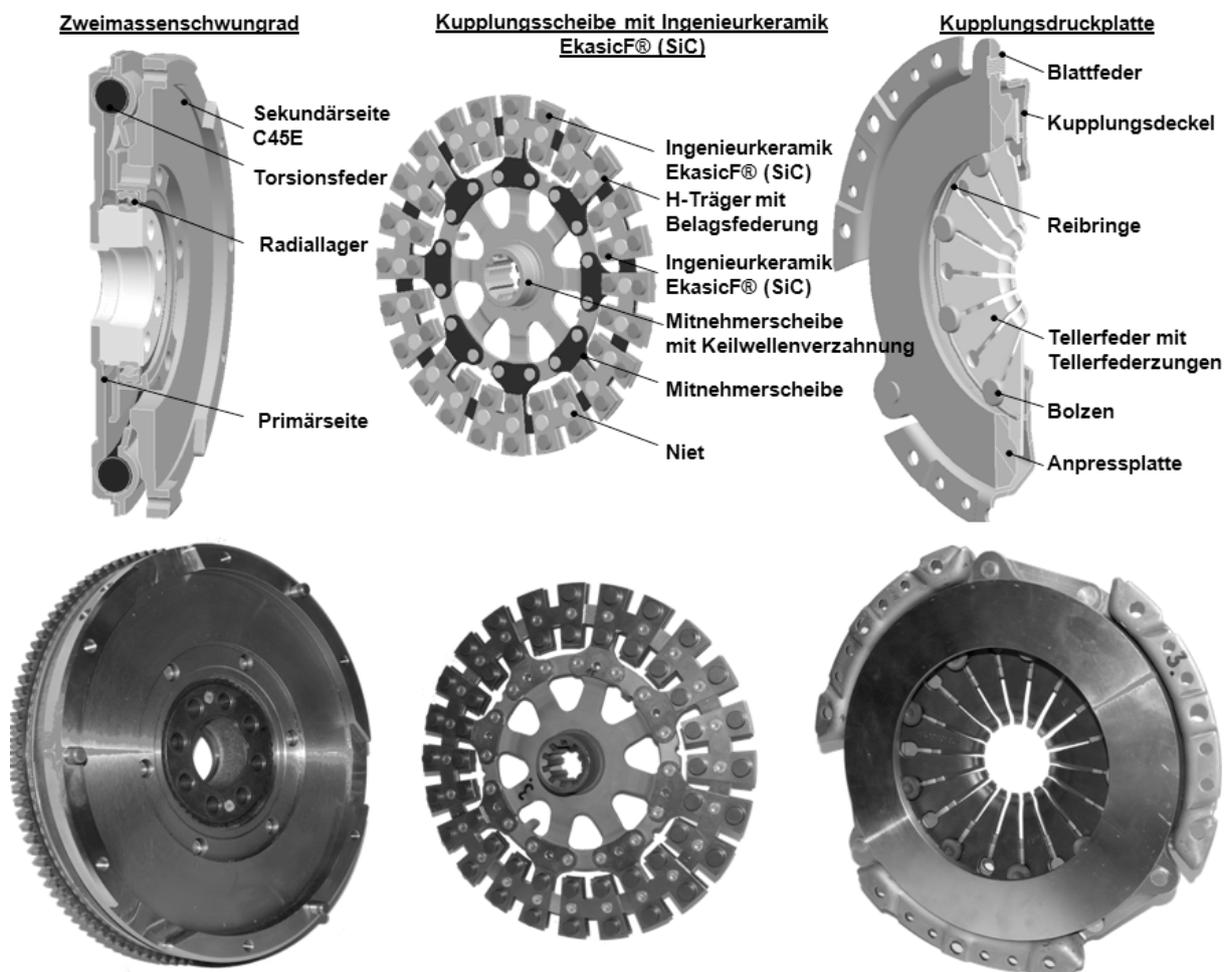
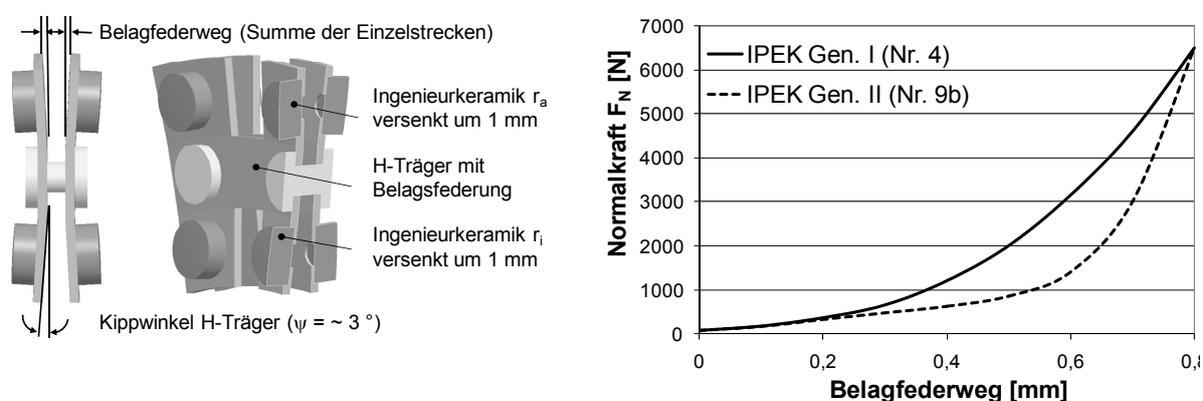


Abbildung 24 Prototyp des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik

Nach Durchführung des in Kapitel 4.3 dargestellten Prozess zur Evaluation der Prototypenvarianten (z.B. Konstruktionshinweise, Nutzwertanalyse, numerische und experimentelle Untersuchungen) des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik wird

die Kupplungsscheibe „Einzelanfederung“ favorisiert. Aufbauend auf diesem Konzept wird eine weitere Variante der Kupplungsscheibe „Einzelanfederung“ (Anhang 10.3, Nr. 9b) entwickelt, die hinsichtlich Funktionalität (übertragbares Drehmoment), Lebensdauer (Verschleißwiderstand der Friktionspaarung, Bauteilzuverlässigkeit der Ingenieurkeramik), Lastspitzen (Anfederungskonzept, Wärmehaushalt), Montage und Gewicht optimiert wird. Die Mitnehmerscheibe wird aufgrund des ZMS als starre Mitnehmerscheibe ausgeführt. Die Mitnehmerscheibe weist bereits die reale Keilwellenverzahnung (Abbildung 12,  $WFP_{0,2}$ ) zur Einbindung in das Betriebssystem Fahrzeug auf. Diese liefert den notwendigen Freiheitsgrad, um eine Verschiebung in axialer Richtung zum Öffnen und Lüften des Kupplungssystems zu gewährleisten.



**Abbildung 25** Anfederung und Belagfederkennlinie der Kupplungsscheibe der 2. Generation mit Einzelanfederung und H-förmiger Belagfederung [IPEK Gen. II (Nr. 9b)] im Vergleich zur Belagfederkennlinie der Kupplungsscheibe der 1. Generation

Diese Kupplungsscheibe mit Einzelanfederung und H-förmiger Belagfederung wird in den weiteren Ausführungen als Kupplungsscheibe IPEK der 2. Generation (Gen. II) betitelt. Die Integration der Keramik ( $WFP_{1,6}$ ) erfolgt über das Prinzip „Trennung der Funktion“ durch eine Kombination aus Formschluss und Kraftschluss (Typ A, Lösung 1, Abbildung 14). Die keramikspezifische Belagfederung ( $LSS_{1,6, 1,7}$ , Abbildung 12) der Kupplungsscheibe IPEK Gen. II (Abbildung 25) hat mehrere Vorteile: zuerst bewirkt sie im Einkuppelprozess, d.h. beim Schließen der Kupplung, einen definierten Anpresskraftaufbau und bestimmt so die Modulationsfähigkeit des Kupplungssystems, d.h. die Zustellempfindlichkeit um den Schleifpunkt und das gezielte Aufbauen des Moments. Sie ist zur guten Anfahrbarkeit des Systems über einen weiten Bereich weich gestaltet. So wird parallel ein weiterer Vorteil dieser Ausführung realisiert, bei der durch die Einzelanfederung jedes individuellen Pellets gleichmäßiges Tragen ermöglicht wird. Durch diese konstruktive Maßnahme erfahren

einzelne Pellets aufgrund unterschiedlicher Fertigungstoleranzen oder Höhenabweichungen durch Fügeprozess (z.B. bei Klebung oder Aktivlötung) keine Überbelastung. Es entfällt somit eine aufwendige und kostspielige Hartbearbeitung der Keramik in gefügtem Zustand, wie dies im Falle der Kupplungsscheibe der ersten Generation durchgeführt wurde. Durch das gleichmäßigere Tragbild der einzeln angefederten Pellets im Zusammenspiel mit der für diese Anwendung gestaltoptimierten Friktionsfläche (sphärisch) der Ingenieurkeramik gelingen Verbesserungen hinsichtlich des Einlaufverhaltens und der auftretenden Verschleißraten des Systems (Kapitel 6).

Weitere technische Spezifikationen der Kupplungsscheibe IPEK Gen. II sind ein Außendurchmesser von  $d_a = 228$  mm. Der mittlere Reibradius  $r_m$  wird angenähert aus den mittleren Reibradien der inneren und äußeren Einzelspur über Gl. 3. Dieser beträgt  $r_m = 94,5$  mm. Die Integration der ingenieurkeramischen Werkstoffe erfolgt über die Methode der Trennung der Funktion: Das Drehmoment wird formschlüssig übertragen. Die Fixierung der Pellets (z.B. mit anorganischem Kleber VP6842<sup>121</sup>) gegen Verdrehen und Verkanten bei geöffneter Kupplung wird stoffschlüssig gesichert. Zur besseren Vergleichbarkeit zwischen Referenzsystem und Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik wird das Downsizing des Systems in der zweiten Generation (IPEK Gen. II) nicht umgesetzt.

Bezogen auf die Betrachtungsebene „Friktionskontakt“ ( $WFP_{1.1}$ ,  $WFP_{1.5}$ , Abbildung 12) verfügt die Kupplungsscheibe IPEK Gen. II über die höchsten Flächenpressungen im relativen Vergleich zum Referenzsystem des Mittelklassefahrzeugs und zur Kupplungsscheibe IPEK Gen. I (Abbildung 26, links). Die Flächenpressung wird mit der Normalkraft  $F_N = 6100$  N für den Betriebspunkt des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik berechnet. Die Zunahme der wirkenden Flächenpressung begründet sich in der schrittweisen Reduzierung der zur reibkraftschlüssigen Drehmomentübertragung benötigten funktionsrelevanten Friktionswirkfläche.

Das Downsizing der Friktionswirkfläche der Kupplungsscheibe IPEK Gen. II beträgt bezogen auf die während der Synchronisation auftretende Ringfläche auf der Gegenreibrscheibe 49% und bezogen auf die nominelle Kontaktfläche der Pellets ( $A_{WFP\ nom.}$ ) 82% im relativen Vergleich zum Referenzsystem (Abbildung 26, rechts). Die experimentellen Ergebnisse zeigen, dass die durch das Downsizing auftretenden, hohen spezifischen Belastungen im Betrieb störungsfrei ertragen werden und so die Funktionalität gewährleisten. Gleichzeitig wird experimentell befunden, dass das Kupplungssystem im Betrieb höhere übertragbare Drehmomente, wodurch ein

---

<sup>121</sup> Fa. IGP GmbH

weiteres Downsizing bezogen auf den mittleren Reibradius und so des Kupplungs-  
systems als Eischeiben-Kupplung in einem weiteren Entwicklungsschritt legitim ist.

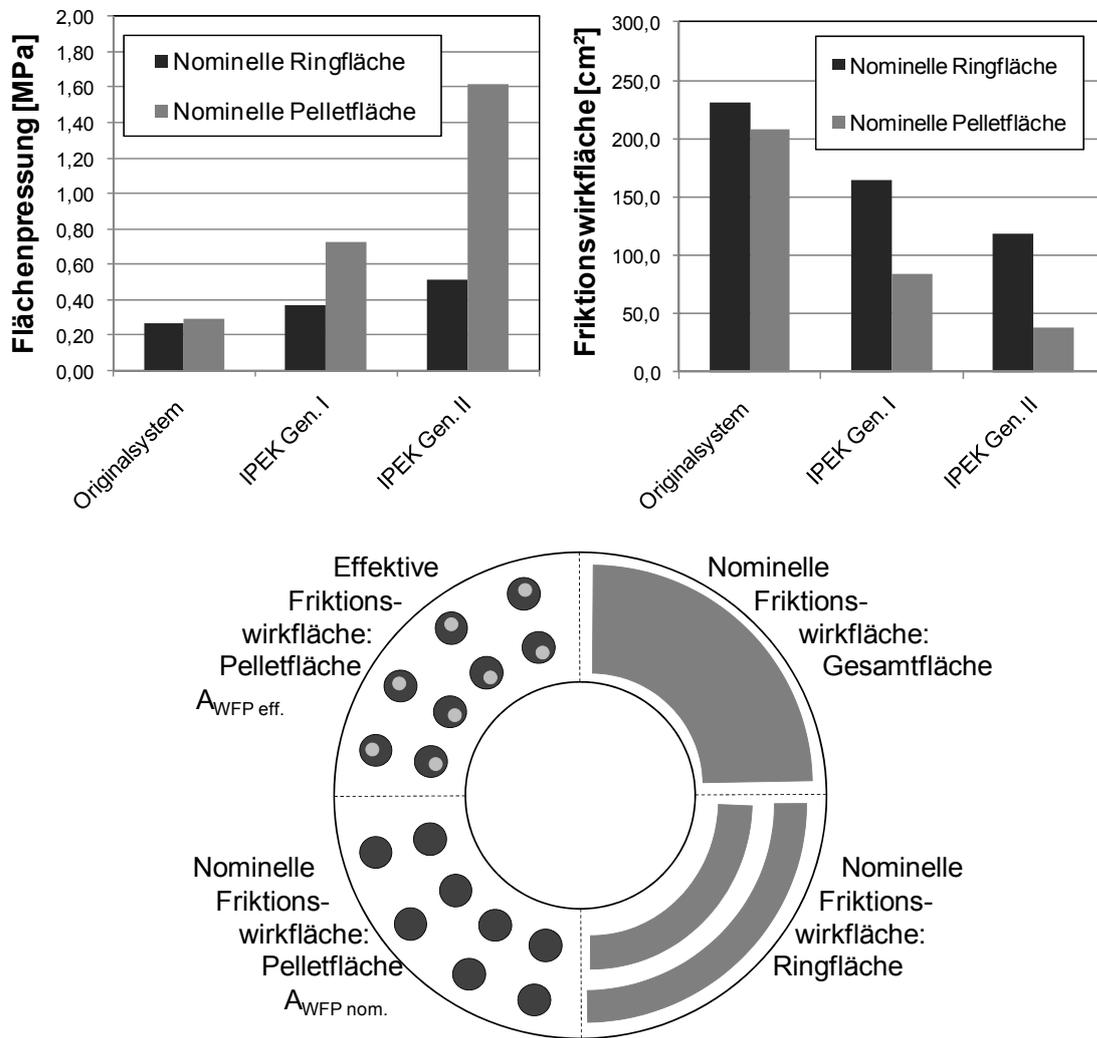


Abbildung 26 Flächenpressung und nominelle Friktionsfläche der Kupplungsscheiben Originalsystem, IPEK Gen. I und IPEK Gen. II

## **5 Vorgehensweise und Untersuchungsmethoden der Makroaktivität „Validierung“**

Nach Erforschung und Einsatz von Methoden in den Prinzip- und Gestaltmodellierenden Aktivitäten des „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozesses steht ein Kupplungssystem mit ingenieurkeramischen Werkstoffen zur Verfügung. Dieses ist hinsichtlich seiner funktionalen Merkmale festgelegt und vollständig dokumentiert. Zur Absicherung der Produkteigenschaften des entwickelten Kupplungssystems in Hinblick auf die im Zielsystem geforderten Eigenschaften wird die Makroaktivität Validierung durchgeführt. Die während der Validierung erzielten Ergebnisse und das generierte Wissen fließen in den weiteren Produktentstehungsprozess ein und erweitern so entscheidend das Wissen zur Entwicklung von Friktionssystemen mit Ingenieurkeramik. Um dieses bereitzustellen, werden im Folgenden die Vorgehensweise, die eingesetzten und entwickelten Untersuchungsmethoden und die auf unterschiedliche Prüfkategorien in Experiment und Validierung übertragbare Versuchsplanung dargestellt.

### **5.1 Ganzheitliche Antriebsstrangentwicklung am Beispiel der Einscheiben-Kupplung mit ingenieurkeramischen Friktionwerkstoffen**

Die prinzipielle Vorgehensweise orientiert sich an der am IPEK entwickelten ganzheitlichen Antriebsstrangentwicklung<sup>122</sup>. Diese erlaubt eine vollständige und durchgängige Beschreibung und Betrachtung zur Entwicklung und Charakterisierung trockenlaufender Friktionssysteme auf der Basis ingenieurkeramischer Werkstoffe (Abbildung 27). Durch die konsequente Verfolgung der Tribologischen Prüfkette bis hin zu Untersuchungen im Gesamtfahrzeug als technisches Obersystem werden systemische (z.B. Schwingungsverhalten, Mensch-Maschine Interaktion) und tribologische Kenngrößen (z.B. Reibungszahl, Verschleißkennwerte) ermittelt, auf Basis derer eine Beurteilung von ingenieurkeramischen Werkstoffen in trockenlau-

---

<sup>122</sup> Albers et al. 2001b



wird die Charakterisierung der Friktionspaarung realisiert. Diese grundlegenden Untersuchungen werden mit einem Tribometer in der Prüfkategorie VI „Modellprüfstand“ des Instituts für Werkstoffkunde II am KIT korreliert.

Die Prüfkategorie IV „Bauteilprüfstand“ umfasst Untersuchungen mit Teilsystemen (Bauteil Kupplungsscheibe) ebenfalls auf dem am IPEK bestehenden Trockenreibungsprüfstand TRP unter einseitiger oder beidseitiger Kontaktbeanspruchung. Die prototyphaft umgesetzten Kupplungsscheiben mit Ingenieurkeramik werden unter realistischen Belastungskollektiven, wie sie im späteren Obersystem Gesamtfahrzeug auftreten, beansprucht und hinsichtlich ihrer Eigenschaften charakterisiert. Dazu ist der Prüfstand mit einer Regelung versehen, die es erlaubt, mit der Antriebsmaschine die Drehmoment-/Drehzahlcharakteristik eines Verbrennungsmotors abzubilden, während mit der Bremsmaschine (Abtriebsmaschine) die Fahrwiderstände und die Massenträgheitsmomente des betrachteten Fahrzeugs abgebildet werden können. Die Untersuchung der „Rupfempfindlichkeit“ wird im Prüfstand durch die mit einer Torsionsfeder abgebildete Antriebsstrangssteifigkeit ermöglicht.

Für die Untersuchungen in der Prüfkategorie III „Systemprüfstand“ wird das vollständige Kupplungssystem in einer zum Teil hardwaremäßig und zum Teil softwaremäßig realisierten Systemumgebung abgebildet. Hierzu wird der Antriebsbaugruppenprüfstand ABP des IPEK eingesetzt. Dabei wird ein vorhandener Antriebsstrang – der dem vorhandenen Versuchsfahrzeug entspricht – aufgebaut. Der Verbrennungsmotor wird durch einen hochdynamischen Elektromotorensatz abgebildet. Die Fahrwiderstände und Fahrzeuglasten werden durch zwei Bremsmaschinen an den Radnaben simuliert. Mit dem so aufgebauten ABP werden die Wechselwirkungen des Kupplungssystems mit keramischen Friktionswerkstoffen und der Systemdynamik unter den Gesichtspunkten Anfahrverhalten, Modulation, Wärmehaushalt, Übertragungsverhalten und reibungszahlerregter Schwingungen untersucht. Die Wechselwirkungen zwischen Friktionssystem und Fahrzeug werden durch parallele Simulation des Gesamtfahrzeugs (Hardware in the Loop)<sup>124</sup> erfasst. So können die Auswirkungen der tribologischen Effekte auf die Erregung von Reibschwingungen im Triebstrang direkt erfasst und erforscht werden.

Zur abschließenden Untersuchung und zur Übertragbarkeit der Ergebnisse im Rahmen der „Tribologischen“ Prüfkette erfolgen Untersuchungen in der Prüfkategorie I „Betriebssystem Fahrzeug“. Ziel ist es, das Systemverhalten im Betrieb und in der Wechselwirkung mit dem Bediener zu erfassen und zu evaluieren.

---

<sup>124</sup> vgl. Albers et al. 2001b, vgl. Albers / Schyr 2003

Für die den Produktentstehungsprozess begleitende Simulation und auch die theoretische Validierung der erarbeiteten Lösungen werden die Finite-Elemente-Methode (ABAQUS, SIMULIA, Dassault Systemes), Mehrkörpersimulation (u.a. LMS.Imagine.Lab AMESim) und statistische Berechnungsverfahren (STAU<sup>125</sup>) eingesetzt. Verknüpft werden diese in dem von Albers et al. entwickelten Forschungsansatz Kupplungsfunktionsmodell „CoupAction“<sup>126</sup>, das für die Anwendung Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik für ein heckgetriebenes Fahrzeug in dieser Arbeit erweitert werden soll.

Für die Erfassung des Wärmehaushalts und der wirkenden Pressungsverteilung im Friktionskontakt werden die geometrischen Strukturen des jeweiligen Aufbaus der Kupplungskonstruktion (Kupplungssystem mit integrierten Pellets auf der Kupplungsscheibe) abgebildet. Die Berechnung erfolgt durch thermo-mechanische FEM-Simulation. Die Ergebnisse werden als Ergebnisdateien sowohl bei der anschließenden Simulation des Kupplungsvorgangs als auch bei der Berechnung der Ausfallwahrscheinlichkeit der Ingenieurkeramik mit STAU verwendet (off-line Simulation). Die unter spezifischen Lastfällen (siehe Kapitel 5.3) auftretenden Belastungen und Temperaturen dienen ferner der Beurteilung der Funktionalität der entwickelten Kupplungssysteme.

Die Eingangsgrößen zur Beschreibung des Systemverhaltens des Fahrzeugs für das Kupplungsfunktionsmodell werden durch eine Abbildung der Dynamik des Antriebsstranges (LMS.Imagine.Lab AMESim) als Echtzeitsimulation bestimmt. Dieses Berechnungskonzept erlaubt somit die Berechnung des kompletten Kupplungsvorgangs unter Berücksichtigung des tribologischen Verhaltens des Friktionssystems (experimentelle Ergebnisse), der thermo-mechanischen Verformungen der Kupplungsbauteile (FEM Ergebnisse) inkl. einer gekoppelten Berechnung der Ausfallwahrscheinlichkeit der Ingenieurkeramik für den jeweils betrachteten Beanspruchungsfall. So gelingt ein wichtiger Beitrag zur Unterstützung der Dimensionierungs- und Validierungsprozesse für Friktionssysteme mit Ingenieurkeramik am Beispiel des Kupplungssystems.

Ein erhöhtes Systemverständnis wird durch den Einsatz und die parallele Anordnung von Experiment und Simulation erzielt. Insbesondere die Verknüpfungen und die Übertragbarkeit der Ergebnisse der in den einzelnen Prüfkategorien erfassbaren Kenngrößen werden explizit im Rahmen der „Tribologischen“ Prüfkette untersucht (Abbildung 28). Dazu werden spezielle Abgleichversuche (siehe Kapitel 5.3) in den

---

<sup>125</sup> Roudi et al. 2005

<sup>126</sup> Albers et al. 2006b

unterschiedlichen Prüfkategorien definiert und durchgeführt. Gleichzeitig wird durch die parallele Anordnung von Experiment und Simulation die Modellbildung und -güte der Simulationsmodelle verbessert. Aus den Ergebnissen sollen Aussagen zur Übertragbarkeit der tribologischen und systemischen Kenngrößen befunden werden.

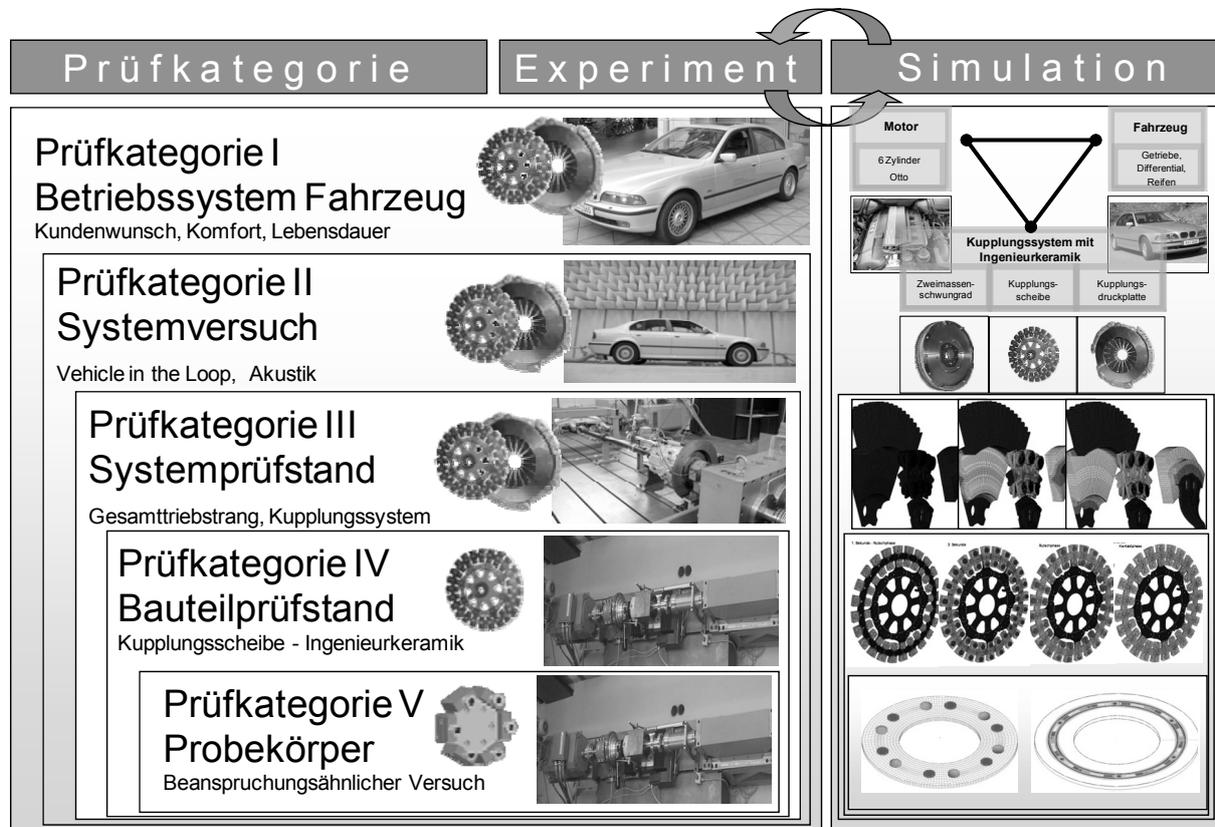
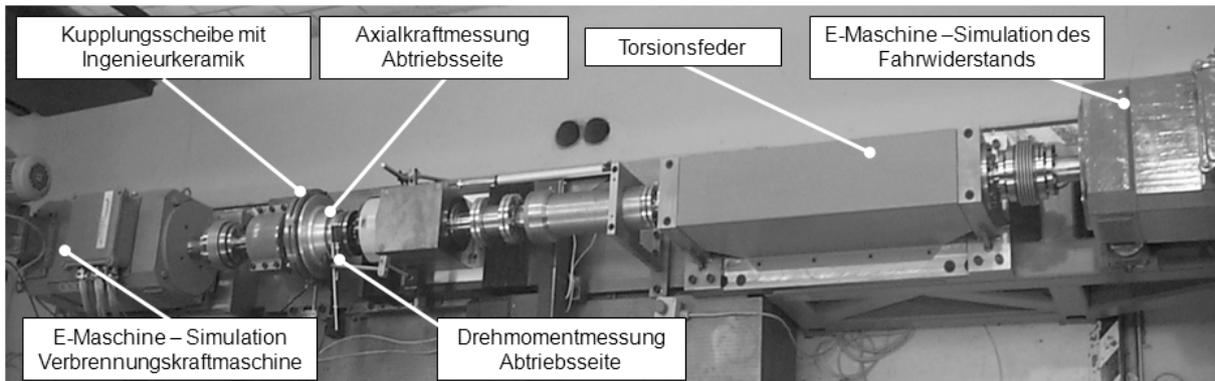


Abbildung 28 Ganzheitliche Antriebsstrangentwicklung am Beispiel der Einscheiben-Kupplung mit ingenieurkeramischen Friktionswerkstoffen

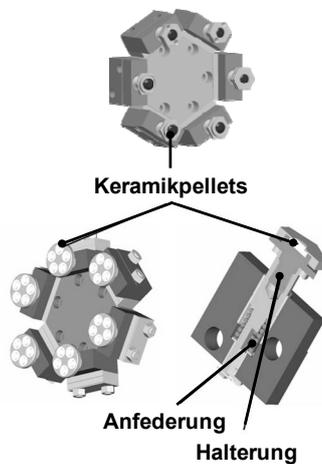
### 5.1.1 Spezifische Validierung von Probekörpern und Bauteilen

Die tribologische Charakterisierung von ingenieurkeramischen Probekörpern (Prüfkategorie V) und die Bauteiluntersuchungen (Prüfkategorie IV) der Kupplungsscheiben mit ingenieurkeramischen Friktionswerkstoffen in Paarung mit dem metallischen Gegenreibpartner erfolgen mit Hilfe des Trockenreibprüfstands TRP unter praxisrelevanten Betriebsbedingungen. Erfasst werden die Reibungszahl und deren Verlauf über der Gleitgeschwindigkeit, das Verschleißverhalten und lokale und globale Wirkflächentemperaturen der Keramik und der metallischen Gegenreibeis-scheibe. Mit Hilfe einer vorhandenen, modular aufgebauten Prüfvorrichtung (Modularer Prüfkopf - Abbildung 29b), finden die Untersuchungen zur Übertragbarkeit von Prüfkategorie VI auf Prüfkategorie V „Beanspruchungsähnlicher Versuch mit Probekörpern“ statt. Der modulare Prüfkopf mit sechs Trägerarmen nimmt über eine angefederte Halterung die ingenieurkeramischen Probekörper auf.

a)



b)



c)

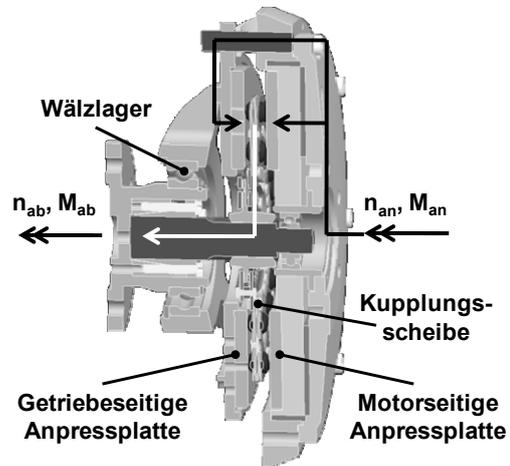


Abbildung 29 Trockenreibprüfstand (TRP) des IPEK mit Prüfvorrichtung „Modularer Prüfkopf“ (1b -Prüfkategorie V) und Prüfvorrichtung „Kupplungscheiben“(1c -Prüfkategorie IV)

Die in dieser Arbeit entwickelte modulare Prüfvorrichtung zur Untersuchung unterschiedlicher Kupplungscheibengeometrien (Abbildung 29c), die die nächst höhere Prüfkategorie IV „Bauteilprüfstand“ darstellt, ermöglicht die Untersuchung der Lagerungs-, Federungs- und Fixierungskonzepte der Kupplungscheiben mit ingenieurkeramischen Friktionswerkstoffen in Paarung mit den metallischen Gegenreißpartnern. Wahlweise kann der einseitige oder beidseitige Friktionskontakt realisiert werden. Mit den unter dem Gesichtspunkt „Übertragbarkeit der Ergebnisse“ erarbeiteten Prüfkonzepten und Versuchsaufbauten können die prototypenhaft umgesetzten Kupplungscheibenlösungen erfasst und berücksichtigt werden. So wird es möglich, z.B. Aspekte wie keramikspezifische Integration, beidseitige Belastung, Untersuchung zur Auslegung des Belagfederungskonzepts und unterschiedliche Temperaturverteilung auf Druckplatten- und Schwungscheibenseite

schrittweise bezogen auf die Auswirkungen auf das tribologische System zu untersuchen, zu beschreiben und so in den Entwicklungsprozess einzubinden.

### **5.1.2 Spezifische Validierung des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik**

Die Untersuchungen zum Systemverhalten werden an dem entwickelten und prototypenhaft umgesetzten Gesamtkupplungssystem mit Ingenieurkeramik in der zugehörigen Systemumgebung des Antriebsstranges betrachtet. So kann die Entwicklung eines Friktionssystems auf der Basis monolithischer bzw. multiphasiger Keramiken vor dem Hintergrund der komplexen Anforderungen aus der Fahrzeugtechnik und des Maschinenbaus durchgeführt werden. Die in der Prüfkategorie III „Systemprüfstand“ neu erfassbaren Einflussgrößen sind z.B. die Korrelation zwischen Friktions- und Systemverhalten, die Berücksichtigung der Eingriffsmodulation, d.h. das Zusammenspiel zwischen Belagfederung und Kupplungsansteuerung, um die Anfahrbarkeit des Kupplungssystems zu gewährleisten, und die Erfassung des Wärmehaushalts inkl. Möglichkeiten zum Management des Wärmehaushalts (z.B. Wärmeabfuhr durch erzwungene Konvektion). Die Untersuchungen werden am Antriebsbaugruppenprüfstand ABP des IPEK durchgeführt.

Die variablen Motoren- und Aktuatormodule werden in Hinblick auf die Prüfkategorie III „Systemprüfstand“ im ersten Ansatz als Kupplungssystemprüfstand noch ohne Getriebe, realer Kardanwelle, Differential und Achswellen betrieben. Vereinfacht wird dieser Aufbau als I – Konfiguration des Antriebsbaugruppenprüfstands in dieser Arbeit betitelt (Abbildung 30). Fokussiert werden der Wärmehaushalt des Kupplungssystems noch ohne Kupplungsglocke und die Bauteilzuverlässigkeit des Kupplungssystems unter praxisrelevanten Betriebsbedingungen. Die hohe Zugänglichkeit erlaubt eine sehr gute Erfassung des übertragbaren Kupplungsmoments und der auftretenden Temperaturen im System. Die ABP Konfiguration I bietet so eine gute Basis sowohl für die Übertragbarkeit der Ergebnisse von Prüfkategorie IV auf III als auch für die Übertragbarkeit und Validierung der numerischen Untersuchungen des Kupplungssystems.

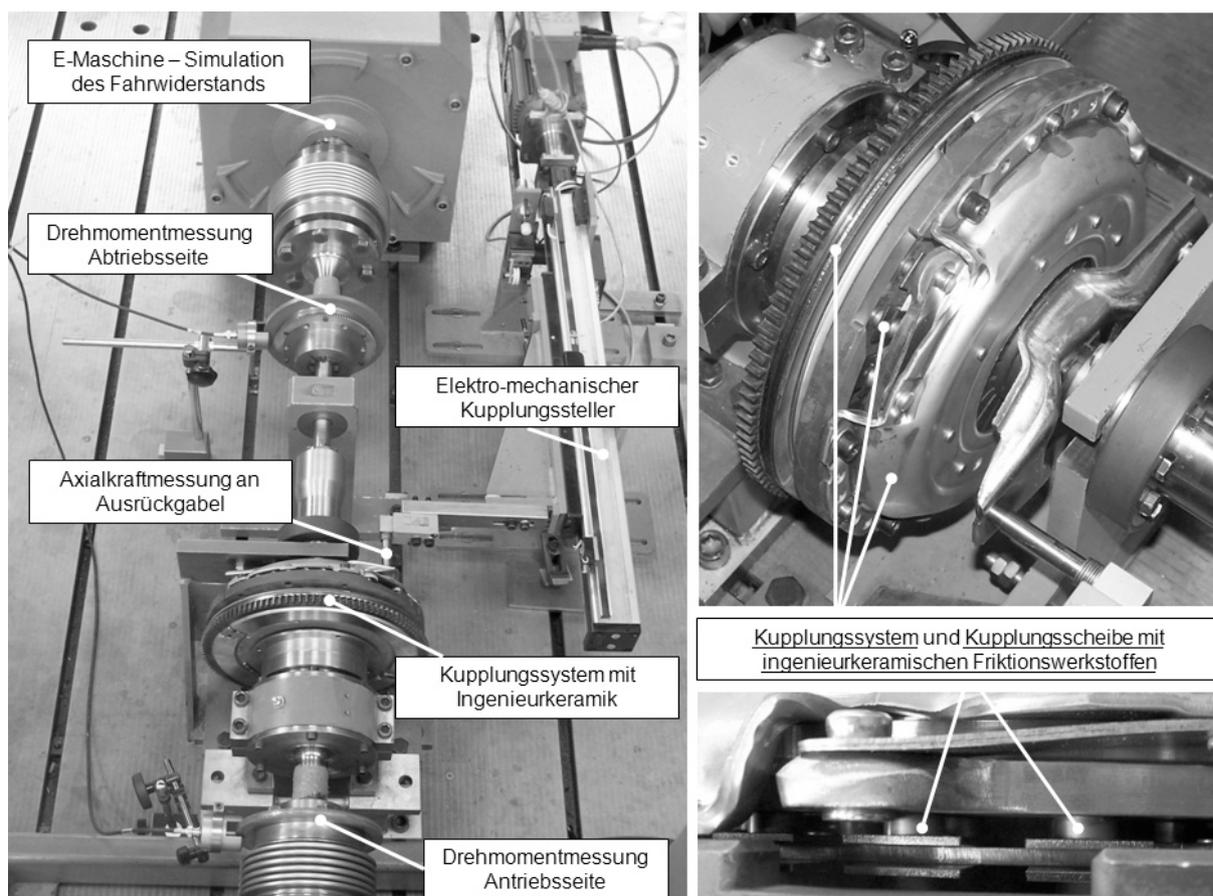


Abbildung 30 ABP - Konfiguration I des Antriebsbaugruppenprüfstand (Prüfkategorie III Systemprüfstand) mit dem Kupplungssystem mit ingenieurkeramischen Friktionswerkstoffen

Zur Korrelation des Friktions- und Systemverhaltens unter dem Aspekt Komfortverhalten oder NVH-Verhalten wird im zweiten Ansatz der ABP mit Getriebe, realer Kardanwelle, Differential und Achswellen aufgebaut. Dieser Aufbau wird zur besseren Übersichtlichkeit als ABP – Konfiguration T bezeichnet (Abbildung 31). Der in dieser Konfiguration nachgebildete Antriebsstrang entspricht dem des Obersystems Fahrzeug und ermöglicht so eine gute Übertragbarkeit zwischen Prüfstandsuntersuchungen und Fahrzeuguntersuchungen.

In beiden Prüfstandskonfigurationen wird das Antriebsmoment durch zwei hochdynamische Elektromotoren über ein Koppelgetriebe bereitgestellt, die mit einer schnellen Regelung vollelektrisch die Motorcharakteristik und Ungleichförmigkeit von Verbrennungskraftmaschinen im Fahrbetrieb simulieren können. Die anstelle der Räder angreifenden Abtriebsmotoren stellen mittels vollelektrischer Massen- und Fahrwiderstandssimulation das Fahrzeug dar.

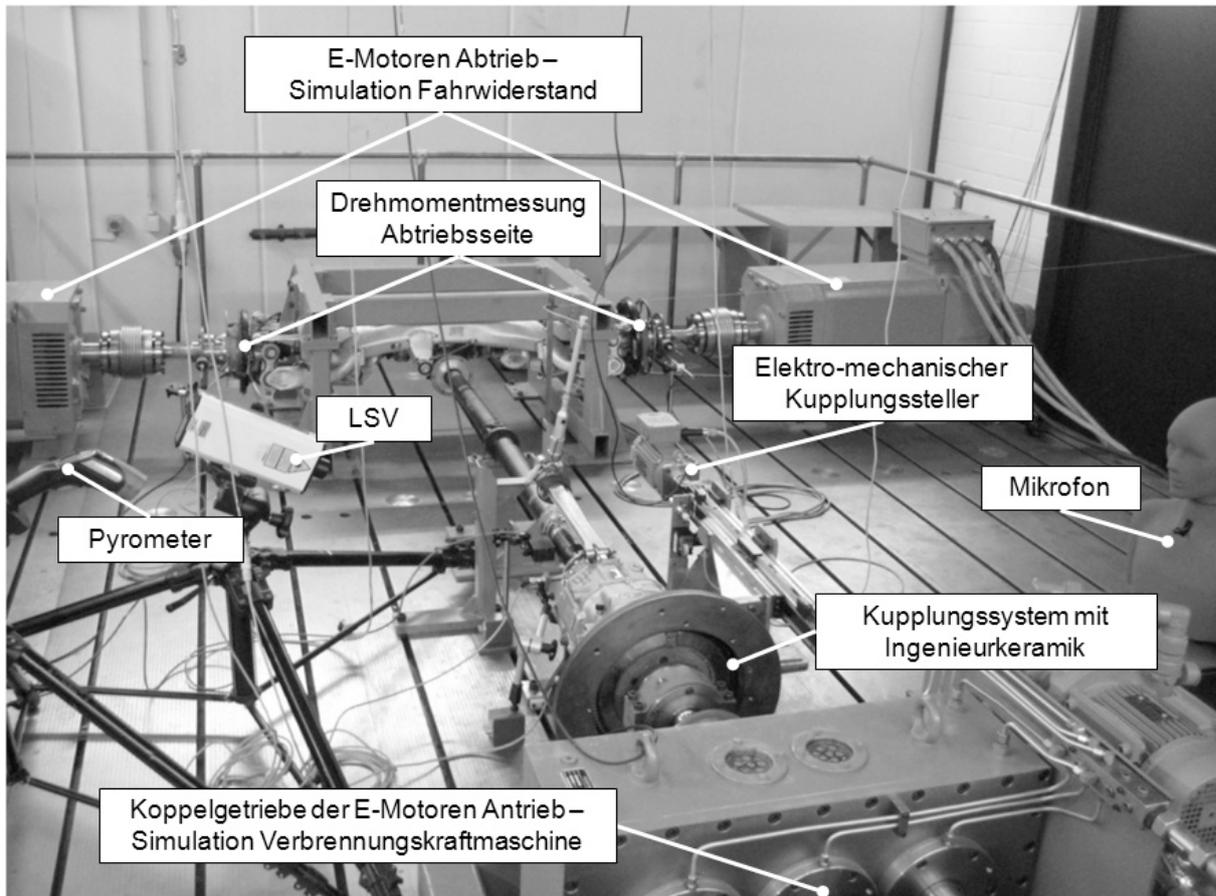


Abbildung 31 ABP - Konfiguration T des Antriebsbaugruppenprüfstands (Prüfkategorie III Systemprüfstand) mit dem Kupplungssystem mit ingenieurkeramischen Frik-tionswerkstoffen

Die Untersuchungen zum Systemverhalten in der Prüfkategorie I „Betriebssystem Fahrzeug“ erfolgen abschließend ebenfalls mit dem in dieser Arbeit entwickelten Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik. Dazu wird das am Institut zur Verfügung stehende Versuchsfahrzeug eingesetzt. Mit diesem Fahrzeug, das mit entsprechender Messtechnik ausgestattet ist, können auf dem am IPEK zur Verfügung stehenden Rollenprüfstand und auf der vorhandenen Versuchsbahn Anfahrversuche durchgeführt und nachfolgend hinsichtlich Systemverhalten analysiert werden (Abbildung 32). Dazu wird als Messmethode die Onboardaufzeichnung eingesetzt. Zur Korrelation auftretender Reibschwingungen zu Längsschwingungen des Fahrzeugs wird mit entsprechender Sensorik das Beschleunigungsverhalten am Fahrersitz gemessen.

Durch diese schrittweise Betrachtung in den einzelnen Prüfkategorien werden die Werkstoffentwicklungsprozesse und die Systementwicklungsprozesse in ihren Wechselwirkungen ganzheitlich untersucht und beschrieben. Es gelingt so, die systemspezifische Quantifizierung der am IPEK formulierten Wirkkette von Ursache,

Phänomen, Effekt und Bewertung durch den Fahrer abzubilden. Am Beispiel des Kupplungsrupfens soll dies veranschaulicht werden. Durch einen negativen Reibungszahlgradienten der Friktionspaarung (Ursache) wird eine Schwingung im Antriebsstrang (Phänomen) während der Synchronisation hervorgerufen. Dies führt zu Schwingungen an den zwischen Maschine und Mensch befindlichen Wirkflächenpaaren (Effekt) wie z.B. Lenkrad, Pedalerie und Sitz. Diese können dann in Prüfkategorie I oder II von Experten hinsichtlich NVH Verhaltens (Noise-Vibration-Harshness) bewertet werden .

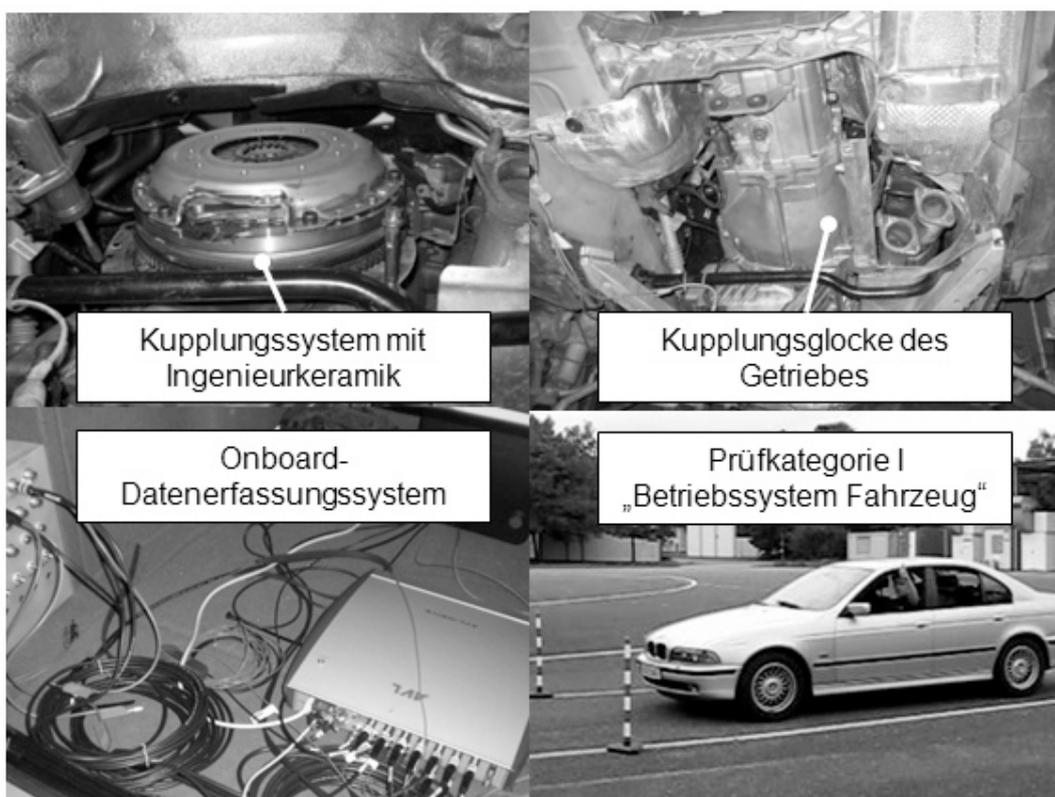


Abbildung 32 Kupplungssystem mit ingenieurkeramischen Werkstoffen im Fahrzeug

## 5.2 Mess- und Regelungssysteme

### 5.2.1 Regelungssysteme der Prüfkategorien IV (TRP) und III (ABP)

Die Interaktion zwischen Friktions- und Systemverhalten wird durch die parallele HiL-Simulation (Hardware in the Loop)<sup>127</sup> nach der ganzheitliche Systembetrachtung der auf das Kupplungssystem wirkenden Systeme Fahrer, Fahrzeug und Umgebung beschrieben. So können die Auswirkungen der tribologischen Effekte auf die Erregung von Reibschwingungen im Triebstrang direkt erfasst und erforscht werden.

Die Systeme Fahrer, Fahrzeug und Umgebung werden als Teilsysteme in das Regelungssystem der jeweilig betrachteten Prüfkategorie mit den spezifischen Prüfaufbauten integriert. Die in dieser Arbeit angewandten Modelle werden im Kapitel 5.3 dargestellt.

Das bestehende Regelungssystem des TRP (Prüfkategorie V & IV) wird um ein auf empirischen Werten basierendes Fahrermodell erweitert. Am Prüfstand werden gezielt spezifische Anfahrtdrehzahlen abgebildet (siehe Kapitel 5.3). Des Weiteren erfolgte in dieser Prüfkategorie die Erstellung eines stark vereinfachten Motormodells, das auf Wunsch das Motorkennfeld der Verbrennungskraftmaschine des Versuchsfahrzeugs abbildet. Dieses Modell wurde für die experimentellen Untersuchungen am TRP als ausreichend für diese Prüfkategorie befunden.

Am ABP (Prüfkategorie III) wird das in dieser Arbeit applizierte Fahrermodell ebenfalls in das Regelungssystem für beide Konfigurationen integriert. Ferner wird die Fahrzeugsimulation (System Fahrzeug und System Umgebung) für die Untersuchungen des Systemverhaltens des Kupplungssystems in ABP-Konfiguration I und T realisiert.

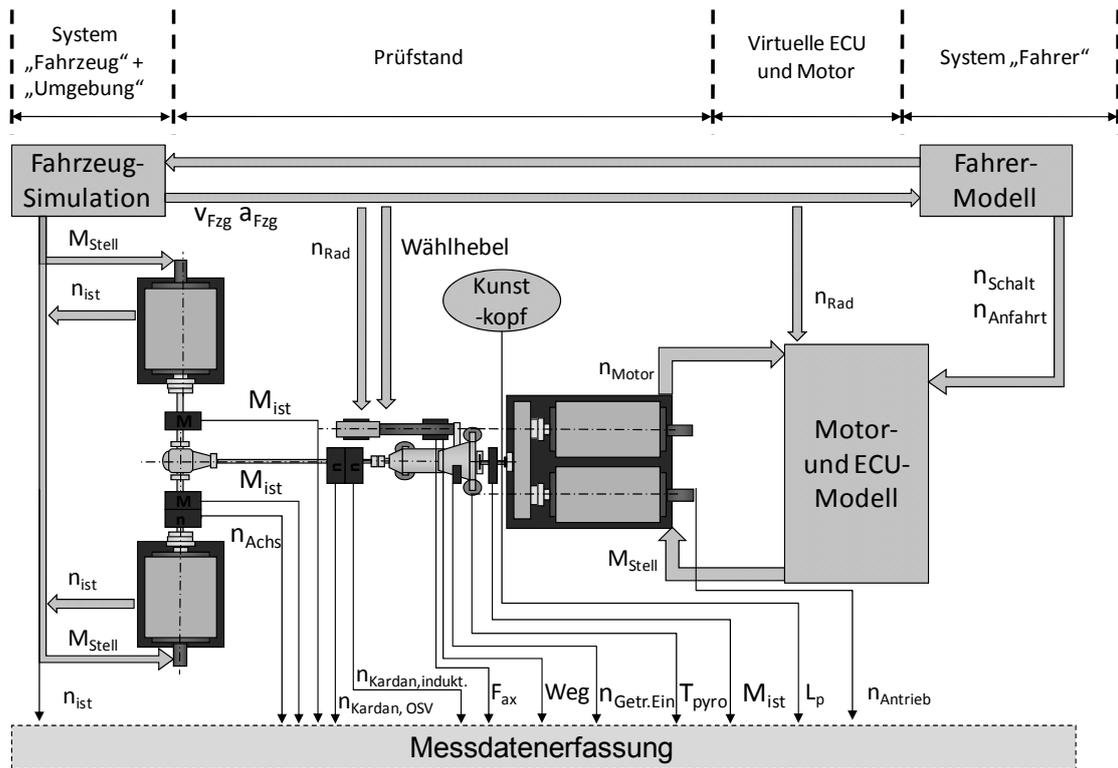
Somit gelingt es, die gleichen äußeren Randbedingungen dem Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik als Belastung in variierenden Prüfkategorien zuzuführen und Ergebnisse unterschiedlicher Prüfkategorien miteinander zu vergleichen. Dieser Ansatz muss die Möglichkeiten und Grenzen zur Übertragung der Ergebnisse zwischen Prüfkategorien aufzeigen.

---

<sup>127</sup> vgl. Albers / Schyr 2003



a) ABP – Konfiguration I



b) ABP – Konfiguration T

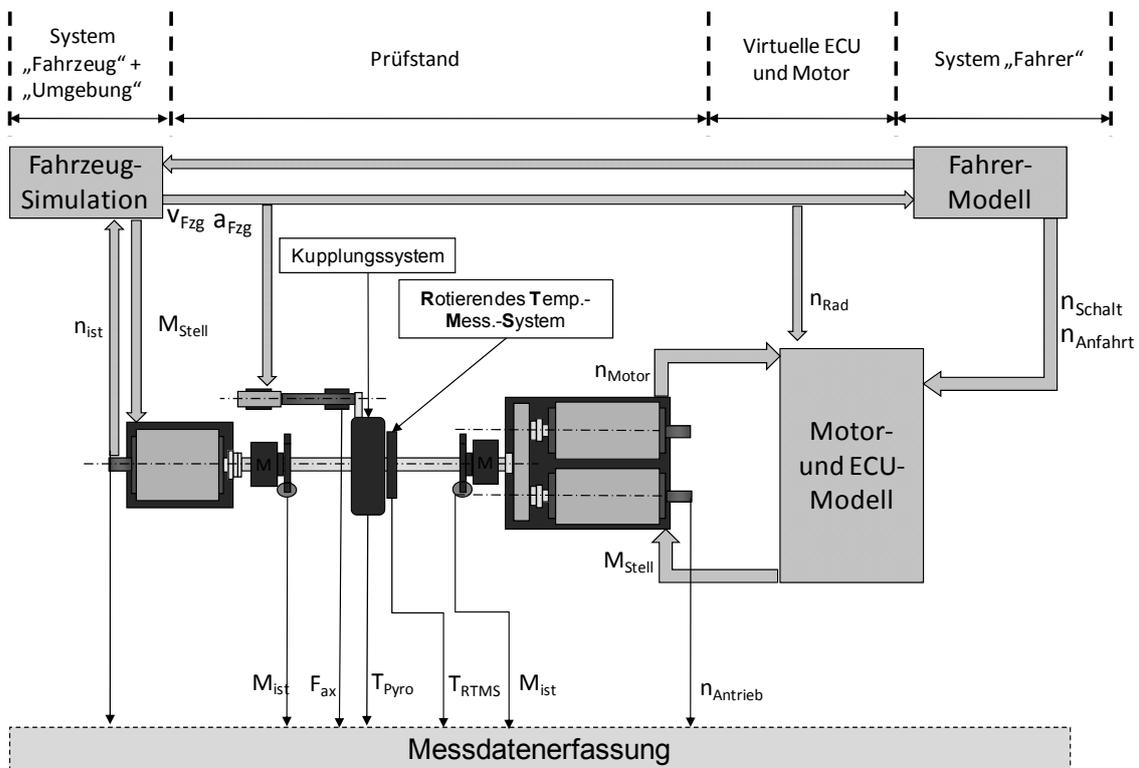


Abbildung 34 Schematisch Darstellung des Mess- und Regelungssystems des Antriebsbaugruppenprüfstand ABP (Prüfkategorie III „Systemprüfstand“)

Die Formeln, die zur Berechnung der absoluten (F) bzw. relativen (f) Messabweichung der spezifischen Messgrößen benötigt werden, werden im Anhang 10.4 dargestellt. Im Folgenden werden die Berechnungsergebnisse dieser dargestellt.

### 5.2.2 Drehzahlmessung in unterschiedlichen Prüfkategorien

Die Erfassung der Drehzahlen erfolgt in den Prüfstandsversuchen mit Hilfe von inkrementalen Drehgebern der Fa. Heidenhain. Diese werden mittels Flanschdose an den An- und Abtriebsmotoren fixiert und in das Regelungssystem des Prüfstands integriert. Die absolute Messabweichung der Drehzahl  $n$  beträgt  $F_n < 0,1$  1/min.

Des Weiteren wird die Abtriebsdrehzahl  $n_{ab}$  mittels Lasermesstechnik der Fa. Polytec für rotativ bewegte Oberflächen erfasst.

Bei den Untersuchungen mit Getriebe (T – Konfiguration des ABP bzw. Fahrzeug) wird z.B. die Drehzahl der Getriebeeingangswelle am Zahnkranz zur Vorgelegewelle mittels magneto-resistiven Drehzahlsensoren der Fa. Rheintacho ermittelt.

Neben diesen werden im Fahrversuch die Drehzahlen der Motordrehzahl  $n_{Mot}$  und die Winkelgeschwindigkeit der Achswellen  $\omega_{Achs}$  aus dem CAN Bus ausgelesen.

### 5.2.3 Anpresskraft- und Drehmomentmessung

Zur Erfassung der Anpresskraft – bzw. der Drehmomentmessung werden Messnaben der Fa. Manner bzw. selbstapplizierte Messnaben der Messtechnikabteilung des IPEK eingesetzt, die über eine Telemetrieinheit mit den Prüfstandsrechner kommuniziert. Die Messnaben basieren auf dem Prinzip der DMS Messung. Der Einsatz der Messnaben ist abhängig vom zur Verfügung stehenden Bauraum. Zielführend ist eine Friktionskontakt nahe Anordnung der Messnaben, damit parasitäre Reibung nicht das Messergebnis verfälscht.

Die Berechnung der Messabweichung erfolgt für den Betriebspunkt des Kuppelungssystems (Drehmoment  $M = 400$  Nm, Normalkraft  $F_N = 6000$  N) und unter Nutzung der DIN 1319. Die richtigen Werte  $x_r$  werden den Kalibrierprotokollen des Herstellers entnommen. Die absolute Messabweichung des Drehmoments  $F_M < \sim 7$  Nm. Die absolute Messabweichung der Normalkraft beträgt  $F_{FN} < 14$  N. Damit ergeben sich für die aus diesen Messgrößen Axialkraft und Drehmoment deduktiv

abgeleitete Reibungszahl  $\mu$  eine akkumulierte Abweichung von  $F_\mu = 0,01$  und  $f_\mu = 0,03$  % der in Kapitel 6 vorgestellten experimentellen Ergebnisse.

Die Erfassung der Anpresskraft im System ist nur durch eine integrierte Messvorrichtung<sup>128</sup> zu realisieren, da die Anpresskraft durch die Tellerfeder im Kupplungssystem bereitgestellt wird. Aufgrund dessen wird in der Prüfkategorie III „Systemprüfstand“ die wirkende Normalkraft an der Ausrückgabel erfasst. Die Berechnung der Reibungszahl über die im System wirkenden Hebelarme (z.B. Tellerfeder, Ausrückgabel), über die im Betätigungsfluss befindlichen Reibstellen und über statisch bestimmte Anpresskraftkennfelder liefert nur ungenügende Ergebnisse.

### 5.2.4 Temperaturmessung

Die Erfassung der globalen Bauteiltemperaturen erfolgt mit Hilfe von Thermoelementen, die in die drehenden metallischen Gegenreibeischeiben über Senkbohrungen eingeführt werden. Die Übertragung an die Datenerfassung des Prüfstands erfolgt über eine Telemetrieinheit. Die Messstelle der Thermoelemente befindet sich  $s_{FT} = 0,5$  mm unterhalb des Friktionskontakts. Die Ermittlung der mittleren Bauteiltemperatur der Gegenreibeischeibe erfolgt in Bauteilmitte auf dem mittleren Reibradius  $r_m$  nach Gl. 2b. Die Ansprechzeit der eingesetzten Thermoelemente beträgt  $t_{Thermo} = 0,6$  s. Die akkumulierte relative Messabweichung der Thermoelemente beträgt  $f_{Thermo} = 0,08$  %.

Parallel wird mit Hilfe eines Pyrometers der Fa. Infrapoint die zylindrische Fläche abgetastet und die Temperatur der metallischen Gegenreibeischeibe bestimmt. Der Vorteil dieser berührungslosen Temperaturmessung liegt in der einfachen und schnellen Handhabung.

Für die Untersuchungen der lokalen Temperaturverteilung im Friktionskontakt und der globalen Temperaturverteilung im Kupplungssystem wird eine Thermographiekamera bzw. Infrarotkamera der Fa. Raytheon eingesetzt. Die Thermographiekamera erlaubt eine hoch aufgelöste Erfassung der auftretenden Temperaturen im System. Die zu untersuchende Kupplungsanwendung stellt große Anforderungen an die Thermographiekamera (z.B. Integrationszeiten  $< 5$   $\mu$ s bei kleiner Belichtungszeit  $t < 400$  ns und hoher Auflösung).

Durch die Zugänglichkeit der spezifischen Versuchsanordnung für die Untersuchung von Kupplungsscheiben (Abbildung 35) auf Prüfkategorie IV „Bauteilprüfstand“

---

<sup>128</sup> vgl. Albers et al. 2006a

gelingt es, die Oberflächenkontakttemperaturverteilung eines oder mehrerer benachbarter Pellets in Abhängigkeit des umgesetzten Anfederungskonzepts zu bestimmen. Das Thermographiebild wird kurz nach dem Kontakt mit dem metallischen Gegenpartner erstellt. Die Thermographiekamera, die durch ein Triggersignal vom Prüfstand gesteuert wird, zeichnet pro Umdrehung ein stehendes Thermographiebild der Oberflächenkontakttemperatur auf. Die Auswahl eines oder mehrerer benachbarter Pellets wird durch eine Phasenverschiebung zum Nulldurchgang der Abtriebswelle realisiert.

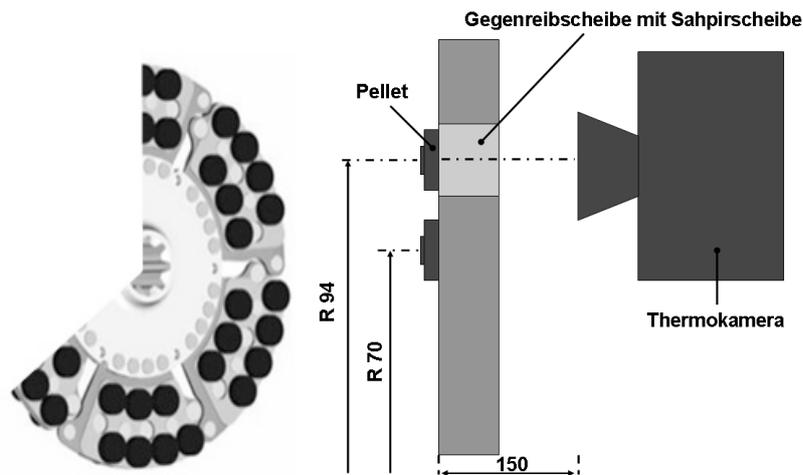


Abbildung 35 Schematische Darstellung zur Ermittlung der lokalen Temperaturverteilung auf der Pelletkontaktfläche mittels Thermographieaufnahmen

### 5.2.5 Oberflächen- und Verschleißmessung

Die Charakterisierung der Oberflächen der eingesetzten Friktionswerkstoffe (Grundkörper und Gegenkörper) vor und nach der experimentellen Prüfung erfolgt mittels Tastschnittverfahren. Erfasst werden durch mehrere über den Umfang verteilte Messungen das D-Profil und das R-Profil. Das D-Profil, das das „direkte“ vom Mikrotaster ertastete Profil ist, dient der Bestimmung der Verschleißkontur der metallischen Gegenreibe. Über die Differenz von Ist- und Soll-Kontur bzw. beanspruchter und unbeanspruchter Friktionswirkfläche werden die Verschleißkenngrößen linearer Verschleißbetrag  $W_l^*$  und der volumetrische Verschleißbetrag  $W_v^*$  bestimmt. Das R-Profil wird verwendet zur Bestimmung der Rauheitskenngrößen (z.B.  $R_a$ ,  $R_z$ ).

Zum besseren Verständnis der Wirkmechanismen im Friktionskontakt von trockenlaufenden, ingenieurkeramischen Werkstoffen in Paarung mit dem metallischen Gegenreibpartner und zur Übertragbarkeit der experimentellen

Ergebnisse zwischen einzelnen Prüfkategorien werden am Institut für Werkstoffkunde II des KIT Nachuntersuchungen zu den verwendeten Friktionspaarungen durchgeführt. Eingesetzt werden zur Analyse der beanspruchter Körper die Methoden der Weißlichtprofilometrie, Rasterelektronenmikroskopie (REM) und energiedispersiven Röntgenspektroskopie (EDX).

### 5.3 Versuchsplanung der Aktivität Validierung

Die vollständige und durchgängige Untersuchung im Rahmen der ganzheitlichen Antriebsstrangentwicklung (Abbildung 27) für trockenlaufende Friktionssysteme auf Basis ingenieurkeramischer Werkstoffe und deren Potenzialbetrachtung kann nur unter Berücksichtigung praxisrelevanter Betriebsbedingungen erfolgen. In der ganzheitlichen Systembetrachtung (Abbildung 7) müssen die auf das Kupplungssystem wirkenden Systeme „Fahrer“, „Fahrzeug“ und „Umgebung“ beschrieben werden. Grundsätzlich gilt bei der Überführung der Fahrversuche auf Prüfstandsversuche, je weniger Einflüsse aus der Realität simuliert werden, je mehr müssen im Fahrversuch gemessen werden und desto höher ist der Mess- und Kostenaufwand. Werden hingegen viele Teilsysteme (z.B. Fahrer, Fahrzeug) in der HiL-Simulation abgebildet, so sinkt mit der Komplexität der Prüfkategorie auch der Informationsgehalt bezüglich des realen Verhaltens.

Teilziel des entwickelten, eingesetzten und durchgängigen Validierungsprozesses ist daher die Bereitstellung von realen, statistisch abgesicherten Lastkollektiven unter Nutzung der HiL-Simulation, um die im Betrieb auf das Kupplungssystem wirkenden Belastungen bestmöglich wiederzugeben. Als statistisch abgesichert wird die mechanische und thermische Belastung hinsichtlich Betrag und Häufigkeit im späteren Fahrzeugeinsatz beim Kunden verstanden. Das Lastkollektiv und die daraus entwickelten Prüfprogramme müssen ferner auf den betrachteten Prüfkategorien anwendbar und die Ergebnisse im Rahmen der ganzheitlichen Antriebsstrangentwicklung übertragbar sein. Die Grundlagen für die prinzipielle Vorgehensweise (Abbildung 36) beruhen auf den in Kapitel 2.2.1 dargelegten Gleichungen zur Berechnung der Reibungsarbeit und Reibungsleistung im Kupplungssystem.

Das System Fahrer bezogen auf das Fahrverhalten (z.B. Fahrertyp, Geschlecht, Erfahrung, etc.) und die Durchführung des gewünschten Fahrmanövers (z.B. Fahrzeugbeschleunigung, Gaspedalstellung, Anfahr- bzw. Schaltdrehzahl, etc.) wird zur Übertragbarkeit auf die Prüfstandsversuche in drei Fahrkategorien unterteilt: schonende Anfahrtdrehzahl ( $n_{an} = 1100$  1/min), durchschnittliche bzw. normale

( $n_{an} = 1500$  1/min) und sportliche ( $n_{an} = 2000$  1/min). Die jeweilige Kategorie beschreibt die aus Fahrversuchen ermittelten, statistisch gemittelten Anfahrtdrehzahlen, die für das Versuchsfahrzeug charakteristisch sind.

Das System Fahrzeug wird als das in dieser Arbeit betrachtete Versuchsfahrzeug mit der entsprechenden Motorisierung, Getriebestufung etc. in Abhängigkeit der Prüfkategorie als HiL-Simulation oder aus Hardware Komponenten nachgebildet. Die Fahrwiderstandssimulation erfolgt in Abhängigkeit des Beladungszustands des Fahrzeugs. Der Beladungszustand des Fahrzeugs wird in Leergewicht (Fahrzeuggewicht plus Fahrer), in 2/3 Beladung (Fahrzeuggewicht plus Fahrer, Beifahrer, Gepäck), in maximale Beladung (maximal zulässiges Fahrzeuggewicht) und in maximale Beladung mit Anhängerbetrieb (ABE TÜV Beladung) unterteilt. Die spezifischen Werte werden dem Datenblatt des Versuchsfahrzeugs wie z.B. maximal zulässiges Fahrzeuggewicht ( $m_{\text{Fahrzeug}} = 2085$  kg) entnommen.

Für das System Umgebung werden die für das Kupplungssystem energetisch kritischeren Streckenanteile Stadt und Berg in das am Prüfstand zu untersuchende reale Lastkollektiv überführt. Der umgesetzte Stadtzyklus besteht aus Anfahrten mit unterschiedlichen Anfahrtdrehzahlen und Beladungen, der eine Fahrstreckengewichtung von 95% in der Ebene und 5% am Berg aufweist. Der umgesetzte Streckenzyklus Berg betrachtet Anfahrten bei Steigungen bis zu maximal 30%.

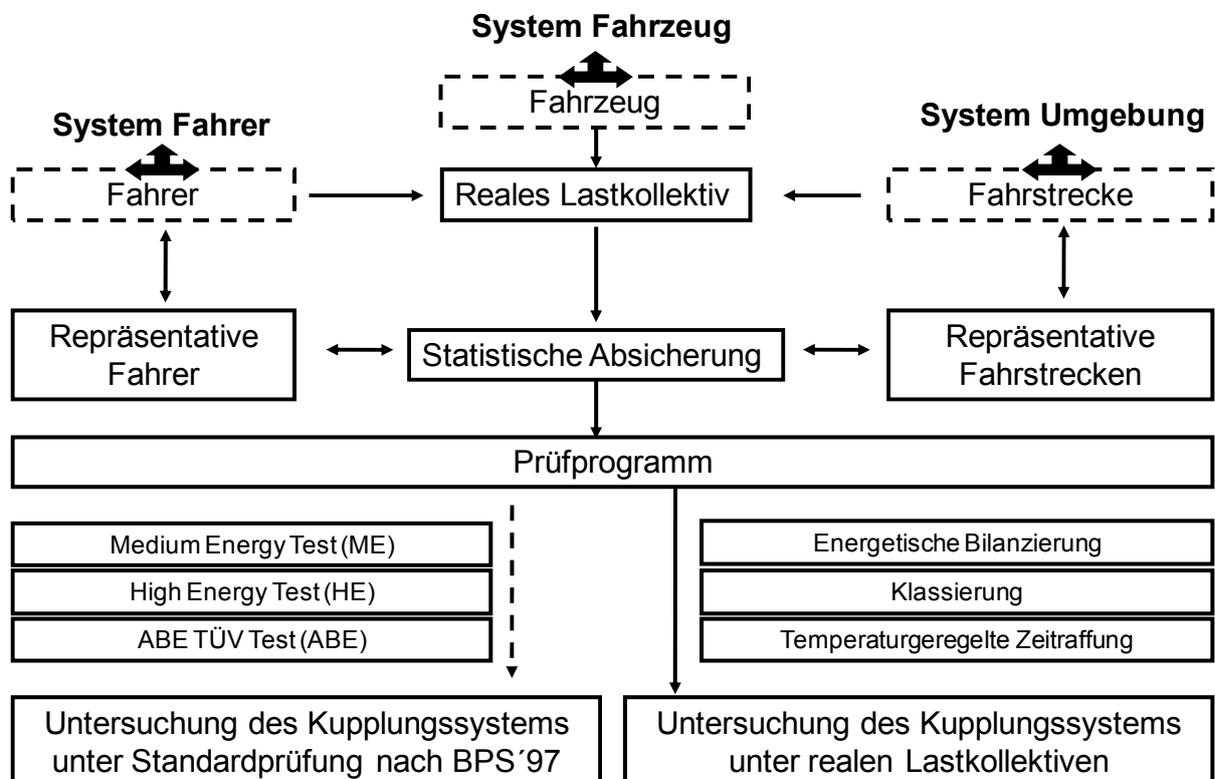


Abbildung 36 Prinzipielle Vorgehensweise bei der Untersuchungen von Kupplungssystemen im Antriebssystem

Die statistische Absicherung des erstellten Lastkollektives erfolgt mit Hilfe der am IPEK aus Vorarbeiten vorhandenen Untersuchungen und der in der Literatur beschriebenen Untersuchungen für repräsentative Fahrer<sup>129</sup> und repräsentative Fahrstrecken<sup>130</sup>.

Die Aufbereitung der Prüfprogramme bzw. der Lastkollektive erfolgt prinzipiell mit zwei, in der Praxis eingesetzten Verfahren: das statistische Lastkollektiv und das reale Lastkollektiv. Das statistische Lastkollektiv setzt sich aus einer charakteristischen Kupplungsbelastung zusammen. Dazu werden auftretende Einzelbelastungen, die für das Kupplungssystem entscheidend sind, erfasst und anschließend auf dem Prüfstand übertragen, um deren Auswirkungen hinsichtlich der Funktionalität des Kupplungssystems zu bestimmen. Zu dieser Art von Lastkollektiven gehören z.B. Medium oder High Energy Tests, die in der Belagprüfspezifikation BPS'97<sup>131</sup> zwischen Automobil- und Kupplungssystemhersteller festgehalten sind.

Das reale Lastkollektiv resultiert aus speziellen Versuchsfahrten und den dabei mit Hilfe von Onboardsystemen aufgezeichneten Kupplungssystem spezifischen Messgrößen. Diese Messgrößen (z.B. Schaltverteilung, Motormoment, Motor- und Achswellendrehzahl, etc.) werden auf dem Prüfstand chronologisch wie in der Versuchsfahrt abgefahren. Der Vorteil eines solchen Prüfzyklus ist, dass das Ergebnis jederzeit in einer Testfahrt überprüft und validiert werden kann. Dies ist insbesondere für die Übertragbarkeit der experimentellen Untersuchungen in die Prüfkategorie I „Betriebssystem Fahrzeug“ von Bedeutung. Reale Lastkollektive bieten ferner Möglichkeiten, um gezielt den Zeitaufwand herabzusetzen. Die Überführung des Lastkollektives im „road-to-rig“ Ansatz erfolgt über drei Schritte in dieser Arbeit:

- **Energetische Bilanzierung:** Belastungen werden gemäß ihrer dissipierten Reibungsarbeit im System aufgeführt und am Prüfstand mittels HiL-Simulation umgesetzt. Dies basiert auf der Hypothese, dass Wärmeeintrag und Wärmeleistung die entscheidenden Kriterien und somit bestimmend für die Funktionalität des Kupplungssystems sind.
- **Klassierung:** Die Überführung der Fahrversuche auf Prüfstandsversuche werden mit Hilfe von Klassierungsverfahren (z.B. Klassenverweildauerklassierung, Klassendurchgangsverfahren) für spezifische Messgrößen (hier z.B. Motordrehzahl, Getriebeeingangsmoment, etc.) nach DIN 45667 erfasst und am Prüfstand realisiert.

---

<sup>129</sup> vgl. Kückay 1995, vgl. Adelt et al. 1999, vgl. Eichhorn 2001, vgl. Albers et al. 2008c

<sup>130</sup> vgl. Bertsche / Lechner 2004, vgl. Jäggle et al. 2007, vgl. Albers et al. 2008c, vgl. Elsner 2008

- Temperaturgeregelte Zeitraffung:** Nach der Überführung kann eine temperaturgeregelte Zeitraffung der aufeinanderfolgenden Schaltungen erfolgen. Ziel ist es, die Schaltungen am Prüfstand in kürzester Zeit hintereinander zu fahren, um den Zeitaufwand zu minimieren. Die Abkühlphasen werden dabei schrittweise reduziert, solange die entstehende Temperaturerhöhung keine zusätzlichen Schädigungsmechanismen und keine Veränderung des tribologischen Frikionsverhaltens zur Folge hat. Die Prüfung der ingenieurkeramischen Werkstoffe erfordert daher die Entwicklung der notwendigen Methoden und Prozesse, um zielführend temperaturgeregelte Zeitraffung aufgrund ihrer hohen Temperaturbeständigkeit zu realisieren.

Das auf Basis der vorgestellten Betrachtungen (z.B.: reale Fahrversuche, theoretische Annahmen) realisierte Stadt bezogene Lastkollektiv ist in Abbildung 37 dargestellt. Es dient der Beurteilung in Hinblick auf Leistungspotenzial, Verschleißverhalten und Komfortverhalten. Speziell das Leistungspotenzial wird unter dem Gesichtspunkt Reproduzierbarkeit der experimentellen Ergebnisse hinsichtlich Reibungszahnniveau (Höhe der Reibungszahl  $\mu$ ) unter gleichen Randbedingungen und unter dem Gesichtspunkt Reibungszahlkonstanz (Zeitlicher Verlauf der Reibungszahl  $\mu$ ) nach endlichen Lastspielen bewertet.

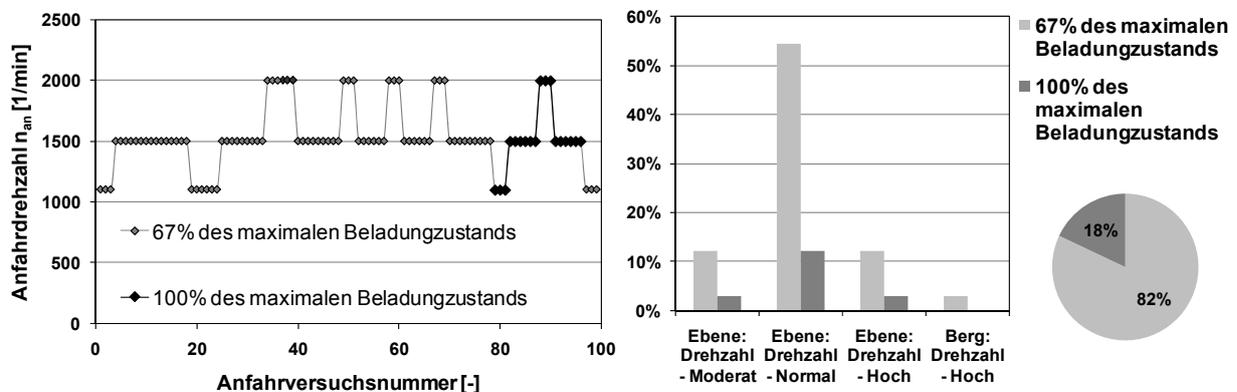


Abbildung 37 Reales Lastkollektiv Stadt für Prüfkategorie IV „Bauteilprüfstand“ und Prüfkategorie III „Systemprüfstand“<sup>132</sup>

Zur besseren Übersichtlichkeit und Darstellung der Untersuchungen in Hinblick auf das reale Lastkollektiv Stadt erfolgt die Diskussion der Ergebnisse anhand der deduktiv abgeleiteten Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit, die für jede

<sup>131</sup> vgl. LuK Friction GmbH

Anfahrt ermittelt wird. Jeder Anfahrt (Anfahrversuchsnummer) wird aus 100 Messpunkten eine gemittelte Reibungszahl  $\mu_m$  errechnet. Die in den Diagrammen zur Untersuchung der Reibungszahlkonstanz dargestellte Reibungszahl  $\mu_{mV}$  beruht auf den Mittelwerten von je drei aufeinanderfolgenden Anfahrten unter gleichen Betriebsbedingungen. Diese Anfahrten werden zu einem übergeordneten Versuch (Versuchsnummer) zusammengefasst und in Abhängigkeit ihrer zeitlichen Abfolge durchnummeriert (siehe Anhang 10.3). Das erfolgreiche Beenden des realen Lastkollektivs wird als abgeschlossener Zyklus betrachtet. Durch die Wiederholung der einzelnen Anfahrten unter gleichen Randbedingungen (Versuchsnummer) gelingt es, die zeitliche Veränderung der Reibungszahl (Reibungszahlkonstanz) sowohl innerhalb eines Zyklus als auch in Abfolge mehrerer Zyklen zu bewerten.

Zur Realisierung des Forschungsansatzes der ganzheitlichen Antriebsstrangentwicklung (Abbildung 27) muss neben der Übertragbarkeit der Untersuchungsmethoden auf die unterschiedlichen, experimentellen Prüfkategorien diese auch in die Simulation einfließen. Diese geschieht durch die Applikation der experimentellen Versuchsparameter. Diese werden in den Simulationsmodellen (FEM-Modell, MKS-Modelle) über die Betrachtung von Reibungsarbeit und Reibungsleistung nach Gleichung 6 und 7 umgesetzt. Die Berechnung der auftretenden Rutschzeiten erfolgt über die in der Literatur<sup>133</sup> dargelegten Formeln. Dieser Modellierungsansatz wird gezielt zur Entwicklung und Optimierung des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik genutzt (Frontloading im „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozess, Aktivität Gestaltmodellierung).

Um die tatsächlichen auftretenden Verhältnisse im Kupplungssystem (durch FEM: Spannungen und Temperaturen; durch MKS: Systemverhalten des Antriebssystems) zu berechnen, werden die vorhandenen Modelle um die experimentellen Erkenntnisse in einem weiteren Entwicklungsschritt erweitert. Die FEM-Simulation verwendet dabei die im Experiment ermittelten Werte für Reibungsleistung und Rutschzeit. Durch den Abgleich zwischen Experiment und Simulation kann so die Modellgüte (FEM-Modelle, STAU Berechnung) verbessert werden.

---

<sup>132</sup> vgl. Albers et al. 2008e

<sup>133</sup> vgl. Albers 2008

### 5.3.1 Versuchsablauf Synchronisation

Die dem realen Lastkollektiv zugrunde liegenden Lastspiele entsprechen dem im Betriebssystem Fahrzeug auftretenden Versuchsablauf Synchronisation (Abbildung 38). Ein Lastspiel bzw. eine Synchronisation beschreibt das Angleichen der Drehzahlen zwischen Verbrennungskraftmaschine und Getriebeeingangswelle, bei dem während der Schlupfphase das Drehmoment in den reibkraftschlüssigen Wirkflächenpaaren des Friktionskontakts aufgebaut wird.

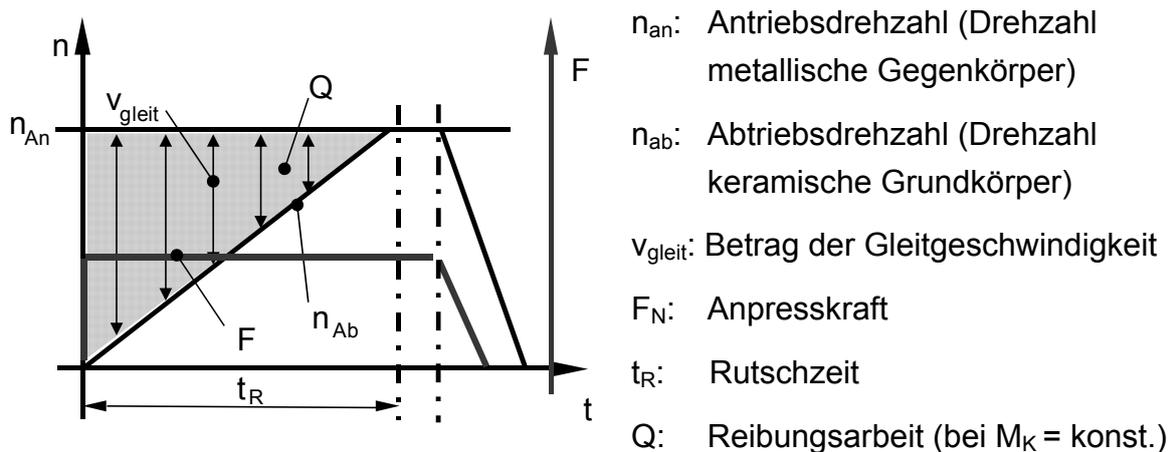


Abbildung 38 Idealisierte Darstellung der Drehzahl,  $n$ , und der Anpresskraft,  $F_N$ , über der Zeit,  $t$ , am Beispiel der Synchronisation (realer Anfahrvorgang)<sup>134</sup>

Am Trockenreibprüfstand TRP (Prüfkategorie V und IV, Abbildung 29) wird die Schwungscheibe mit dem metallischen Gegenkörper auf eine vorgegebene Antriebsdrehzahl  $n_{An}$  (System Fahrer) beschleunigt. Nach Erreichen der Antriebsdrehzahl wird die Anpresskraft  $F_N$  mittels eines motorbetriebenen Schlittens auf die gewünschte Betriebskraft aufgebracht. Durch den entstehenden Reibkraftschluss im einseitigen bzw. beidseitigen Friktionswirkflächenpaar zwischen antreibender (metallischer Gegenkörper) und getriebener (ingenieurkeramischer Grundkörper) Kupplungsseite wird die getriebene Getriebeeingangswelle auf die Antriebsdrehzahl synchronisiert ( $n_{Ab} = 0$  auf  $n_{Ab} = n_{An}$ ). Der Schlupf wird während einer Synchronisation beginnend von einem hohen Schlupf stetig auf null verringert. In Abhängigkeit der wirkenden Anpresskraft und des im Betrieb resultierenden Reibmoments stellt sich die Rutschzeit ein. Dies entspricht einem realen Anfahrvorgang - der Synchronisation zwischen Motor- und Getriebedrehzahl.

<sup>134</sup> vgl. Albers et al. 2006a

Bei der Untersuchung des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik (Prüfkategorie III bis Prüfkategorie I) wird die Anpresskraft  $F_N$  durch die im Kupplungsdeckel sich abstützende Tellerfeder bereitgestellt. Die Tellerfeder wird über das Betätigungssystem aus- bzw. eingerückt. Die vom Pedal bis zur Anpressplatte wirkenden Kräfte des Gesamtkupplungssystem lassen sich so darstellen:  $F_{\text{Pedal}} \ll F_{\text{Ausrückkraft}} < F_N$ . Die direkte Messung der Anpresskraft im Gesamtkupplungssystem kann nur durch die Messung der Anpresskraft bzw. der Flächenpressung im System erfolgen. Dies wird z.B. durch die am IPEK entwickelte „Sensorkupplung“<sup>135</sup> realisiert, die im Schwungrad die telemetrischen Sensoren für Druck und Temperatur aufnimmt.

### 5.3.2 Versuchsablauf Losreißversuch

Um die lokalen Oberflächentemperaturen der Ingenieurkeramik hochaufgelöst zu erfassen und zu beschreiben, werden am Trockenreibprüfstand TRP (Prüfkategorie V und IV, Abbildung 29) zusätzlich Versuche bei definierter Kontaktflächenpressung durchgeführt, bei denen die Gleitgeschwindigkeit  $v_{\text{gleit}}$  während eines Versuches bei null beginnend auf den gewünschten Schlupf gesteigert wird. Dieser Versuchsablauf wird als Losreißversuch (Abbildung 39) bezeichnet.

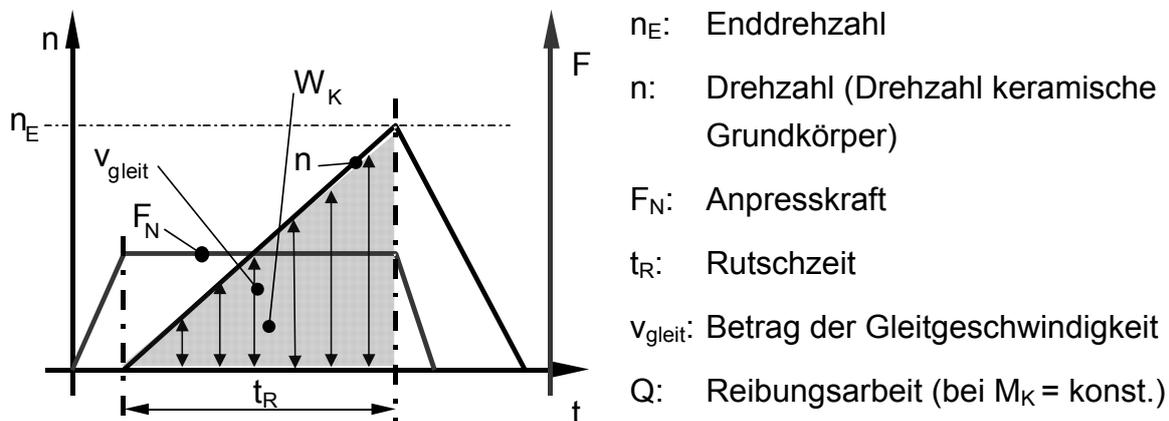


Abbildung 39 Idealisierte Darstellung der Drehzahl,  $n$ , und der Anpresskraft,  $F_N$ , über der Zeit,  $t$ , am Beispiel des Losreißversuchs<sup>136</sup>

<sup>135</sup> vgl. Albers et al. 2006a

<sup>136</sup> vgl. Albers et al. 2006a

Die Drehzahl des metallischen Gegenkörpers ist über die ganze Versuchsdauer gleich null. Nach Aufbringung der Anpresskraft  $F_N$  wird die Kupplungsscheibe mit Ingenieurkeramik mit einer vorgegebenen Rutschzeit  $t_R$  auf die gewünschte Enddrehzahl  $n_E$  gebracht. Nach Erreichen der Enddrehzahl  $n_E$  wird das Wirkflächenpaar getrennt. Der nächste Versuch beginnt, wenn die Kupplungsscheibe zum Stillstand gekommen ist.

Der Abgleich zwischen Versuchsablauf Synchronisation und Versuchsablauf Losreißversuch erfolgt mit Hilfe der energetischen Bilanzierung (gleiche Reibungsarbeit und Reibleistung) nach Gleichung 6 und 7.

## 6 Ergebnisse der Aktivität „Validierung“

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Untersuchungen von Ingenieurkeramiken in Paarung mit dem metallischen Gegenreibpartner dargestellt und diskutiert. Die numerischen und experimentellen Untersuchungen werden in den jeweiligen Prüfkategorien dargelegt.

### 6.1 Ergebnisse zu Untersuchungen in Prüfkategorie V „Probekörperversuch“

Die tribologische Charakterisierung von ingenieurkeramischen Probekörpern (Prüfkategorie V) in Paarung mit dem metallischen Gegenreibpartner erfolgen mit Hilfe einer modular aufgebauten Prüfvorrichtung (Modularer Prüfkopf - Abbildung 29b) am Trockenreibprüfstand TRP unter praxisrelevanten Betriebsbedingungen. Der Modulare Prüfkopf wird am TRP mit sechs keramischen Pellets bestückt und betrieben, um die Reibungs- und Verschleißkenngrößen zu ermitteln und zu korrelieren. Die Untersuchungen zur Übertragbarkeit von Prüfkategorie VI des Instituts für Werkstoffkunde II auf Prüfkategorie V „Beanspruchungsähnlicher Versuch mit Probekörpern“ erfolgt in Prüfkategorie V unter Nutzung des Versuchsablaufs Synchronisation (Abbildung 38).

Die Untersuchungen zur Übertragbarkeit der Ergebnisse erfolgen an einem Versuch unter vergleichbaren Belastungsparametern. Die maximale Gleitgeschwindigkeit beträgt für diese  $v_{\text{gleit}} = 12 \text{ m/s}$ . Die betrachteten Reibungskenngrößen sind Reibungszahl  $\mu$  und Reibungszahlgradient  $\mu'$ . Die Verschleißkenngrößen sind lineare Verschleißintensität  $W_{\text{V/S}}^*$  und volumetrischer Verschleißkoeffizient  $k_{\text{V}}^*$  (siehe Kapitel 2.1.1.) Des Weiteren erfolgen Untersuchungen zur Übertragbarkeit der Ergebnisse auf die Prüfkategorien IV bis I mit Hilfe einer mehrdimensionalen Versuchsmatrix mit den variablen Parametern Antriebsdrehzahl  $n_{\text{an}}$ , Anpresskraft  $F_{\text{N}}$ , und dem auf Kupplungsebene reduzierten, simulierten Massenträgheitsmoment  $J$  – als Definition der Abtriebslast – bei unterschiedlichen Starttemperaturen  $T$ , um die hinsichtlich Funktionalität und Lebensdauer auftretenden Belastungen auf ein Kupplungssystem unter den beschriebenen endsystemnahen Betriebsbedingungen abzubilden.

### 6.1.1 Experimentelle Ergebnisse

Zur Absicherung des Leistungspotenzials des zu entwickelnden Kupplungssystems auf Basis der Friktionspaarung werden die Reibungszahl und deren Verlauf in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit dargestellt. Die Abbildung 40 stellt die Reibungszahlverläufe der untersuchten Friktionspaarungen bei der Starttemperatur von  $T = 25^\circ\text{C}$ . dar. Die Friktionspaarung mit monolithischer Keramik sind  $\text{Al}_2\text{O}_3$  (F99,7) / 100Cr6,  $\text{Al}_2\text{O}_3$  (F99,7) / C45E, SSiC (EkasicF<sup>®</sup>) / 100Cr6 und SSiC (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E; die Friktionspaarungen mit multiphasiger Keramik sind Al24Tn / 100Cr6, Al24WT / C45E und SN80Tn / 100Cr6. Die Antriebsdrehzahl beträgt  $n_{\text{an}} = 1300$  1/min. Zur Synchronisation der Abtriebsdrehzahl wird eine nominelle Flächenpressung  $p = 1$  N/mm<sup>2</sup> eingestellt. Die durch die Schlupfphase sich ergebenden Energieeinträge, Rutschzeiten, Reibleistungen, deren spezifische Werte und die maximal gemessenen Temperaturen im metallischen Friktionspartner sind in den Diagrammen angegeben. Die Schwankungen in Energieeintrag, Rutschzeit und Reibungsleistung der unterschiedlichen Paarungen sind ein Ergebnis der sich ergebenden, im funktionsrelevanten Wirkflächenpaar wirkenden Reibungszahl. Die nach Beendigung der Synchronisation gemessenen Temperaturen (sowohl lokal wirkende Kontakttemperaturen als auch die mittleren Bauteiltemperatur) in der metallischen Gegenreibe scheibe variieren. Dieser Temperaturunterschied wird u.a. auf die unterschiedliche Wärmeleitfähigkeit der keramischen Werkstoffe zurückgeführt.

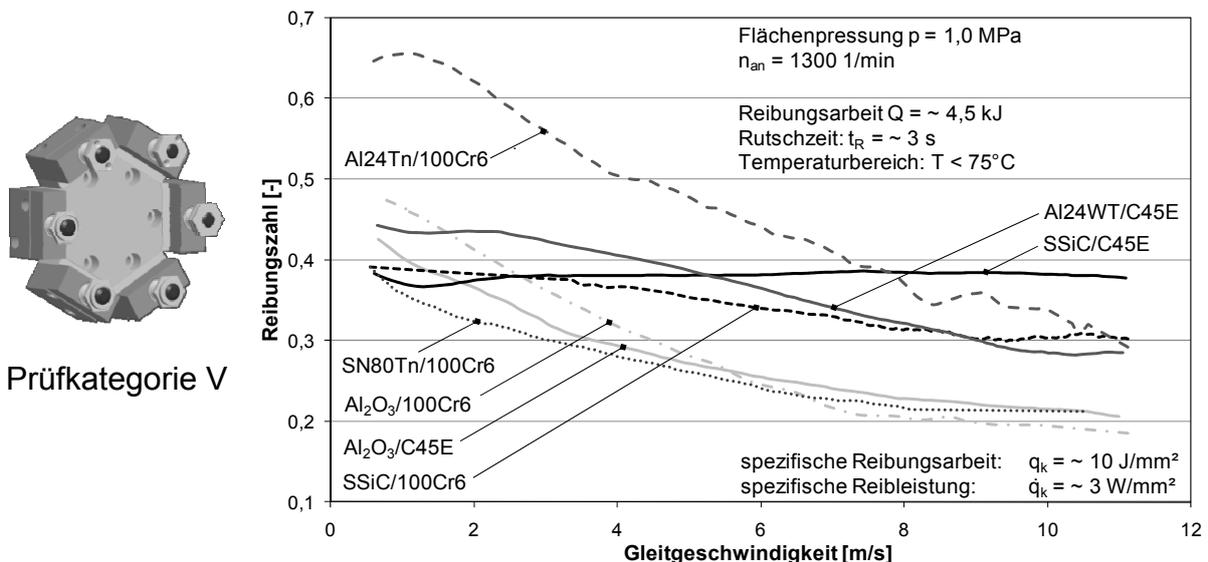


Abbildung 40 Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit der untersuchten Friktionspaarungen bei  $n_{\text{an}} = 1300$  1/min und  $p = 1,0$  MPa, Synchronisation

Es zeigt sich, dass unter ähnlichen Randbedingungen die Friktionspaarung SSiC (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E eine konstante Reibungszahl  $\mu = \sim 0,4$  über den gesamten Bereich der eingestellten Gleitgeschwindigkeit aufweist. Die Friktionspaarung Al24WT/C45E besitzt im Vergleich zur Paarung F99,7 / C45E in Teilbereichen der Gleitgeschwindigkeit eine um bis zu 0,1 erhöhte Reibungszahl. Dies ergibt sich durch die Laserrandschichtmodifikation und ist ein Nachweis für die erfolgreiche Werkstoffentwicklung, die am Institut für Werkstoffkunde II durchgeführt wurde. Die Friktionspaarungen mit dem metallischen Gegenreibpartner 100Cr6 zeigen im Vergleich zu C45E einen stärkeren Abfall der Reibungszahl bei hohen Gleitgeschwindigkeiten.

Das Ergebnis dieses Screenings weist die Friktionspaarung SSiC (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E als die beste Paarung hinsichtlich Reibungszahl und Reibungszahlverlauf aus. Die eingestellten Parameter für die Übertragbarkeit entsprechen in Hinblick auf den spezifischen Energieeintrag und die spezifische Reibungsleistung einer Anfahrt in der Ebene mit einem Mittelklasse PKW ohne Zuladung. Die Untersuchungen mit variierenden nominellen Flächenpressungen von  $p = 1 - 4 \text{ MPa}$ <sup>137</sup> zeigen keine signifikanten Veränderungen im Reibungszahlniveau und – verlauf über der Gleitgeschwindigkeit. Die in Abbildung 40 dargelegten Versuchsparameter ( $n_{\text{an}}$  und  $p$ ) entsprechen denen zur Übertragbarkeit der Ergebnisse von Prüfkategorie VI auf Prüfkategorie V. Die Rutschzeit, die spezifische Reibarbeit- und -leistung werden für die jeweilige Friktionspaarung messtechnisch erfasst und in Abbildung 40 als Mittelwerte zur Orientierung dargelegt.

Die in Abbildung 41 dargestellten Ergebnisse der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit entsprechen den spezifischen Werten einer Anfahrt am Berg für das abzubildende Versuchsfahrzeug. Die Antriebsdrehzahl beträgt  $n_{\text{an}} = 2000 \text{ 1/min}$ . Die Betrachtung erfolgt anhand der Friktionspaarungen mit C45E. Zur Synchronisation der Abtriebsdrehzahl wird eine Flächenpressung  $p = 1,5 \text{ N/mm}^2$  eingestellt, die etwa dem Betriebspunkt der Anpresskraft und somit der im späteren Kupplungssystem wirkenden Flächenpressung entspricht. Die Anfangstemperatur  $T = 55^\circ\text{C}$  wird durch Aufheizen des Systems durch Reibung eingestellt.

Im Unterschied zu den Versuchsparametern aus Abbildung 40 zeigt sich bei höheren Belastungen ein stärkerer Abfall des Reibungszahlniveaus über der Gleitgeschwindigkeit. Dieser starke Abfall begründet sich in den sehr hohen spezifischen Reibarbeiten und -leistungen. Diese spezifischen Werte sind ca. Faktor hundert höher als bei organischen Reibbelägen im Kupplungssystem, die so zum Versagen

---

<sup>137</sup> vgl. Arslan-Hürst 2005, vgl. Albers et al. 2005

der organischen Reibpaarung führen werden. Der Vorteil der ingenieurkeramischen Werkstoffe zeigt sich durch den schädigungs- und störungsfreien Betrieb unter diesen Randbedingungen. Die Friktionspaarung mit Ingenieurkeramik wird daher Hochlastsynchronisationen besser ertragen.

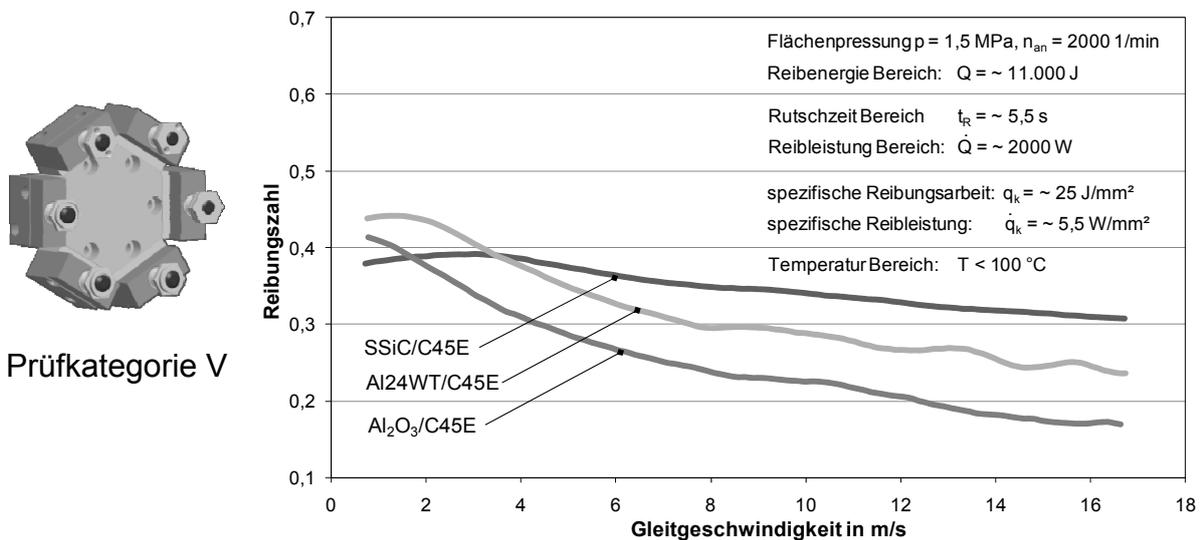


Abbildung 41 Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit der Friktionspaarungen SSiC (EkasicF<sup>®</sup>)/C45E, Al<sub>24</sub>WT/C45E und F99,7/C45E bei  $n_{an} = 2000$  1/min und  $p = 1,5$  MPa, Synchronisation

In Hinblick auf das Komfortverhalten wird der Reibungszahlgradient – die Steigung der Reibungszahl als Funktion der Gleitgeschwindigkeit – der unterschiedlichen Friktionspaarungen als Beurteilungsgröße betrachtet, um während der Schlupfphase die Gefahr von Kupplungsschwingungen bzw. Kupplungsrupfen zu bewerten. Die Mittelwertbildung des Reibungszahlgradienten kann auf unterschiedliche Arten erfolgen. Anwendung findet in dieser Arbeit die Betrachtung des Reibungszahlgradientenverlaufs und die daraus abgeleiteten Mittelwertbildungen in Abhängigkeit des Intervallabstands ( $\Delta l = 0,1, 0,5$  und  $1,0$  m/s)<sup>138</sup>. Des Weiteren wird eine globale Betrachtung (siehe Kapitel 2.1.1) durchgeführt, bei der die Ableitung der Reibungszahl mit definierten Vorgaben (Variante 1 – Bildung des Reibungszahlgradienten bei 20% und 80% der maximalen Gleitgeschwindigkeit; Variante 2<sup>139</sup> – Bildung des Reibungszahlgradienten bei 0,5 und 8 m/s) nach Gleichung 1 erfolgt.

<sup>138</sup> vgl. Albers / Karrar 2005, vgl. Albers et al. 2006b

<sup>139</sup> vgl. Albers / Herbst 1998

Die Ergebnisse hinsichtlich des Reibungszahlgradienten (Abbildung 42) beruhen auf den Ergebnissen der Versuchsparameter aus Abbildung 40, die ferner für den Abgleich zwischen Prüfkategorie VI und V verwendet werden. Sowohl der Reibungszahlgradientenverlauf als auch lokale und globale Mittelwertbildung stellen die Friktionspaarung SSiC (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E als die beste Werkstoffpaarung dar.

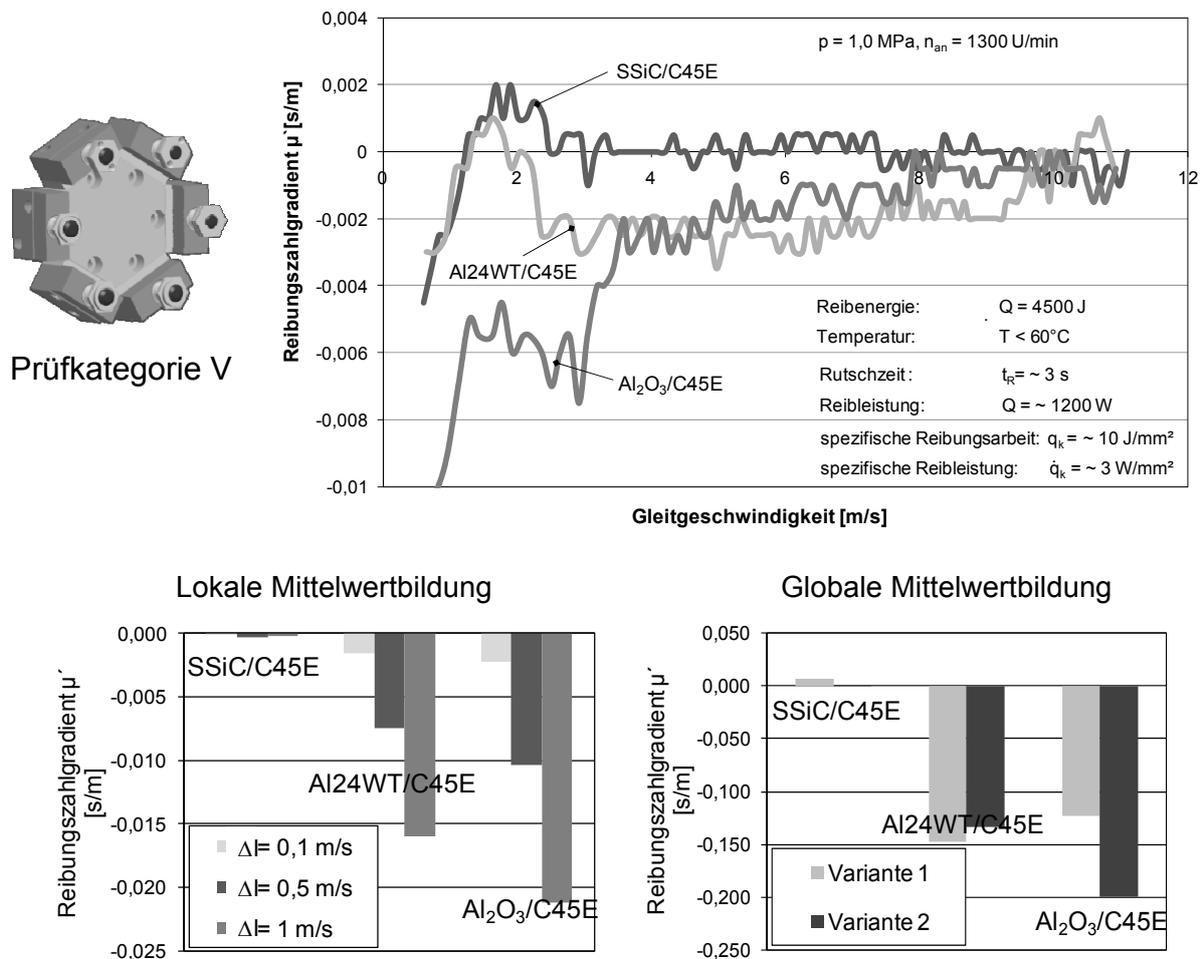


Abbildung 42 Reibungszahlgradientenverlauf unterschiedlicher Friktionspaarungen bei  $n_{an} = 1300 \text{ U/min}$  und  $p = 1,0 \text{ MPa}$  und Mittelwertbildung

In Hinblick auf das Komfortverhalten organisch/metallischer Friktionspaarungen liefert die Paarung SSiC (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E unter den betrachteten Randbedingungen einen um die Nulllage schwankenden Reibungszahlgradientenverlauf. Die oxidischen Friktionspaarungen zeigen einen zu hohen negativen Reibungszahlgradienten, der Kupplungsrupfen während der Synchronisationsphase begünstigen kann. In Hinblick auf die gezielte Werkstoffentwicklung durch multiphasige Keramiken ist eine Verbesserung des Reibungszahlgradienten im Vergleich zur Paarung Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> (F99,7) / C45E in Prüfkategorie V erzielt worden.

Um die Funktionalität und Zuverlässigkeit des Kupplungssystems über die gesamte Betriebsdauer zu gewährleisten, müssen ferner die Verschleißkenngrößen der Friktionspaarungen bestimmt und daraus das Verschleißpotenzial abgeleitet werden. Die zwischen den Prüfkategorien zur Sicherung der Übertragbarkeit identifizierten Kennwerte sind die lineare Verschleißintensität  $W_{l/s}$  – der lineare Summenverschleißbetrag pro Rutschweg – in  $\mu\text{m} / \text{km}$  und der Funktionsverschleiß bzw. der volumetrische Verschleißkoeffizient  $k_v$  – der volumetrische Verschleißbetrag pro Reibungsarbeit – in  $\text{mm}^3 / \text{MJ}$ . Als Referenz wird die Friktionspaarung SSiC (EkasicF<sup>®</sup>)/ 100Cr6 betrachtet, die in Vorarbeiten als die Paarung mit dem höchsten Potenzial hinsichtlich Verschleiß- und Komfortverhalten befunden wurde<sup>140</sup>.

Exemplarisch sind die Ergebnisse der Verschleißkennwerte aus Prüfkategorie V nach Prüfung mit der definierten vollfaktoriellen Versuchsmatrix (Anhang 10.3) für die Referenzpaarung und die Friktionspaarungen Ingenieurkeramik/Stahl in Abbildung 43 dargestellt. Die Friktionspaarungen mit dem metallischen Gegenreibrpartner C45E zeigen eine Verbesserung der Verschleißigenschaften in Hinblick auf die betrachtete Referenzpaarung. Dadurch gelingt es, das tribologische System aus Sicht der Werkstoffentwicklung für das Demonstratorsystem „Trockenkupplung“ weiter zu verbessern. Obwohl bei Scheibenbremsen im Fahrzeugbau Verschleiß des metallischen Reibrpartners in der hier erreichten Größenordnung üblich ist, muss in Bezug auf das Zielsystem Kupplung, wo eine Laufleistung von mehr als 150.000 km im PKW Bereich gefordert wird, die Verschleißintensität nochmals gesenkt werden. Insbesondere der metallische Gegenreibrpartner, der aktuell den höchsten Verschleißanteil liefert, muss aus Sicht der Werkstoffentwicklung verschleißbeständiger werden (z.B.: durch neue Werkstoffauswahl oder Wärmebehandlung). Parallel müssen konstruktive Maßnahmen (z.B. Verschleißnachstellung, Anpressplattenstärke erhöhen) entwickelt und in Kupplungssysteme integriert werden, um mehr Verschleißvolumen bzw. eine höhere Verschleißreserve bereitzustellen. Ein weiterer Ansatz ist die unsymmetrische geometrische Verteilung der keramischen Pellets (Anhang 10.3, Nr.10) und damit die Vergrößerung der überstrichenen Wirkfläche des metallischen Partners (Vermeidung der Spurbildung).

---

<sup>140</sup> vgl. Albers et al. 2005, vgl. Arslan-Hürst 2005, vgl. Poser 2006

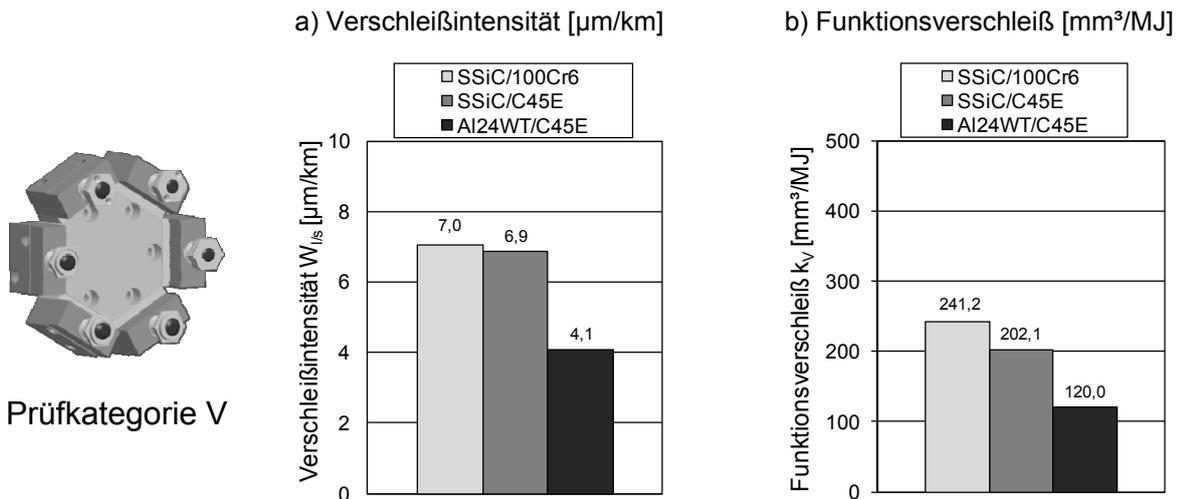


Abbildung 43 Vergleich des Verschleißkenngrößen der unterschiedlichen Friktionspaarungen nach durchlaufener Versuchsmatrix (Variation der Anfahrerdrehzahl  $n_{an}$ , der Flächenpressung  $p$  und des Massenträgheitsmoments  $J$ )

## 6.1.2 Numerische Ergebnisse

Neben den experimentellen Untersuchungen werden in einem ersten Schritt gekoppelte thermo-mechanische FE-Modelle auf Basis der Reibungszahlkenngrößen für die Friktionspaarung SSiC (EkasicF<sup>®</sup>) / 100Cr6 erstellt. Sie dienen zur Ermittlung der Kontaktbeanspruchungen im Friktionssystem und der daraus abgeleiteten Wärmeströme und Temperaturverteilungen in den keramischen Pellets und der metallischen Gegenreibe. Damit können die Beanspruchungsmaxima ermittelt und konstruktive Gegenmaßnahmen (z.B. Reduzierung von Kerbspannungen in der Pelletgeometrie) eingeleitet werden. Die Simulation der Wärmeleistung erfolgt auf Basis der Kontaktbeanspruchung im Friktionssystem nach Gleichung 6.

Die Abbildung 44 zeigt die durch die ingenieurkeramischen Pellets auf der Gegenreibe induzierte Temperaturverteilung nach Aufbringen der Anpresskraft und einer Verdrehung um  $\varphi = 330^\circ$  im Uhrzeigersinn. Die Startpunkte der Pellets sind als dunkelgraue Drahtmodelle dargestellt. Die prinzipielle thermo-mechanische Berechnung des Friktionkontakts wird aufgrund der hohen Rechenzeit der FE-Modelle nur für eine Umdrehung ( $360^\circ$ ) berechnet. Diese ist ausreichend, um die durch die Drehbewegung entstehenden Umverteilung von Temperaturen und Spannungen in der Keramik und dem Gegenkörper zu erfassen.

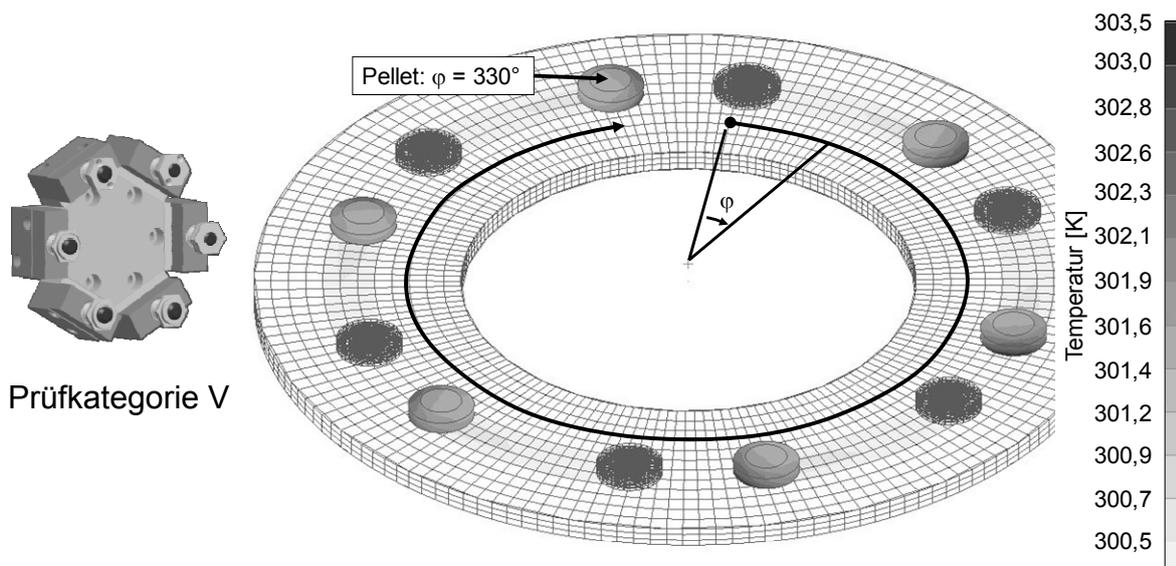


Abbildung 44 Temperaturverteilung der Friktionspaarung SSiC (EkasicF®) / 100Cr6 nach  $\varphi = 330^\circ$  bei  $p = 1,0 \text{ MPa}$

Die Gegenreibe weist aufgrund ihrer größeren Masse und der höheren Wärmekapazität kleinere Temperaturen als das ingenieurkeramische Pellet (SSiC) auf. Die Temperaturdifferenz zwischen  $T_{\text{Pellet}}$  und  $T_{\text{Scheibe}}$  beträgt  $\Delta T < 2^\circ\text{C}$ . Dies ist unter der Annahme, dass in den Wirkflächen des Wirkflächenpaars Friktionskontakt die gleiche Temperatur vorherrscht, ein sehr gutes Ergebnis. Charakteristisch für diese Kontaktsimulation ist die Verschmelzung der Temperaturschweife auf der Gegenreibe (Abbildung 45). Dargestellt wird dieser nach einer vollen Umdrehung bei einer Flächenpressung  $p = 1,0 \text{ MPa}$  bezogen auf die nominelle Kontaktfläche ( $A_{\text{WFP eff.}} = A_{\text{WFP nom.}}$ ).

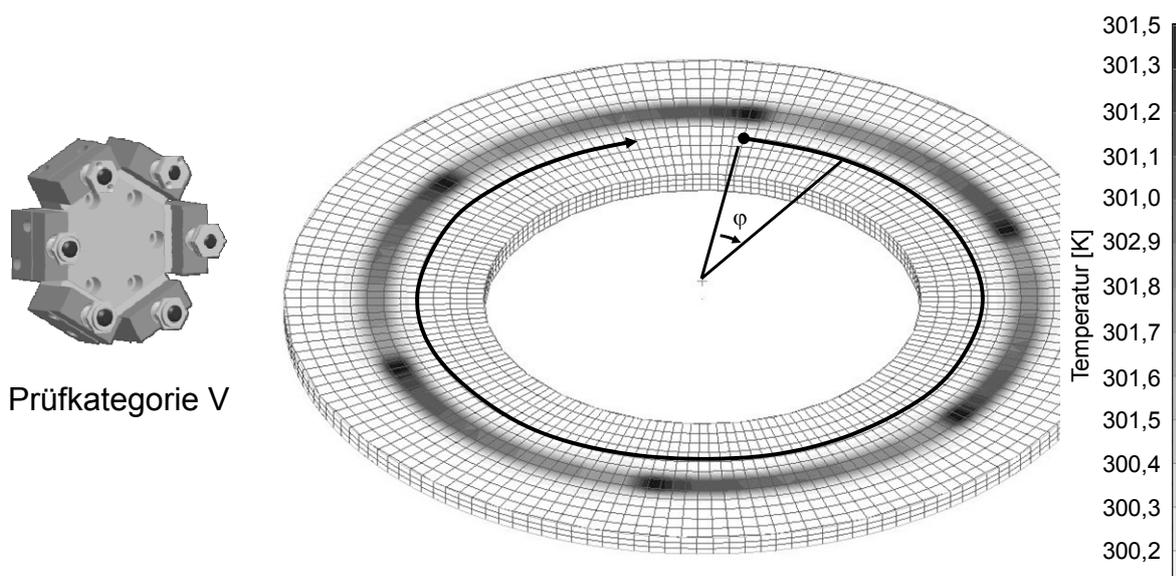


Abbildung 45 Temperaturverteilung der Friktionspaarung SSiC (EkasicF®) / 100Cr6 nach  $\varphi = 360^\circ$  bei  $p = 1,0 \text{ MPa}$

Die noch geringen Temperaturen begründen sich u.a. in dem hier untersuchten Überdeckungsgrad ( $\ddot{U} = 14\%$ ), der das Verhältnis zwischen nomineller Pelletfläche zu nomineller Ringfläche beschreibt (siehe Abbildung 26). Die Pellets weisen eine homogene Temperaturverteilung entlang der Bewegungsrichtung auf. Der Temperaturgradient der Friktionswirkfläche des Pellets beträgt zwischen Bug und Heck  $\Delta T = 0,7 \text{ }^\circ\text{C}$ . Die FEM-Simulation von Hot Spots und deren Effekte erfolgt sequentiell und wird in den Arbeiten von Erbacher<sup>141</sup>. Die gleichfalls nachgeschaltete Berechnung der Ausfallwahrscheinlichkeit der Keramik unter diesen Betriebsbedingungen wird mit Hilfe des Simulationsprogramms STAU berechnet. Eine mögliche Abhängigkeit der Reibungszahl von der Gleitgeschwindigkeit, der Flächenpressung und der Temperatur ( $\mu = 0,4 = \text{konst.}$ ) ist in dieser Simulation nicht berücksichtigt.

### **Fazit Prüfkategorie V „Probekörperversuch“**

Die tribologischen Untersuchungen zum Friktionsverhalten von ingenieurkeramischen Werkstoffen in Paarung mit metallischen Gegenreißpartner identifizieren auf Basis der experimentellen und numerischen Versuche die Paarung SSiC (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E als die mit dem höchsten Potenzial. Die Paarung Al24WT / C45E zeigt eine Verringerung des linearen Verschleißbetrags  $W_l$ . Aufgrund dessen werden diese beiden Friktionspaarungen prototypenhaft in Kupplungsscheiben integriert und in Prüfkategorie IV „Bauteilprüfstand“ in Paarung mit dem metallischen Gegenreißpartner C45E untersucht. Die Untersuchungen zur Übertragbarkeit der Ergebnisse von Prüfkategorie V auf Prüfkategorie VI (Modellprüfstand) werden in Kapitel 7.1 diskutiert.

## **6.2 Ergebnisse zu Untersuchungen in Prüfkategorie IV „Bauteilprüfstand“ (TRP)**

Im Folgenden werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen der Kupplungsscheiben mit ingenieurkeramischen Werkstoffen unter realen Betriebsbedingungen in Prüfkategorie IV „Bauteilprüfstand“ (Abbildung 29) unter beidseitiger Kontaktbeanspruchung dargestellt. Die ingenieurkeramischen Werkstoffe werden in einer einfach zylindrischen Pelletgeometrie in die Prototypenkupplungsscheiben integriert. Die Bauteilverbindung der Ingenieurkeramik wird zur Übertragung des

---

<sup>141</sup> vgl. Erbacher 2006

Drehmoments mit Hilfe formschlüssiger Wirkflächenpaare realisiert. Die Fixierung der Pellets im ausgekuppelten Zustand erfolgt über Stoffschluss.

Die Untersuchung zur Übertragbarkeit der Ergebnisse des Friktions- und Systemverhaltens zwischen den Prüfkategorien IV bis I erfolgt mit Hilfe des Versuchsablaufs Synchronisation unter vergleichbaren Randbedingungen (Abgleichversuch: Antriebsdrehzahl  $n_{an} = 1500$  1/min, Betriebsanpresskraft = 6100 N, abtriebsseitiges Massenträgheitsmoment  $J = 0,84$  kgm<sup>2</sup> und Starttemperatur  $T = 50^\circ\text{C}$ ). Dies entspricht einer unter den in Kapitel 5.3 dargestellten Versuchsplanung normalen Anfahrt in der Ebene mit zweidrittel des maximalen Fahrzeuggewichts.

## 6.2.1 Experimentelle Ergebnisse

### *Verhalten der Friktionspaarungen unter Beanspruchung Abgleichversuch*

Die Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit für die Kupplungsscheibe der 1. Generation (Abbildung 46) zeigt eine gute Reproduzierbarkeit des Friktionsverhaltens nach mehrmaligem normalem Anfahren unter gleichen Randbedingungen im Rahmen des in Abbildung 37 dargestellten realen Lastkollektivs Stadt. Die spezifischen Belastungen der Kupplungsscheibe der 1. Generation sind im Vergleich zur Kupplungsscheibe der 2. Generation aufgrund der größeren nominellen Kontaktflächen kleiner (siehe Abbildung 26). Die numerischen Ergebnisse zeigen, dass die keramische Pelletgeometrie (Typ C, Abbildung 16) dieser Kupplungsscheibenlösungen hinsichtlich der Bauteilzuverlässigkeit der Keramik eine berechnete, höhere Ausfallwahrscheinlichkeit im System aufweist. Ein Nachteil dieser Pelletgeometrie ist die Querschnittsänderung, die gerade bei der Entwicklung hochtemperaturfester Bauteilverbindungen ( $T > 500^\circ\text{C}$ ) mit Aktivloten, z.B. mit Hilfe im Heizofen, zu hohen Eigenspannungen und damit zum Bauteilversagen während der Abkühlphase führen kann. Die Kupplungsscheibe der 2. Generation verfügt daher über eine einfach zylindrische Pelletgeometrie (Typ A, Abbildung 16). Diese verfügt über notwendige Fasen, wenn die Bauteilverbindung über Aktivlote realisiert wird, um Spannungsspitzen im Randbereich der Keramik zu vermeiden.

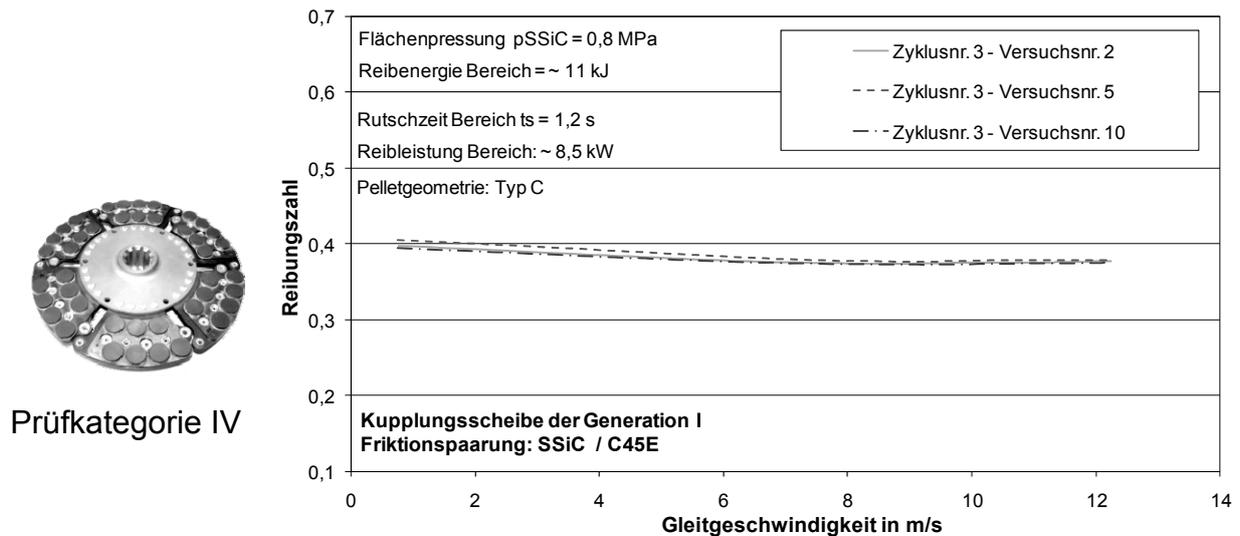


Abbildung 46 Ergebnisse der Kupplungsscheibe der 1. Generation unter Versuchsparametern Antriebsdrehzahl  $n_{an} = 1500 \text{ 1/min}$ , Flächenpressung  $p = 0,8 \text{ MPa}$  und einem Massenträgheitsmoment  $J = 0,84 \text{ kgm}^2$  bei einer Starttemperatur  $T = 50^\circ\text{C}$ , Synchronisation

Die Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit (Abbildung 47) für die Kupplungsscheibe der 2. Generation (siehe Kapitel 4.5) zeigt im Gegensatz zur Lösung der Kupplungsscheibe der 1. Generation (siehe Kapitel 4.3) ein höheres Reibungszahlniveau im Bereich kleiner Gleitgeschwindigkeiten. Der Reibungszahlverlauf der gleichen Friktionspaarung weist in Gen. 2 tendenziell einen negativeren Reibungszahlgradienten auf. Die Gründe für dieses Verhalten sind noch nicht vollständig geklärt. Wesentlicher Aspekt ist hierbei sicherlich die Belagfederung (Mehrfachanfederung, Einzelanfederung) und deren unterschiedliche Kraft-Weg-Charakteristik (Abbildung 25). Die Belagfederung mit Einzelanfederung ist zur guten Modulierbarkeit des Kupplungssystems weich gestaltet. Zu Beginn der Synchronisation steht nur ca. 18% der maximalen Kraft im eingerückten Zustand über einen Weg  $\Delta s = 0,5 \text{ mm}$  zur Verfügung. Im Modulationsbereich wird die Flächenpressung kontinuierlich gesteigert. Nach Übergang aus dem Modulationsbereich steigt die Axialkraft quadratisch an. Das Friktionssystem zeigt bei den sehr niedrigen Flächenpressungen eine niedrigere Reibungszahl, die durch das konstruktive Konzept der Modulationszone mit niedriger Steifigkeit über einen längeren Zeitraum während des Synchronisationsvorgangs erhalten bleibt. Dadurch entsteht im mittleren Gleitgeschwindigkeitsbereich ein stärkerer negativer Reibungszahlgradient, der die Anregung von Rupfschwingungen begünstigt und daher beseitigt werden muss. Hier zeigt sich wieder die starke Wechselwirkung zwischen der konstruktiv umgesetzten Systemgestalt und dem Friktionsverhalten, die nur ganzheitlich im System optimiert werden kann.

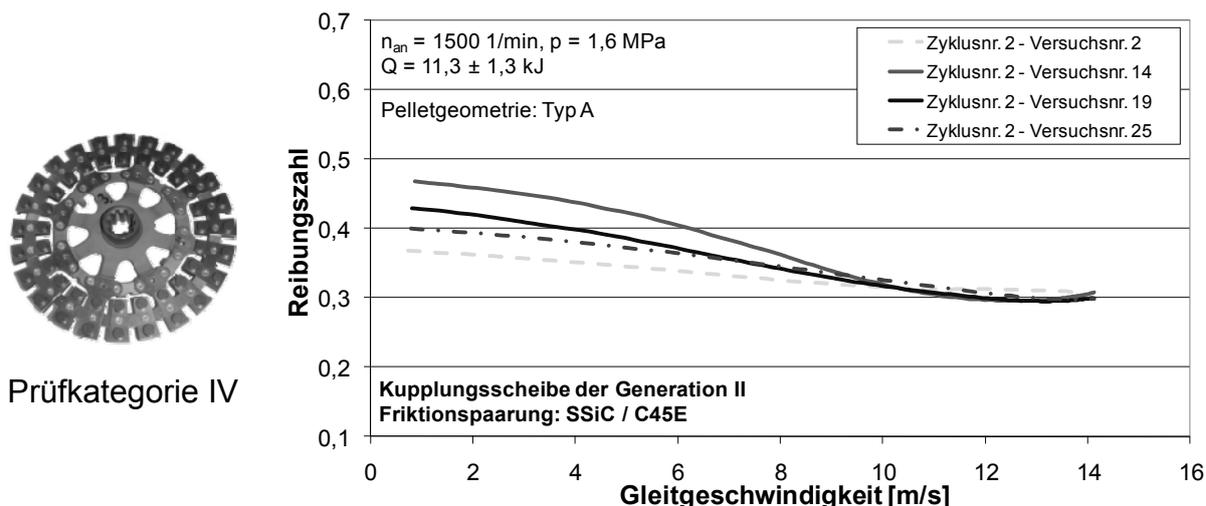


Abbildung 47 Kupplungsscheibe der 2. Generation mit Friktionspaarung SSiC (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E unter Versuchsparametern  $n_{an} = 1500 \text{ 1/min}$ ,  $p = 1,6 \text{ MPa}$  und  $J = 0,84 \text{ kgm}^2$  bei einer Starttemperatur  $T = 50^\circ\text{C}$ , Synchronisation

Des Weiteren weist die Kupplungsscheibe der 2. Generation eine hohe Streuung der Reibungszahl bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten auf. Eine mögliche Begründung dieses Effekts ist das Verhaken von Pellet und Gegenreibeischeibe und das vermehrte Aufkommen von metallischen Partikeln (Zwischenmedium) während des Synchronisationsvorgangs. Dies bestätigen die im Nachgang durchgeführten optischen Untersuchungen der metallischen Gegenreibeischeiben und die ermittelte Verschleißrate.

Um das Verschleißverhalten und die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse der tribologischen Untersuchungen zu verbessern, wird die Pelletgeometrie in Abstimmung mit der Einzelanfederung der Kupplungsscheibe modifiziert. Die am Friktionskontakt beteiligte Wirkfläche des Pellets wird mit einem sphärischen Radius von  $r = 100 \text{ mm}$  ausgeführt, um Kantenträger zu vermeiden und um ein günstiges Einlaufen in die Betriebsposition zu garantieren.

Die Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit für die Kupplungsscheibe der 2. Generation mit balliger Friktionswirkfläche (SSiC\*, Abbildung 48) zeigt ein verringertes Reibungszahlniveau (Höhe der Reibungszahl) über den gesamten betrachteten Gleitgeschwindigkeitsbereich. Parallel wird die Reproduzierbarkeit der systemtribologischen Untersuchungen überdies verbessert. Dies zeigt sich z.B. an der verringerten Standardabweichung der Reibungsarbeit  $Q$ . Die ermittelten Verschleißkennwerte zeigen eine deutliche Erhöhung des Verschleißwiderstands um ca. 50%. Die metallischen Gegenreibeischeiben lassen so weniger Makrofurchungen erkennen.

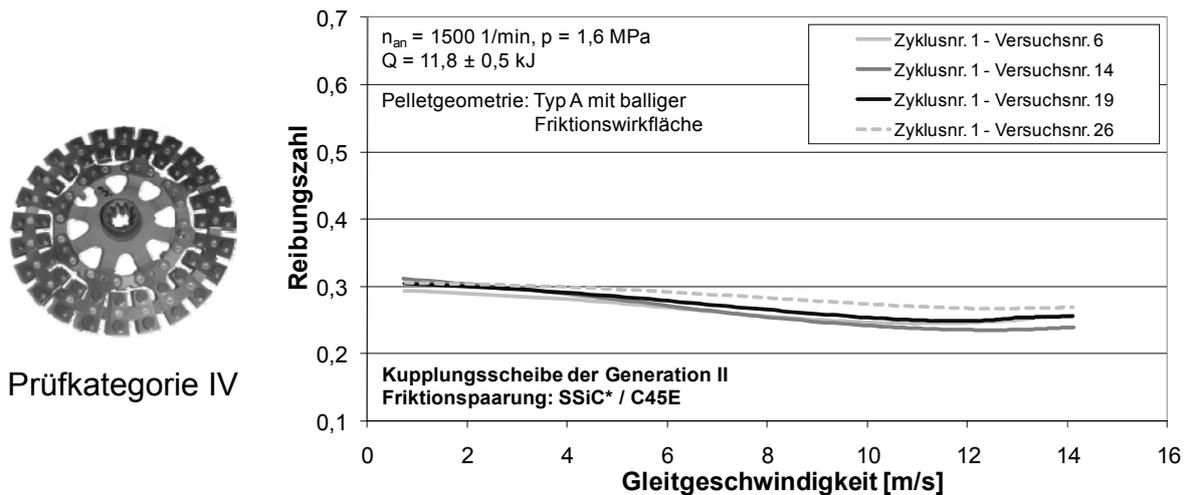
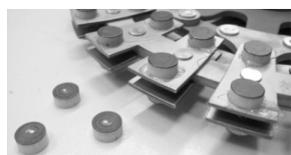


Abbildung 48 Kupplungsscheibe der 2. Generation mit Friktionspaarung SSiC\* (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E unter Versuchsparemtern  $n_{an} = 1500 \text{ 1/min}$ ,  $p = 1,6 \text{ MPa}$  und  $J = 0,84 \text{ kgm}^2$  bei einer Starttemperatur  $T = 50^\circ\text{C}$ , Synchronisation

Neben den Untersuchungen der Kupplungsscheibe der 2. Generation in der Friktionspaarung SSiC (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E wird die Kupplungsscheibe der 2. Generation mit Al24WT umgesetzt. Diese wird mit C45E unter gleichen Randbedingungen analysiert. Diese Friktionspaarung findet Einsatz aufgrund ihrer guten, in Prüfkategorie V dargestellten Verschleißbeständigkeit. Die Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit für die Kupplungsscheibe der 2. Generation mit der Friktionspaarung Al24WT / C45E (Abbildung 49) weist einen starken Abfall zu hohen Gleitgeschwindigkeiten auf. Dies bedingt einen starken negativen Reibungszahlgradienten, der schwingungsanregend im Antriebssystem wirken und den Fahrkomfort drastisch mindern kann. Gleichzeitig weisen die Untersuchungen dieser Friktionspaarung eine gute Reproduzierbarkeit auf. Die auf Prüfkategorie V festgestellten kleinen Verschleißraten hinsichtlich linearer Verschleißintensität  $W_{l/s}^*$  und volumetrischem Verschleißkoeffizient  $k_v^*$  können in Prüfkategorie IV bestätigt werden.

In Hinblick auf die Bauteilverbindung Keramik/Federstahl weist das Substrat Al24 sehr gute Haftzugfestigkeitswerte auf. Diese sind vergleichbar mit den Werten von Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>. Die Untersuchungen zur Haftzugfestigkeit und zur Scherfestigkeit der untersuchten keramischen Werkstoffe findet in Kooperation mit dem Institut für Keramik im Maschinenbau, IKM, statt<sup>142</sup>.

<sup>142</sup> vgl. Forschungsbericht „sfb483“ 2008



Prüfkategorie IV

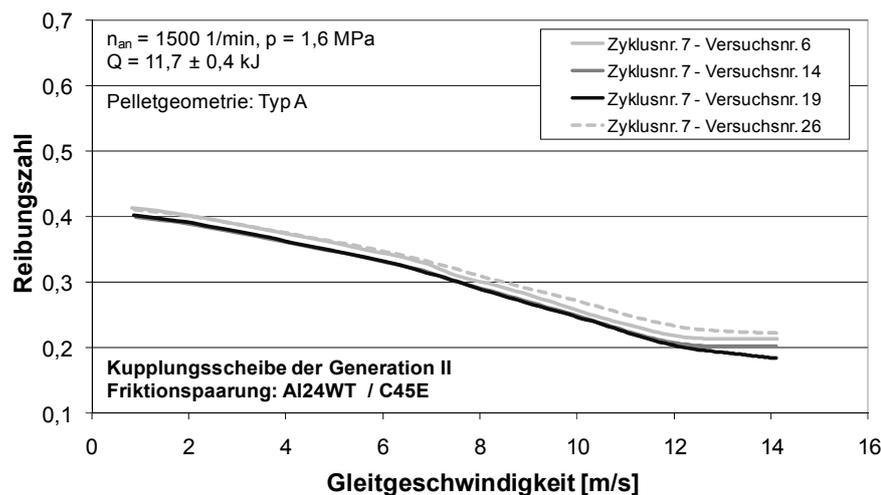


Abbildung 49 Kupplungsscheibe der 2. Generation mit Friktionspaarung Al24WT / C45E unter Versuchsparametern  $n_{an} = 1500 \text{ 1/min}$ ,  $p = 1,6 \text{ MPa}$  und  $J = 0,84 \text{ kgm}^2$  bei einer Starttemperatur  $T = 50^\circ\text{C}$ , Synchronisation

Zur Potenzialeinschätzung der systemspezifischen Lösungen der Kupplungsscheiben mit Ingenieurkeramik werden drei Referenzpaarungen mit organischen Reibbelägen unter gleichen Randbedingungen (Antriebsdrehzahl  $n_{an} = 1500 \text{ 1/min}$ , Betriebsanpresskraft = 6100 N, Massenträgheitsmoment  $J = 0,84 \text{ kgm}^2$ , Starttemperatur  $T = 50^\circ\text{C}$ ) untersucht. Die reduzierte Flächenpressung  $p_{Organik} = 0,3 \text{ MPa}$  für die Referenzpaarungen ergibt sich durch die mit der Ringgeometrie einhergehenden nominellen Friktionswirkflächenpaare. Als Referenz werden die organischen Reibbeläge<sup>143</sup> B8402, 808DS und 820DS eingesetzt. Sie werden gegen den Gegenkörper GJV-300 (Vermicularguss) betrieben.

Die höchsten Reibungszahlen treten bei der Kupplungsscheibe der 2. Generation auf (Abbildung 50). Die Referenzpaarungen weisen über weite Abschnitte der Gleitgeschwindigkeit kleinere Reibungszahlen als die im Rahmen des SFB 483 entwickelten bzw. untersuchten Friktionspaarungen mit Ingenieurkeramik auf. Der Reibungszahlverlauf der Referenzpaarungen zeigt im Gegensatz zu den Friktionspaarungen mit Ingenieurkeramik einen leicht ansteigenden Verlauf über der Gleitgeschwindigkeit bis ca. 8 m/s, aufgrund dessen der Reibungszahlgradient der Referenzpaarungen in diesem Bereich leicht positiv ist und daher dämpfend auf das schwingungsfähige Antriebssystem wirkt.

<sup>143</sup> Fa. Schaeffler Friction Products GmbH, Fa. Valeo AG

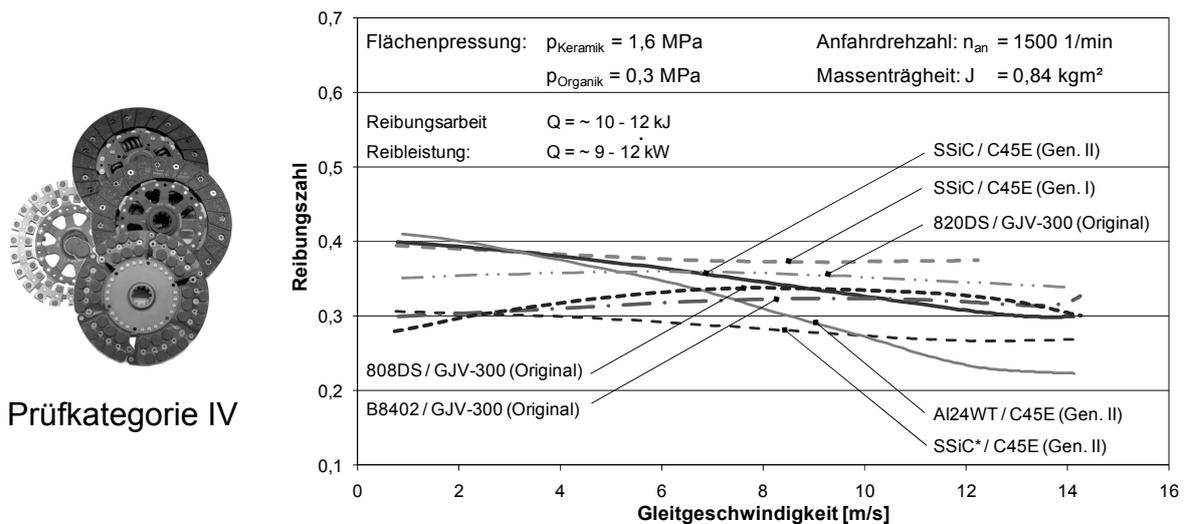


Abbildung 50 Relativer Vergleich unterschiedlicher Friktionspaarungen im Bauteilversuch unter Versuchsparametern  $n_{\text{an}} = 1500 \text{ 1/min}$ ,  $F = 6100$  und einem  $J = 0,84 \text{ kgm}^2$  bei einer Starttemperatur  $T = 50^\circ\text{C}$ , Synchronisation

In Hinblick auf das Komfortverhalten und das Zusammenspiel aus Friktions- und Systemverhalten auf Bauteilebene wird der Reibungszahlgradient betrachtet und bewertet. Dieser ist in Abbildung 51 oben für vier keramische Friktionspaarungen im Abgleich zu einer organischen Friktionspaarung dargestellt, die exemplarisch aufgeführt wird. Wesentlicher Aspekt zum selbsterregtem Rupfen ist der über weite Gleitgeschwindigkeitsbereiche negative Reibungszahlgradientenverlauf der keramischen Friktionspaarungen. Insbesondere SSiC (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E und Al24WT / C45E fallen dabei zu sehr unter die tolerierbare Grenze von  $\mu' = -0,002 \text{ s/m}^{144}$ .

Die lokale und globale Mittelwertbildung bewertet ähnlich. Sowohl die Reibungszahlgradientenverläufe als auch die Mittelwertbildungen charakterisieren die Kupplungsscheibe der 1. (SSiC / C45E) und 2. Generation (SSiC\* / C45E) als am geeignetsten für die Untersuchungen in den komplexeren Prüfkategorien.

Ferner zeigt sich, dass die Reibungszahlgradienten der untersuchten Friktionspaarungen mit Ingenieurkeramik einen deutlichen Unterschied zu der exemplarisch aufgeführten Referenzpaarung aufweisen. Wesentlich ist für die Untersuchung in den komplexeren Prüfkategorien, inwieweit die befundenen Reibungszahlgradienten der keramischen Friktionspaarungen das Komfortverhalten im Antriebssystem beeinträchtigen.

<sup>144</sup> vgl. Albers / Herbst 1998

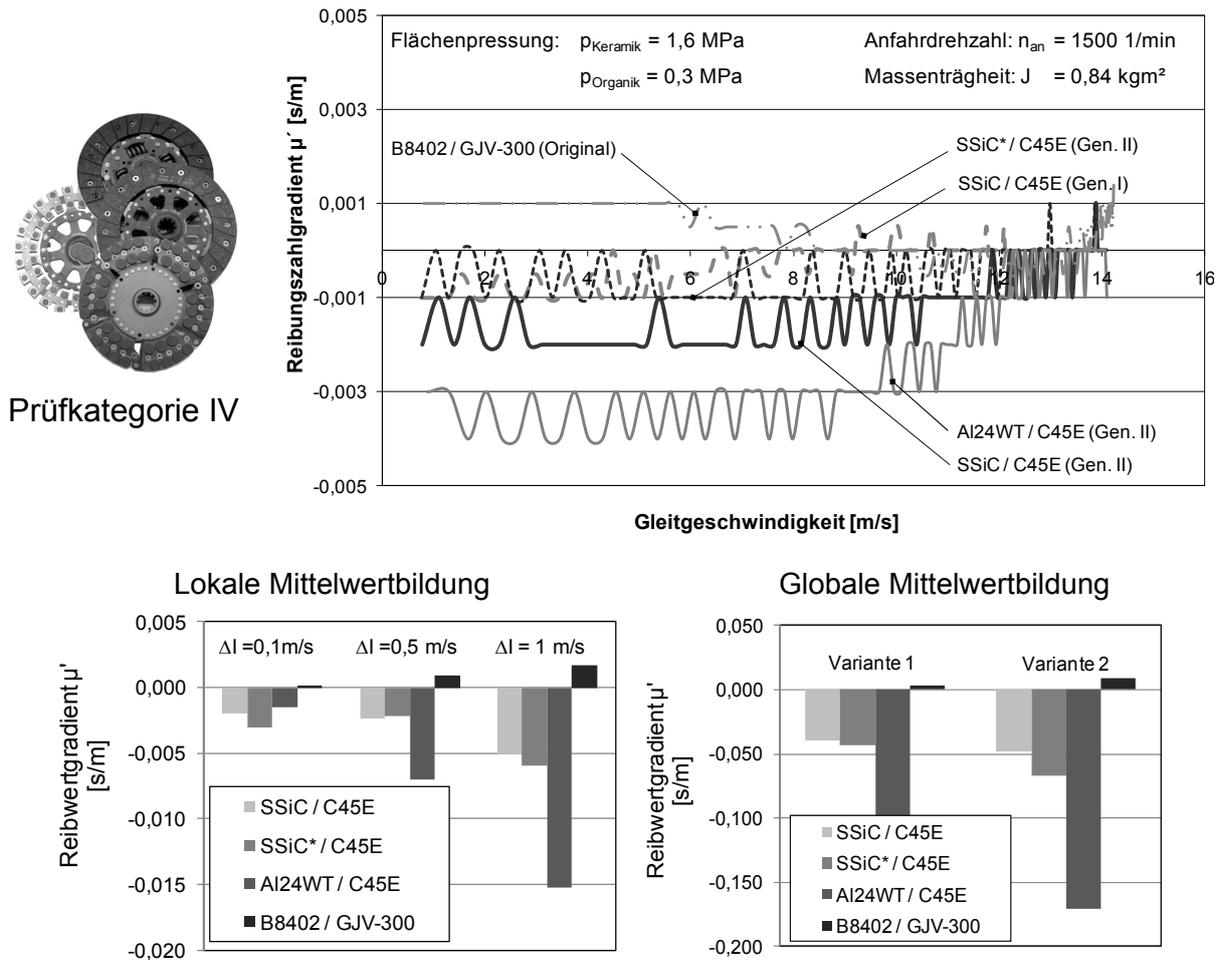


Abbildung 51 Reibungszahlgradient der untersuchten keramischen Friktionspaarungen im Abgleich und Mittelwertbildung

### Verhalten der Friktionspaarungen in Hinblick auf das reale Lastkollektiv Stadt

Die Betrachtung des trockenlaufenden Friktionssystems mit Ingenieurkeramik hinsichtlich der Reibungszahlkonstanz, d.h. der Veränderung der Reibungszahl in Abhängigkeit der Zeit und des Belastungskollektives, für die Einschätzung des Leistungspotenzials erfolgt auf Basis der Untersuchungen mit Hilfe des realen Lastkollektivs Stadt. Die Bewertung des Verschleißpotenzials und die daraus resultierenden Hochrechnungen der realisierbaren Gesamtfahrstrecke des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik stützen sich ebenfalls auf diesen Untersuchungen und werden um die deutlich geringere Anzahl an Hochlastanfahrten ergänzt. Zur besseren Darstellung der Ergebnisse wird der berechnete Mittelwert beruhend auf den Mittelwerten von je drei aufeinanderfolgenden Anfahrten unter gleichen Betriebsbedingungen (zusammengefasst als Versuchsnummer) verwendet.

Die mittlere Reibungszahl  $\mu$  der Kupplungsscheibe der 2. Generation mit Friktionspaarung SSiC\* (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E ist in Abbildung 52 mit den minimalen und

maximalen Abweichungen dargestellt. Es zeigt sich, dass die Reibungszahl um den Wert  $\mu = 0,3$  in Abhängigkeit der auftretenden Belastungen schwankt. Die gesamte induzierte Reibungsarbeit beträgt  $Q_{\text{Zyklus}} = 1,25 \text{ MJ}$ . Die gesamte Reibungsarbeit teilt sich für das reale Lastkollektiv Stadt in 7,5% schonende, 62,4 % normale und 30,1 % sportliche Anfahrweise auf. Die spezifische Reibungsarbeit mit normaler Anfahrweise beträgt im Mittel  $q_{k \text{ Ringfläche}} = \sim 1 \text{ J/mm}^2$  bezogen auf die während der Synchronisation entstehende nominelle Ringfläche der Gegenreibrscheiben (siehe Abbildung 26). Die spezifische Reibungsarbeit unter gleichen Randbedingungen in Hinblick auf die nominelle Pelletfläche beträgt  $q_{k \text{ Pelletfläche}} = \sim 1,6 \text{ J/mm}^2$ . Die Referenzpaarungen weisen unter gleichen Prüfbedingungen mittlere spezifische Reibarbeiten von  $q_{k \text{ Ringfläche}} = \sim 0,25 \text{ J/mm}^2$  auf. Mit Bezug darauf zeigt sich, dass das Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik höhere spezifische Reibungsarbeit (um bis zu einem Faktor 6) unter Gewährleistung seiner Funktionalität erträgt.

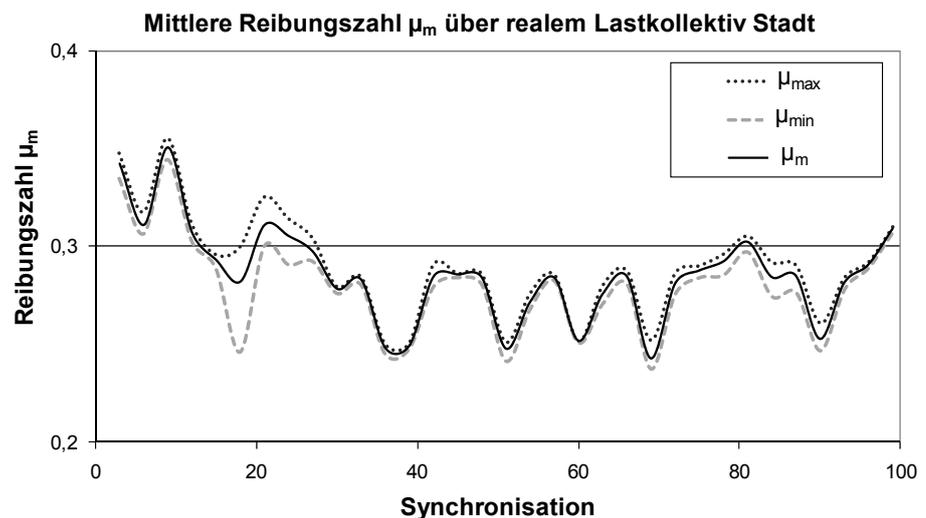
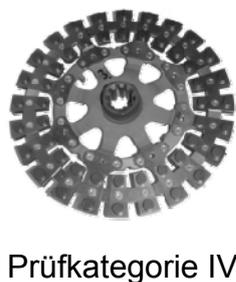


Abbildung 52 Kupplungsscheibe der 2. Generation mit SSiC\* (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E unter Beanspruchung mit realem Lastkollektiv „Stadt“, Synchronisation

Die Untersuchung des Friktionsverhaltens hinsichtlich der Reibungszahlkonstanz und möglicher Einlaufeffekte des Friktionssystems werden durch mehrfache Wiederholungen des realen Lastkollektivs Stadt überprüft. Die mittlere Reibungszahl über zehn Zyklen beträgt  $\mu_{m1000} = \sim 0,28$  der Kupplungsscheibe der 2. Generation mit Friktionspaarung SSiC\* (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E. Exemplarisch ist das Friktionsverhalten der Kupplungsscheibe der 1. Generation mit Friktionspaarung SSiC (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E über mehrere Zyklen in Abbildung 53 dargestellt. Ab ca. 600 Synchronisationen stabilisiert sich das Friktionssystem bei einer mittleren Reibungszahl  $\mu_{m1000} = \sim 0,31$ .



Prüfkategorie IV

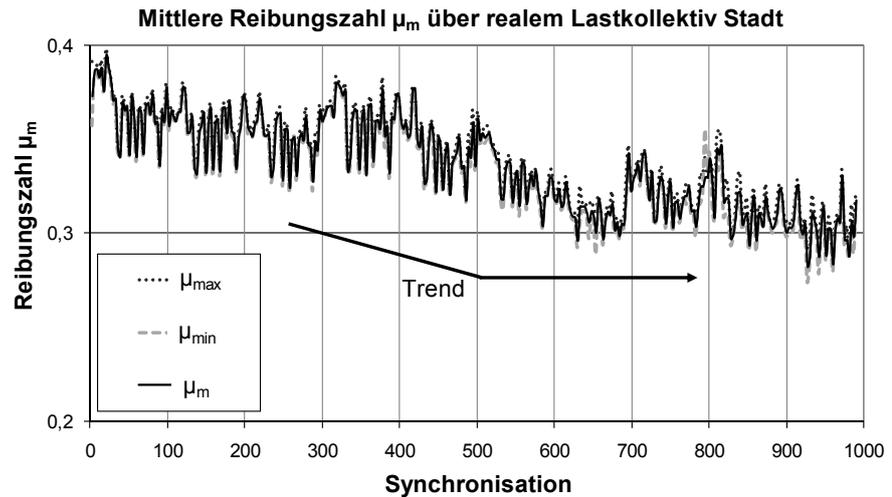
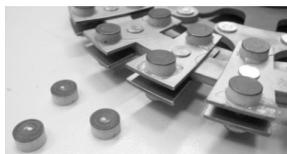


Abbildung 53 Kupplungsscheibe der 1. Generation mit SSiC (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E unter Beanspruchung mit realem Lastkollektiv „Stadt“, Synchronisation

Die Friktionspaarung mit der multiphasigen Ingenieurkeramik zeigt einen Anstieg der mittleren Reibungszahl über aufeinanderfolgende Zyklen (Abbildung 54). Die Stabilisierung des Friktionssystems erfolgt ab ca. 500 Synchronisationen bei ca.  $\mu_m = \sim 0,32$ . Die mittlere Reibungszahl über alle Zyklen beträgt  $\mu_{m1000} = \sim 0,31$ .



Prüfkategorie IV

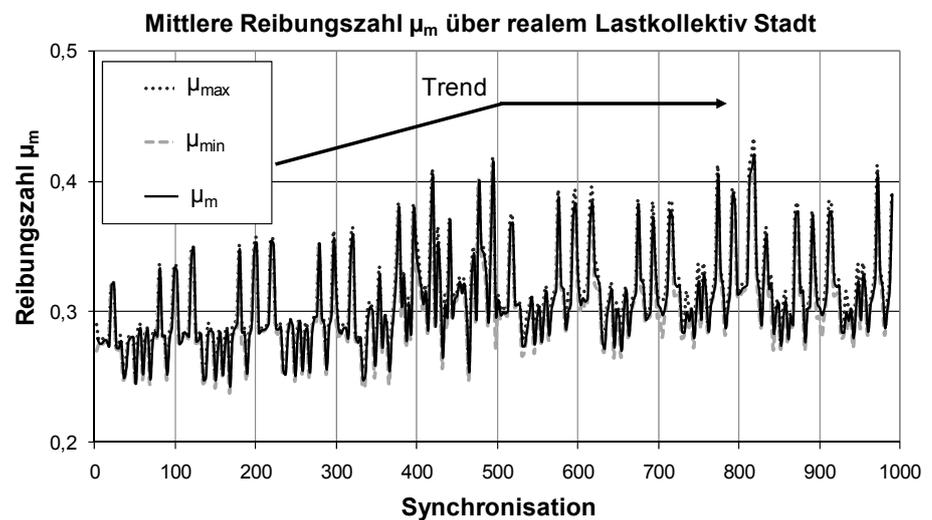


Abbildung 54 Kupplungsscheibe der 2. Generation mit Friktionspaarung Al24WT / C45E unter Beanspruchung mit realem Lastkollektiv „Stadt“, Synchronisation

Im Vergleich zur Referenzpaarung B8402 / GJV-300, die eine mittlere Reibungszahl von  $\mu_m = \sim 0,33$  aufweist, werden für die untersuchten Friktionspaarungen mit Ingenieurkeramik nur unwesentlich geringere mittlere Reibungszahlen bei spezifisch

deutlich höheren Belastungen (ca. Faktor 6) bestimmt. Wesentlicher Aspekt ist aber das Verschleißverhalten keramischer Werkstoffe im Vergleich zu organischen Reibbelägen unter dem Lastkollektiv „Stadt“. Die organischen Reibbeläge verändern temperaturabhängig ihre Verschleißintensität  $W_{l/s}^*$ , wohingegen die keramischen Werkstoffpaarungen eine konstante Verschleißintensität vorweisen.

**Verhalten der Friktionspaarungen in Hinblick auf Hochlastanfahrten**

Die Untersuchung der Friktionspaarungen mit Ingenieurkeramik unter dem Gesichtspunkt Hochlastanfahrten erfolgt unter Simplifizierung spezifischer Prüfprogramme aus der BPS’97 (Abbildung 36). Die betrachteten Prüfprogramme sind der Medium Energy Test (ME) mit einem mittleren Energieeintrag  $Q = \sim 36$  kJ, der High Energy Test (HE) mit einem mittleren Energieeintrag  $Q = \sim 50$  kJ und der TÜV ABE Test (Allgemein Betriebserlaubnis) mit einem mittleren Energieeintrag  $Q = \sim 70$  kJ. Die Berechnung des mittleren Energieeintrags für den TÜV ABE Test erfolgt nach Gleichung 6 für fünf aufeinanderfolgende Anfahrten bei einer Steigung von 12% mit maximal zulässigem Fahrzeuggewicht plus Anhängerbetrieb.

Die Überführung der spezifischen Prüfprogramme aus der BPS’97 erfolgt über die energetische Betrachtung. Die Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit der Kupplungsscheibe der 2. Generation mit Friktionspaarung SSiC\* (EkasicF®) / C45E unter Beanspruchung „Hochlastanfahrten ME und HE“ sind in Abbildung 55 dargestellt.

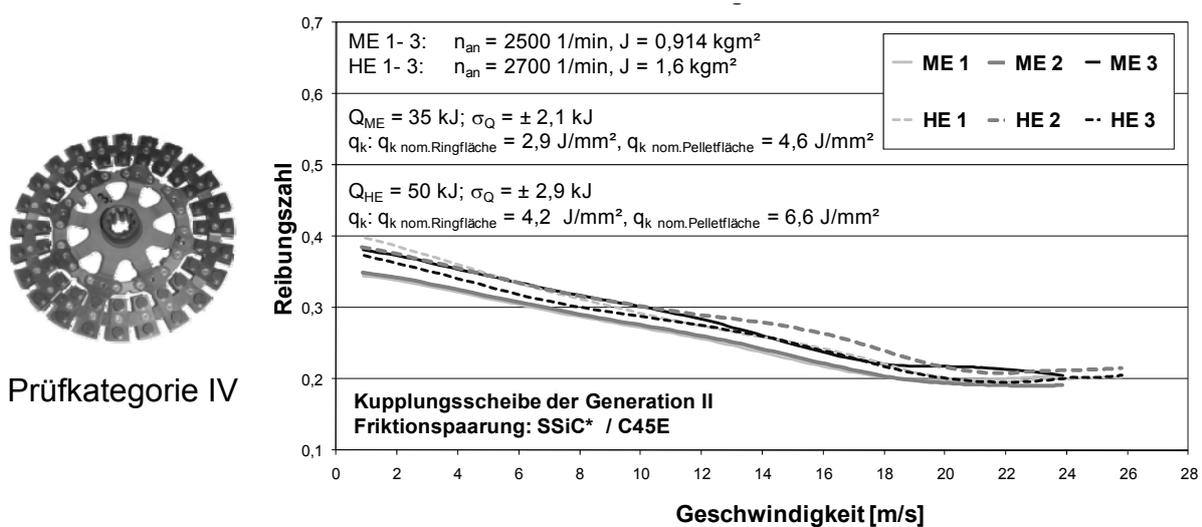


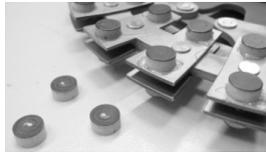
Abbildung 55 Kupplungsscheibe der 2. Generation mit SSiC\* (EkasicF®) / C45E unter Beanspruchung „Hochlastanfahrten ME und HE“, Synchronisation

ME 1 ist z.B. die Mittelung des Reibungszahlverlaufs über der Gleitgeschwindigkeit für drei aufeinanderfolgende Synchronisationen. Die Zeit zwischen den Synchronisationen beträgt  $t = 60$  s. Der mittlere Energieeintrag der ME Tests beträgt  $Q_{ME} = 35$  kJ mit einer Standardabweichung  $\sigma_Q = \pm 2,1$  kJ. Die Friktionskontakt nahe Temperaturmessstelle (Messstelle:  $s_{FT} = 0,5$  mm unterhalb der äußeren Ringfläche der Gegenreibrscheibe) weist Temperaturen im Bereich von  $T = 160^\circ\text{C} - 180^\circ\text{C}$  auf. Die spezifische Reibungsarbeit beträgt in Hinblick auf die Ringfläche im Mittel  $q_{k \text{ Ringfläche}} = \sim 2,9$  J/mm<sup>2</sup> und in Hinblick auf die nominelle Pelletfläche  $q_{k \text{ Pellet}} = \sim 4,6$  J/mm<sup>2</sup>.

Der mittlere Energieeintrag der HE Tests beträgt  $Q_{HE} = 50$  kJ mit einer Standardabweichung  $\sigma_Q = \pm 2,9$  kJ. Die Friktionskontakt nahe Temperaturmessstelle weist Temperaturen im Bereich von  $T = 200^\circ\text{C} - 220^\circ\text{C}$  auf. Die spezifische Reibarbeiten betragen im Mittel  $q_{k \text{ Ringfläche}} = \sim 4,2$  J/mm<sup>2</sup> und  $q_{k \text{ Pellet}} = \sim 6,6$  J/mm<sup>2</sup>.

Die unter diesen Prüfbedingungen auftretenden minimalen Reibungszahlen der Friktionspaarung betragen  $\mu_{\min} = \sim 0,2$ . Der hohe negative Reibungszahlgradient ist unvorteilhaft, kann aber hinsichtlich des Komfortverhaltens unter realen Bedingungen von Kunden toleriert werden, da in Hinblick auf das im Zielsystem definierte Versuchsfahrzeug der Energieeintrag des ME Tests vergleichbar mit einer Berganfahrt (20% Steigung bei maximalem Fahrzeuggewicht) ist.

Die Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit für die Kupplungsscheibe der 2. Generation mit der Friktionspaarung Al24WT / C45E (Abbildung 56) weist unter der Beanspruchung „Hochlastanfahrt ME“ minimale Reibungszahlen von  $\mu_{\min} = \sim 0,15$  auf. Werden die Reibungszahlen kurz vor der Synchronisation (ab ca.  $v_{\text{gleit}} < 3$  m/s) betrachtet, so werden hier Werte  $\mu > 0,4$  erreicht. In Hinblick auf Temperatur werden nahe des Friktionswirkflächenpaars Temperaturen von  $T = 200^\circ\text{C} - 240^\circ\text{C}$  gemessen. Wesentliche Veränderungen der Reibungszahl bei variierenden Versuchsparametern [Variation „Fahrer“ (Anfahrdrehzahl  $n_{an} = 2000$  1/min,  $n_{an} = 2500$  1/min) bzw. „Fahrzeug“ (Massenträgheit  $J = 0,914$  kgm<sup>2</sup>,  $J = 1,6$  kgm<sup>2</sup>)]. Die sich unter diesen Prüfbedingungen einstellenden Rutschzeiten liegen im Mittel bei  $t_R = 1,95 \pm 0,06$  s. Beide betrachteten keramischen Friktionspaarungen weisen negative Reibungszahlgradienten vor.



Prüfkategorie IV

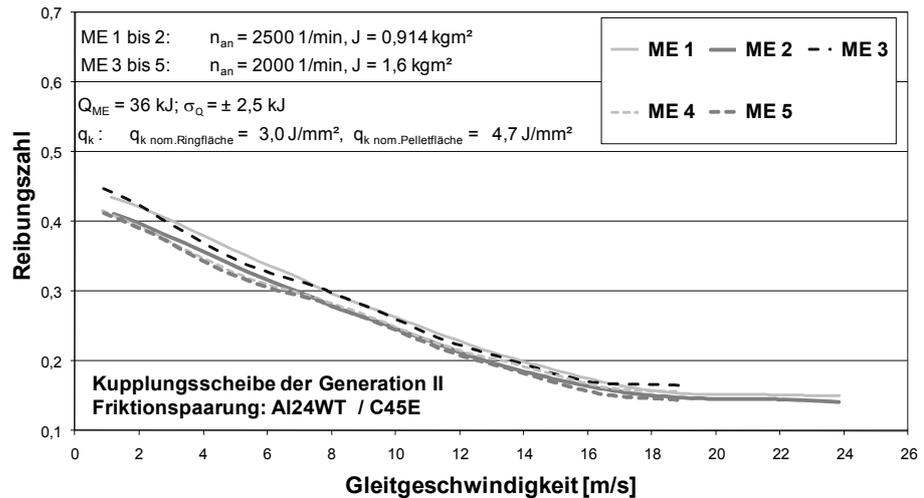


Abbildung 56 Kupplungsscheibe der 2. Generation mit Friktionspaarung Al24WT / C45E unter Beanspruchung „Hochlastanfahrten ME“, Synchronisation

Im Vergleich zu beiden keramischen Friktionspaarungen mit Stahl zeigen die organischen Referenzpaarungen keinen so starken Einbruch im Reibungsverhalten ( $\Delta\mu < 0,2$ ). Wesentlich ist aber das Verschleißverhalten unter dieser Beanspruchung. Die lineare Verschleißintensität  $W_{l/s}^*$  ist um ca. Faktor zwei höher als bei keramischen Werkstoffpaarungen. Die Ermittlung des Verschleißvolumens erfolgt über Gewichtsmessungen der beanspruchten und unbeanspruchten Kupplungsscheiben mit organischen Reibbelägen. Über die Verschleißintensität.

### ***Verschleißverhalten der Friktionspaarung in Hinblick auf das reale Lastkollektiv Stadt und Hochlastanfahrten***

Die Bestimmung der Verschleißrate des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik basiert auf der taktilen Erfassung der Verschleißkenngrößen. Die Verschleißkenngrößen werden an den metallischen Gegenreibeischeiben bestimmt, die unter der Beanspruchung reales Lastkollektiv Stadt und Hochlastanfahrten betrieben wurden. Die Verteilung der durchgeführten Anfahrten teilt sich zu 95% auf Anfahrten unter dem realen Lastkollektiv Stadt und zu 5% auf Hochlastanfahrten auf.

In Hinblick auf die untersuchte Oberflächenqualität der funktionsrelevanten Wirkflächen der Friktionspaarungen und deren Zustand nach den durchgeführten Versuchen werden die gemittelte Rautiefe  $R_z$  und der arithmetischen Mittelwert  $R_a$  der Wirkflächen bestimmt. Des Weiteren wird mit Hilfe der Abbot-Kurve das Oberflächenprofil hinsichtlich Rundkämmigkeit bzw. Spitzkämmigkeit bestimmt.

Spitzkämmige Profiloberflächen werden lokal mit höheren Belastungen gegenüber den plateauartigen beansprucht.

Die in den Reibringen bestimmten Oberflächenrauheitskenngrößen der gelaufenen Gegenreibringe (Abbildung 57) zeigen zu deren ursprünglichen Zustand (Get\_Rau, Mot\_Rau) keine signifikanten Veränderungen. Die Ermittlung der Kenngrößen erfolgt für diese Betrachtung an der inneren (in) und an der äußeren (out) Reibringfläche der metallischen Gegenreibringe auf Getriebe- (Get) und Motorseite (Mot). Die Profiloberfläche der Gegenreibringe wird auch nach dem durchgeführten Belastungskollektiv als rundkämmiges Profil charakterisiert. Entscheidender Aspekt ist das Einlaufen der beanspruchten Friktionsoberfläche der Gegenreibringe (gemittelte Werte:  $R_z = \sim 3\mu\text{m}$ ,  $R_a = \sim 0,5$ ).

## Beanspruchte Ringflächen

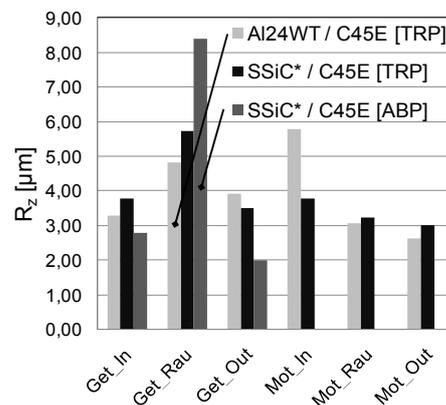
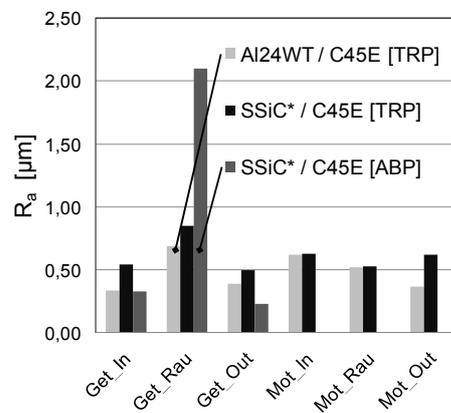
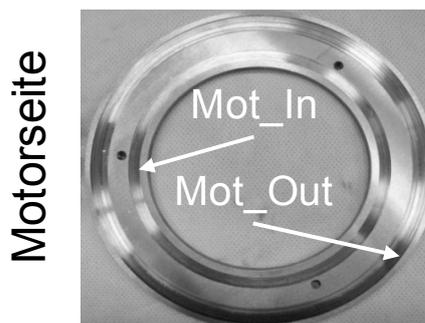
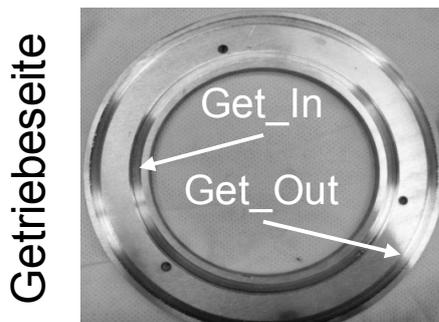


Abbildung 57 Oberflächenrauigkeit der Wirkflächen der untersuchten Friktionpaarungen für Getriebe- (Get) und Motorseite (Mot)

Die Ermittlung des linearen Verschleißbetrags  $W_l^*$  und des volumetrischen Verschleißbetrags  $W_v^*$  erfolgt über die Differenzbildung des taktil erfassten D-Profiles des Ausgangszustands mit dem D-Profil des Zustands nach Beanspruchung. Ausgehend vom gesamten Gleitweg und von der gesamten in das Friktionssystem

eingebrachten Reibungsarbeit werden die lineare Verschleißintensität  $W_{I/s}^*$  und der volumetrische Verschleißkoeffizient  $k_V^*$  (Funktionsverschleiß) errechnet (Abbildung 58).

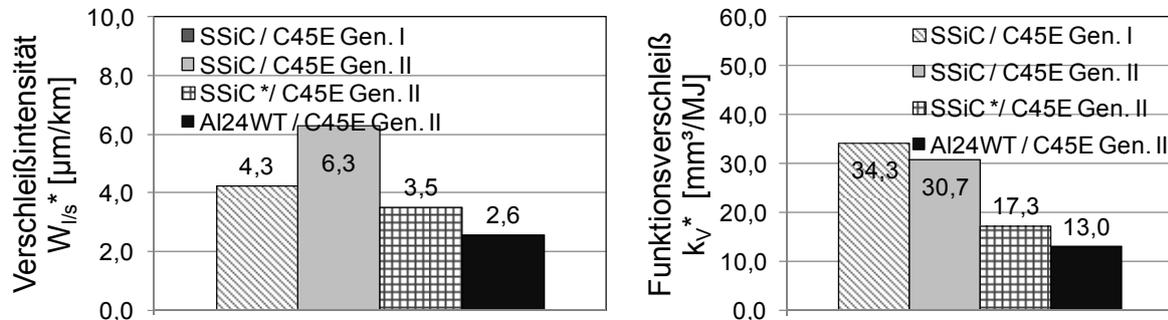


Abbildung 58 Verschleißkenngrößen für Kupplungsscheiben mit Ingenieurkeramik

Auf Basis der ermittelten Verschleißkenngrößen und den in der Aktivität Gestaltung des „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozesses festgelegten geometrischen Abmessungen des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik werden Hochrechnungen über die mit diesem System realisierbare Fahrstrecke durchgeführt. Mit Hilfe der linearen Verschleißintensität  $W_{I/s}^*$  lässt sich der maximale Gleitweg des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik bis zum Erreichen des maximalen Verschleißpunkts (linearer Verschleißbetrag  $W_I = 1,5$  mm, Abbildung 19) berechnen.

Die betrachteten Lastkollektive zur Hochrechnung einer möglichen Gesamtfahrstrecke sind zum Teil der Literatur<sup>145</sup> (LuK-CUP, CARLOS PTA) entnommen. Teilweise basieren sie auf empirischen Werten (IPEK Nr. 1<sup>146</sup>, IPEK Nr.2). Alle Lastkollektive betrachten dabei u.a. die Anzahl der getätigten Anfahrten pro Fahrstrecke und deren Häufigkeiten (Abbildung 59). Auftretendes „Hochschalten“ (Zugschaltung) bzw. „Runterschalten“ (Schubschaltungen) in einem realen Lastkollektiv finden aufgrund ihrer geringen ins Kupplungssystem induzierten Reibarbeiten in dieser Arbeit keine Berücksichtigung. Die für das im Zielsystem definierte Versuchsfahrzeug berechneten maximalen Energieeinträge betragen für die Zugschaltungen  $Q_{\text{Zug max}} < 3$  kJ und für die Schubschaltung  $Q_{\text{Schub max}} < 4$  kJ.

<sup>145</sup> Jäggle et al.. 2007, Bertsche / Lechner 2004

<sup>146</sup> Arslan-Hürst 2005

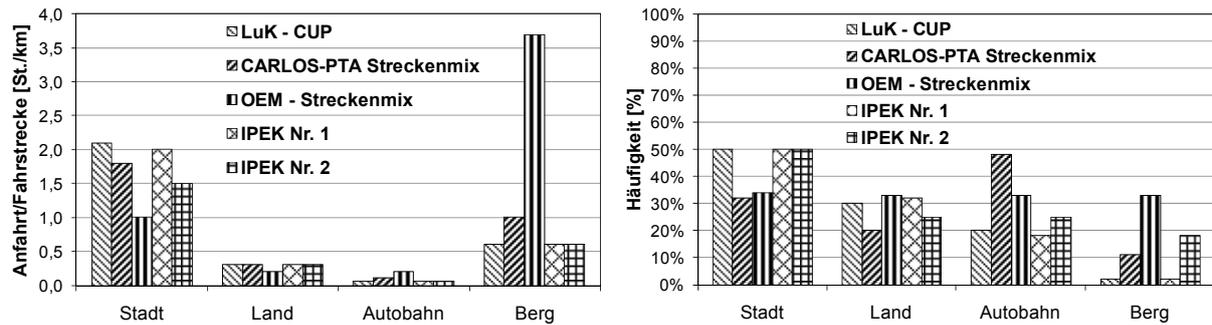


Abbildung 59 Anfahrten pro Fahrstrecke und deren Häufigkeitsverteilung der für die Hochrechnung der Fahrstrecke betrachteten Lastkollektive

Durch die Betrachtung der Anzahl der getätigten Anfahrten pro Fahrstrecke und deren Häufigkeiten wird ein Lastkollektiv spezifischer Faktor berechnet, der das Verhältnis von Fahrstrecke zu Gleitweg beschreibt. Auf Basis des betrachteten Systems „Fahrer“ werden für die Berechnung dieses Faktors zwei unterschiedliche Anfahrtdrehzahlen berücksichtigt ( $n_{an} = 1500 \text{ 1/min}$  – Anfahrten in der Ebene;  $n_{an} = 2000 \text{ 1/min}$  – Anfahrt am Berg), die über den mittleren Reibradius  $r_m$  des Kupplungssystems (Gleichung 3) spezifische Gleitwege ergeben.

Aus der Multiplikation des maximalen Gleitwegs und dem aus den Lastkollektiven stammenden Faktor von Fahrstrecke zu Gleitweg errechnet sich die unter diesen Annahmen ermittelte gesamte Fahrstrecke, die ein Kupplungssystem mit den untersuchten Friktionspaarungen zurücklegen kann. Die berechnete Fahrstrecke weist tendenziell die Kupplungsscheibe der 2. Generation mit den Friktionspaarungen SSiC\* (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E und der Al24WT / C45E über alle betrachteten Lastkollektive als am geeignetsten aus (Abbildung 60). In Hinblick auf die im Zielsystem geforderte Fahrstrecke von 150.000 km kann diese Vorgabe in Prüfkategorie IV für die untersuchten Friktionspaarungen nicht erfüllt werden. Wesentlich für einen möglichen Einsatz im Betriebssystem Fahrzeug sind aber die im Kupplungssystem auftretenden Verschleißraten, die in Kapitel 6.3.1 vorgestellt und hinsichtlich der Übertragbarkeit der Ergebnisse zwischen unterschiedlichen Prüfkategorien diskutiert werden.

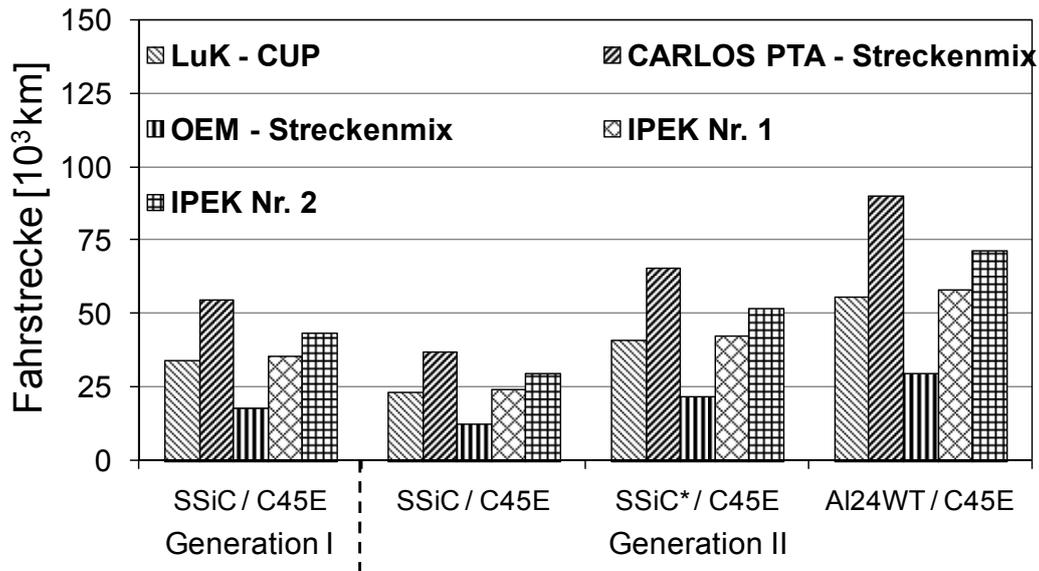


Abbildung 60 Lastkollektiv spezifische Fahrstrecke der Kupplungsscheiben mit Ingenieurkeramik in Paarung mit dem metallischen Gegenreibpartner C45E

### Verhalten der Friktionspaarungen in Hinblick auf Wärmehaushalt

Im Folgenden werden die experimentellen Ergebnisse der mit dem Versuchsablauf „Synchronisation“ durchgeführten Untersuchungen unter Beanspruchung mit dem realen Lastkollektiv „Stadt“ und den „Hochlastanfahrten“ hinsichtlich der im System auftretenden Temperaturen diskutiert. Die Temperatur wird am äußeren Friktionswirkflächenpaar bestimmt. Diese wird als Temperatur der Außenringfläche  $T_a$  bezeichnet (Messstelle:  $s_{FT} = 0,5$  mm unterhalb der äußeren Ringfläche der Gegenreibrscheibe). Parallel wird die mittlere Bauteiltemperatur  $T_m$  erfasst. Die Darstellung der Temperaturverläufe erfolgt exemplarisch für die Kupplungsscheibe der 2. Generation mit der Friktionspaarung Al24WT / C45E (Abbildung 61).

Die Temperaturdiagramme der motorseitigen Gegenreibrscheibe treten bei der tribologischen Charakterisierung der Friktionspaarung unter der Beanspruchung „Hochlastanfahrt ME“ auf. Die Temperaturmaxima treten kurz nach der Synchronisation auf. Die zugehörigen Reibungszahlverläufe über der Gleitgeschwindigkeit wurden in Abbildung 56 dargelegt. Die unter Lastkollektiv „Stadt“ durchgeführten Untersuchungen weisen maximale Temperaturen der Außenringfläche von  $T_{a \max} < 120^\circ\text{C}$  auf.

Gleichzeitig zur fortwährenden Temperaturmessung in der motorseitigen Gegenreibrscheibe ( $T_a$ ,  $T_m$ ) erfolgen zeitlich festgesetzte Messungen ( $t = \sim 10$  s vor neuem Versuch) auf der Umlaufläche der getriebeseitigen Gegenreibrscheibe. Eingesetzt wird ein optisches Verfahren (Pyrometer). Die Temperaturerhöhung beträgt für die Gegenreibrscheibe  $\Delta T_{\text{Scheibe}} = 10^\circ\text{C}$  und für die Keramik  $\Delta T_{\text{Pellet}} = 20^\circ\text{C}$  bei sechs

aufeinanderfolgenden Synchronisationen. Die Temperaturunterschiede zwischen der motor- und getriebeseitigen Gegenreibrscheibe erklären sich u.a. durch die unterschiedlichen Wärmekapazitäten. Dieses Phänomen ungleicher Temperaturen findet sich auch in realen Kupplungssystemen wieder, da die Anpressplatte (getriebeseitige Gegenreibrscheibe) in der Regel eine deutlich kleinere Masse und somit eine kleinere Wärmekapazität als das Schwungrad (motorseitige Gegenreibrscheibe) besitzt.

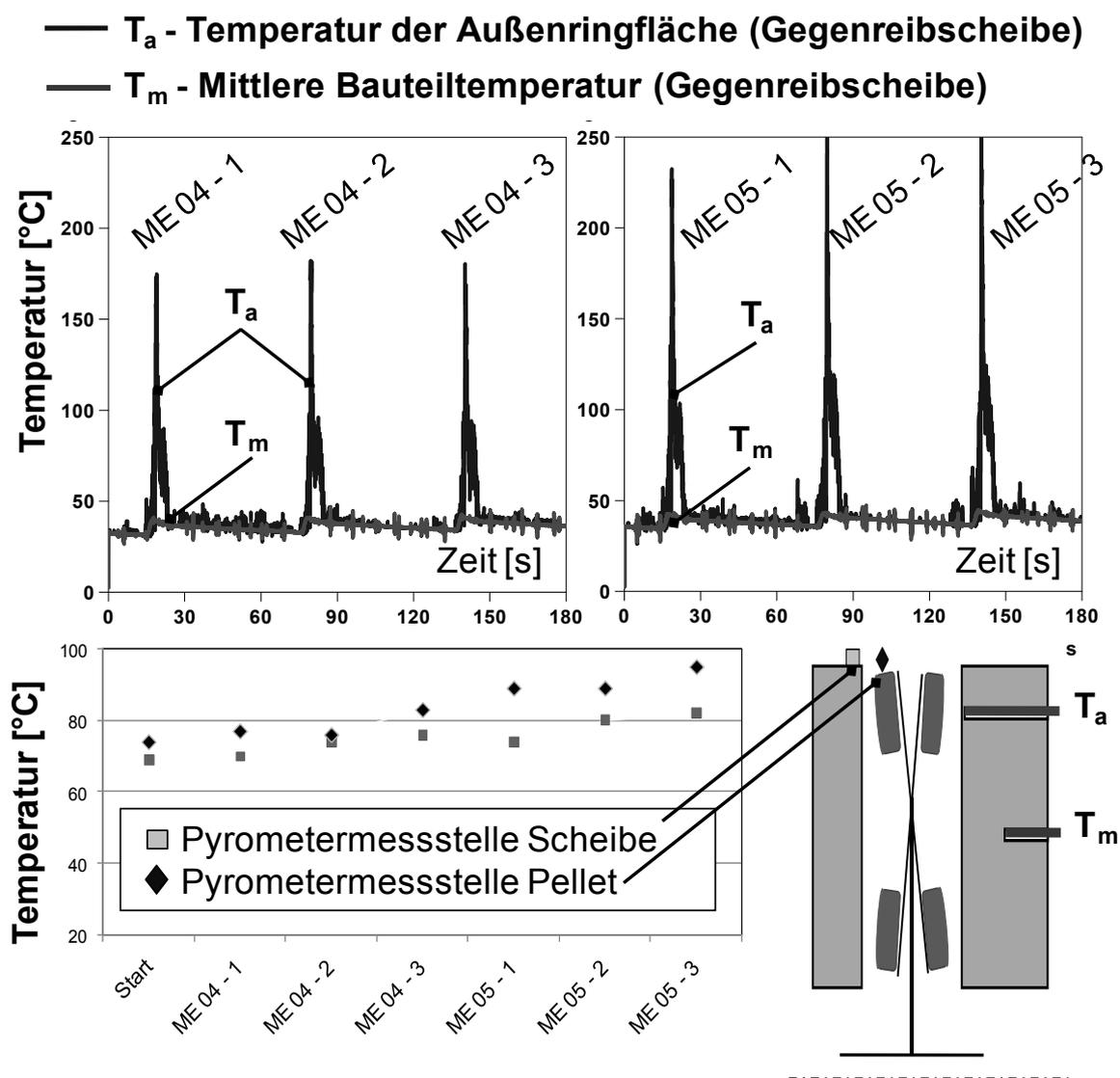


Abbildung 61 Temperaturerfassung der Kupplungsscheibe der 2. Generation mit Friktionspaarung Al24WT / C45E unter Beanspruchung, Synchronisation

Neben diesen Untersuchungen werden parallel die Oberflächentemperaturen im funktionsrelevanten Wirkflächenpaar Ingenieurkeramik/Stahl mit Hilfe der Thermographie erfasst. Ziel dieser Untersuchung ist die Charakterisierung lokal auftretender

Temperaturmaxima unter spezifischen Belastungen. Die Versuche erfolgen mit Hilfe des Versuchsablaufs „Losreißversuch“, bei dem die motorseitige Gegenreibeischeibe festgesetzt ist. Der Blick auf die Kontaktfläche wird durch eine Saphirscheibe ermöglicht, um die Temperaturverteilung auf der gesamten Oberfläche erfassen zu können (Abbildung 35). Die Übertragbarkeit zwischen Versuchsablauf „Synchronisation“ und „Losreißversuch“ erfolgt mittels gleicher Reibarbeit, die ins System eingebracht wird.

Die Ergebnisse der Oberflchenkontakttemperaturen der Ingenieurkeramik werden beispielhaft an der Kupplungsscheibe der 1. Generation mit der Friktionsspaarung SSiC (EkasicF<sup>®</sup>) / 100Cr6 diskutiert (Abbildung 62). Die in das Friktionssystem eingebrachte Reibungsarbeit  $Q = 20,8$  kJ entspricht der Reibungsarbeit einer für das betrachtete System als sportlich definierten Anfahrt in der Ebene.

Das gleiche, zu unterschiedlichen Zeitpunkten ( $\Delta t = 0,3$  s) beobachtete Pellet bewegt sich in den Einzelbildern von a) nach j). Mit steigender Bildnummer steigt dabei die Gleitgeschwindigkeit (Versuchsablauf „Losreißversuch“). Senkrecht zur Bewegungsrichtung wird mit einer Hilfslinie die Temperaturverteilung über dem Pelletdurchmesser dargestellt, die in den beiden Temperaturdiagrammen dargestellt werden (Abbildung 62). Auf dieser Linie erfassen 65 Messpunkte die Temperaturverteilung entlang des Pelletdurchmesser  $\varnothing_{\text{Pellet}} = 16$  mm, d.h. der Abstand zwischen zwei benachbarten Messpunkten beträgt  $\Delta s = 250$   $\mu\text{m}$ . Der erfasste Temperaturbereich erstreckt sich bis zu  $T_{\text{max}} = 450$   $^{\circ}\text{C}$ .

Im Verlaufe des Losreiversuchs kommt es zu lokalen Temperaturmaxima, die schlierenfrmig auf der Oberfläche der Ingenieurkeramik auftreten. Diese lokalen Maxima erfahren während des Hochlaufs eine zeitliche und örtliche Veränderung. Die mittlere Pelletoberflchentemperatur steigt unter dieser Belastung um ca.  $\Delta T = \sim 25$   $^{\circ}\text{C}$ . Die untersuchten Ingenieurkeramiken erfahren trotz starker, Temperatur induzierter Spannungsgradienten im Bauteil über wenige Millimeter keine globale Schädigung (z.B. Pelletbruch) unter diesen Randbedingungen. Kleine Ausbrüche in der Pelletkontaktflche, die in der Nähe der aufgezeichneten Schlieren liegen, können mikroskopisch festgestellt werden.

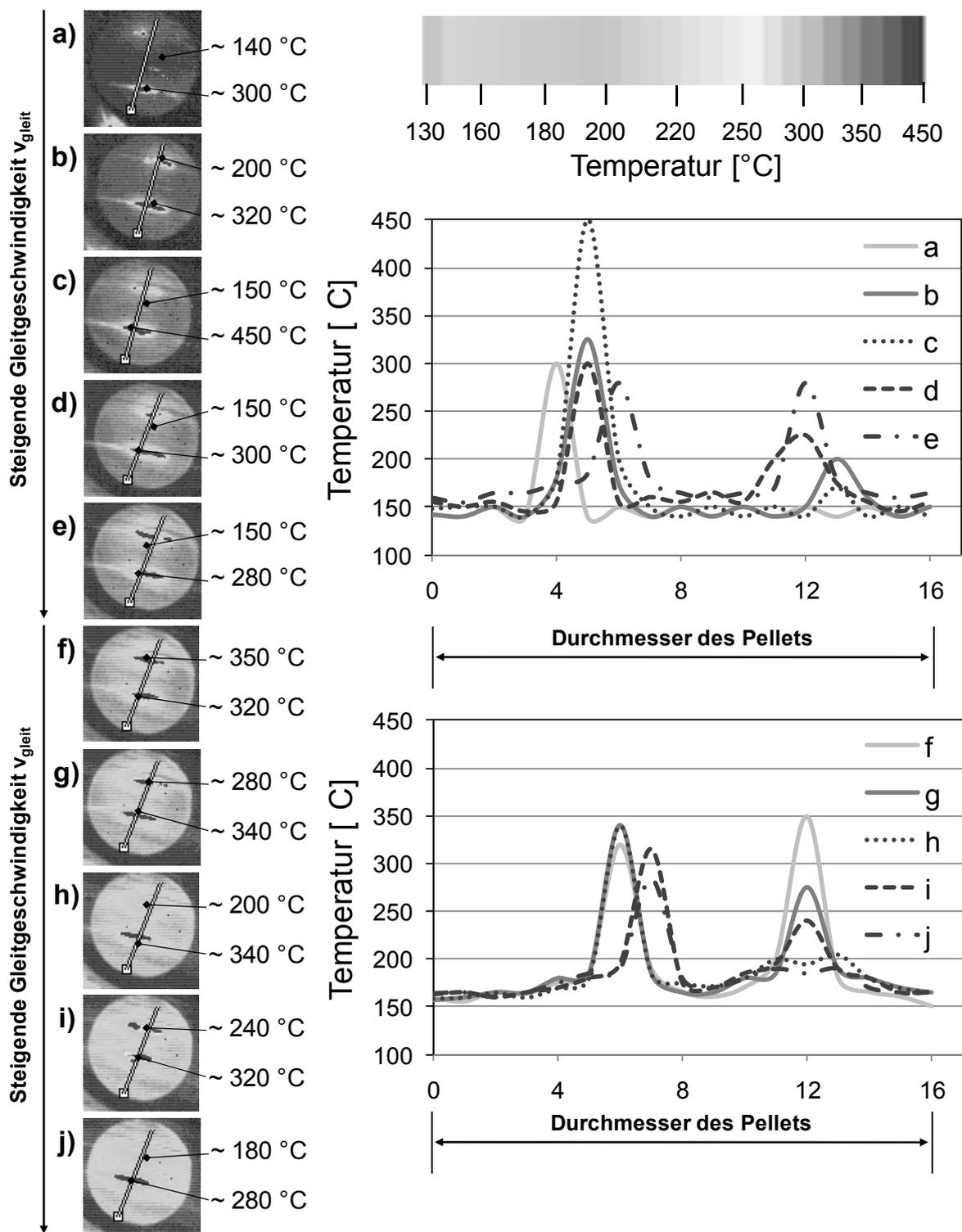


Abbildung 62 Oberflächenkontakttemperaturen der Kupplungsscheibe der 1. Generation mit Friktionspaarung SSiC / 100Cr6, Losreißversuch

Durch die Untersuchungen zum systemtribologischen Verhalten der Kupplungsscheiben mit Ingenieurkeramik in Abhängigkeit der im System wirkenden Temperaturen und Flächenpressungen wird der Systemzustand beschrieben und dokumen-

tiert. Diese Ergebnisse fließen ferner in die numerischen FE-Modelle, um die Versagenswahrscheinlichkeit der Keramik inkl. der temperaturinduzierten Spannungsgradienten im oberflächennahen Bereich zu bestimmen<sup>147</sup>. Diese numerischen Methoden stehen dann zu einem früheren Zeitpunkt für die Entscheidungsfindung im Rahmen des „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozess zur Verfügung (Frontloading für numerische Modelle und Optimierungsansätze).

## 6.2.2 Numerische Ergebnisse

Das vorrangige Ziel der numerischen Untersuchungen von Kupplungsscheiben mit Ingenieurkeramik ist es, mittels der thermo-mechanischen FE-Modellierung und -Berechnung die lokal wirkenden Flächenpressungen und Temperaturverteilungen in den funktionsrelevanten Wirkflächenpaaren zu bestimmen. Mit Hilfe des Simulationsprogramms STAU lassen sich nachfolgend die Ergebnisse der FE-Simulation auf Basis der im Kupplungssystem entstehenden Spannungen hinsichtlich ihrer Ausfallwahrscheinlichkeit bestimmen. Die FEM-Ergebnisse werden ferner in das Kupplungsfunktionsmodell „CoupAction“ integriert, um mit Hilfe dieses Berechnungsverfahrens das Antriebssystemverhalten zu beschreiben.

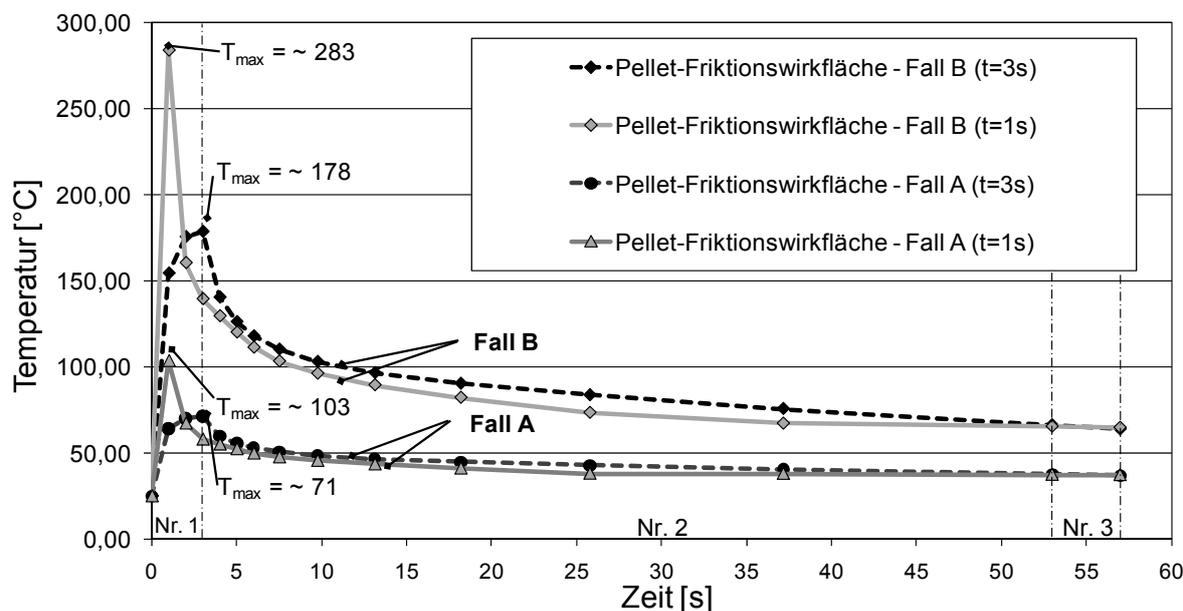
Im Folgenden werden Ergebnisse der thermo-mechanischen Simulation der Kupplungsscheibe der 2. Generation und deren Kopplung an STAU aufgezeigt. Die eingestellten Randbedingungen für die Simulation entsprechen denen der Beanspruchung aus den experimentellen Untersuchungen. Exemplarisch werden die schonende Anfahrt mit einer Anfahrtdrehzahl von  $n_{an} = 1100$  1/min (Fall A) und die sportliche Anfahrt mit  $n_{an} = 2000$  1/min (Fall B) bei einer Flächenpressung  $p = 1,6$  MPa dargestellt (Abbildung 63). Der dissipierte Energieeintrag, der in das Kupplungssystem als Reibungsleistung eingetragen wird, beträgt unter beidseitiger Kontaktbeanspruchung  $Q = \sim 6$  kJ bzw.  $Q = \sim 19$  kJ. Parallel erfolgt die Untersuchung des Temperaturverhaltens variierender Rutschzeiten und deren Effekte auf die Temperaturverteilung im Bauteil Kupplungsscheibe (Rutschzeit:  $t_R = 1$ s und  $t_R = 3$ s).

Die thermo-mechanische FEM-Simulation erfolgt in drei Abschnitten: der erste Abschnitt (Nr. 1) entspricht dem Wärmeeintrag (Versuchsablauf „Synchronisation“), der zweite (Nr.2) der Gleichlaufphase ( $\sim 3 < t < 53$ ) und der dritte (Nr. 3) dem Ausrücken der Kupplung (Trennen des Friktionskontakts).

---

<sup>147</sup> vgl. Roudi et al. 2005, vgl. Erbacher 2006

## a) Temperatur des WFPs „Friktionskontakt“ - Friktionswirkfläche des Pellets



## b) Temperatur des WFPs „Bauteilverbindung“ - Wirkfläche des Einzelträgers

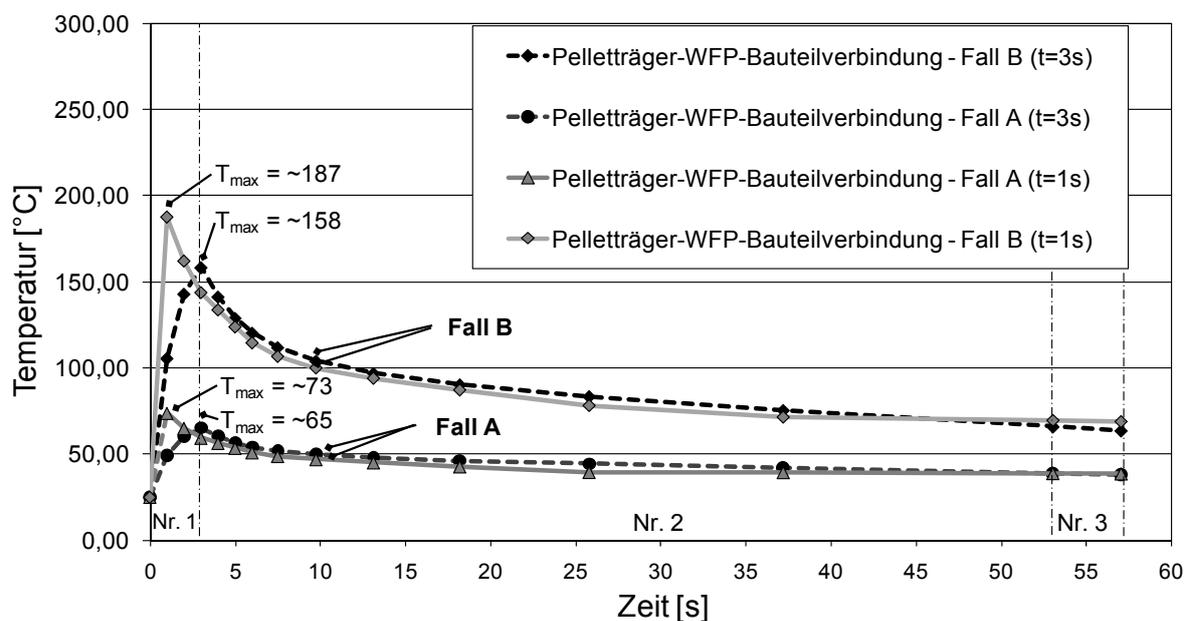


Abbildung 63 Simulationsergebnisse der Kupplungsscheibe 2.ter Generation mit Friktionspaarung SSiC / 100Cr6 unter Beanspruchung reales Lastkollektiv Stadt, Synchronisation

Die aus diesem relativen Vergleich entstehenden Temperatur- und zugehörigen Spannungsverteilungen dienen zur Beschreibung des Wärmehaushalts im trockenlaufenden Kupplungssystem und der Bewertung der zu untersuchenden Kupplungsscheibengeometrien unter Berücksichtigung unterschiedlicher Betriebsbedingungen.

Die Temperaturverteilungen über der Zeit für die vier unterschiedlichen Lastfälle weisen die maximalen Temperaturen (siehe Abbildung 63) jeweils am Synchronisationsende auf. Wichtiger Aspekt ist auch das Wissen über die globale Temperaturdifferenz zwischen Ausgangslage (Raumtemperatur  $T = 25^\circ\text{C}$ ) und Endlage. Diese beträgt  $\Delta T_{\text{Fall A}} = \sim 13^\circ\text{C}$  für Fall A und  $\Delta T_{\text{Fall B}} = \sim 40^\circ\text{C}$  für Fall B. Am Kurvenverlauf wird das Durchwärmen des Kupplungssystems sichtbar, das nach Wärmeeintrag in der Gleichlaufphase (Abschnitt Nr. 2) primär über die Wärmeleitfähigkeit realisiert wird. Die berechneten Spannungen in der Keramik ( $\sigma_{\text{max}} < 200 \text{ MPa}$ ) sind unter diesen Randbedingungen nicht kritisch. Die thermo-mechanische FEM-Berechnung wird ferner in dieser Arbeit gezielt eingesetzt, um u.a. Randbedingungen und Restriktionen für die Entwicklung und Auslegung von Bauteilverbindungen mit keramischen Werkstoffen zu identifizieren.

Der Abgleich zwischen Experiment und Simulation erfolgt wie in Abbildung 63 mittels des Versuchsablaufs „Synchronisation“. Exemplarisch wird die berechnete und gemessene Temperatur unter einseitiger Beanspruchung (Abbildung 64) dargestellt. Die ins System eingebrachte Reibungsleistung beträgt  $\sim 10 \text{ kW}$ . Dies entspricht im Experiment einer als normal definierten Anfahrt ( $n_{\text{an}} = 1500 \text{ 1/min}$ ).

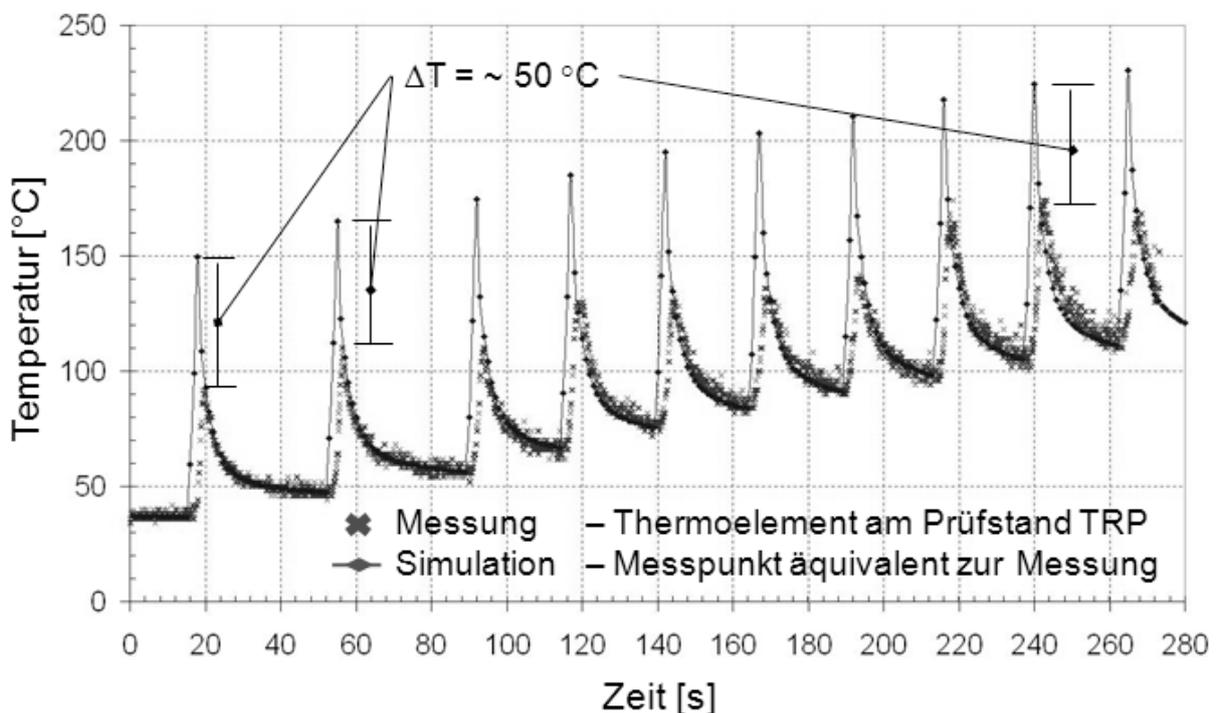


Abbildung 64 Numerischer und experimenteller Temperaturverlauf der Kupplungsscheibe 1.ter Generation mit Friktionspaarung SSiC / 100Cr6, Synchronisation<sup>148</sup>

<sup>148</sup> vgl. Czel et al. 2008

Die Berechnung der auftretenden Temperaturen mit Hilfe der thermo-mechanischen FEM-Modelle wird mit einer gekoppelten Berechnung der metallischen Gegenreibeischeiben durchgeführt. Die FEM-Simulation basiert auf der physikalischen Annahme, dass die Kontakttemperaturen der Friktionspaarung Ingenieurkeramik und Stahl gleich sind. Aufgrund dessen werden für die Simulation aufeinanderfolgender Synchronisationen (Abbildung 64) die spezifische Wärmeverteilung für Ingenieurkeramik und metallische Gegenreibeischeibe mit Hilfe eines Algorithmus berechnet<sup>149</sup>.

Der Abgleich zwischen experimenteller Untersuchung und Simulation verdeutlicht die gute Übereinstimmung des Temperaturverhaltens zwischen Experiment und Simulation. Die höheren Temperaturen seitens der Simulation ( $\Delta T = \sim 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ) lassen sich u.a. durch die im Experiment verwendete Messstelle ( $s_{FT} = 0,4 \text{ mm}$  unterhalb des Friktionskontakts) und die beschriebene Ansprechzeit (siehe Kapitel 5.2.4) der Thermoelemente erklären.

#### ***Fazit Prüfkategorie IV „Bauteilprüfstand“***

Die experimentellen Untersuchungen zum Friktions- und Systemverhalten identifizieren die Kupplungsscheibe der 2.ten Generation mit der Friktionspaarung SSiC\* (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E hinsichtlich ihres Leistungs- und Verschleißpotenzials am besten für das trockenlaufende Kupplungssystem. Experimentell wird aufgezeigt, dass z.B. durch die Einzelanfederung eine Verbesserung des Verschleißwiderstands um ca. 19 % realisierbar ist. Um die Effekte der befundenen Reibungszahlgradienten der keramischen Werkstoffpaarungen im Antriebssystem zu erfassen, werden weiterführende Untersuchungen in den komplexeren Prüfkategorien hinsichtlich Komfortverhalten durchgeführt. Die thermo-mechanischen Modelle unter Nutzung der experimentellen Versuchsablaufs „Synchronisation“ zeigen gute Ergebnisse (siehe Abbildung 64). Sie werden ebenfalls gezielt genutzt, um Randbedingungen und Restriktionen für keramikspezifische Gestaltung abzuleiten. Die FEM-Modellierung trockenlaufender Friktionssysteme mit Ingenieurkeramik ist daher ein wichtiger Aspekt im „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozess, um kritische Spannungen zu bestimmen und die Auswirkungen auf die Ausfallwahrscheinlichkeit zu prognostizieren. Die Modellbildung zur FEM-Simulation des Friktionssystems steht somit für zukünftige Entwicklungstätigkeiten zur Verfügung.

---

<sup>149</sup> vgl. Czel et al. 2008

## 6.3 Ergebnisse zu Untersuchungen in Prüfkategorie III „Systemprüfstand“ (ABP)

Der Übergang von der Prüfkategorie IV „Bauteilprüfstand“ in die Prüfkategorie III „Systemprüfstand“ ist gekennzeichnet durch den Übergang von Bauteil- auf die Systemebene, d.h. ausgehend von den tribologischen Untersuchungen des Friktionssystems wird jetzt ein komplexes Kupplungssystem in der zugehörigen Systemumgebung des Antriebsstranges betrachtet. Die Konfigurationen des ABP werden in den in Kapitel 0 dargestellten Prüfkfigurationen vorgestellt.

### 6.3.1 Experimentelle Ergebnisse

Die Untersuchungen werden nach dem in Abbildung 38 schematisch dargestellten Prüfablauf „Synchronisation“ durchgeführt. Die eingestellten Versuchsparameter entsprechen dabei den in Prüfkategorie IV „Bauteilprüfstand“ variierten Versuchsparametern des realen Lastkollektivs „Stadt“ (Variation der Antriebsdrehzahl  $n_{an}$  und des Fahrwiderstand). Die Flächenpressung beträgt im Betriebspunkt  $p = 1,6$  MPa für das Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik.

Die experimentellen Untersuchungen des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik in der ABP-Konfiguration I unter realen Betriebsbedingungen bieten eine hervorragende Basis, um schrittweise das nun im Vordergrund der Untersuchungen stehende Systemverhalten (Phänomen wie z.B. Rupfen) mit dem Friktionsverhalten (z.B. Ursache) zu korrelieren. Die ABP-Konfiguration I ermöglicht durch die Friktionskontakt nahe Anordnung der Drehmomentmessnaben eine sehr gute Bestimmung des übertragbaren Kupplungsmoments. Des Weiteren steht mit der optischen Zugänglichkeit eine gute Prüfumgebung zur Verfügung, um die Funktionalität des prototypenhaft umgesetzten Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik zu erfassen (z.B. Ein- und Auskuppeln, Bauteilverbindung, Drehmomentaufbau). Diese ermöglicht auch den Einsatz der Thermographiekamera zur Ermittlung der globalen Temperaturverteilung des Kupplungssystems und den Einsatz eines mitrotierenden Messsystems mit Thermoelementen zur Bestimmung der lokalen Temperaturen der Gegenreibeischeiben im System.

Die beispielhaft dargestellten Anfahrversuche mit Antriebsdrehzahlen von  $n_{an} = 1000$  1/min (Abbildung 65a) und  $n_{an} = 1500$  1/min (Abbildung 65b) für das in dieser Arbeit realisierte Kupplungssystem mit der Friktionspaarung SSiC\* (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E zeigen ein deutliches „Aufschwingen“ des abtriebsseitigen Moments während der Synchronisation. Die Drehzahl  $n_{ab}$  zeigt aufgrund der hohen

Systemsteifigkeit der Abtriebsseite des Prüfaufbaus keine signifikante Schwingungen. Die in das Kupplungssystem eingebrachte Reibungsarbeit zeigt unter ähnlichen Versuchsparametern zur Prüfkategorie IV „Bauteilprüfstand“ eine leichte Erhöhung ( $\Delta Q < 25\%$ ). Dies begründet sich in der fehlenden Dynamik der eingesetzten Asynchronmaschine, die für den zu realisierende Fahrwiderstand nicht die gewünschte Stellgeschwindigkeit aufweist.

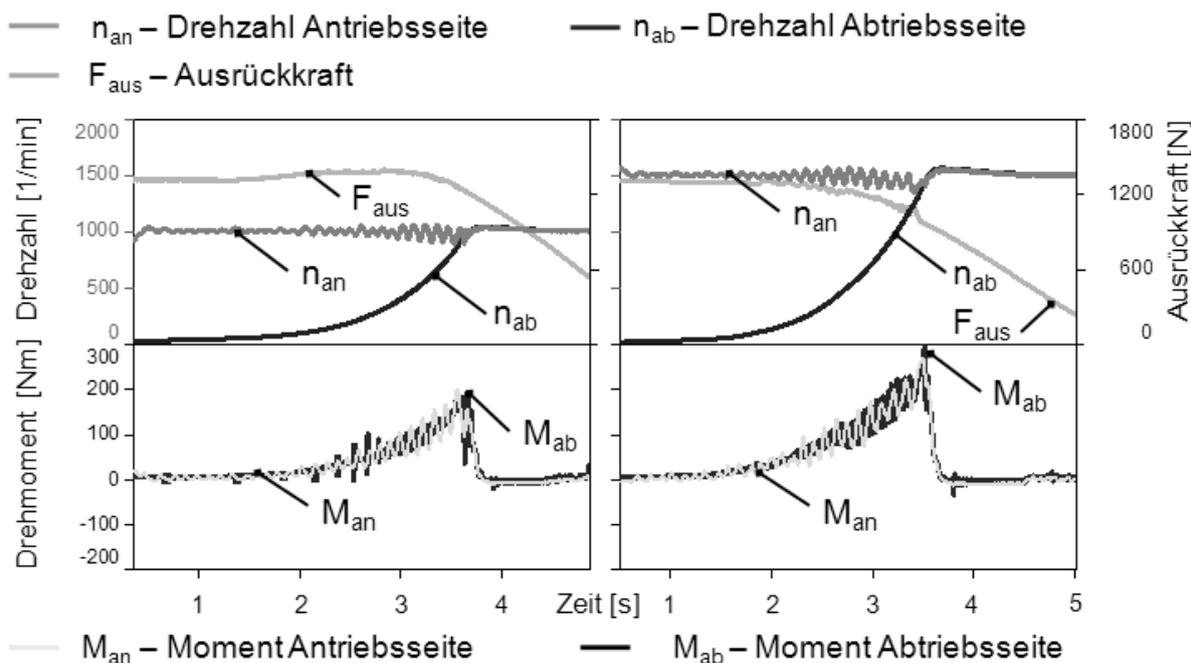


Abbildung 65 Prüfkategorie III Systemprüfstand ABP-Konfiguration I - Experimentelle Ergebnisse mit  $n_{an} = 1000$  1/min (links) und  $n_{an} = 1500$  1/min bei maximalem Fahrzeuggewicht, Synchronisation

Zur Korrelation und Übertragbarkeit des Friktions- und Systemverhaltens unter dem Aspekt Komfortverhalten (z.B. Anfahrbarkeit, NVH-Verhalten) wird im zweiten Ansatz (ABP - Konfiguration T) der Antriebsstrang des Obersystem Fahrzeugs am Prüfstand appliziert. Die zusätzlichen als Hardware vorliegenden Teilsysteme sind Getriebe, Kardanwelle, Differential und Achswellen (Abbildung 31). Die Übertragbarkeit zwischen Prüfstandsuntersuchungen und Fahrzeuguntersuchungen erfolgt mit Hilfe der in Kapitel 5.3 dargestellten Vorgehensweise unter spezifischen Anfahrversuchen (Versuchsablauf Synchronisation). Neben den Anfahrversuchen unter Beanspruchung mit dem realen Lastkollektiv Stadt oder den Hochlastanfahrten werden zusätzliche Anfahrten definiert ( $n_{an} = 1700$  1/min,  $2250$  1/min,  $3000$  1/min), die zur besseren Korrelation und Reproduzierbarkeit der experimentellen Fahrversuche (Expertenfahrer) in Prüfkategorie I „Betriebssystem Fahrzeug“ dienen. Die in das

Kupplungssystem eingebrachten mittleren Reibarbeiten steigen entsprechend der Gleichung 5 in Abhängigkeit der Anfahrtdrehzahl  $n_{an}$  und des Lastmoments  $M_L$  (Abbildung 66).

Last 1: Laststufe - Leergewicht (Fahrzeuggewicht plus Fahrer)

Last 2: Laststufe - 2/3 Beladung (Fahrzeuggewicht plus Fahrer, +Gewichte)

Last 3: Laststufe - Maximale Beladung (maximal zulässiges Fahrzeuggewicht)

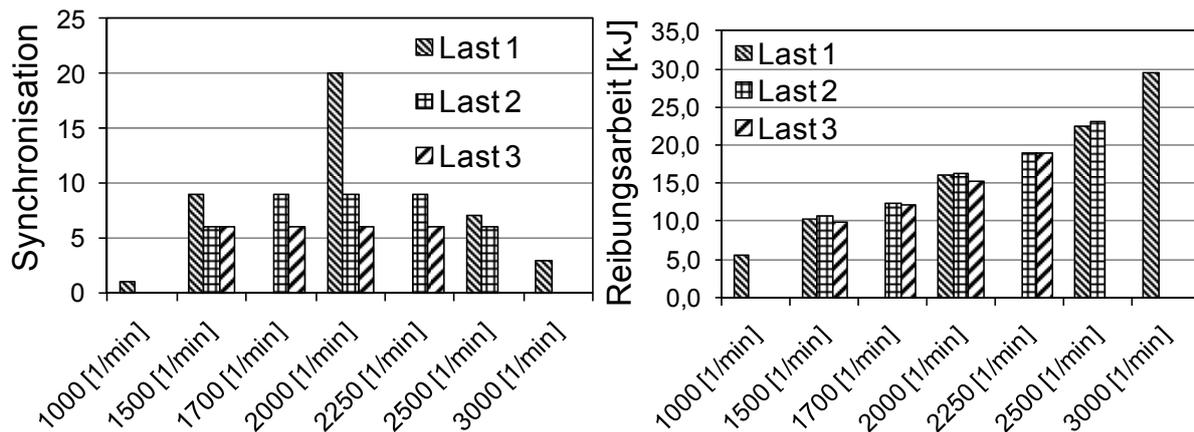


Abbildung 66 Prüfkategorie III Systemprüfstand ABP-Konfiguration T – zusätzliche Synchronisationen mit zugehöriger Reibungsarbeit Q

Die experimentellen Untersuchungen erfolgen für das Kupplungssystem mit der Kupplungsscheibe der 2.ten Generation (Friktionspaarung SSiC\* (EkasicF®) / C45E) auf Basis der Ergebnisse in Prüfkategorie IV „Bauteilprüfstand“. Zum relativen Vergleich wird als Referenz das Kupplungssystem mit dem organischen Reibbelag 820DS<sup>150</sup> in Paarung mit dem Gegenkörper GJV-300 (Vermicularguss) eingesetzt. Beispielhaft werden in Abbildung 67 die Ergebnisse einer Anfahrt (Abgleichversuch:  $n_{an} = 1500$  1/min,  $m_{Fzg} = 2/3 m_{Fzg max}$ ) dargestellt.

Die höheren Momente (siehe Abbildung 31) werden mit dem Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik gemessen, die sich kurz vor Ende der Synchronisation einstellen. Dieser Befund wird auf die höheren Reibungszahlen der Friktionspaarung mit Ingenieurkeramik zurückgeführt, die in der Prüfkategorie IV „Bauteilprüfstand“ unter ähnlichen Prüfbedingungen ermittelt wurden. Der relative Vergleich weist dadurch eine kürzere Synchronisationszeit  $t_R$  beim Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik auf. Parallel zeigt das Aufbauen des Drehmoments einen un stetigen Verlauf während

<sup>150</sup> Fa. Valeo AG

der Synchronisation. Die gemessenen Drehmomentschwankungen, die Drehzahlschwankungen der Getriebeeingangswelle verursachen, liegen mit  $f = 14,6$  Hz im Eigenfrequenzbereich des durch das Kupplungssystem dynamisch getrennten Antriebsstrangs. Es wird somit Ruppen<sup>151</sup> beim Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik festgestellt. So kann die auftretende Drehmomentamplitude mit dem in Prüfkategorie IV „Bauteilprüfstand“ auftretenden Reibungszahlgradienten dieser Friktionspaarung korreliert werden.

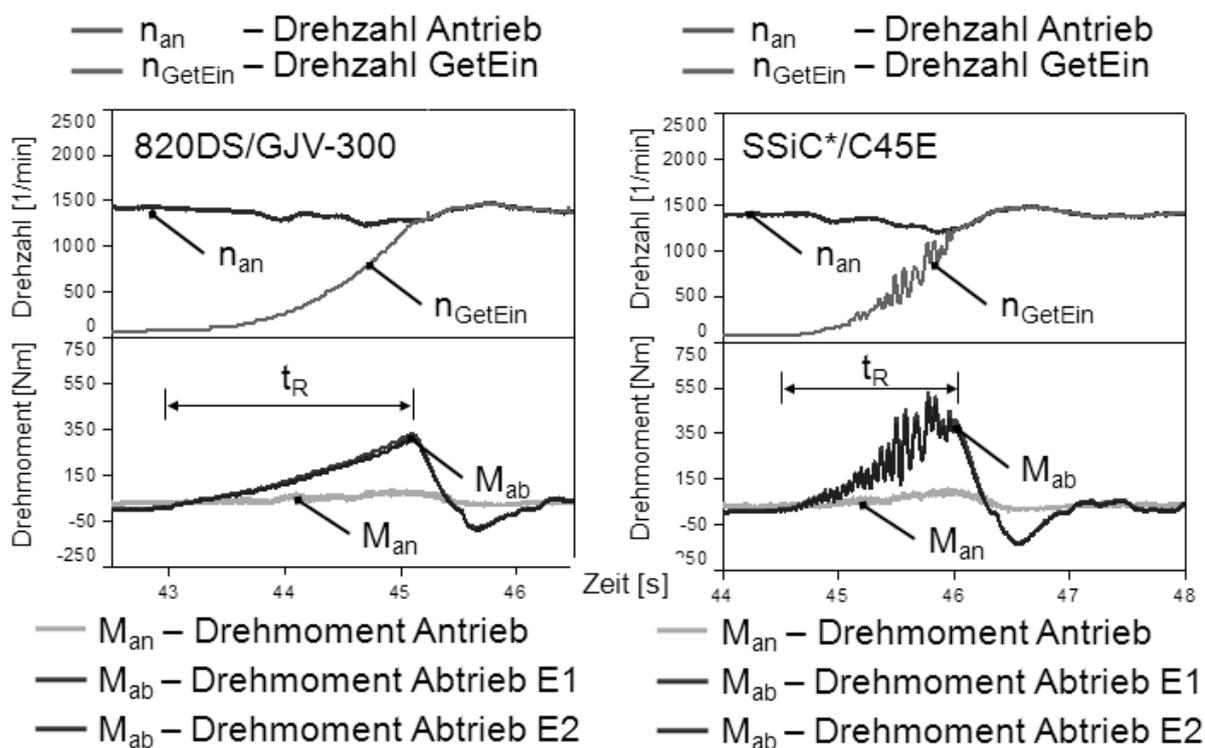


Abbildung 67 Prüfkategorie III Systemprüfstand ABP-Konfiguration T - Experimentelle Ergebnisse der Untersuchungen für Antriebsdrehzahl  $n_{an} = 1500$  1/min bei  $m_{Fzg} = 2/3 m_{Fzg\ max}$ , Synchronisation

### **Komfortverhalten der Friktionspaarung unter dem Aspekt relative Bewertung des Schwingungsverhaltens**

Um den Einfluss unterschiedlicher Anfahrtdrehzahlen und die Korrelation der Ergebnisse zum System- und Friktionsverhalten hinsichtlich der Übertragbarkeit zwischen den Prüfkategorien zu erweitern, werden die experimentellen Untersuchungen um zusätzliche Versuchsparameter erweitert (Abbildung 66). Exemplarisch

<sup>151</sup> vgl. Winkelmann / Harmuth 1985, vgl. Albers / Herbst 1998

wird der in dieser Arbeit eingesetzte Ansatz zum relativen Vergleich des Schwingungsverhaltens via Markov-Zählverfahren (siehe Kapitel 2.2.2) an der in Abbildung 68 dargestellten Anfahrt ( $n_{an} = 2000$  1/min,  $m_{Fzg} =$  Leergewicht) vorgestellt. Auch unter diesen Randbedingungen wird Rupfen befunden.

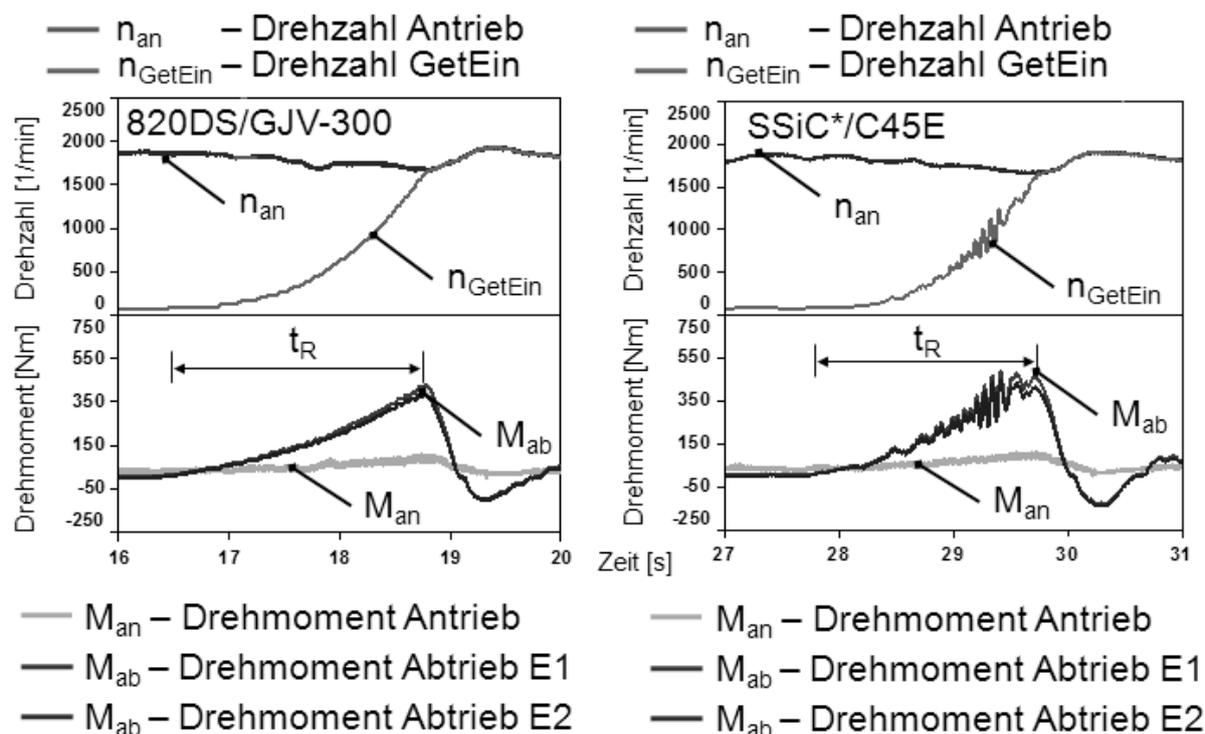


Abbildung 68 Prüfkategorie III Systemprüfstand ABP-Konfiguration T - Experimentelle Ergebnisse der Untersuchungen für Antriebsdrehzahl  $n_{an} = 2000$  1/min bei  $m_{Fzg} =$  Leergewicht, Synchronisation

Die relative Bewertung des Schwingungsverhaltens erfolgt im ersten Schritt über die systemspezifische Größe Flächenindex  $(f(n_{ab}, \omega_{ab}))^{152}$ , bei dem über Hüllkurven die Schwingung während des Anfahrvorgangs charakterisiert wird. Die Bewertung mittels Flächenindex FI (siehe Kapitel 2.1.1) ist an das zu untersuchende System gebunden und kann auf weitere Systeme aufgrund unterschiedlicher Systemsteifigkeit, -dämpfung und -massenträgheit nur qualitativ übertragen werden. Der Flächenindex  $FI_{SSiC*/C45E} = 23,4$  weist im Vergleich zu  $FI_{820DS/GJV-300} = 14,7$  einen höheren Wert für die betrachteten Versuche auf. Beim Vergleich der Mittelwerte des Flächenindex über zehn Anfahrten unter diesen Randbedingungen zeigt sich, dass der mittlere

<sup>152</sup> Krüger 2003, Albers, Karrar 2005

$FI_{SSiC^*/C45E} = 24,3$  im Vergleich zum mittleren  $FI_{820DS/GJV-300} = 12,2$  ca. doppelt so hoch liegt. Ausreißer im Messsignal der Drehzahlmessung der Getriebeeingangsdrehzahl  $n_{GetEin}$  werden in der Auswertung berücksichtigt. Ob durch die Verdoppelung des Flächenindex eine Halbierung der Komfortnote hinsichtlich Rumpfen unter ähnlichen systemischen Randbedingungen im Fahrzeug erfolgt, muss in weiterführenden Untersuchungen verfolgt und korreliert werden. Dies ist explizit nicht Ziel dieser Arbeit.

Der in dieser Arbeit weiterentwickelte systemspezifische Ansatz ist der relative Vergleich des Schwingungsverhaltens über das Markov-Zählverfahren. Die normierte Signal-Zeit-Funktion des Bezugssignals (Getriebeeingangsdrehzahl  $n_{GetEin}$ ) wird zunächst zu einer Folge von Lastwechseln (Wendepunkte) vereinfacht (Abbildung 69). Jeder Lastwechsel wird durch die Startklasse, in der der Lastwechsel beginnt, und durch die Zielklasse, in der er endet, charakterisiert. Durch den Einsatz des Markov-Zählverfahrens gelingt es, Informationen über Amplitude und Häufigkeitsverteilung der auftretenden Schwingbereiche (Spannen zwischen aufeinander folgenden Umkehrpunkten) in der Markov-Matrix darzulegen.

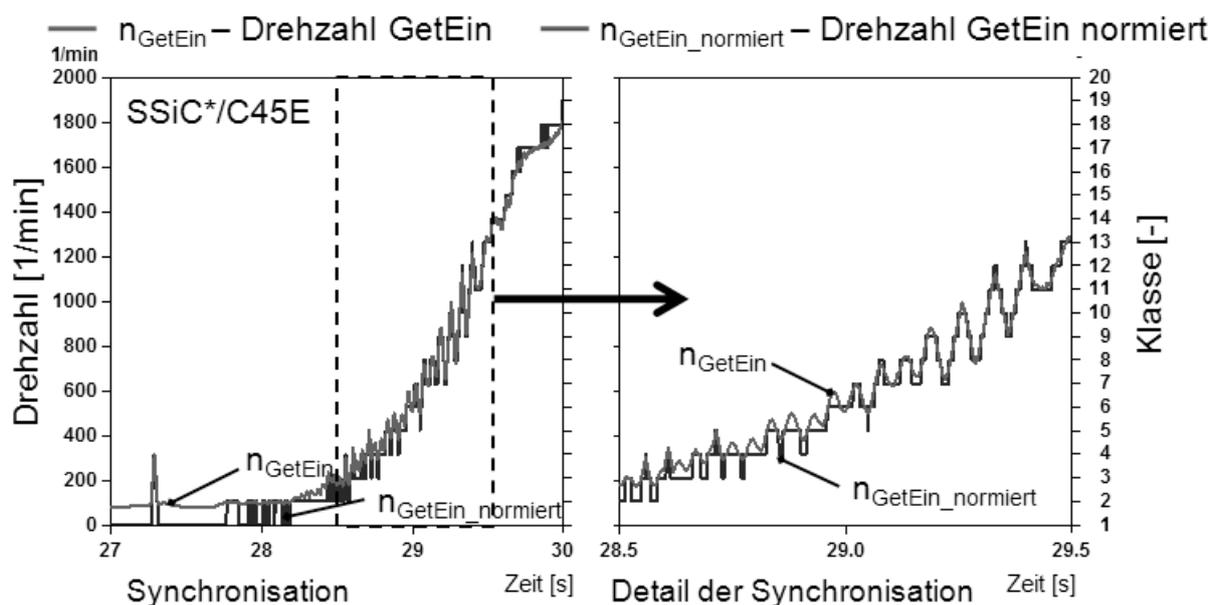


Abbildung 69 Prüfkategorie III Systemprüfstand ABP-Konfiguration T – Überführung des Bezugssignals ( $n_{GetEin}$ ) in die normierte Signal-Zeit-Funktion ( $n_{GetEin\_normiert}$ )

Die Markov-Matrix wird in dieser Arbeit mit Hilfe eines Oberflächendiagramms dargestellt (Abbildung 70). Die Diagonale im Diagramm stellt eine Grenze der Systemantwort dar, d.h. beim Übergang vom linken ins rechte Dreieck wird die Amplitude des Drehzahlanstiegs erfasst, beim Übergang vom rechten ins linke der

Drehzahlabstieg erfasst. Dadurch gelingt es mit diesem Zählverfahren grundsätzlich mehr Informationen über die während der Synchronisation auftretenden Schwingungen (hier Rupfen) zu gewinnen. Der wesentliche Nachteil<sup>153</sup> des zweiparametrischen Zählverfahrens, der als Schwierigkeit verstanden wird, Ergebnisse unmittelbar visualisiert zu vergleichen und zu bewerten, wird für diese Anwendung durch die Darstellung mittels Oberflächendiagrammen umgangen.

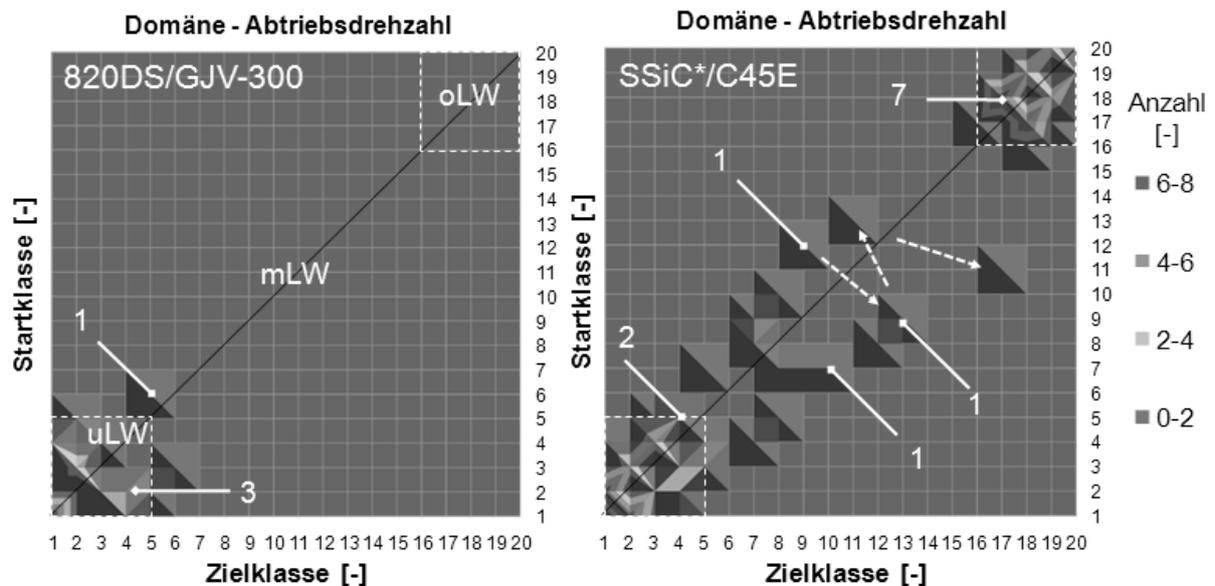


Abbildung 70 Prüfkategorie III Systemprüfstand ABP-Konfiguration T – Oberflächendiagramm der Markov-Matrix der normierten Getriebeeingangsdrehzahl ( $n_{GetEin\_normiert}$ )

Die während der Synchronisation auftretenden Lastwechsel beim Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik sind um ca. Faktor vier höher als beim Referenzsystem. Der Lastwechselübergang wird in Abbildung 70 als gestrichelter Pfeil dargestellt. Des Weiteren lassen sich mit Hilfe der relativen Häufigkeit der Lastwechsel ( $h_{LW}$ ) und der lokalen Aufteilung (untere, mittlere und obere Lastwechselbereiche) der Markov-Matrix die auftretenden Schwingungen gut vergleichen. So zeigt die Referenzpaarung eine relative Häufigkeit für Lastwechsel von  $h_{uLW} = 89\%$  in den unteren Drehzahlklassen (Start- und Zielklassen 1-5). Im Gegensatz zeigt sich, dass beim Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik hier eine relative Häufigkeit von  $h_{uLW} = 45\%$  und insbesondere in den mittleren (Start- und Zielklassen 6-15) und oberen Drehzahlklassen (Start- und Zielklassen 16-20) relative Häufigkeiten von  $h_{mLW} = 19\%$

<sup>153</sup> vgl. Bertsche / Lechner 2004

und  $h_{oLW} = 36\%$  vorliegen. Somit können die Schwingungen hinsichtlich ihrer Lage in der Matrix zugeordnet werden, d.h. verursacht durch Spiel (z.B. in Getriebe, Differential) in den unteren Drehzahlklassen und unter Berücksichtigung der Ergebnisse aus Prüfkategorie IV u.a. verursacht durch den Anregungsmechanismus Selbsterregung in den mittleren und oberen Drehzahlklassen für das Kupplungssystem mit Keramik.

Mit Hilfe des Markov-Zählverfahrens zur Quantifizierung der Systemantwort des Antriebssystems werden die Ergebnisse der experimentellen Versuche und der Simulation vergleichend betrachtet. Ferner dienen sie zum relativen Vergleich des Schwingungsverhaltens des Antriebsstrangs mit und ohne Kupplungssystem mit ingenieurkeramischen Friktionswerkstoffen. In Zukunft kann dieses für die Charakterisierung der Systemantwort eingesetzte Verfahren als Ergänzung des bestehenden Flächenindex verstanden werden, da ältere Versuchsergebnisse vornehmlich mit diesem dokumentiert und nur somit diesem vergleich- und verwertbar sind. Wichtiger Aspekt dieses Verfahrens ist der die Schwingung charakterisierende, der so u.a. Restriktionen (z.B. max. Amplitude des Drehmoments) für z.B. eine umsetzbare „aktive“ Anpresskraftregelung zur Schwingungsreduktion bietet.

### ***Verschleißverhalten der Friktionspaarung in Hinblick auf das reale Lastkollektiv Stadt und Hochlastanfahrten***

Neben den Aussagen und der relativen Bewertung des Komfortverhaltens unter dem Aspekt Schwingungsverhalten werden im Sinne der ganzheitlichen Antriebsstrangentwicklung die tribologischen Verschleißkenngrößen auf Kupplungssystemebene im Nachgang der experimentellen Untersuchungen in der Prüfkategorie III „Systemprüfstand“ erfasst. Die eingesetzten metallischen Gegenreibeischeiben wiesen vor und nach Betrieb ähnliche Oberflächenkennwerte auf (Abbildung 57). Das Kupplungssystem mit der Friktionspaarung SSiC\* (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E wies unter Beanspruchung mit dem realen Lastkollektiv Stadt und den Hochlastanfahrten eine lineare Verschleißintensität von  $W_{I/S}^* = 1,21 \mu\text{m}/\text{km}$  auf. Dies ist eine deutliche Verbesserung im Vergleich zu Prüfkategorie IV „Bauteilprüfstand“. Entscheidende Aspekte sind sicherlich die unterschiedliche Lagerung und Anfederung der metallischen, getriebeseitigen Gegenreibeischeiben. Diese wird im Kupplungssystem über eine Blattfederaufhängung aufgenommen, wohingegen sie am TRP über eine Linearführung mit Federpaketen abgestützt wird (Abbildung 71, unten). Hier zeigt sich einmal mehr die Wechselwirkung zwischen Friktions- und Systemverhalten und deren Interaktion mit der Systemgestalt (Lagerungs-, Federungs- und Fixierungskonzepte) für die Entwicklung von Friktionssystemen mit Ingenieurkeramik. Zur Klärung der Ursachen werden in Zukunft weitere Untersuchungen durchgeführt.

Die Hochrechnung der gesamten Fahrstrecke zeigt eine deutliche Verbesserung auf Basis der ermittelten linearen Verschleißintensität  $W_{l/s}^*$  des Kupplungssystems im Gegensatz zu den experimentellen Ergebnissen in der Prüfkategorie IV (TRP). Die im Zielsystem geforderte Fahrstrecke bzw. Laufleistung von 150.000 km wird für einige zugrunde gelegte Lastkollektive erfüllt (Abbildung 71, oben). In Hinblick auf die Übertragbarkeit der Ergebnisse entlang der „tribologischen“ Prüfkette zeigt sich, dass die Untersuchungen des Kupplungssystems in den komplexeren Prüfkategorien zwingend erforderlich sind.

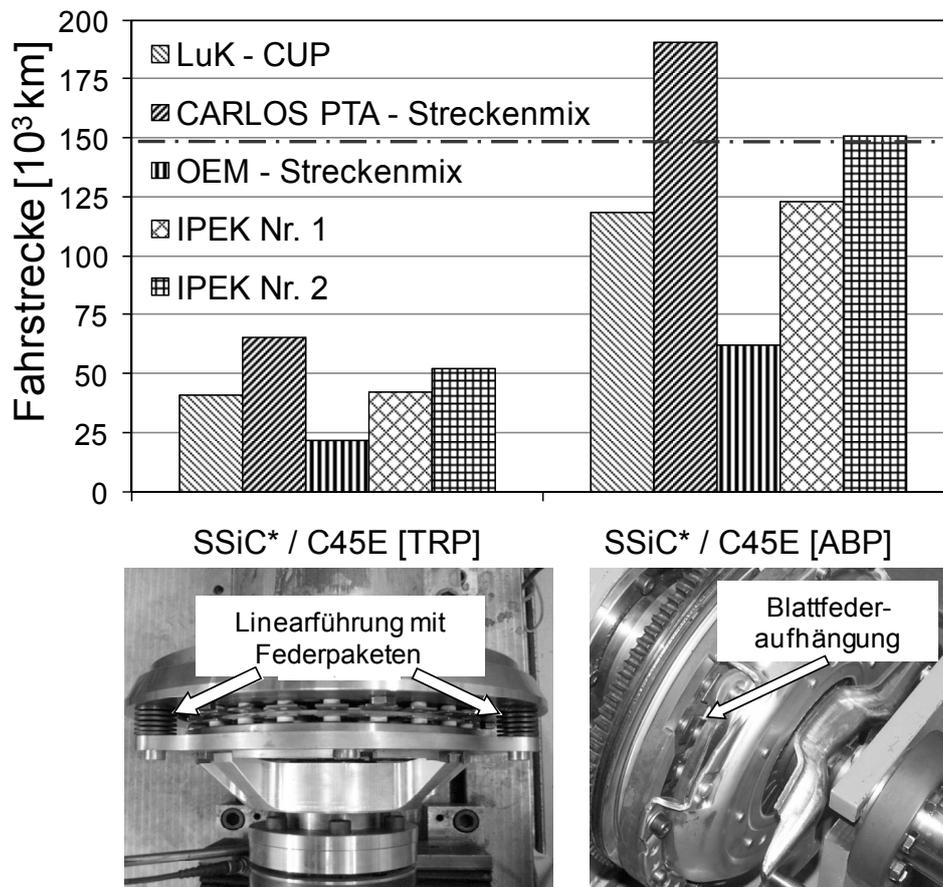


Abbildung 71 Einfluss der Lage und Fixierungskonzepte auf die tribologische Kenngröße lineare Verschleißintensität von  $W_{l/s}^*$  und Auswirkungen auf die berechnete Fahrstrecke in Abhängigkeit dieser Kenngröße

### 6.3.2 Numerische Ergebnisse

Zur theoretischen und virtuellen Validierung der entwickelten Kupplungssystemen mit ingenieurkeramischen Werkstoffen werden gezielt die im Kapitel 2 vorgestellten Berechnungsverfahren eingesetzt. Integriert werden diese in den von Albers et al. etablierten Forschungsansatz des Kupplungsfunktionsmodells „CoupAction“ (Couplings-Action-Model)<sup>154</sup>. Diese Arbeit nimmt diesen Ansatz auf, um zielführend das Kupplungssystem zu entwickeln und für zukünftige Friktionssysteme mit keramischen Werkstoffen bereitzustellen. Es wird somit um die Werkstoffgruppe Ingenieurkeramik (monolithische und multiphasige) in Paarung mit dem metallischen Gegenreibpartner erweitert.

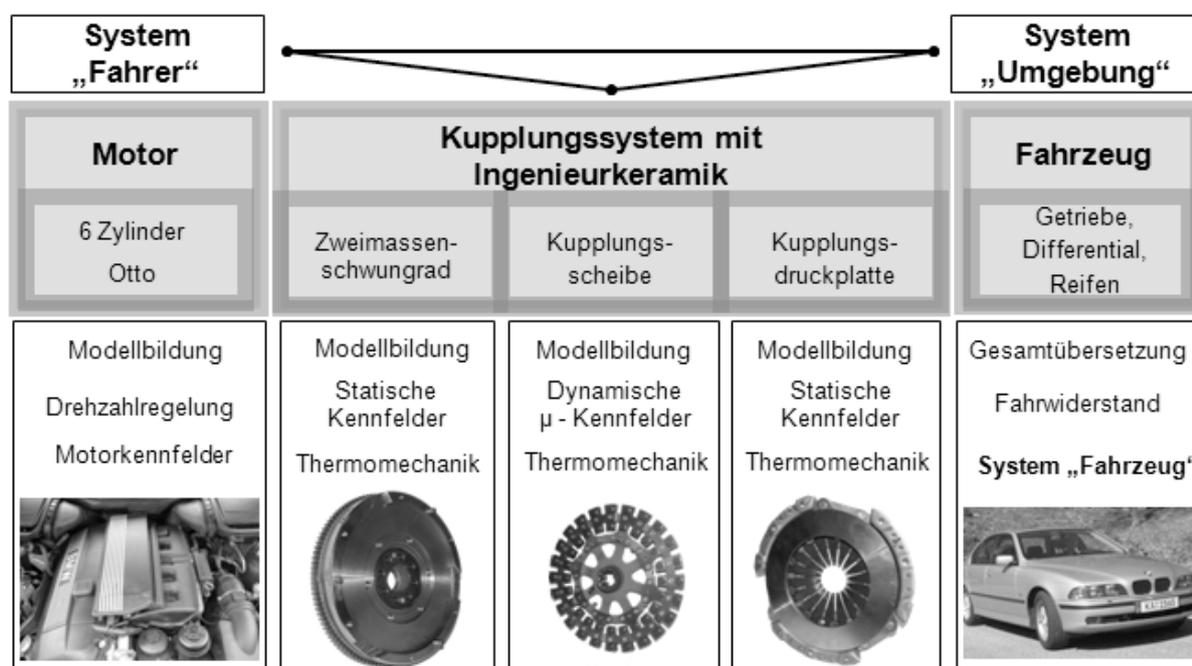


Abbildung 72 Schematische Darstellung des Kupplungsfunktionsmodells „CoupAction“ am Beispiel der Fahrzeugkupplung mit ingenieurkeramischen Werkstoffen

Die Eingangsgrößen (Versuchsparameter zur Abbildung des Systems „Fahrer“ und „Umgebung“) für das schematisch dargestellte Kupplungsfunktionsmodell (Abbildung 72) dienen sowohl zur Berücksichtigung der Dynamik des Antriebsstranges als auch zur Berechnung des Wärmehaushalts und der Spannungen der geometrischen Strukturen der Kupplungsscheiben oder Kupplungssysteme. Die Übertragbarkeit

<sup>154</sup> Albers et al. 2006

zwischen experimentellen und numerischen Ergebnissen wird durch die Abbildung spezifischer Beanspruchungen realisiert (Kapitel 5.3).

Die Modellbildung für den Antriebsstrang erfolgt als vereinfachtes Mehrkörpersystem. Ergebnis der Mehrkörpersimulation der Gesamtdynamik ist die Winkelgeschwindigkeit und das Drehmoment der Abtriebsseite als Funktion der Zeit. Die Modellbildung des Mehrkörpersimulationsmodells wird mit dem Simulationsprogramm Imagine.Lab AmeSim der Fa. LMS modular realisiert, so dass spezifische Modellblöcke aus einer Modellbibliothek geladen werden. Durch diese Modularität kann ein hoher Nutzungsgrad realisiert werden, da man z.B. einzelne Komponenten austauschbar auf einer Plattform analysieren und deren Einfluss auf das Kupplungssystem mit ingenieurkeramischen Werkstoffen editieren kann. Als Beispiel sei hier der Einfluss der Drehmoment-Drehzahl Ungleichförmigkeit bei Simulation des Verbrennungsmotors in Prüfkategorie I „Betriebssystem Fahrzeug“ der Simulation mit E-Motor in Prüfkategorie III „Systemprüfstand“ mit und ohne Simulation der Drehmoment-Drehzahl Ungleichförmigkeit aufgeführt. Das in Abbildung 72 unten in Blöcken dargestellte Kupplungsfunktionsmodell „CoupAction“ stellt die Applikation „Betriebssystem Fahrzeug“ am Beispiel des Kupplungssystem mit ingenieurkeramischen Friktionswerkstoffen dar.

Im Bereich der Modellbibliothek greifen die einzelnen Modellblöcke auf reale oder virtuelle Ergebnisse, die als Kennfelder im jeweiligen Modellblock hinterlegt sind, zurück. Die dynamischen Kennfelder z.B. die Reibungszahl in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit, der Flächenpressung und der Temperatur sind Ergebnisse von den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen in der Prüfkategorie IV „Bauteilprüfstand“ (Abbildung 29). Dabei werden die umgesetzte Reibleistung, Reibenergie, Gleitgeschwindigkeit und Temperatur in weiten Bereichen variiert. Die statischen Kennfelder des Kupplungsteilsystems mit Ingenieurkeramik (z.B. ZMS-Kennlinie, KD-Kennlinie) werden u.a. auf Prüfständen der Fa. LuK erfasst.

Die Ergebnisse der thermischen oder thermo-mechanischen Simulation mit Hilfe der Finite-Elemente Methode dienen als Randbedingung (hier:  $f(T, p)$ ) für die Auswahl der realen Kennfelder, die eine genauere Erfassung der Temperaturen bzw. Spannungen durch die gezielte, geometrische Abbildung des Kupplungssystems oder der Kupplungsscheibe erlauben.

Um Aussagen hinsichtlich der metallischen Komponenten im Kupplungssystem mit ingenieurkeramischen Friktionswerkstoffen treffen zu können, wird das thermische Verhalten des Kupplungssystems bestehend aus den Teilsystemen ZMS-Sekundärseite, Kupplungsscheibe und Kupplungsdruckplatte simuliert. Ein Ziel ist hierbei u.a., Temperaturen und Spannungen der Lager-, Federungs- und Fixierungskomponenten im Kupplungssystem zu berechnen, um das System hinsichtlich

Zuverlässigkeit zu analysieren. Die hier entwickelten Modelle können als Grundlage zur Entwicklung von zukünftigen Friktionssystemen mit Ingenieurkeramik genutzt werden.

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Simulation zweier aufeinander folgender Synchronisationen für eine frühe Konzeptlösung des Kupplungssystems dargestellt. Die Simulation des Kupplungssystems wird für eine Flächenpressung von  $p = 1,6 \text{ MPa}$  und eine Antriebsdrehzahl  $n_{\text{an}} = 1500 \text{ 1/min}$  berechnet. Im Teilbild 2 und 4 der Simulation werden die Wärmeeinträge aus dem Kupplungsvorgang aufgebracht, in Teilbild 3 und 5 wird die Gleichlaufphase simuliert. Die Teilbilder (Abbildung 73) zeigen die Temperaturverteilung je am Ende jedes Abschnitts der Simulation.

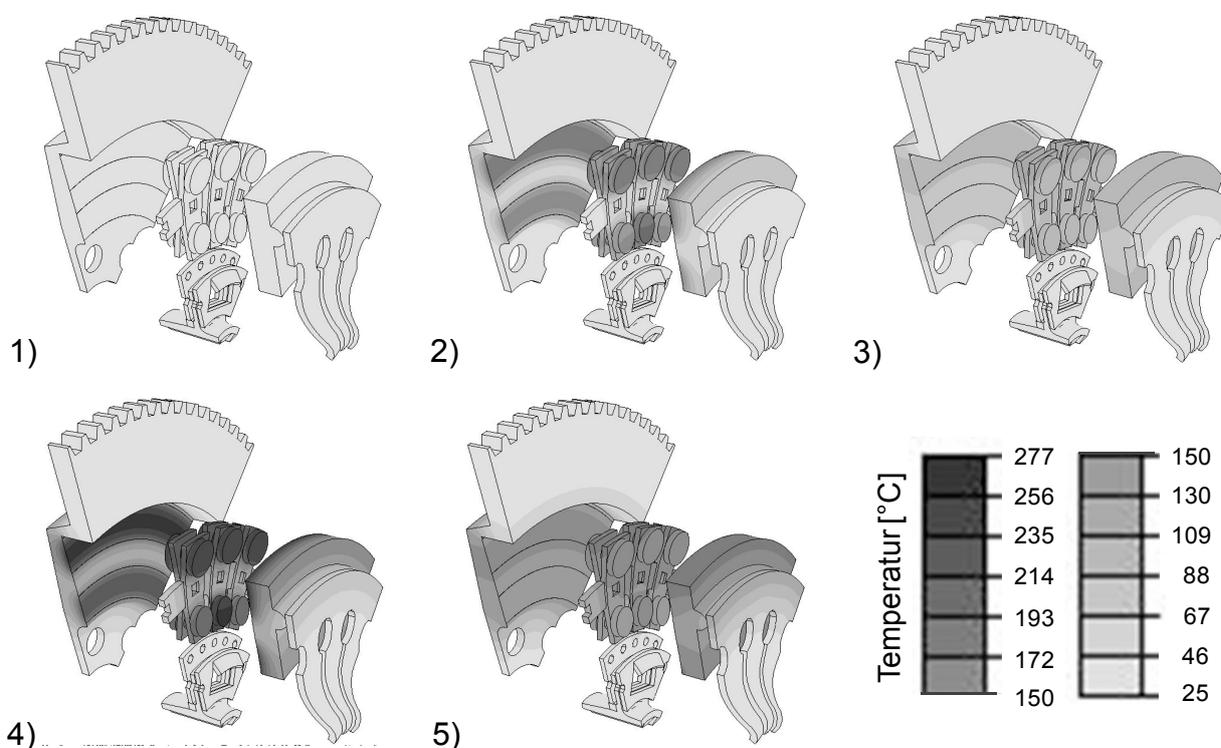


Abbildung 73 Ergebnisse der thermischen Simulation einer frühen Konzeptlösung des in dieser Arbeit realisierten Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik

Nachteilig bei dieser Konzeptvariante ist der zum Teil große Temperaturunterschied ( $\Delta T_{\text{max}} = \sim 50 \text{ °C}$ ) zwischen unterschiedlichen Pellets, der geometriespezifisch hauptsächlich durch Wärmeleitung verursacht wird. In weiteren Konstruktionsschritten wird dies gezielt durch eine neue konstruktive Lösung verbessert, die in Hinblick auf das Friktionsverhalten durch die konstruktive Umgestaltung der Federsegmente eine homogenere Temperaturverteilung bereitstellt (H-förmige Belagfederung) und das maximal zulässige Massenträgheitsmoment nicht überschreitet. Dies ist in der

aufgebauten und realisierten Kupplungsscheibe zweiter Generation umgesetzt. Beispielhaft zeigt dies die Bedeutung der FEM-Simulation für die Validierung und Optimierung des Systems im Rahmen des „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozesses (siehe Abbildung 20).

In dem in dieser Arbeit realisierten ersten Ansatz des Funktionsmodells für Kupplungssysteme mit Ingenieurkeramik werden die aus Experiment und Simulation ermittelten Datensätze als Kennfelder und Parametersätze für die Simulation des Systemverhaltens in das Modell integriert. Das entwickelte Wirkflächenpaarmodell berücksichtigt in diesem Ansatz die nominelle Fläche, d.h. die geometrische Kontaktfläche der Pellets. Jedem keramischen Pellet kann im Zusammenspiel mit der metallischen Gegenreibeischeibe ein lokaler Temperatur- und Pressungszustand in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit zugeordnet werden. Durch die Superposition der in jedem funktionsrelevanten Wirkflächenpaar übertragenen Reibkräfte bzw. Teilreibmomente wird das aktuell von der Gesamtkupplung übertragene Moment  $M_{\dot{\varphi}}$  berechnet. So werden die experimentellen und numerischen Ergebnisse unter Beanspruchung mit spezifischen Anfahrmanövern aus dem realen Lastkollektiv Stadt (z.B. normale Anfahrt bei maximalem Fahrzeuggewicht) oder den Hochlastanfahrrten verknüpft. Das realisierte Berechnungsverfahren erlaubt damit die Simulation des Systemverhaltens im Antriebssystem des Obersystems Fahrzeug (Prüfkategorie III bis I) unter Berücksichtigung des tribologischen Verhaltens des Kupplungsfriktionssystems, der thermomechanischen Verformungen der Kupplungsbauteile als auch der dynamischen Randbedingungen des gesamten Antriebstranges. Die Ergebnisse zur Simulation des Systemverhaltens werden in Kapitel 6.4.2 am Beispiel der Simulation in der Prüfkategorie I „Betriebssystem Fahrzeug“ gezeigt und diskutiert.

### **Fazit Prüfkategorie III „Systemprüfstand“**

Die experimentellen Untersuchungen zum Systemverhalten weisen Schwingungen im Antriebsstrang mit dem Kupplungssystem (Friktionspaarung SSiC\* (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E) auf. Die relative Bewertung mit Hilfe des zweiparametrischen Markov-Zählverfahrens liefert zusätzliche Informationen über Amplitude und Häufigkeitsverteilung der auftretenden Systemantwort (siehe Abbildung 70) und wird parallel zur relativen Bewertung mit Hilfe des Flächenindex eingesetzt. In Hinblick auf die ermittelte lineare Verschleißintensität ( $W_{Vs}^* = 1,21 \mu\text{m}$ ) wird über die Hochrechnung spezifischer Lastkollektive teilweise die im Zielsystem geforderte Fahrstrecke von 150.000 km befunden (Abbildung 71, oben). Die erstellten FEM-Modelle werden gezielt zur Optimierung hinsichtlich homogener Temperaturverteilung im Kupplungssystem genutzt.

. Des Weiteren wird das Funktionsmodell um das entwickelte Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik erweitert.

## **6.4 Ergebnisse zu Untersuchungen in Prüfkategorie I „Betriebssystem Fahrzeug“ (BMW)**

Der Fokus der Untersuchungen liegt auf der Interaktion „Mensch-Maschine“ hinsichtlich des Schwingungs- und Geräuschverhaltens. Die für die Untersuchungen an den Prüfständen eingesetzten Anfahrparameter werden unter ähnlichen Randbedingungen mit realen Testfahrern umgesetzt, um so die Vergleichbarkeit und Übertragbarkeit der Ergebnisse zu garantieren.

### **6.4.1 Experimentelle Ergebnisse**

Eine in der Prüfkategorie I „Betriebssystem Fahrzeug“ erfassbare Einflussgrößen ist die Bewertung der Eingriffsmodulation, d.h. das Zusammenspiel zwischen Belagfederung und Kupplungsansteuerung, um die Anfahrbarkeit des Kupplungssystems zu gewährleisten. Die weich gestaltete Belagfederkennlinie (Abbildung 25) der Kupplungsscheibe der 2. Generation ermöglicht im Fahrzeug subjektiv eine gute Modulierbarkeit des Kupplungssystems in der Nähe des Eingriffspunkts. Dies konnte über den gesamten Untersuchungszeitraum ( $\Sigma$  Anfahrten > 100) bestätigt werden.

#### ***Verhalten des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik unter dem Aspekt NVH (Noise Vibration Harshness)***

Zur Erfassung der Effekte zwischen Maschine und Mensch werden am Lenkrad und an der Sitzschiene uniaxiale Beschleunigungssensoren appliziert. Mittels online Onboardaufzeichnung werden die während des Versuchs ermittelten Daten aus CAN Bus und zusätzlich applizierten Sensoren (z.B. Drehzahl der Getriebeeingangswelle, Drehzahl der Kardanwelle, Beschleunigungssensoren) gespeichert.

Exemplarisch für die durchgeführten Untersuchungen ist das in Abbildung 74 dargestellte Ergebnis einer Anfahrt bei einer Antriebsdrehzahl  $n_{an} = \sim 1500$  1/min mit Zweidrittel des maximalen Fahrzeuggewichts. Diese repräsentiert die normale Anfahrt, die im realen Beanspruchungskollektiv Stadt an den Prüfständen (Prüfkategorie III – V) definiert wurde. Sie dient als Abgleichversuch zur Korrelation der Ergebnisse zwischen den unterschiedlichen Prüfkategorien.

Die Reibungsarbeit beträgt  $Q = 12,7 \text{ kJ}$  unter diesen Belastungen. Die Getriebeeingangsdrehzahl weist erneut die während der Synchronisation auftretende Schwingung auf. Die Schwingung weist eine Frequenz von  $f = \sim 11,1 \text{ Hz}$  auf. Diese wird als Kupplungsrupfen befunden. Die teilweise während der Synchronisation auftretenden Schwingungsspitzen sind Ausreißer des Messsignals (z.B.  $t = \sim 20,8 \text{ s}$ ) und werden in der Auswertung berücksichtigt. Aufgrund der im Kupplungssystem entstehenden Schwingung des Moments, die die Schwingung der Getriebeeingangsdrehzahl hervorruft, zeigt die an der Sitzschiene gemessene Längsbeschleunigung ein alternierendes Verhalten. Die Schwingungsamplitude der Fahrzeuglängsbeschleunigung beträgt dabei  $a_{\text{Fzg0}} > 2 \text{ m/s}^2$ .

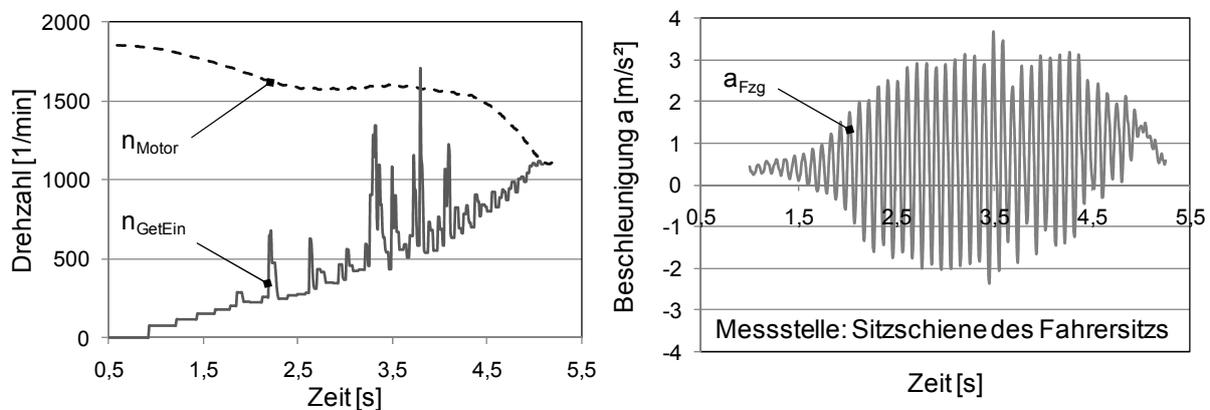


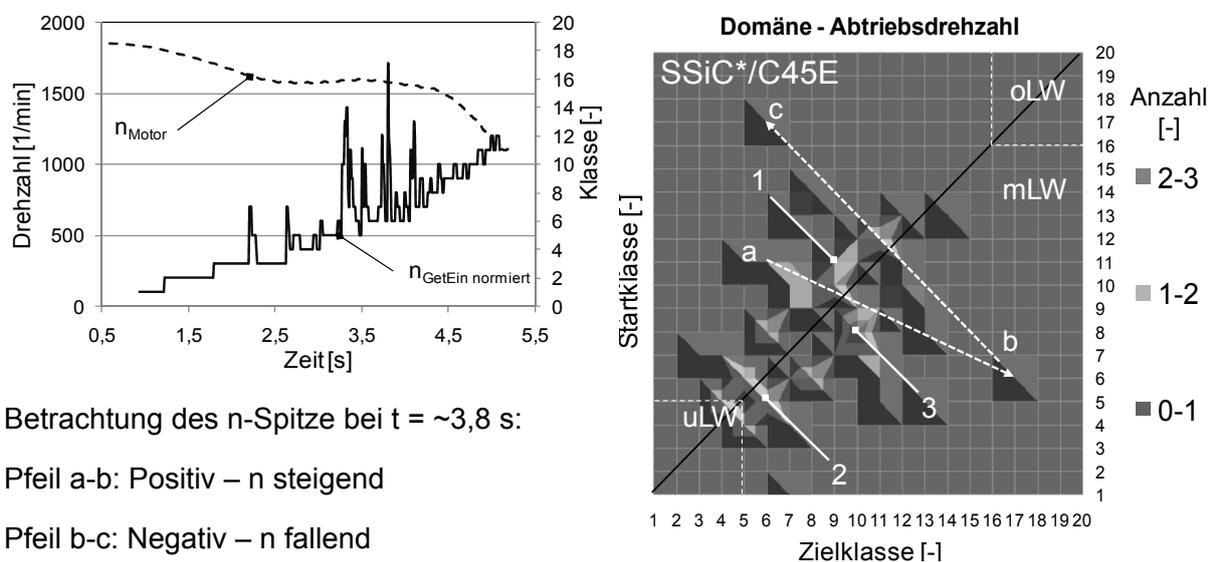
Abbildung 74 Prüfkategorie I Betriebssystem Fahrzeug - Experimentelle Ergebnisse der Untersuchungen für Antriebsdrehzahl  $n_{an} = 1500 \text{ 1/min}$  bei  $2/3$  des maximalen Fahrzeuggewichts

Die Charakterisierung des Schwingungsverhaltens erfolgt über den in dieser Arbeit entwickelten systemspezifischen Ansatz mit Hilfe des Markov-Zählverfahrens<sup>155</sup>. Die während der Synchronisation auftretenden Lastwechsel werden über die normierte Getriebeeingangsdrehzahl  $n_{\text{GetEin-normiert}}$  in die Markov-Matrix überführt und mit Hilfe des Oberflächendiagramms in Abbildung 75 dargestellt.

Es zeigt sich, dass beim Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik in den unteren Drehzahlklassen (Start- und Zielklassen 1-5) eine relative Häufigkeit von  $h_{\text{uLW}} = 8 \%$  und in den mittleren (Start- und Zielklassen 6-14) eine relative Häufigkeit von  $h_{\text{mLW}} = 92 \%$  vorliegt. Die oberen Drehzahlklassen (Start- und Zielklassen 15-20) weisen aufgrund der spezifischen Anfahrt bei  $n_{an} = 1500 \text{ 1/min}$  keine relative

<sup>155</sup> DIN 45667

Häufigkeit  $h_{oLW} = 0 \%$  auf. Der Anregungsmechanismus für das Phänomen Rupfen ist die Selbsterregung aus dem Friktionskontakt, die durch die in Prüfkategorie IV dargestellten Ergebnisse zum Reibungszahlverhalten verursacht wird. Parallel treten zwangserregte Rupfschwingungen auf.



Betrachtung des n-Spitze bei  $t = \sim 3,8$  s:

Pfeil a-b: Positiv – n steigend

Pfeil b-c: Negativ – n fallend

Abbildung 75 Prüfungskategorie I Betriebssystem Fahrzeug - Oberflächendiagramm der Markov-Matrix der normierten Signal-Zeit-Funktion ( $n_{GetEin}$  - normiert)

Eine weitere erfassbare Einflussgröße unter realen Prüfbedingungen ist das Geräuschverhalten des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik während der Synchronisation. Das während der Synchronisation stattfindende „schleifende“ Geräusch der Friktionspaarung SSiC\* (EkasicF<sup>®</sup>)/C45E ist im Obersystem Fahrzeug bei Anfahrten wahrnehmbar. Sie ist dominanter als die der Referenzpaarung 820DS/GJV-300. Bei Zug- oder Schubschaltung wird das „schleifende“ Geräusch von den Reifengeräuschen überlagert.

Im Vergleich dazu weisen akustische Messungen in der Prüfkategorie III „Systemprüfstand“ mit offener Getriebeglocke in T-Konfiguration einen Erhöhung des gemessenen Schalldruckpegels der Friktionspaarung mit Ingenieurkeramik auf. Im Vergleich zur Referenzpaarung beträgt dieser  $\Delta L_p = \sim 4$  dB(A).

Die Bewertung des Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik (Fokus: normale und sportliche Anfahrt) erfolgt subjektiv mit Hilfe eines Bewertungssystems mit 10-stufiger Skala<sup>156</sup>. Die Expertenfahrer bewerten nach der „ATZ-Skala“ das Systemverhalten

<sup>156</sup> vgl. Aigner 1982, vgl. IPEK, vgl. Albrecht 2005

mit einem Wert zwischen drei und vier. Die diesen Zustand hinsichtlich Geräusch und Vibration beschreibenden Adjektive liegen zwischen nicht annehmbar und unangenehm. Diese Adjektive führen zum in dieser Skala dargestellten Befund „Mögliche Feststellbarkeit durch Durchschnittskunden“.

#### 6.4.2 Numerische Ergebnisse

Das Ziel der numerischen Untersuchungen im Rahmen des Kupplungsfunktionsmodells „CoupAction“ (Abbildung 72) ist die Berechnung des Systemverhaltens des Kupplungssystems mit der Friktionspaarung SSiC\* (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E im Obersystem Fahrzeug. Die Berechnung des Systemverhaltens erfolgt für spezifische experimentell untersuchte Anfahrvorgänge in Abhängigkeit der Ergebnisse der thermomechanischen FEM-Simulation und der experimentellen Untersuchungen hinsichtlich des tribologischen Verhaltens (Reibungszahl über Gleitgeschwindigkeit in Abhängigkeit von Flächenpressung und Temperatur).

Die charakteristischen Kennfelder des Kupplungssystems (z.B. ZMS-, KD- und Belagfederkennlinie) sind in den jeweiligen Modellblöcken des Gesamtmodells hinterlegt. Die Verbrennungskraftmaschine (R6-Zylinder, M52<sup>157</sup>) und der Antriebsstrang (Getriebe, Kardanwelle, Differential, Achswellen und Reifen) werden entsprechend dem am IPEK zur Verfügung stehenden Versuchsfahrzeug mit den spezifischen Antriebsstrangdaten<sup>158</sup> (z.B. Übersetzung, Steifigkeit, Massenträgheit) nachgebildet. Die verknüpfende Umsetzung des Kupplungsfunktionsmodells erfolgt auf Basis des Simulationsprogramms LMS.Imagine.Lab AMESim, das u.a. am IPEK und in industriellen Anwendungen eingesetzt wird, um z.B. Konstrukteuren simulationsgestützt Fahrerbewertungen der Antriebssystem spezifischen Phänomene in Abhängigkeit variierbarer Systemsteifigkeit und –dämpfung zu ermöglichen<sup>159</sup>. Die Umsetzung des spezifischen Antriebssystems des Versuchsfahrzeugs mit dem Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik ist Teil dieser Arbeit.

Die in den experimentellen Untersuchungen durchgeführten spezifischen Anfahrversuche, die im realen Belastungskollektiv Stadt oder Hochlastanfahrten integriert sind, werden in der Simulation nachgebildet und über definierte Zustände gesteuert. Jeder Zustand enthält einen Datensatz an Vorgaben für Motor, Getriebe und Kupplung. Der Zustandswechsel während des Manövers erfolgt, wenn die im

---

<sup>157</sup> BMW AG, München

<sup>158</sup> Ebda.w

<sup>159</sup> vgl. Albers et al. 2008a

Zustand hinterlegte Bedingung erfüllt ist. Die Zustandswechsel und deren einzelne Bedingungen sind exemplarischen für eine Anfahrt in der Ebene mit anschließender Zugschaltung (Gang 1 → Gang 2) in Abbildung 76 dargestellt. Die Eingabe der einzelnen Zustände zur Definition eines Lastkollektivs erfolgt über eine GUI (Graphical User Interface).

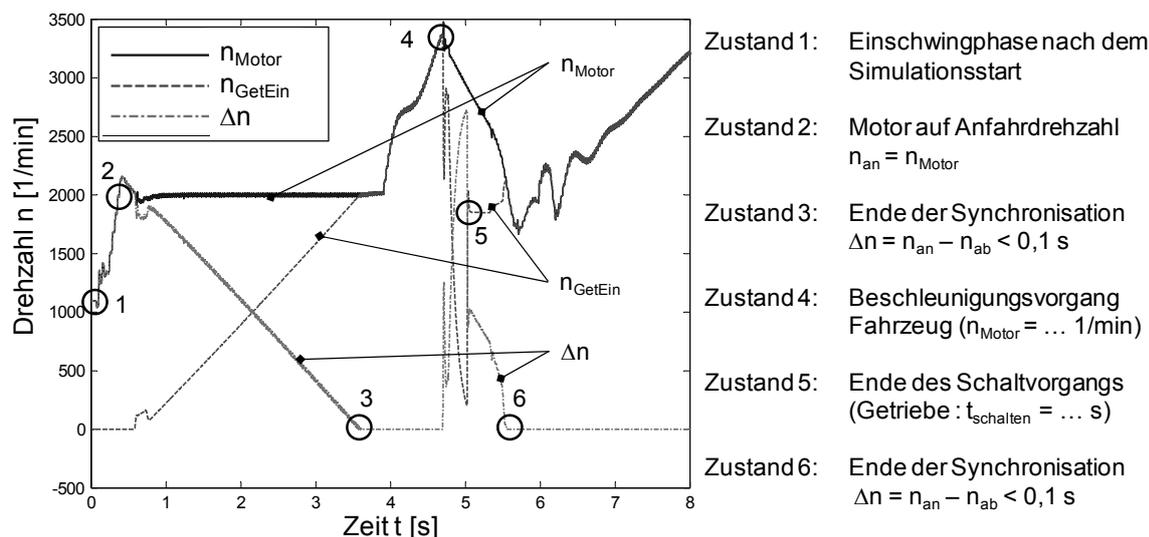


Abbildung 76 Prüfkategorie I „Betriebssystem Fahrzeug“ – Ergebnis der Simulation einer Anfahrt in der Ebene mit anschließender Zugschaltung ( Referenzsystem)

Exemplarisch werden im Folgenden ausgewählte Ergebnisse zum numerisch berechneten Systemverhalten des Kupplungssystems mit der Friktionspaarung SSiC\* (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E unter dem Aspekt Rupfen im Obersystem Fahrzeug vorgestellt. Die Ergebnisse der Simulation für eine normale Anfahrt ( $n_{an} = 1500 \text{ 1/min}$ ;  $m_{Fzg} = 2085 \text{ kg}$ ) und eine sportliche Anfahrt ( $n_{an} = 2000 \text{ 1/min}$ ;  $m_{Fzg} = 2085 \text{ kg}$ ) in der Ebene werden in Abbildung 77 mit den aus dem Experiment (Prüfkategorie IV) ermittelten Reibungszahlgradienten der Friktionspaarung mit Ingenieurkeramik gezeigt. Die im Modell hinterlegten Reibungszahlgradientenverläufe sind über mehrere Versuche gemittelt, die unter ähnlichen Randbedingungen erfasst wurden, und werden in Abhängigkeit der aus der thermo-mechanischen Simulation superponierten Temperaturen ausgewählt.

Das Simulationsergebnis zeigt ein leichtes Aufschwingen der Getriebeeingangsdrehzahl bei normaler Anfahrt für den betrachteten Reibungszahlgradientenverlauf. Bei Abfall des Reibungszahlgradienten auf einen Wert unterhalb von  $\mu' < -0,007 \text{ s/m}$  kommt es zu einem starken Aufschwingen der Getriebeeingangsdrehzahl, wie sie bei der sportlichen Anfahrt festgestellt wird. Die Schwingungsamplitude der berechneten Fahrzeuglängsbeschleunigung für diese Anfahrt beträgt  $a_{Fzg0} > 1 \text{ m/s}^2$ . Die

Reibungsarbeit beträgt  $Q = 12,4$  kJ für die normale und  $Q = 22,5$  kJ für die sportliche Anfahrt. Dies stimmt sehr gut mit den Werten aus den experimentellen Untersuchungen unter ähnlichen Randbedingungen überein.

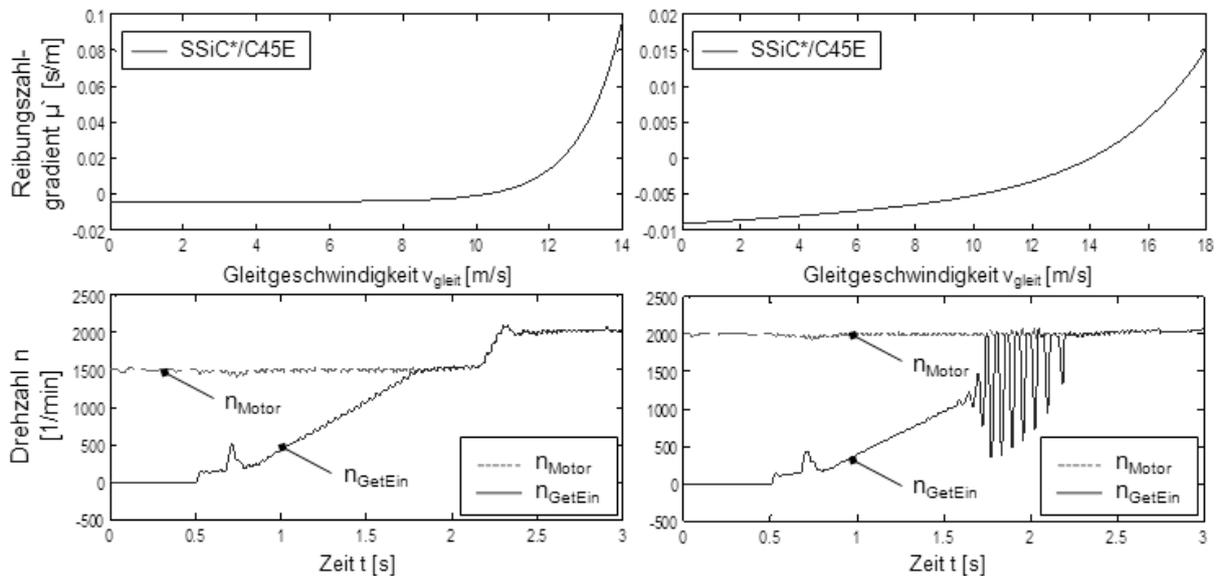


Abbildung 77 Prüfkategorie I Betriebssystem Fahrzeug – Ergebnis der Simulation normale Anfahrt (links) und sportliche Anfahrt (rechts) (Ebene;  $m_{\text{Fzg}} = \text{max. Beladung}$ )

In Abbildung 78 wird ein Beschleunigungsvorgang des Versuchsfahrzeugs bis zu einer Fahrzeuggeschwindigkeit von  $v_{\text{Fzg}} = \sim 90$  km/h dargestellt. Während der Beschleunigung kommt es zur für manuelle Schaltgetriebe charakteristischen Zugkraftunterbrechung. Mit steigender Fahrzeuggeschwindigkeit kommt es während der durch den Schaltvorgang bedingten Zugkraftunterbrechung zu einem höheren Abfall der Fahrzeuggeschwindigkeit aufgrund der in Abhängigkeit dieser steigenden Gesamtfahrwiderstands. Der während des Schaltvorgangs stattfindende Lastwechsel führt zu Ruckeln im Antriebssystem des modellierten Versuchsfahrzeugs. Die berechnete Schwingung weist eine Frequenz  $f_{\text{Ruckeln}} = 2,2$  Hz auf. Die im Versuchsfahrzeug experimentell ermittelte Schwingung beträgt  $f_{\text{Ruckeln}} = 2,4$  Hz.

Mit dem in dieser Arbeit umgesetzten Kupplungsfunktionsmodell „CoupAction“ für das entwickelte und erforschte Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik kann das Systemverhalten hinsichtlich Rupfen und Ruckeln untersucht werden. Die Simulation bietet des Weiteren die Möglichkeit, das Systemverhalten des Kupplungssystems unter komplexen Belastungskollektiven zu untersuchen und die auftretenden Phänomene (z.B. Rupfen mit Hilfe des Markov-Zählverfahrens) zu charakterisieren. Dieses Modell steht so für zukünftige Entwicklung mit ingenieurkeramischen

Werkstoffen in trockenlaufenden Kupplungsanwendungen im „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozess zur Verfügung.

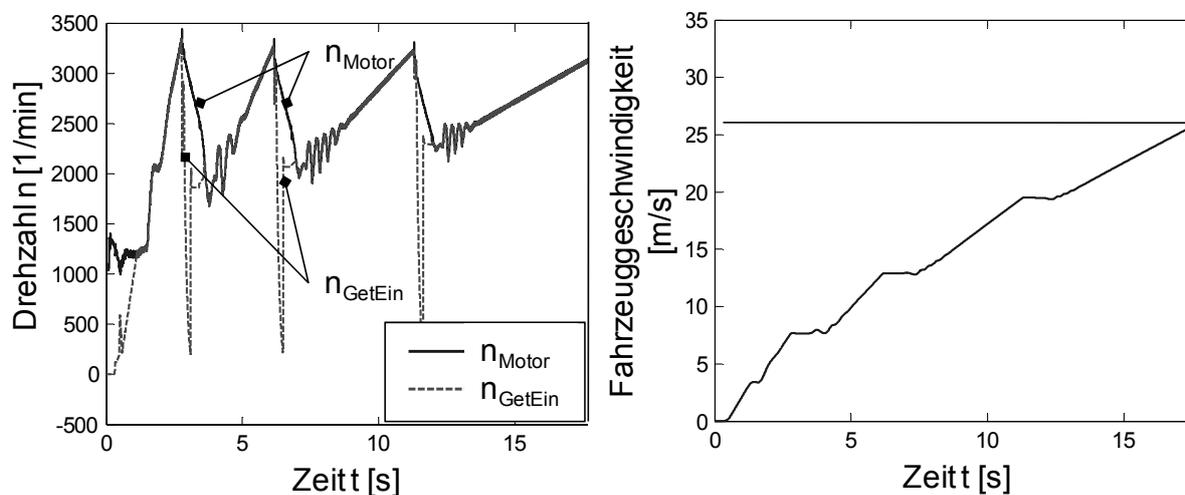


Abbildung 78 Prüfkategorie I Betriebssystem Fahrzeug – Ergebnis der Simulation des Beschleunigungsvorgangs des Versuchsfahrzeugs bis ca. 90 km/h

### Fazit Prüfkategorie I „Betriebssystem Fahrzeug“

Die in Prüfkategorie III „Systemprüfstand“ während der Synchronisation auftretenden Schwingungen bei dem Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik in der Paarung SSiC\* (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E werden im Versuchsfahrzeug bestätigt. Die subjektive Expertenbeurteilung nach der „ATZ-Skala“ stellt ein noch nicht annehmbares Antriebssystem fest. Die Charakterisierung z.B. von Rupfen mit Hilfe des zweiparametrischen Markov-Zählverfahrens liefert für diese Prüfkategorie zusätzliche Informationen über Amplitude und Häufigkeitsverteilung. Diese Ergebnisse können nun mit den Ergebnissen aus den anderen Prüfkategorien unter Berücksichtigung der systemspezifischen Prüfkategorien korreliert werden. In Hinblick auf die Simulation kann in dieser Arbeit das Kupplungsfunktionsmodell um das Antriebssystem des Versuchsfahrzeugs mit dem entwickelten Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik erweitert werden. Erste Untersuchungen zeigen sehr gute Übereinstimmungen zwischen numerischen und experimentellen Ergebnissen hinsichtlich Rupfen und Ruckeln.

## 7 Diskussion der Ergebnisse der Aktivität „Validierung“

Im Folgenden werden die in der Aktivität „Validierung“ ermittelten experimentellen und numerischen Ergebnisse für trockenlaufende Friktionssysteme auf Basis ingenieurkeramischer Werkstoffe (Abbildung 27) diskutiert. Durch die experimentelle und numerische Validierung<sup>160</sup> entlang der „Tribologischen“ Prüfkette werden tribologische (z.B. Reibungszahl, Reibungszahlgradient) und systemspezifische (z.B. Temperatur, Spannung) Eigenschaften der untersuchten Friktionspaarungen mit monolithischer und multiphasiger Ingenieurkeramik in Paarung mit dem metallischen Gegenreibpartner bestimmt. Exemplarisch wird dies für die Friktionspaarung SSiC\* (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E bis in die Prüfkategorie I „Betriebssystem Fahrzeug“ untersucht.

Zur Absicherung der Übertragbarkeit der Ergebnisse und Erkenntnisse werden Untersuchungen mit vergleichbaren Versuchsparametern in jeder Prüfkategorie durchgeführt. Die eingesetzten Untersuchungsmethoden (Kapitel 5.1) und der entwickelte Validierungsansatz (Kapitel 5.3) finden parallel in Experiment und Simulation Anwendung. Dadurch wird der Nachteil sinkender Sicherheit bei der Übertragbarkeit auf vergleichbare praktische tribotechnische Systeme wie z.B. in Prüfkategorie V oder VI kompensiert. Die Vorteile dieser tribotechnischen Systeme sind höhere messtechnische Zugänglichkeit, geringer Kosten- und Zeitaufwand<sup>161</sup>, die eine Betrachtung dieser notwendig macht.

Beim Übergang von einer Prüfkategorie zur nächsten werden die Korrelationsprüfungen<sup>162</sup> nach Czichos und Habig eingesetzt, um die Sicherung der Übertragbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten und so für Kupplungssysteme mit ingenieurkeramischen Werkstoffen in trockenlaufenden Anwendungen zu entwickeln und bereitzustellen. Dies wird über den Vergleich der Verschleißerscheinungsform bzw. der Verschleißart realisiert. Hierzu werden Nachuntersuchungen mit Hilfe taktiler und optischer Verfahren zur Bestätigung gleicher Verschleißmechanismen in den jeweiligen Prüfkategorien vollzogen. Die Verschleißraten werden mit Hilfe der in Kapitel 2.1.1 dargestellten Verschleißmessgrößen charakterisiert. Hinsichtlich der Reproduzierbarkeit der Ergebnisse werden in definierter Abfolge vergleichbare Versuchsparameter wiederholt. Diese, die spezifische, definierte Synchronisierungsvorgänge beschreiben, dienen als Abgleichversuche innerhalb einer Prüfkategorie

---

<sup>160</sup> Albers et al. 2001b

<sup>161</sup> Czichos / Habig 2003

<sup>162</sup> vgl. ebda.

und beim Übergang benachbarter Prüfkategorien, um die Reproduzierbarkeit und den Grad der Übertragbarkeit der Ergebnisse zu ermitteln.

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen fließen parallel in die Simulation ein, um so die Modellierungs- und Berechnungsgüte des Kupplungs- und Systemverhaltens (Dimensionierung, Wärmehaushalt, Maschinensystemverhalten, etc.) zu verbessern. Im Gegenzug werden die Simulationsergebnisse zur Gestaltoptimierung der Kupplungssysteme genutzt. So gelingen Vernetzung und nachhaltige Sicherung der Ergebnisse in Experiment und Simulation (Kapitel 5.1) für Friktionssysteme mit Ingenieurkeramik.

## **7.1 Analyse der Kenngrößen zur Sicherung der Übertragbarkeit**

Die durchgeführten experimentellen Untersuchungen in Prüfkategorie V „Beanspruchungsähnlicher Versuch mit Probekörpern“ und Prüfkategorie IV „Bauteilprüfstand“ werden unter den Aspekten Reibungskenngrößen und Verschleißmessgrößen korreliert und bewertet. Kriterium für die Vergleichbarkeit der erzielten Ergebnisse der eingesetzten Friktionspaarungen ist nach dem entwickelten Validierungsansatz (Kapitel 5.3) die Reibungsarbeit und Reibleistung, die unter ähnlichen Einsatzbedingungen (z.B. Gleitgeschwindigkeit  $v_{\text{gleit}}$ , Flächenpressung  $p$ , Temperatur  $T$ ) ähnliche Werte aufweisen müssen.

Zur Absicherung der Übertragbarkeit zwischen Prüfkategorie VI „Modellprüfstand“ (IWK II) und V „Beanspruchungsähnlicher Versuch mit Probekörpern“ werden die Ergebnisse mit Hilfe der in Kapitel 2.1.1 dargestellten Reibungskenngrößen und Verschleißmessgrößen bewertet. Die Untersuchungen zur Übertragbarkeit der Ergebnisse erfolgt mit Hilfe definierter Versuchsparameter (siehe Abbildung 40). Die Auswertung und der Vergleich hinsichtlich Reibungszahl  $\mu$  erfolgt bei beiden beginnend bei hoher Gleitgeschwindigkeit  $v_{\text{gleit}} \gg 0$  m/s bis zum Stillstand (IWK II) bzw. Gleichlauf (IPEK).

Die tribologischen Untersuchungen<sup>163</sup> am IWK II erfolgen mit Hilfe des Pellet/Scheibe Labortribometer TE 92 HS (Fa. Plint) für den trockenlaufenden Friktionskontakt. Im experimentellen Versuch werden Geschwindigkeitsrampenzyklen bei unterschiedlichen Scheibenstarttemperaturen durchgeführt. Ein Rampenzyklus besteht aus einer

---

<sup>163</sup> vgl. Wallstabe et al. 2008

Aufwärtsrampe ( $t_R = 5$  s), in der die Scheibe auf  $v_{\text{gleit}} = 12,6$  m/s beschleunigt, einem konstanten Geschwindigkeitsplateaus ( $t_R = 5$  s) und einer Abwärtsrampe ( $t_R = 5$  s). Für die vergleichenden Untersuchungen der Ergebnisse zwischen Prüfkategorie VI und V werden am IWK II die Reibungszahlkenngrößen an den Abwärtsrampen bestimmt. Am TRP (Trockenreibprüfstand) des IPEK wird der Versuchsablauf „Synchronisation“ (Kapitel 5.3.1) eingesetzt.

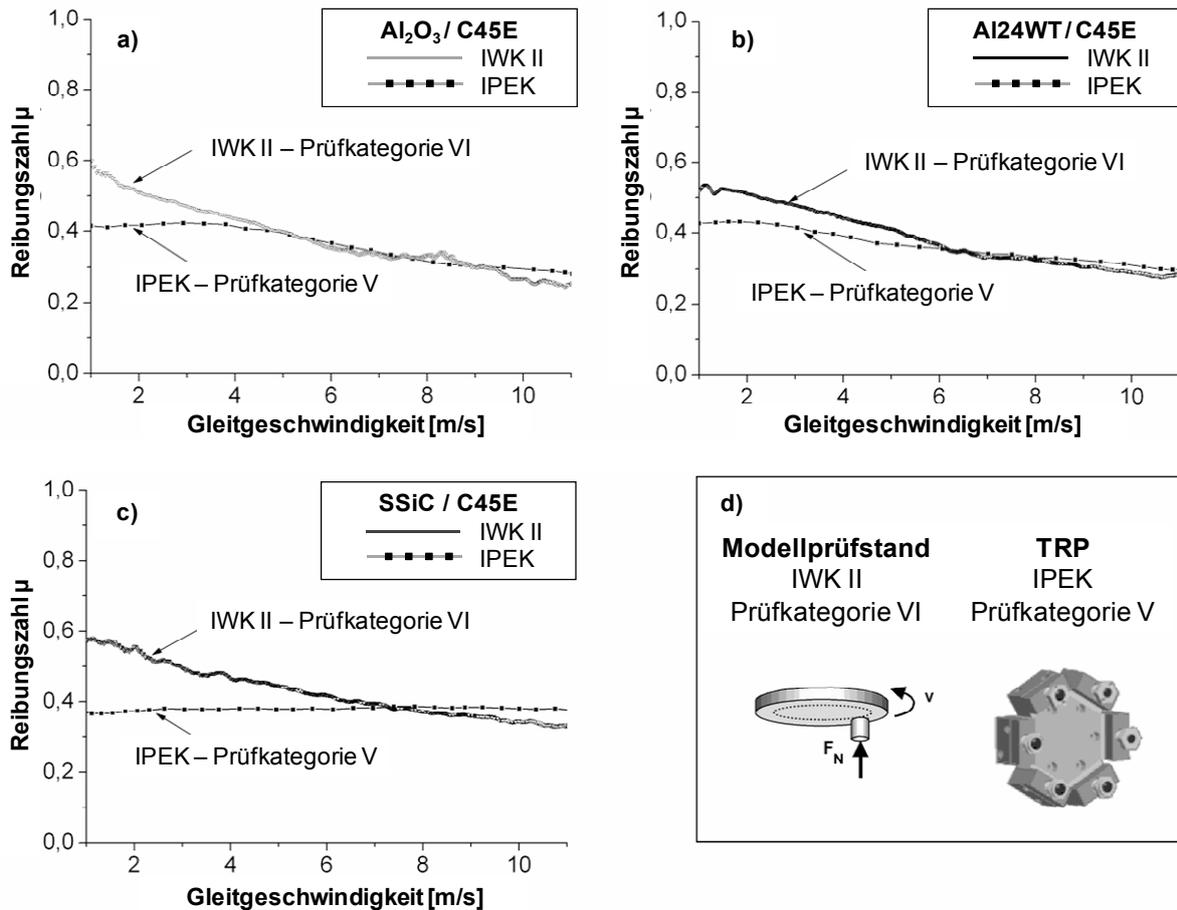


Abbildung 79 Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit der Friktionspaarungen SSiC (EkasicF®)/ C45E, Al24WT/C45E und F99,7/C45E zum Abgleich Prüfkategorie VI (Tribometer) und V (Beanspruchungsähnlicher Versuch am TRP)<sup>164</sup>

Die Charakterisierung der Friktionspaarungen weist hinsichtlich der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit gute Ergebnisse (Abbildung 79) auf. Leichte Abweichungen der Reibungszahl im Bereich kleiner Gleitgeschwindigkeiten ( $\mu_{VI} > \mu_V$ ;

<sup>164</sup> vgl. Forschungsbericht „sfb483“ 2008

ab  $v_{\text{gleit}} < 5 \text{ m/s}$ <sup>165</sup> werden befunden. Die Gründe für dieses Verhalten sind noch nicht in Gänze geklärt. Wesentlich ist hier der thermische Aspekt, der sich u.a. durch die Unterschiede in Versuchsführung und Anzahl von im Friktionskontakt stehender keramischer Pellets ergibt.

Mit Hilfe von REM-Nachuntersuchungen wird die Verschleißerscheinungsform der untersuchten Friktionspaarungen bestimmt. Die Keramiken zeigen einen metallisch aussehenden Übertrag auf der Lauffläche der Pellets (Abbildung 80). Die metallischen Gegenreibpartner zeigen die Verschleißerscheinungsformen der Verschleißart Furchungverschleiß. Die Stahlscheiben in Prüfkategorie V und IV weisen deutliche Makro- und Mikrofurchungen<sup>166</sup> (Abbildung 80) auf, die in Paarung mit SSiC (EkasicF<sup>®</sup>) beansprucht wurden. Daraus wird auf den Verschleißmechanismus Abrasion geschlossen<sup>167</sup>. Die erfassten Verschleißraten lassen sich aufgrund unterschiedlicher Geometrien (z.B. Pellets, Ringgeometrie) anhand des linearen Verschleißbetrags  $W_l$  und der daraus überführten, Gleitweg bezogenen linearen Verschleißintensität  $W_{l/s}^*$  charakterisieren. Die Bestimmung der linearen Verschleißbetrags  $W_l$  basiert auf den taktilen Nachuntersuchungen der metallischen Gegenreibpartner. Die Auswertungen der linearen Verschleißintensität  $W_{l/s}^*$  zeigen, dass in Prüfkategorie V höhere Werte als in Prüfkategorie IV befunden werden.

Die Nachuntersuchung der beanspruchten Friktionswirkflächenpaare auf dem Tribometer zeigt ebenfalls einen metallisch aussehenden Übertrag auf der Keramik und Mikrofurchung auf der Stahlscheibe. Daher sind Verschleißerscheinungsform und somit Verschleißmechanismus vergleichbar. Eine Übertragbarkeit der Ergebnisse ist somit **qualitativ** gegeben. Der Vergleich der linearen Verschleißintensität  $W_{l/s}^*$  (Prüfkategorie VI bis IV) liefert die gleiche Reihenfolge hinsichtlich steigender Verschleißbeständigkeit der Friktionspaarungen: SSiC/100Cr6, SSiC/C45E und Al24WT/C45E. Die quantitativen Werte zeigen Unterschiede zwischen den jeweiligen Prüfkategorien. Gründe sind hierfür u.a. der teilweise unterschiedliche Versuchsablauf, der Überdeckungsgrad zwischen Pelletfläche und Gegenreibfläche und unterschiedliche Masse, Steifigkeit und Dämpfung der Prüfaufbauten und Prüfstände.

Hinsichtlich der Reibungszahl weisen qualitativ die experimentellen Ergebnisse der vergleichenden Untersuchungen der Friktionspaarungen in Prüfkategorie V (Abbildung 42) und Prüfkategorie IV (Abbildung 51) die Friktionspaarung SSiC\*

---

<sup>165</sup> vgl. Zum Gahr et al. 2006, vgl. Forschungsbericht „sfb483“ 2008

<sup>166</sup> vgl. Zum Gahr 1987, vgl. Zum Gahr 1998

<sup>167</sup> vgl. ebda.

(EkasicF<sup>®</sup>) / C45E als am geeignetsten für das Kupplungssystem aus. Dieser Befund wird auf Basis der Auswertung der Reibungszahl  $\mu$  und Reibungszahlgradient  $\mu'$  über der Gleitgeschwindigkeit  $v_{\text{gleit}}$  getroffen. Die eingesetzten multiphasigen Keramiken weisen aktuell noch einen zu großen negativen Reibungszahlgradienten (Abbildung 51) bei gesteigertem Verschleißwiderstand auf.

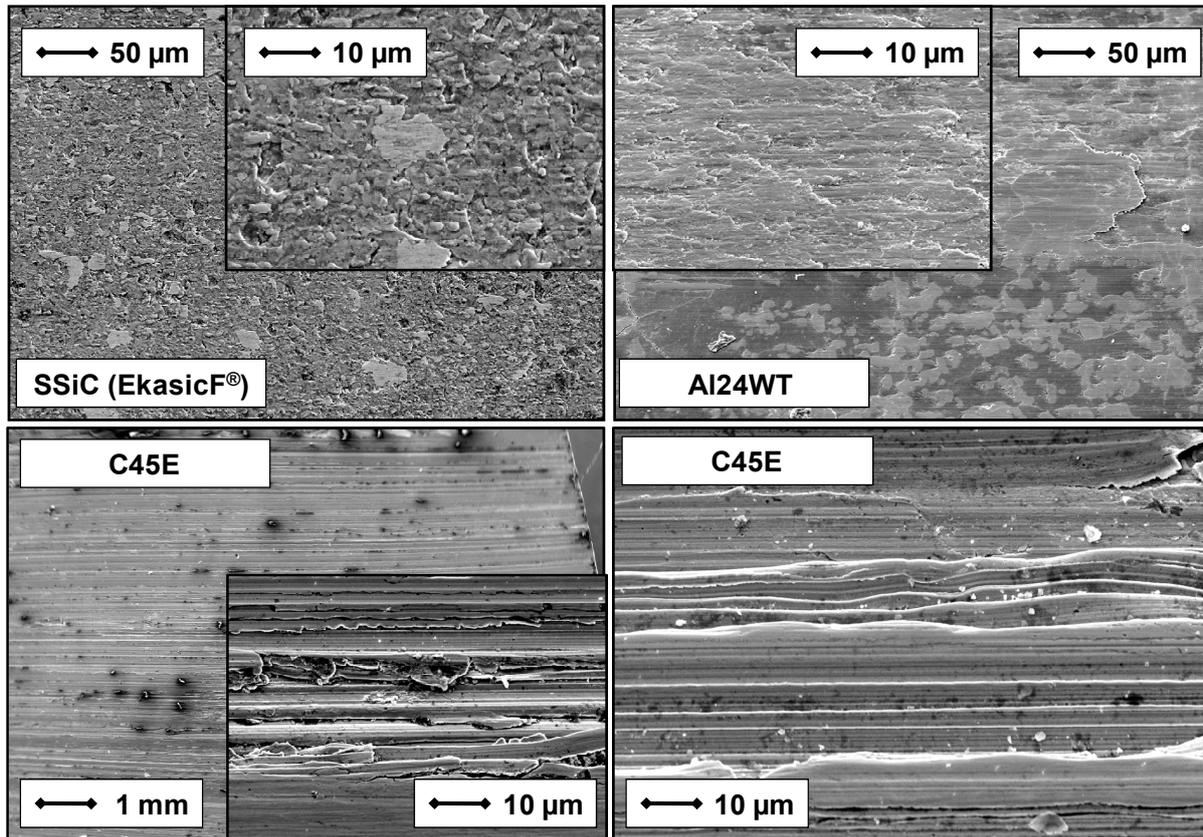


Abbildung 80 Prüfkategorie V „Beanspruchungsähnlicher Versuch mit Probekörpern“ – REM-Untersuchungen der keramischen Probekörper<sup>168</sup>

Die Untersuchungen zur Sicherung der Übertragbarkeit der Ergebnisse in die komplexeren Prüfkategorien III – I erfolgt über die optisch erfasste Verschleißerscheinungsform der Friktionspaarung. Die nachuntersuchten Kupplungssysteme mit Ingenieurkeramik zeigen ähnliche Verschleißerscheinungsformen. Die SSiC\* Pellets weisen im tragenden Bereich den metallisch aussehenden Übertrag auf. Die Stahlscheiben lassen die in Prüfkategorie V und IV festgestellten Makro- und Mikrofurchungen erkennen. Der aktive Verschleißmechanismus im Kupplungssystem

<sup>168</sup> REM-Aufnahmen IWK II, Universität Karlsruhe (TH)

wird somit in den Prüfkategorien VI – IV folgerichtig abgebildet. Die Übertragbarkeit der Ergebnisse im Rahmen der Tribologischen Prüfkette beim Übergang einzelner Prüfkategorien in Hinblick auf Reibungszahlverhalten und Verschleißmechanismus ist somit **qualitativ** nachgewiesen. Die quantitativen Größen nehmen mit steigender Prüfkategorienummer (I-V) zu.

## 7.2 Wertung der Prüfkategorie spezifischen Ergebnisse

Die experimentellen Untersuchungen zum System- und Reibungszahlverhalten ingenieurkeramischer Werkstoffe in Paarung mit dem metallischen Gegenreibpartner C45E entlang der Tribologischen Prüfkette zeigen, dass eine Übertragbarkeit der Kenngrößen quantitativ nicht direkt gegeben ist. Es wird befunden, dass mit steigender Prüfkategorienummer (III-V) die experimentellen Ergebnisse quantitativ größere Deltas zu Ergebnissen aus Prüfkategorie I vorweisen. Ein wichtiger Aspekt ist dabei, dass nun gezielt in den Prüfkategorien III bis VI Kennwerte (z.B. Reibungszahlgradient  $\mu'$ , lineare Verschleißintensität  $W_{I/s}^*$ ) gebildet werden können, die eine gezielte Optimierung und neue Werkstoffentwicklungen von Friktionspaarungen mit Ingenieurkeramik ermöglichen.

Parallel ist dieses Wissen von entscheidender Bedeutung für zukünftige Forschungsvorhaben, die an den am IPEK vorhandenen Prüfständen durchgeführt werden. Die Unterschiede beruhen, wie in Kapitel 5.1 gezeigt wurde, u.a. auf den spezifischen eingesetzten Prüfstandsaufbauten (z.B. Steifigkeit, Dämpfung, E-Maschinen, Kuppelungskomponenten, etc.). Eine direkte Übertragbarkeit dieser Kennwerte auf in anderen Institutionen eingesetzten Prüfständen kann ohne weitere experimentelle Untersuchungen und Korrelation nicht erfolgen. Die entwickelten, eingesetzten und verknüpfenden Methoden und Prozesse können aber sehr wohl auf diese übertragen werden. Diese sind in die einzelnen Aktivitäten des „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozesses integriert.

Die Erkenntnisse der experimentellen Untersuchungen werden in der Simulation zur Verbesserung der Modellbildung eingebunden. Dies erhöht dadurch entscheidend die Modellgüte der u.a. im Rahmen dieser Arbeit entwickelten FEM-Modelle zur Analyse der Temperaturen und Spannungen der Friktionssysteme mit Ingenieurkeramik. Die Ergebnisse der thermo-mechanischen FEM-Simulation fließen im Gegenzug bei der Gestaltfindung in den „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozess ein. „Keramikspezifische“ Restriktionen (z.B. Keramische Gestalt, Bauteilverbindung) und Randbedingungen können sie gezielt in das Zielsystem überführt werden.

Die dargestellte Vorgehensweise zur Entwicklung (Kapitel 4.2) und Validierung (Kapitel 5) von Friktionssystemen mit Ingenieurkeramik steht zukünftig als Wissensspeicher für weiterführende Entwicklungstätigkeiten zur Verfügung. Durch die prozessorientierte ganzheitliche Betrachtung unter den Aspekten Entwicklung und Validierung können zukünftig kosten- und zeitsparende Untersuchungen mit hoher Aussagegüte erfolgen. Einen wesentlichen Beitrag liefert im Rahmen dessen u.a. die in dieser Arbeit eingesetzte Methode zur Quantifizierung des Schwingungsverhaltens mit Hilfe des zweiparametrischen Markov-Zählverfahrens, dass die relative Bewertung mit Hilfe des Flächenindex ergänzt und in Experiment und Simulation eingesetzt werden kann.

### **7.3 Resümee der Friktionspaarungen auf Basis der Prüfkategorie spezifischen Ergebnisse**

Das Resümee der trockenlaufenden Friktionspaarungen Ingenieurkeramik / Stahl basiert auf den in den Prüfkategorien V und IV ermittelten Ergebnissen. Diese werden hinsichtlich Leistungspotenzial (z.B. Reibungszahl  $\mu$ , mittlere Reibungszahl  $\mu_m$ , Drehmomentkapazität), Komfortverhalten (z.B. Reibungszahlgradient  $\mu'$ , Schwingungsverhalten) und Verschleißverhalten (z.B. lineare Verschleißintensität  $W_{l/s}^*$ , Funktionsverschleiß  $k_V^*$ , Lebensdauer) in Kapitel 6 dargestellt. Zur Vereinfachung wird das Resümee an den tribologischen Mess- und Kenngrößen mittlere Reibungszahl  $\mu_m$ , Reibungszahlgradient  $\mu'$  und lineare Verschleißintensität  $W_{l/s}^*$  (Kapitel 2.1.1) der Friktionspaarungen durchgeführt. Diese werden in dieser Arbeit primär zum Abgleich der Ergebnisse zwischen unterschiedlichen Prüfkategorien genutzt.

Die Untersuchungen erfolgen mit Hilfe des Versuchsablaufs „Synchronisation“ am TRP. Diese werden in Prüfkategorie V „Probekörper“ mit Hilfe der Prüfvorrichtung „Modularer Prüfkopf“ (Abbildung 29b) realisiert. Dargestellt werden die Ergebnisse dieser in Abbildung 81 Va - Vc für sieben unterschiedliche Friktionspaarungen. In Prüfkategorie IV „Bauteilprüfstand“ wird eine modulare Prüfvorrichtung zur Untersuchung unterschiedlicher Kupplungsscheibengeometrien (Abbildung 29c) verwendet, um die Wechselwirkung zwischen Lagerungs-, Federungs- und Fixierungskonzepten und tribologischen Verhalten zu analysieren. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen werden in Abbildung 81 IVa - IVc für zwei unterschiedliche Kupplungsscheibengeometrien (Generation I und II) aufgeführt.

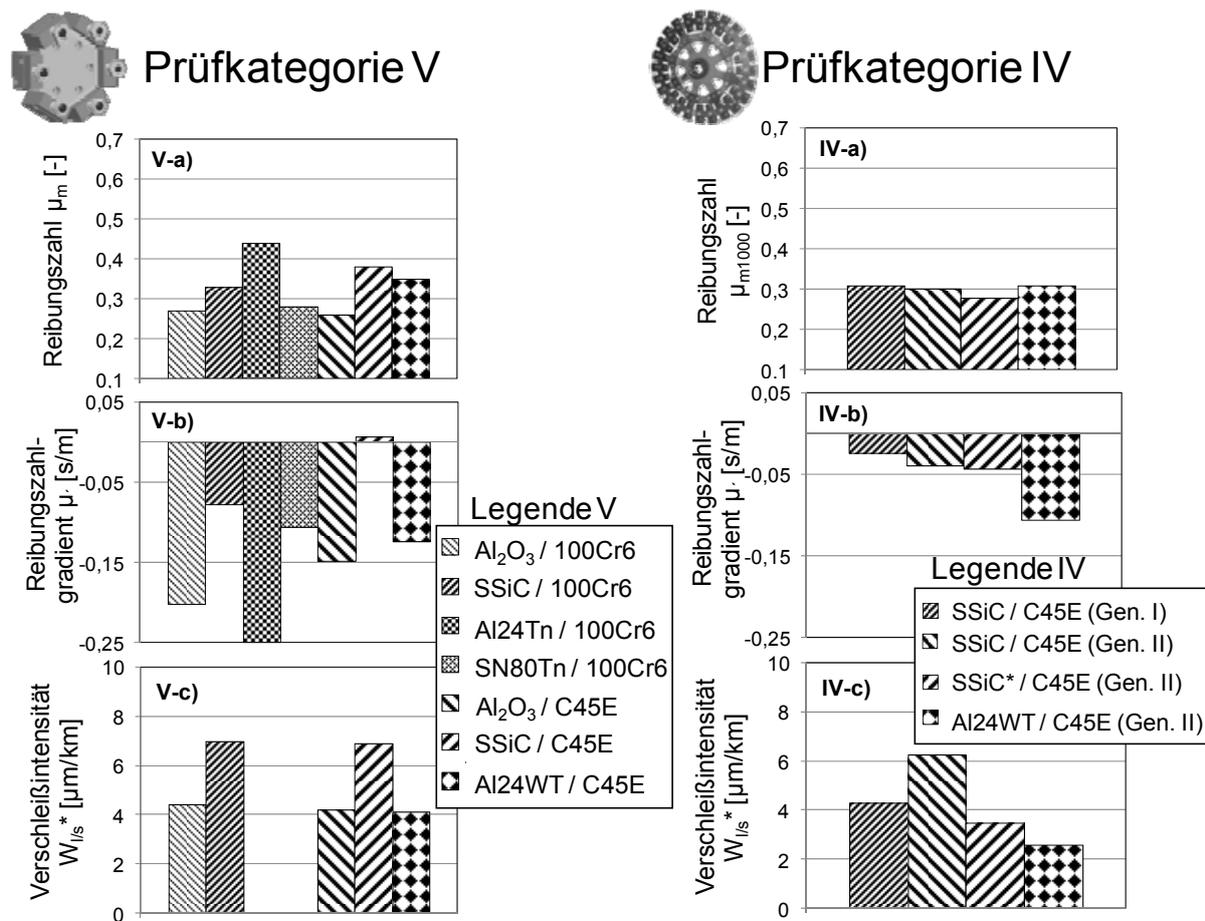


Abbildung 81 Resümierende Betrachtung in Prüfkategorie V und IV mit Hilfe funktionsrelevanter tribologischer Kenngrößen, Synchronisation

Die Ergebnisse weisen sehr gute Befunde hinsichtlich des Leistungspotenzials auf. Das übertragbare Kupplungsmoment kann durch die ermittelten Reibungszahlen ( $v_{gleit} < 2$  m/s) mit ingenieurkeramischen Werkstoffen deutlich gesteigert werden. Dies zeigen die in Kapitel 6.2 dargestellten Ergebnisse im Vergleich zu organischen Reibbelägen, die eine minimale Reibungszahlerhöhung um  $\Delta\mu_{min} > 0,05$  (Abbildung 50) vorweisen. Die Untersuchungen hinsichtlich der Reibungszahlkonstanz ( $\mu_{m1000} = \sim 0,3$ , Abbildung 81 IV-b) zeigen nach ca. 500 Synchronisationen stabile Reibungsbedingungen (Abbildung 53, Abbildung 54) für die untersuchten Werkstoffpaarungen. Im Vergleich zu organischen Werkstoffen ( $\mu_{min} = 0,27$ ) ist dies eine leichte Verbesserung.

Die in Prüfkategorie V und IV bestimmte Verschleißintensitäten  $W_{ls}^*$  weisen tendenziell zu hohe Werte auf (Abbildung 81 IV-c, V-c). Unter dem Gesichtspunkt Verschleißverhalten zeigt die lineare Verschleißintensitäten  $W_{ls}^*$  in Prüfkategorie III „Systemprüfstand“ eine deutliche Verbesserung (ca. Faktor 3) im Vergleich zu den in Prüfkategorie IV ermittelten Werten. Die Hochrechnung der linearen Verschleißinten-

sität ( $W_{I/s}^* = 1,21 \mu\text{m}/\text{km}$ ) unter Nutzung spezifischer Lastkollektive (z.B. CUP<sup>169</sup>, CARLOS<sup>170</sup>) zeigt, dass die geforderte Fahrstrecke von 150.000 km mit der Friktionspaarung SSiC\* / C45E teilweise erfüllt wird (Abbildung 71).

Der u.a. auf Basis der in Prüfkategorie IV ermittelten Reibungszahlgradientenverläufe (Abbildung 51) getroffene Beschluss, die Friktionspaarung SSiC\* / C45E in den Prototyp des Gesamtkupplungssystems zu integrieren, erfüllt unter dem Gesichtspunkt NVH-Verhalten nicht das erwünschte Fahrverhalten. Generell weisen die untersuchten Friktionspaarungen noch einen zu hohen, negativen Reibungszahlgradienten  $\mu'$  auf (Abbildung 81 V-b, IV-b). Dieser kann u.a. durch die Federkennlinie (Abbildung 25) beeinflusst werden, wie die experimentellen Ergebnisse der Kupplungsscheiben der 1.sten und 2.ten Generation zeigen. Die Kupplungsscheibe der 2.ten Generation verfügt über einen weiten Bereich der Federkennlinie ( $0 < s < 0,5$  mm) eine geringe Federsteifigkeit, um gleichmäßiges Tragen der Keramik und eine gute Modulierbarkeit um den Schleifpunkt zu realisieren.

Die experimentellen Untersuchungen im Prüfkategorie I „Betriebssystem Fahrzeug“ zeigen, dass die gute Modulierbarkeit von während der Synchronisation auftretenden Schwingungen (Phänomen Rupfen) überlagert wird. Ein wesentlicher Aspekt ist hier der Reibungszahlgradient der eingesetzten Friktionspaarung. Die Bewertung durch Expertenfahrer entspricht dem Befund „Mögliche Feststellbarkeit durch Durchschnittskunden“.

## 7.4 Einsatzreife für Friktionssysteme mit ingenieurkeramischen Werkstoffen für trockenlaufende Kupplungssysteme

Die vorliegende Arbeit beschreibt Vorgehensweisen, Methoden (z.B. Entwicklungsmethoden, Validierungsmethoden) und Werkzeuge (z.B. FEM, STAU, „CoupAction“ Modell) zur Konzept-, Gestaltmodellierung und Validierung von trockenlaufenden Friktionssystemen mit monolithischer und multiphasiger Ingenieurkeramik. Diese werden im Kontext des „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozesses diskutiert. Auf Basis dieser wird ein erstes, prototypenhaft umgesetztes Kupplungssystem mit der Friktionspaarung SSiC\* (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E exemplarisch entwickelt und mit

---

<sup>169</sup> Jäggle et al.. 2007

<sup>170</sup> Bertsche / Lechner 2004

den in Kapitel 5 dargestellten Validierungsmethoden bis zur Prüfkategorie I untersucht. Die Beurteilung der aktuellen Einsatzreife und der Ausblick auf weitere Forschungsschwerpunkte zu Friktionssystemen mit ingenieurkeramischen Werkstoffen basiert auf den Untersuchungen und Ergebnissen dieser Arbeit. Die Betrachtung erfolgt nach den in dieser Arbeit definierten Betrachtungsebenen „Friktionskontakt“ (Kapitel 4.2.1) und „Aggregat“ (Kapitel 4.2.2).

### **Betrachtungsebene „Friktionskontakt“ (WFP<sub>1.1</sub>, WFP<sub>1.5</sub>)**

Weitere wesentliche Untersuchungen müssen zur Klärung der tribologischen Eigenschaften von Friktionspaarungen in Mischpaarung Ingenieurkeramik / Stahl und Selbstpaarung Ingenieurkeramik / Ingenieurkeramik erfolgen. Die untersuchten Ingenieurkeramiken müssen ferner gezielt um die Betrachtung von ingenieurkeramischen Sonderwerkstoffen wie z.B. den Verbundwerkstoffen aus Metall und Keramik (z.B. MMC, CMC) oder kohlenstofffaserverstärkte Keramiken (z.B. langfaserige C/SiC) erweitert werden. Diese Verbundwerkstoffe finden u.a. in Bremssystemen Einsatz. Primäre Ziele sind hier die Reduzierung von Masse und Massenträgheit, um so energieeffizientere Fahrzeuge zu realisieren. Diese finden aktuell nur bei Premium Automobilhersteller aufgrund der Kosten Einsatz, was hauptsächlich auf die Herstellungskosten dieser Werkstoffe zurückzuführen ist. Diese werden in einer hybriden Friktionspaarung mit organischen Reibbelägen betrieben. U.a. zeigen experimentelle Ergebnisse, dass diese in Paarung mit Stahl noch nicht das gewünschte Reibungszahl- und Verschleißverhalten aufweisen<sup>171</sup>. Ebenfalls muss das NVH-Verhalten für die Anwendung in Kupplungssystemen untersucht werden (Phänomen „Bremsenquietschen“<sup>172</sup>).

Die experimentellen Untersuchungen haben ferner gezeigt, dass unter realen Randbedingungen die lineare Verschleißintensität  $W_{l/s}^*$  der Friktionspaarung im Kupplungssystem nur teilweise ausreicht, um die notwendige Lebensdauer (PKW 150.000 km) zu gewährleisten. Weitere Forschung ist notwendig, um gezielt die Auswahl und Modifikation geeigneter metallischer Gegenreibpartnern zur Erhöhung der Verschleißbeständigkeit der Friktionspaarung Keramik/Stahl zu ermöglichen.

Eine Verbesserung der tribologischen Eigenschaften der Friktionspaarungen muss zwingend auch unter dem Aspekt des Reibungszahlgradienten (Schwingungsanregung) erfolgen. Dieser kann nur in Abstimmung zwischen System- und Werkstoffent-

---

<sup>171</sup> vgl. Albers et al. 2005b

<sup>172</sup> vgl. Hagedorn / v. Wagner 2004, vgl. Müller / Ostermeyer 2007

wicklungsprozess optimiert werden. Das weitere, hieraus gewonnene Wissen kann dann auf neue Szenarien übertragen werden.

### **Betrachtungsebene „Aggregat“**

Eine besondere Bedeutung haben bei der Gestaltung technischer Systeme mit keramischen Komponenten die Bauteilverbindungen zur Integration. Hier konnten in dieser Arbeit neue Lösungen erarbeitet werden, die im Bereich niedriger und mittlerer Temperaturen (bis  $T = 200^\circ\text{C}$  im Bereich des Wirkflächenpaars „Bauteilverbindung“,  $\text{WFP}_{1,6}$ ) ihre Funktionsfähigkeit nachgewiesen haben. Um das volle Potenzial der Ingenieurkeramik im Friktionssystem nutzbar machen zu können, ist es allerdings notwendig, den Betriebstemperaturbereich auszuweiten. Dies gelingt z.B. durch neue Lösungen auf Basis von Aktivloten, die mittels Laserstrahltechnik<sup>173</sup> gefügt werden. Die Keramik muss das zugehörige Wirkflächenpaardesign aufweisen, das hier maßgeblich durch den Fügeprozess beeinflusst wird.

Des Weiteren stehen prinzipiell zwei Lösungsansätze als konstruktive Konzepte zur Verfügung, um die notwendige Lebensdauer des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik in Paarung mit Stahl zu verbessern. Gekennzeichnet ist der erste durch den Übergang von der kreisförmigen Anordnung der keramischen Pellets auf der Kupplungsscheibe (KS-Geometrie, Abbildung 84, Nr. 4, Nr.9) zur überlappenden Anordnung (Abbildung 84, Nr. 2, Nr.10). Der Vorteil dieses Übergangs liegt im homogenen Wärmeeintrag, der lokal, hohe Temperatur induzierte Spannungsgradienten in den Gegenreibeischeiben vermeidet. Nachteilig ist der konstruktive Mehraufwand. Der zweite basiert auf der konstruktiven Erhöhung des tolerierbaren linearen Verschleißbetrags  $W_l$  durch z.B. größere Scheibendicken. Diese Lösungsansätze müssen experimentell untersucht und validiert werden.

Hinsichtlich des Komfortverhaltens können drei prinzipielle Lösungsansätze aus Systemsicht verfolgt werden. Der erste beinhaltet das gezielte radiale Downsizing des Kupplungssystems in Abhängigkeit des übertragbaren Drehmoments  $M_{Ü}$ , das mit einem Sicherheitsfaktor in Abhängigkeit des nominellen Moments der Verbrennungskraftmaschine ( $M_{\text{Motor max}}$ ) systemspezifisch ausgelegt wird. Kupplungssysteme mit größeren Kupplungsdurchmessern weisen toleranzbedingt unter gleichen systemischen Randbedingungen höhere Momentenschwankungen auf, die in der Systemantwort als Rupfschwingungen festgestellt werden können.

---

<sup>173</sup> vgl. Südmeyer et al. 2007, vgl. IWK II / Universität Karlsruhe (TH)

Ein weiterer Ansatz ist ein Hybridansatz auf Komponentenebene, d.h. der gezielten Kombination keramischer Werkstoffe und organischer Reibbeläge in einem System, das Leistungspotenzial des Gesamtsystems unter den Kriterien hoher Beanspruchung und Komfort zu optimieren. Voruntersuchungen zur Kombination von Friktionspaarungen<sup>174</sup> in einem Kupplungsgesamtsystem haben gezeigt, dass das Friktionsverhalten durch die gezielte Kombination unterschiedlicher Friktionspaarungen beeinflusst werden kann.

Eine weitere Möglichkeit der gezielten Gestaltung und Optimierung der Friktionspaarung mit Ingenieurkeramik ergibt sich durch die erweiterte Betrachtung des Teilsystems „Betätigung“ (Pedal bis Ausrücklager). Das Betriebsverhalten des Kupplungssystems kann durch eine gezielte Aufprägung der Normalkraft im Friktionskontakt beeinflusst werden. In weiteren Forschungsarbeiten<sup>175</sup> konnte die grundsätzliche Methode und deren Potenzial bereits gezeigt werden. Dieser Ansatz bietet für Friktionssysteme mit Ingenieurkeramik aus Systemsicht die Möglichkeit, bei der Wahl des Friktionssystems einen weiteren Freiheitsgrad zu gewinnen. In der konkreten Systemgestaltung könnte dann eine unter dem Gesichtspunkt „Hochlast“ besonders leistungsfähige Friktionspaarung mit einem etwas schlechteren Reibungszahlgradienten trotzdem genutzt werden.

Die in dieser Arbeit entwickelten und erforschten Methoden (Kapitel 4.2), Konstruktionshinweise (Kapitel 4.2.1, 4.2.2 und 4.4), Untersuchungs- (Kapitel 5.1), Validierungsmethoden (Kapitel 5.3) und FEM-Modelle (Kapitel 6.2.2, 6.3.2) erlauben die Nutzung der Potenziale von ingenieurkeramischen Werkstoffen (u.a. hohe Reibungszahl  $\mu$ , Verschleißbeständigkeit, Temperaturbeständigkeit), die zur Entwicklung trockenlaufender Friktionssysteme eingesetzt werden. Diese werden exemplarisch an dem prototypenhaft umgesetzten Kupplungssystem dargestellt und diskutiert, welches ein hochkomplexes, reibkraftschlüssiges Maschinenelement ist. Eine abschließende Beurteilung der vollen Einsatzreife für Fahrzeuganwendungen kann erst unter Berücksichtigung der erläuterten Faktoren auf Basis der Ergebnisse zukünftiger Forschungsarbeiten erfolgen.

---

<sup>174</sup> vgl. Albers et al. 2007c, vgl. IPEK / Universität Karlsruhe (TH)

<sup>175</sup> vgl. Krüger 2005, vgl. Schwenger 2005

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit formuliert einen individuellen „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozess, in dem Methoden und Prozesse (Kapitel 4, Kapitel 5) zur Entwicklung von Friktionssystemen mit ingenieurkeramischen Werkstoffen in der Anwendung und unter Berücksichtigung der abgeleiteten Anforderungen für trockenlaufende Kupplungssysteme synthetisiert und definiert werden. Fokussiert werden die Aktivitäten Prinzipmodellierung, Gestaltmodellierung und in besonderem Maße die Validierung. Exemplarisch werden die entwickelten Methoden und Prozesse an einem innovativen, prototypenhaft umgesetzten Kupplungssystem mit monolithischer und multiphasiger Keramik als Technologieträger zur Potenzialabschätzung verifiziert und validiert. Mittels des durchgängigen Validierungsprozesses zur Untersuchung des System- und Friktionsverhaltens der betrachteten Friktionspaarungen entlang der Tribologischen Prüfkette bis hin zum Obersystem Fahrzeug gelingt die Beurteilung hinsichtlich Leistungspotenzial, Verschleiß- und Komfortverhalten. Die Übertragbarkeit der Ergebnisse im Rahmen des Validierungsprozesses beim Übergang benachbarter Prüfkategorien ist qualitativ gegeben. Die quantitativen Werte der tribologischen Kenngrößen (z.B. Reibungszahl  $\mu$ , Reibungszahlgradient  $\mu'$ , lineare Verschleißintensität  $W_{I/S}^*$ ) dienen der gezielten Optimierung der Werkstoffpaarung Ingenieurkeramik/Stahl in den weniger komplexen Prüfkategorien, wodurch maßgeblich Aufwand und Kosten reduziert werden. Das in dieser Arbeit generierte Wissen kann so zukünftig für die Entwicklung von Friktionssystemen mit Ingenieurkeramik gezielt genutzt und auf weitere Szenarien übertragen werden.

Ausgehend von dem in Kapitel 2 beschriebenen Stand der Forschung werden die Ziele der vorliegenden Arbeit abgeleitet und in Kapitel 3 definiert.

In Kapitel 4 werden die entwickelten Methoden und Prozesse zur Prinzip- und Gestaltmodellierung des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik im Rahmen der SPALTEN-Aktivitätenmatrix beschrieben. Durch den Einsatz des C&CM (Contact & Channel Modells) und der abgeleiteten Funktionsstrukturen (Gesamt- und Teilfunktionen) des Kupplungssystems in Betrachtungsebenen (z.B. „Friktionskontakt“, „Aggregat“) werden mehr als 200 prinzipielle Teillösungskonzepte entwickelt, aus denen 15 Gesamtlösungsansätze (Anhang 10.3) ausgestaltet und exemplarisch diskutiert werden (Kapitel 4.3). Durch den Einsatz analytischer und numerischer Modelle und unter Berücksichtigung experimenteller Ergebnisse zum Friktionsverhalten von Ingenieurkeramik/Stahl Paarungen erfolgt die Entwicklung eines ersten, prototypenhaft umgesetzten Kupplungssystems mit monolithischer Keramik SSiC\* (EkasicF<sup>®</sup>). Auf Basis der Ergebnisse der Gestaltmodellierung und Validierung

werden Konstruktionshinweise abgeleitet und verallgemeinert formuliert (siehe Kapitel 4.2.1, 4.2.2 und 4.4), um das entstandene Wissen (z.B. Erfahrungen, Erkenntnisse, Ergebnisse) sichtbar zu machen und so für zukünftige Entwicklungstätigkeiten mit Ingenieurkeramik bereitzustellen (Frontloading im PEP).

Nach den modellierenden Tätigkeiten zur Prinzip- und Gestaltfindung werden zur Absicherung der Produkteigenschaften des entwickelten Kupplungssystems die prinzipielle Vorgehensweise und die Methoden der virtuellen und experimentellen Untersuchungen im Rahmen der Aktivität „Validierung“ in Kapitel 5 vorgestellt. Dieser Validierungsprozess verknüpft die auf das Kupplungssystem wirkenden Systeme „Fahrer“, „Fahrzeug“ und „Umgebung“ in einem ganzheitlichen Forschungsansatz (Kapitel 5.1). Durch die konsequente Verfolgung der Tribologischen Prüfkette bis zum Obersystem Fahrzeug werden systemische und tribologische Kenngrößen zur Beschreibung des Friktions- bzw. Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik erfasst. Die Koppelung zwischen den einzelnen Prüfkategorien in Experiment und Simulation erfolgt über definierte Versuchsparameter (z.B. Synchronisation unter definierten Parametern – Anfahrtdrehzahl, Fahrzeugbeladung, Reibungsarbeit und Reibleistung). Dies ermöglicht die abgleichenden Untersuchungen zur Übertragbarkeit der Ergebnisse entlang der Tribologischen Prüfkette.

Entscheidender Bestandteil dieser Arbeit sind die in Kapitel 6 dargelegten experimentellen und numerischen Ergebnisse zu den untersuchten Friktionspaarungen mit Ingenieurkeramik, die in der Makroaktivität „Validierung“ mit Hilfe des ganzheitlichen Forschungsansatzes ermittelt werden. Diese werden in den jeweiligen Prüfkategorien ermittelt. Durch die entwickelte Versuchsführung (Kapitel 5.3) gelingt es, die systemischen und tribologischen Eigenschaften unter realen, statistisch abgesicherten Lastkollektiven (Lastkollektiv „Stadt“, Lastkollektiv „Hochlastanfahrt“) zu charakterisieren.

Die Auswertung der experimentellen Ergebnisse erfolgt hinsichtlich des Leistungspotenzials (z.B. Reibungszahl  $\mu$ , mittlere Reibungszahl  $\mu_{m1000}$ , Drehmomentkapazität), des Verschleißverhaltens (z.B. lineare Verschleißintensität  $W_{l/s}^*$ , Funktionsverschleiß  $k_V^*$ , Lebensdauer) und des Komfortverhaltens (z.B. Reibungszahlgradient  $\mu'$ , Schwingungsverhalten). Hier zeigen die untersuchten Friktionspaarungen mit Ingenieurkeramik in Hinblick auf das übertragbare Drehmoment  $M_{\dot{U}}$  eine Steigerung der Reibungszahl um mindestens  $\Delta\mu > 0,05$  und in Hinblick auf Reibungszahlkonstanz  $\mu_m = \sim 0,3$  bei konstanten, linearen Verschleißintensitäten. Die im Kupplungssystem auftretende, lineare Verschleißintensität  $W_{l/s}^* = 1,21 \mu\text{m}/\text{km}$  erfüllt unter Berücksichtigung spezifischer Lastkollektive eine berechnete Gesamtfahrstrecke  $> 150.000 \text{ km}$ . Nachteilig wird hier der noch zu negative Reibungszahlgradient  $\mu'$  der Friktionspaa-

rungen befunden, der Schwingungen (Phänomen „Rupfen“) im Fahrzeug hervorrufen kann.

Zur Kopplung zwischen Reibungszahlgradientenverlauf (Prüfkategorie IV) und auftretender Systemantwort des Antriebsstrangs (Schwingungen - Rupfen in Prüfkategorie III und I) wird das Markov-Zählverfahren erfolgreich in Experiment und Simulation integriert, um ergänzend zur systemspezifischen Bewertungsgröße Flächenindex (Kapitel 2.1.1) Informationen über Amplitude und Häufigkeitsverteilung der auftretenden Last-Zeit-Funktion (Spannen zwischen aufeinander folgenden Umkehrpunkten) während der Synchronisation bereitzustellen. Die Visualisierung der Markov-Matrix (Abbildung 70, Abbildung 75) ermöglicht einen detaillierten Überblick über die Eigenheit der Schwingung.

Der von Albers et al. postulierte Forschungsansatz des Kupplungsfunktionsmodells (Kapitel 2.1.1) wird in dieser Arbeit um das Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik ergänzt, das die Antriebssystemparameter des verwendeten Versuchsaufbaus mit Heckantrieb verwendet. Die Kopplung des FEM-Modells des prototypenhaft umgesetzten Kupplungssystems und experimenteller Ergebnisse, die mit Hilfe eines Mehrkörpermodells verknüpft werden, liefert gute Ergebnisse zur Berechnung der Systemantwort (z.B. Rupfen, Ruckeln, Kapitel 6.4.2). Wesentlicher Aspekt ist hier die Modellbildung zur thermo-mechanischen FEM-Simulation von Friktionssystemen mit Ingenieurkeramik, die über die ins System induzierte Reibungsleistung Temperaturen und Spannungen berechnet (Kapitel 6.2.2, 6.3.2). Die Ergebnisse fließen in die Gestaltmodellierung und Dimensionierung der Kupplungssysteme ein. Diese generieren keramikspezifische Restriktionen (z.B. auftretende Spannungen, Ausfallwahrscheinlichkeit) und Randbedingungen (z.B. Scherfestigkeit für gelötete Bauteilverbindungen). Die Modellbildung kann so auf zukünftige Entwicklungen mit ingenieurkeramischen Werkstoffen übertragen werden.

Zur Absicherung der Übertragbarkeit der Prüfkategorie spezifischen Ergebnisse werden vergleichende Untersuchungen zu den experimentellen und numerischen Ergebnissen in Kapitel 7 diskutiert. Die sichere und valide Übertragbarkeit der Prüfergebnisse entlang der Tribologischen Prüfkette ist qualitativ gegeben (Kapitel 7.1). Dies wird durch den ganzheitlichen Forschungsansatz (Kapitel 5.1) und die in allen Prüfkategorien anwendbare Versuchsführung (Kapitel 5.3) realisiert. Quantitative Aussagen zum Verhalten der Friktionsspaarung auf verschiedenen Prüfkategorien werden befunden, sind aber aufgrund der IPEK spezifischen Prüfaufbauten und Prüfstände nicht verallgemeinerbar darstellbar. Wesentlicher Aspekt ist hier, dass nun gezielt spezifische Kennwerte für z.B. Reibungszahlgradient  $\mu'$  oder lineare Verschleißintensität  $W_{V/S}^*$  in den Prüfkategorien III bis VI gebildet werden können, die kosten- und zeitsparende Werkstoffentwicklungen von Friktionsspaarungen mit

Ingenieurkeramik begünstigen. Auf Basis der Ergebnisse der Validierung wird ein Resümee (Kapitel 7.3, Abbildung 81) zum tribologischen Verhalten der untersuchten Friktionspaarungen für die Prüfkategorien IV und V gezogen. Die Ergebnisse der Friktionspaarung SSiC\* (EkasicF<sup>®</sup>) / C45E im prototypenhaft umgesetzten Kupplungssystem (Prüfkategorie I) zeigen, dass trotz guter Kupplungsmodulation beim Anfahrvorgang „Rupfen“ befunden wird. Dies lässt den Schluss zu, dass die in Prüfkategorie IV ermittelten Reibungszahlgradienten  $\mu'$  der untersuchten Friktionspaarungen noch nicht die nötige Eigenschaft für eine herkömmliche Fahrzeuganwendung aufweisen. Weitere Forschungsaktivitäten setzen sich daher gezielt mit der Fragestellung „Optimierung des Komfortverhaltens“ aus tribologischer („Friktionskontakt“) und systemischer Sicht („Aggregat“) auseinander, um die Einsatzreife (Kapitel 7.4) der Friktionspaarungen u.a. unter diesem Aspekt noch weiter zu verbessern.

Durch die entwickelten Methoden und Prozesse und deren Integration in die Aktivitäten des „keramikspezifischen“ Produktentstehungsprozesses gelingt die Erweiterung des bisher vorhandenen Wissens zur Entwicklung von Friktionssystemen mit monolithischen und multiphasigen (lasergestützte Randschichtmodifizierung) Keramiken, die am Beispiel einer trockenlaufenden Fahrzeugkupplung vorgestellt werden. Somit steht dieses Wissen für zukünftige Entwicklungstätigkeiten mit ingenieurkeramischen Werkstoffen zur Verfügung und wird nachhaltig durch die Veröffentlichung der Forschungsergebnisse gesichert. Parallel fließt dieses Wissen u.a. in das K-KIS<sup>176</sup> (Keramik-Konstruktionsinformationssystem) ein, das als Werkzeug zur Unterstützung von Entwicklern und Konstrukteuren beim Auffinden problemspezifischer Informationen im methodischen Produktentstehungsprozess von Gleit- und Friktionssystemen mit ingenieurkeramischen Werkstoffen im Sonderforschungsbereich sfb483 konzipiert und entwickelt wird.

---

<sup>176</sup> vgl. Forschungsbericht „sfb483“ 2008

## 9 Literaturverzeichnis

### 9.1 Literatur zum Thema „Trockenlaufende Kupplungen“

- Adelt et al. 1999**, Adelt, P.; Grimmer, W.; Stephan, E.: Autofahrertypen auf Deutschlands Straßen. Sicher Direct Studie 1997, Verlag für neue Wissenschaften GmbH, Bremerhaven, 1999.
- Aigner 1982**, Aigner, J.: Zur zuverlässigen Beurteilung von Fahrzeugen. ATZ, Automobiltechnische Zeitschrift 84 (1982), Nr.9, S. 447-450.
- Albers 1995**, Albers, A.: Selbsteinstellende Kupplung (SAC) und Zweimassenschwungrad (ZMS) zur Verbesserung des Antriebsstrangkomforts. In: VDI (Hrsg.): *Getriebe in Fahrzeugen 95* (Friedrichshafen 1995). Düsseldorf : VDI-Verlag, VDI-Berichte 1175, 1995, S. 153-168.
- Albers 2003**, Albers, A.: Integrierte Produktentwicklung. Vorlesungsumdruck, IPEK Institut für Produktentwicklung, Universität Karlsruhe (TH), Karlsruhe 2003.
- Albers 2008**, Albers, A.: Kupplungen und Bremsen. In: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 – Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben, 6. Auflage., Steinhilper, W. und Sauer, B. (Hrsg.), Springer, Berlin 2008, ISBN 978-3-540-76654-4, S. 281-368.
- Albers 2010**, Albers, A.: The integrated product engineering model (iPeM) and its central hypotheses. Proceedings of the “Tools and Methods of Competitive Engineering” Symposium, TMCE, Ancona, Italy, 2010. (in press)
- Albers et al. 2001a**, Albers, A.; Arslan, A.; Herbst, D.: Keramik für den Einsatz in Bremsen und Kupplungen. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 103, 2001, S.414-419.
- Albers et al. 2001b**, Albers, A.; Krüger, A.; Lux, R.; Albrecht, M. Prüfen von Antriebssträngen am Beispiel des Kupplungsrupfens - Ganzheitliche Antriebsstrangentwicklung ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 103 (2001) H. 1.
- Albers et al. 2005a**, Albers, A.; Burkardt, N.; Meboldt, M.: SPALTEN – problem solving methodology in the product development, Proceedings of Conference on Engineering Design, ICED 2005, Melbourne, 2005.

- Albers et al. 2005b**, Albers, A.; Arslan, A.; Mitariu, M.: Clutches using engineering ceramics as friction materials. *Materialwissenschaften und Werkstofftechnik*, Vol. 36, No. 3-4, März 2005, S.102 - 107, ISSN 0933-5137.
- Albers et al. 2006a**, Albers, A.; Ott, S.; Mitariu, M.: Tribologische Systemuntersuchungen an Fahrzeugkupplungen mit integrierten ingenieurkeramischen Komponenten. *VDI-Berichte Nr. 1943, Getriebe in Fahrzeugen*, Friedrichshafen, 27. Juni 2006, S.445-468.
- Albers et al. 2006b**, Albers, A.; Karrar, C.; Mitariu, M.; Ott, S. Modellierung und Simulation mit Hilfe der Methode „CoupAction“ für Kupplungen mit organischen und ingenieurkeramischen Friktionswerkstoffen *VDI-Berichte Nr. 1968, Schwingungen in Getriebe*, Fulda 2006.
- Albers et al. 2007a**, Albers, A.; Behrendt, M.; Ott, S.: Entwicklungsmethodik für Kupplungssysteme - Modellbildung, Versuch und Simulation. *VDI-Berichte Nr. 1987, Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben*, Wiesloch bei Heidelberg 2007, ISBN 978-3-18-091987-4.
- Albers et al. 2007b**, Albers, A.; Ott, S.; Mitariu, M.: Innovative schaltbare Kupplungssysteme auf Basis ingenieurkeramischer Friktionswerkstoffe. *VDI-Berichte Nr. 1987, Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben*, Wiesloch bei Heidelberg 2007, ISBN 978-3-18-091987-4.
- Albers et al. 2007c**, Albers, A.; Ott, S.; Karrar, C.: Experimentelle und simulative Untersuchung des Systemverhaltens einer Kombination aus unterschiedlichen Friktionspaarungen. *VDI-Berichte Nr. 1987, Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben*, Wiesloch, 2007, ISBN 978-3-18-091987-4.
- Albers et al. 2007d**, Albers, A.; Ott, S.; Mitariu, M.: Innovative trockenlaufende Reibkupplungen auf Basis ingenieurkeramischer Friktionswerkstoffe - Tribologische Charakterisierung auf Systemebene, *GfT - Gesellschaft für Tribologie, Tagungsband Tribologie-Fachtagung 2007 vom 24. bis 26. September 2007 in Göttingen*, 52/1ff.
- Albers et al. 2008a**, Albers, A.; Ott, S.; Behrendt, M.; Sjöstrand, M.; Mohlin, M.: VCDM Virtual Clutch Development Model - Virtual Prototyping Approach clarifies Clutch Related Phenomena. *VDI-Berichte Nr. 2029, Getriebe in Fahrzeugen 2008*, Friedrichshafen, Juni, 2008, S. 595-606.
- Albers et al. 2008b**, Albers, A.; Alink, T.; Matthiesen, S.; Thau, S.: Support of desing engineering activity through C&CM – temporal decompositions of design problems, *Proceedings of the international design conference – Design 2008*, Dresden, 2008.

- Albers et al. 2008c**, Albers, A.; Düser, T.; Ott, S. X-in-the-loop als integrierte Entwicklungsumgebung von komplexen Antriebsystemen 8. Tagung Hardware-in-the-loop-Simulation, Kassel, 2008.
- Albers et al. 2008d**, Albers, A.; Ott, S.; Mitariu, M.: Effiziente Leistungssteigerung im Antriebsstrang durch innovative Reibkupplungen auf Basis ingenieurkeramischer Friktionswerkstoffe, GfT - Gesellschaft für Tribologie, Tribologie-Fachtagung 2008 vom 22. bis 24. September 2008 in Göttingen, 35/1ff.
- Albers et al. 2008e**, Albers, A.; Ott, S.; Mitariu, M.: Dry running clutch system with advanced ceramics for automotive applications, Nordtrib 2008, Proceedings of 13th Nordic Symposium on Tribology, Tampere, Finland, June, 10.-13., 2008.
- Albers / Arslan 2004**, Albers, A.; Arslan, A.: Potenzialabschätzung von Belägen aus monolithischer Keramik in trockenlaufenden Friktionssystemen und die Auswirkungen auf die Systemkonstruktion. Sonderforschungsbereich 483, Tagungsband zum Statuskolloquium am 27. Januar 2004, K.-H. Zum Gahr, Johannes Schneider, Universität Karlsruhe (TH), 2004, ISBN 3-933733-04-9, S. 5-12.
- Albers / Bernhardt 2007**, Albers, A.; Bernhardt, J.: Nasslaufende Lamellenkupplung mit keramischen Komponenten. Sonderforschungsbereich 483, Tagungsband zum Statuskolloquium am 18. Oktober 2007, K.-H. Zum Gahr, J. Schneider, Universität Karlsruhe (TH), 2007, ISBN 978-3-9337-00-9, S. 5-14.
- Albers / Behrendt 2004**, Albers, A.; Behrendt, M.: Innovationen in Antriebsstrang und Getriebe fordern neue Kupplungssystemlösungen. VDI-Berichte Nr. 1827, Getriebe in Fahrzeugen 2004, S. 345-367, ISBN 3-18-091827-6, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 2004.
- Albers / Herbst 1998**, Albers, A.; Herbst, D.: Kupplungsrupfen - Ursachen, Modellbildung und Gegenmassnahmen. VDI (Hrsg.): *Schwingungen in Antrieben 98* (Frankenthal 1998). Düsseldorf : VDI-Verlag, 2002, S. 327-359.
- Albers / Karrar 2005**, Albers, A.; Karrar, C.: Model based method for a sophisticated dimensioning of clutch systems in view of the occurrence of frictional vibration. Proceedings of World Tribology Congress III Conference, Washington, D.C., USA, September 12-16, 2005.
- Albers / Matthiesen 2002**, Albers, A. ; Matthiesen, S.: Konstruktionsmethodisches Grundmodell zum Zusammenhang von Gestalt und Funktion technischer Systeme - Das Elementmodell "Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen" zur Analyse und Synthese technischer Systeme; Konstruktion, Zeitschrift für Produktentwicklung; Band 54; Heft 7/8 - 2002; Springer-VDI-Verlag GmbH & Co. KG; Düsseldorf 2002, S.55-60.

- Albers / Meboldt 2007**, Albers, A. ; Meboldt, M.: IPEMM – Integrated product development process management model, based on systems engineering and systematic problem solving. Proceedings of International Conference on engineering design – ICED, Paris, France, 2007.
- Albers / Mitariu 2007**, Albers, A.; Mitariu, M.: Trockenlaufende Fahrzeugkupplung mit keramischen Friktionswerkstoffen. Proceedings des 3. Statuskolloquiums des SFB 483, K.-H. Zum Gahr und J. Schneider (Hrsg), Karlsruhe, 2007, ISBN 978-3-933733-00-9, S. 29ff.
- Albers / Schyr 2003**, Albers, A.; Schyr, C.: Augmented Reality am dynamischen Leistungsprüfstand, Gausemeier, J.; Grafe, M.: Augmented & Virtual Reality in der Produktentstehung, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 123, Paderborn, 2003.
- Albrecht 2005**, Albrecht, M.: Modellierung der Komfortbeurteilung aus Kundensicht am Beispiel des automatisierten Anfahrens. Universität Karlsruhe (TH), Fakultät für Maschinenbau, Institut für Produktentwicklung / Albers, A. (Hrsg.), Dissertation, 2005, ISSN 1615-8113.
- Arslan-Hürst 2005**, Arslan-Hürst, A.: Integration ingenieurkeramischer Werkstoffe in das funktionsrelevante Wirkflächenpaar einer Kupplung. Universität Karlsruhe (TH), Fakultät für Maschinenbau, Institut für Produktentwicklung / Albers, A. (Hrsg.), Dissertation, 2005, ISSN 1615-8113.
- Beitler 2008**, Beitler, H.: Untersuchung zum Temperatur- und Wärmeabgabeverhalten einer Einscheibentrockenkupplung. Universität Karlsruhe (TH), Fakultät für Maschinenbau, Institut für Produktentwicklung / Albers, A. (Hrsg.), Dissertation, 2008, ISSN 1615-8113.
- Bergheim 1997**, Bergheim, M.: Organisch gebundene Kupplungsbeläge – Möglichkeiten und Grenzen. VDI Berichte Nr. 1323, Düsseldorf (1997) S. 527 – 548.
- Bertsche / Lechner 2004**, Bertsche, B.; Lechner, L.: Zuverlässigkeit im Fahrzeug- und Maschinenbau - Ermittlung von Bauteil- und System-Zuverlässigkeiten. 3., überarb. u. erw. Aufl., 2004, ISBN: 978-3-540-20871-6.
- Braess / Seiffert 2007**, Braess, H.-H.; Seiffert, U.: Handbuch – Kraftfahrzeugtechnik, 5.Auflage. ATZ/MTZ-Fachbuch, Vieweg, Wiesbaden 2007, ISBN 978-3-8348-0222-4.
- Cross 1994**, Cross, N.: Engineering design methods, 2nd. ed., Wiley, Chichester 1994, ISBN 0-471-94228-6.

- Czel et al. 2008**, Czél, B.; Váradi, K.; Albers, A.; Mitariu, M.: FE Thermal and mechanical Analysis of a Ceramic Clutch. Tribology International, doi: 10.1016/j.triboint.2008.10.006.
- Czichos / Habig 2003** Czichos, H.; Habig, K.-H.: Tribologie Handbuch, Reibung und Verschleiß, 2. Auflage, Wiesbaden, Vieweg, 2003.
- Diekhöner 1981**, Diekhöner G.: Erstellen und Anwenden von Konstruktionskatalogen im Rahmen des methodischen Konstruierens. VDI-Verlag, 1981, ISBN 3-18-147501-7.
- Diemer 2006**, Diemer, M.: Reibmaterialentwicklung für neue Kupplungssysteme; VDI Berichte Nr. 1943, 2006, S. 429-443.
- Dogan 2001**, Dogan, S.: Kraftfahrzeugkupplungen: Zur Minimierung der Lostergeräusche von Fahrzeuggetrieben. Universität Stuttgart, Fakultät für Konstruktions- und Fertigungstechnik, Dissertation, 2001, ISBN 3-921920-91-4.
- Dresig 2006**, Dresig, H.: Schwingungen und mechanische Antriebssysteme. Springer Verlag, 2006, ISBN 978-3-540-26024-0
- Drexl 1997**, Drexl, H.-J.: Kraftfahrzeugkupplungen: Funktion und Auslegung. Landsberg/Lech: Moderne Industrie, 1997 (Die Bibliothek der Technik Bd. 138) – ISBN 3-478-93155-X.
- Ehrlenspiel 1995**, Ehrlenspiel, K: Integrierte Produktentwicklung : Methoden für Prozessorganisation, Produkterstellung und Konstruktion. München 1995, ISBN 3-446-15706-9.
- Eichhorn 2001**, Eichhorn, H.: Kraftfahrertypologien. Facharbeit des Fachbereichs Psychologie, ISBN: 978-3-640-11562-4.
- Elsner 2008**, Elsner, W.: Straßenlängen Deutschland. Deutsches Institut für Wirtschaftsforschung, Veröffentlichung bei ADAC e.V., 2008.
- Erbacher 2006**, Erbacher, T.: Eigenspannungen, Festigkeiten und Schädigungsverhalten von Aluminiumoxid unter thermischer und friktiver Beanspruchung. Dissertation, Universität Karlsruhe, 2006, Institut für Werkstoffkunde I / A. Wanner, O. Vöhringer (Hrsg, Shaker Verlag, Band 2006, 32 (2006) ISBN: 3-8322-5597-4.
- Forschungsbericht „sfb483“ 2008**: Forschungsbericht des Sonderforschungsbereichs 483: Hochbeanspruchte Gleit- und Friktionssysteme auf Basis ingenieurkeramischer Werkstoffe. Unveröffentlicht.

- Gauger 1998**, Gauger, D.: Wirkmechanismen und Belastungsgrenzen von Reibpaarungen trockenlaufender Kupplungen. Fortschrittsberichte VDI Reihe 1 Nr. 301, VDI Verlag, Düsseldorf 1998, ISSN 0178-949x.
- Gebauer 2006**, Gebauer, A.: The New Twin XTend - A Self-Adjusting 2 Plate 15.5" Clutch for the US Class 8 Truck Market. SAE 2006 Commercial Vehicle Engineering Congress & Exhibition, Rosemont, IL, USA, October 2006.
- Gold 2006**, Gold, P. W.: Vorlesungsumdruck Maschinenelemente, Band II. Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung der RWTH Aachen, Ausgabe 04/2006.
- Golloch / Merker 2005**, Golloch, R., Merker, G.: Downsizing bei Verbrennungsmotoren. Motortechnische Zeitschrift, 2/2005, S.130-131.
- Hagedorn / v. Wagner 2004**, Hagedorn, P.; von Wagner, U.: Smart Pads: Ein neues Werkzeug zur Unterdrückung von Bremsenquietschen? In Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12: Verkehrstechnik / Fahrzeugtechnik, Proceedings of the International Microsymposium, 24th Brake Conference, Bad Neuenahr, Germany, 10–11 September 2004, pp. 57–78.
- IZTK 2003**, Informationszentrum Technische Keramik: Brevier Technische Keramik. Fahner Verlag, Lauf 2003, ISBN 3-924158-77-0.
- Jäggle et al. 2007**, Jäggle, G.; Kimmig, K.-L.; Berger, R.; Boeuf, J.: Systemauslegung von Doppelkupplungen für große und kleine Fahrzeuge. VDI-Berichte Nr. 1987, Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben, Wiesloch bei Heidelberg 2007, ISBN 978-3-18-091987-4.
- Jörg 2005**, Jörg, M.: Ein Beitrag zur ganzheitlichen Erfassung und Integration von Produktanforderungen mit Hilfe linguistischer Methoden. Shaker Verlag, Dissertation, Universität Karlsruhe, 2005.
- Keller / Wastl 2008**, W. Keller, W. Wastl: Neue Methoden und Konzepte zur Drehungleichförmigkeits-Reduzierung, VDI-Berichte Nr. 2029, Getriebe in Fahrzeugen 2008, Friedrichshafen, Juni, 2008, S. 595-606.
- Kimmig et al. 2003**, Kimmig, K. L.; Liebermann, T.; Keck, H.: Selbsteinstellende Kupplung mit geringer Betätigungskraft. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, Ausgabe 6., 2003.
- Kirchner 2007**, Kirchner, E.: Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben – Grundlagen der Auslegung, Entwicklung und Validierung von Fahrzeuggetrieben und deren Komponenten. Springer, Berlin 2007, ISBN 978-3-540-35288-4.
- Krüger 2003**, Krüger, A.: Kupplungsrupfen – Ursachen, Einflüsse und Gegenmaßnahmen. Universität Karlsruhe (TH), Fakultät für Maschinenbau, Institut für

- Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau / Albers, A. (Hrsg.), Dissertation, 2005, ISSN 1615-8113.
- Kücükay 1995**, Kücükay, F.: Repräsentative Erprobungsmethoden bei der Pkw-Entwicklung. VDI-Berichte Nr. 1175, 1995, S.49-65.
- Lestyan et al. 2007**, Lestyan, Z., Varadi, K., Albers, A.: Contact and thermal analysis of an alumina - steel dry sliding friction pair considering the surface roughness. In: Tribology International, 2007, Vol. 40, pp.982-994.
- Mayer et al. 1999**, Mayer, K., Bernhardt, S., Spicher, U.: Experimental study of pre-injection effects on combustion and emissions in a DI Diesel engine with common rail injection by the Two Color Method. ASME ICE Fall Congress, Ann Arbor, Michigan, 1999.
- Meboldt 2008**, Meboldt, M.: Mentale und formale Modellbildung in der Produktentstehung - als Beitrag zum Integrierten Produktentstehungs-Modell (IPeM). Universität Karlsruhe (TH), Fakultät für Maschinenbau, Institut für Produktentwicklung / Albers, A. (Hrsg.), Dissertation, 2008, ISSN 1615-8113.
- Mitschke 1994**, Mitschke, M.: Fahrzeug-Ruckeln (Vehicle-shuffle). ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 96, Vieweg, Wiesbaden 1994.
- Munz / Fett 1989**, Munz, D; Fett, T.: Mechanische Verhalten keramischer Werkstoffe – Versagensablauf, Werkstoffauswahl, Dimensionierung. Springer, ISBN 3-540-51508-9, Berlin, 1989.
- Musiol 1994**, Musiol, F.: Erklärung der Vorgänge in der Kontaktzone von trockenlaufenden Reibpaarungen über gesetzmäßig auftretende Phänomene im Reibprozess. Technische Universität Berlin, Fachbereich Maschinenbau und Produktionstechnik, Dissertation, Berlin 1994.
- Müller / Ostermeyer 2007**, Müller, M.; Ostermeyer, G.-P.: A cellular automaton model to describe the three-dimensional friction and wear mechanism of brake systems. Wear, 2007, 263(7–12), 1175–1188.
- Müller-Kose 2002**, Müller-Kose, J.P., Repräsentative Lastkollektive für Fahrzeuggetriebe, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig, Disseration, 2002, ISSN 1619-6325.
- Poll et al. 2000**, Poll, G.; Gatzen, H.H.; Wiendl, S.; Spreckels, M.; Gronitzki, M.: Korrelation mikrotribologischer Eigenschaften mit dem makroskopischen Reibungsverhalten am Beispiel von Synchronisierungen. Tribologie und Schmierungstechnik, Ausgabe 47, 2/2000, S.13-17.
- Poser et al. 2005**, Poser, K., Zum Gahr, K.-H., Schneider, J.: Development of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> based ceramics for dry friciton systems. In Wear 259, 2005, pp 529-538.

- Poser 2006**, Poser, K.: Herstellung und tribologische Charakterisierung rand-schichtmodifizierter Oxidkeramiken im ungeschmierten Gleitkontakt mit metallischen Gegenkörpern, Universität Karlsruhe (TH), Fakultät für Maschinenbau, Institut für Werkstoffkunde II / Zum Gahr, K.-H.. (Hrsg.), Dissertation, 2006, ISSN 1861-826X.
- Ramler / Laudенbach 2003**, Ramler, B.; Laudенbach, T.: Der neue V10-Antrieb im Porsche Carrera GT. Aachener Kolloquium: Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen 2003.
- Reik 1998**, Reik, W.: Höherer Komfort und weniger Geräusch durch das Zweimassenschwungrad. In ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 100, Dezember, 1998.
- Roth 2001**, Roth, Karlheinz: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen, 3. Aufl., Berlin Heidelberg - Springer, 2001, ISBN 3-540-67026-2.
- Roudi et al. 2005**, Roudi, S.; Riesch-Oppermann, H.; Kraft, O.: Advanced probabilistic tools for the uncertainty assessment in failure and lifetime prediction of ceramic components, Materialwissenschaften und Werkstofftechnik 36, 2005, pp 1-13.
- Schalitz 1975**, Schalitz, A.: Kupplungs-Atlas – Bauarten und Auslegung von Kupplungen und Bremsen, 4. Auflage. A.G.T. Verlag Georg Thum, Ludwigsburg 1975.
- Schwenger 2005**, Schwenger, A.: Aktive Dämpfung von Triebstrangschwingungen, Universität Hannover, Fakultät für Elektrotechnik und Informatik, Dissertationsreihe Mechatronik, Nr. 23, Dissertation, 2005.
- Severin 2004**, Severin, D.: Trockenlaufende Fahrzeugkupplung. In: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (Veranst.) : FVA-Seminar „Schaltbare Kupplungen und Bremsen“ (Bad Dürkheim 2004). Frankfurt : FVA e.V., 2004 - CD-ROM mit vollst. Seminar erhältlich über die FVA e.V., Lyoner Str. 18, 60528 Frankfurt.
- Severin / Dörsch 2001**, Severin, D.; Dörsch, S.: Friction mechanism in industrial brakes. *Wear* **249** (2001), pp. 771–779.
- Sinn 1993**, Sinn, W.: Drehschwingungssimulation. Fortschrittsberichte VDI, Reihe 11 Nr. 179, Düsseldorf: VDI-Verlag 1993, ISBN 3-18-147911-X.
- SGL BRAKES 2003**, SGL Brakes GmbH: Carbon-Keramik-Bremsscheibe. Fachvortrag-Keramikbremse, Meitingen, 2003.
- Südmeyer et al. 2007**, Südmeyer, I.; M. Rohde, M.; Zum Gahr, K.-H.: Verbundfestigkeiten und Versagensverhalten von Laser gelöteten Stahl-Keramik

- Verbindungen. Proceedings des 3. Statuskolloquium des SFB 483, K.-H. Zum Gahr und J. Schneider (Hrsg), Karlsruhe, 2007, ISBN 978-3-933733-00-9, S. 49-56.
- UBA-FB 2004**, Hillenbrand, T.; Toussaint, D.; Böhm, E.; Fuchs, S.; Scherer, U.; Rudolphi, A.; Hoffmann, M.; Kreißig, J.; Kotz, C.: Einträge von Kupfer, Zink und Blei in Gewässer und Böden - Analyse der Emissionspfade und möglicher Emissionsminderungsmaßnahmen. Umweltbundesamt, UBA-FB 000824, UFOPLAN-Nr. 202 242 20/02, 2004.
- Váradi et al. 2004**, Váradi, K.; Lestyán, Z.; Albers, A.; Arslan, A.: Finite element thermal analysis of a ceramic-steel clutch bench test rig. In: Gépészet (Machine Design) 2004, Budapest, 2004, Vol.2, pp. 607-611.
- Höhn et al. 1998**, Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; v. Perponcher, C.: Einfluß der Reibflächentopographie auf das Reibverhalten von Synchronisierungen unter Dauerbeanspruchung. VDI-Berichte Nr. 1393, Getriebe in Fahrzeugen 1998, S. 229-242, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 1998.
- Wallstabe et al. 2008**, Wallstabe, R.; Schneider, J.; Zum Gahr, K.-H.: Influence of surface modification on dry friction performance of alumina mated against steel. "Friction, Wear and Wear Protection", A. Fischer and K. Bobzin (eds.), Wiley-VCH, Weinheim 2009, pp 369-375.
- Walther et al. 2004**, Walther, G., Schneider, L., Diemer, M.: Tribologische Prüfung von Reibpaarungen für Kfz-Kupplungen. Materialwissenschaften und Werkstofftechnik, Vol. 35, No. 10/11, WILEY-VCH 2004, S. 638-644.
- Winkelmann / Harmuth 1985**, Winkelmann, S.; Harmuth, H.: Schaltbare Reibkupplungen : Grundlagen, Eigenschaften, Konstruktion. Berlin u.a. : Springer, 1985.
- WIWO 2004**, Wagner, F.: Automatikgetriebe legen einen Gang zu – Marktanteil klassischer Schaltungen. Wirtschaftswoche, 2004.
- Zink / Shead 1998**, Zink, M.; Shead, R.: Kupplung und Betätigung als System. 6. LuK Kolloquium, 1998.
- Zum Gahr 1985**, Zum Gahr, K.-H.: Tribologie: Reibung — Verschleiß — Schmierung. Naturwissenschaften, 72 (1985) S.260-267.
- Zum Gahr 1987**, Zum Gahr, K.-H.: Microstructure and wear of materials. Tribology Series, Vol. 10, Elsevier, Amsterdam, ISBN 9780444427540, 1987, pp 1-560.
- Zum Gahr 1998**, Zum Gahr, K.-H.: Wear by hard particles. Tribology International, Vol. 31, No. 10, Elsevier, 1998, pp 587-596.

**Zum Gahr et al. 2006;** Zum Gahr, K.-H.; Litzow, U.; Poser, K.: Modelluntersuchungen zum Einsatz von Ingenieurkeramik in Gleit- und Friktionssystemen. Tribologie und Schmierungstechnik 53[6]; Renningen; Expert Verlag, Ausgabe 6/2006, 2006, S. 5-10.

## 9.2 Normen und Richtlinien

**DIN 1319** Norm DIN 1319 Teil 1, 01.1995, Grundlagen der Meßtechnik - Teil 1: Grundbegriffe. Beuth Verlag, 1995.

**DIN 4760** Norm DIN 4760, 06.1982, Gestaltabweichungen; Begriffe, Ordnungssystem. Beuth Verlag, 1982.

**DIN 45667** Norm DIN 45667, 10.1969, Klassierverfahren für das Erfassen regelloser Schwingungen. Beuth Verlag, 1969.

**DIN 50322**, Norm DIN 50322, 03.1986: Kategorien der Verschleißprüfung, Deutsche Norm 50322, Beuth Verlag, 1986.

**GfT Arbeitsblatt 7, 09.2002**, Gesellschaft für Tribologie (GfT), Arbeitsblatt 7, Verschleiß, Reibungs – Definitionen, Begriffe, Prüfung. Expert Verlag, 2002.

**VDI 2225 B1**, VDI-Richtlinie 2241 Blatt 1: Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren – Vereinfachte Kostenermittlung, VDI Verlag, Düsseldorf 1997

**VDI 2225 B2**, VDI-Richtlinie 2241 Blatt 2: Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren – Tabellenwerk, VDI Verlag, Düsseldorf 1998

**VDI 2225 B3**, VDI-Richtlinie 2241 Blatt 3: Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren – wirtschaftliche Bewertung, VDI Verlag, Düsseldorf 1998

**VDI 2241 B1**, VDI-Richtlinie 2241 Blatt 1: Schaltbare fremdbetätigte Reibkupplungen und –bremsen – Begriffe, Bauarten, Kennwerte, Berechnungen. Fachbereich Konstruktion, VDI Verlag, Düsseldorf 1982.

## 10 Anhang

### 10.1 Werkstoffe und Eigenschaften

Werkstoffbezeichnung	Einheit	Grundkörper						Gegenkörper			
		Monolithische Keramik		Multiphasige Keramik				Gusseisen		Stahl	
		Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	SSiC	Al <sub>2</sub> Tn	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Al <sub>2</sub> ZWT	SN80Tn	ZTA	GJL-250	GJV-300	100Cr6
Werkstoffeigenschaften											
Elastizitätsmodul E	GPa	380	410	280	280	280	380	115	140	212	200
Querkontraktionszahl $\nu$	-	0,22	0,20	0,22	0,22	0,22	-	0,30	0,26	0,28	0,29
Dichte $\rho$	g/cm <sup>3</sup>	3,90	3,15	3,50	3,50	3,50	4,10	7,20	7,20	7,81	7,85
mittlere Korngröße d <sub>50</sub>	$\mu\text{m}$	7,5	1,9	30	30	30	1,5	-	-	-	-
4-Punkt-Biegebruchfestigkeit bzw. Zugfestigkeit R <sub>m</sub>	MPa	350	450	150	150	150	650	250	300	620	630
Vickershärte HV 0,5	HV	1670	2540	1800	1750	1625	1625	225	163	300	200
Wärmeausdehnungskoeffizient	10 <sup>-6</sup> m/K	8,5	4,7	8,4	8,4	8,4	8,3	11,7	11	11	14
Wärmeleitfähigkeit	W/mK	30	110	20	20	20	25	42	47	37	51,9
spezifische Wärme	J/kgK	0,90	0,60	0,85	0,85	0,85	0,85	0,46	0,48	0,45	0,49
Oberflächeneigenschaften											
gemittelte Rautiefe R <sub>z</sub>	$\mu\text{m}$	7,20	2,20	2,04	3,54	2,59	12,20	19,40	13,60	4,22	
Arithm. Mittelwert R <sub>a</sub>	$\mu\text{m}$	1,20	0,28	0,26	0,43	0,33	3,90	4,90	4,30	0,65	

Tabelle 2 Werkstoffe der Grund- und Gegenkörper des tribologischen Systems

## 10.2 Morphologische Matrixstruktur der prinzipiellen Lösungen des Kupplungssystems mit Ingenieurkeramik

Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik			Prinzipielle Lösungen für Teilsysteme									
Syst.	Bauteil	Lage / Funktion										
Schwungrad SR	Art Schwungrad		EMS	ZMS	ZMS Typ LuK	ZMS Typ Sachs	ZMS Typ GAT					
	ZMS Kennlinie		1-stufig	2-stufig	n-stufig							
	Friktions-scheibe		Masse	Werkstoff	Plan-Scheibe	Topf-Scheibe	Segmente 					
	Ingenieurkeramik	Lagerung		Ja	Nein							
		Federung		keine Federung	Z-Scheibe 	Wave-Scheibe 	Blattfeder 	Druckfeder 	Feder-segment 1	Feder-segment 2	Visko-elastisch 	Einzel-federung 
		Fixierung		FS	RS	SS	Abbildung 16					
Kupplungsdruckplatte KD	Art der KD		Gedrückt	Gezogen	KD regulär	KD TYP SAC	KD TYP XTEND					
	KD	Anpressplatte	Masse	Werkstoff	Plan-Scheibe	Segmen-tierung 						
	KD Kennlinie	$F_N$	Membran-feder	Druck-feder	Blattfeder	Multiple Federung	$F_N / s$ Verlauf	$F_{N \max}$				
		Anord-nung			weitere							
	KD Trennen	Federung	Membran-feder	Druck-feder	Blattfeder	Multiple Federung						
	Ingenieurkeramik	Lagerung		Ja	Nein							
		Federung		keine Federung	Z-Scheibe 	Wave-Scheibe 	Blattfeder 	Druckfeder 	Feder-segment 1	Feder-segment 2	Visko-elastisch 	Einzel-federung
Fixierung			FS	RS	SS	Abbildung 16						

Abbildung 82 Morphologische Matrixstruktur – Teil SR und KD

Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik			Prinzipielle Lösungen für Teilsysteme											
Syst.	Bauteil	Lage / Funktion												
<b>Kupplungsscheibe KS</b>	Anordnung WFP <sub>1.1, 1.5</sub>	3D WFP					Zylindrisch	Konisch	Weitere					
	Gestaltung	3D KS							Propeller Design					
	Mitnehmer	Art	Scheibe	Geometrie optimierte Scheibe	Torsionsdämpfer integriert	1-stufig	2-stufig	Ausgleich Versatz, Winkel						
	Anfederung	Trägereinheit	keine Federung	Z-Scheibe	Wave-Scheibe	Blattfeder	Druckfeder	Viskoelastisch						
		Pellet		Druckfede	Druckfede	Blattfeder	Blattfeder	Viskoelastisch						
	Ingenieurkeramik	Lage	Zufällig	Geordnet										
		Lage	Dreieck	Rechteck	Kreis	Bögen								
		Durchmesser	Mikro Pellet	Makro Pellet										
		Form	siehe Abbildung 16											
	Fixierung		FS		KS		SS							
Nieten			Nieten	Zylindrisch	Konisch	Kleben	Kleben "Zylinder" "Stirn"	Kleben "2x - weich & hart"	Löten, Metallisieren	Ver-schwei-ßen				

<b>Management Wärmehaushalt</b>	Schwung-rad		Masse	Bohrung radial	Bohrung axial	krit. Wärmeleit-pfad	Konvektion durch Rotation	Memory Alloy		
	Kupplungs-scheibe		Masse	Bohrung radial	Bohrung axial	krit. Wärmeleit-pfad	Konvektion durch Rotation	Konvektion durch Zufuhr		
	Kupplungs-druckplatte	Anpress-platte	Masse	Bohrung radial	Bohrung axial	krit. Wärmeleit-pfad	Konvektion durch Rotation	Kühl-rippen	Propeller-prinzip	Memory Alloy
		Gehäuse	Masse	Bohrung radial	Bohrung axial	krit. Wärmeleit-pfad	Konvektion durch Rotation			
	Kupplungs-glocke	passiv	offen	teilweise offen	ge-schlossen					
aktiv		Kühlung von außen	Kühlung von innen	Luft	Luft und Zusatz					
<b>Betätigung</b>	Betätigungs-art		mecha-nisch	elektro-magne-tisch	hydrau-lisch	semi-hydrau-lisch	pneuma-tisch			
	Integration in KD		ja	nein						

Abbildung 83 Morphologische Matrixstruktur – Teil KS, Wärmehaushalt und Betätigung

### 10.3 Gestaltmodellierung auf Basis der morphologischen Matrixstruktur

Prinzipielle Lösungen									
Nr. 1	Nr. 2	Nr. 3	Nr. 4	Nr. 5	Nr. 6	Nr. 7	Nr. 8	Nr. 9	Nr. 10
									
									

Abbildung 84 Ausgestaltete Lösungen von Kupplungsscheiben mit Ingenieurkeramik

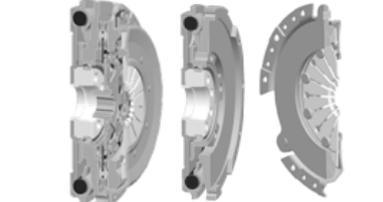
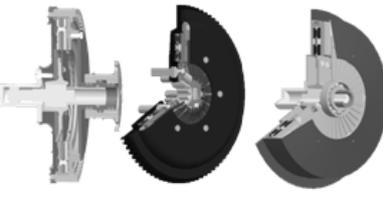
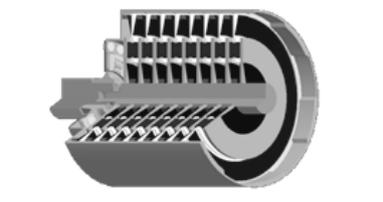
Prinzipielle Lösungen		
Einscheiben-Kupplung	Mehrscheiben-Kupplung	Konus-Kupplung
		
		

Abbildung 85 Ausgestaltete Lösungen des Kupplungssystem mit Ingenieurkeramik

## 10.4 Berechnung der Messabweichung

Die Berechnung der Messabweichung basiert auf DIN 1319. Entsprechend dieser werden Formeln und Bezeichnung verwendet:

$x_w$ : wahrer Wert des Messgröße, der in der Regel nicht bekannt ist.

$x_r$ : richtiger Wert des Messgröße, dessen Abweichung vom wahren Wert für den Vergleichszweck als vernachlässigbar betrachtet wird.

In dieser Arbeit wird der  $x_r$ -Wert aus den Kalibrierprotokollen der Messsysteme entnommen (z.B. Axialkraft-, Drehmomentmessnabe).

$x_a$ : angezeigter bzw. gemessener Wert am IPEK

Die absolute Messabweichung einer Messgröße lässt sich nach Gl. 8 formulieren. Diese weist den gleichen Betrag, Vorzeichen und Einheit der Messgröße auf.

$$F = x_a - x_r \quad (\text{Gl. 8})$$

Die relative Messabweichung, die Einheiten los ist, ist nach Gl. 9:

$$f = \frac{F}{x_r} = \frac{x_a - x_r}{x_r} \cdot 100\% \quad (\text{Gl. 9})$$

Die Ergebnisse der Berechnung sind in Kapitel 5.2 dargestellt. Die Messabweichung der Reibungszahl  $\mu$  variiert in Abhängigkeit der wirkenden Anpresskraft und des Moments über der Gleitgeschwindigkeit (Abbildung 86).

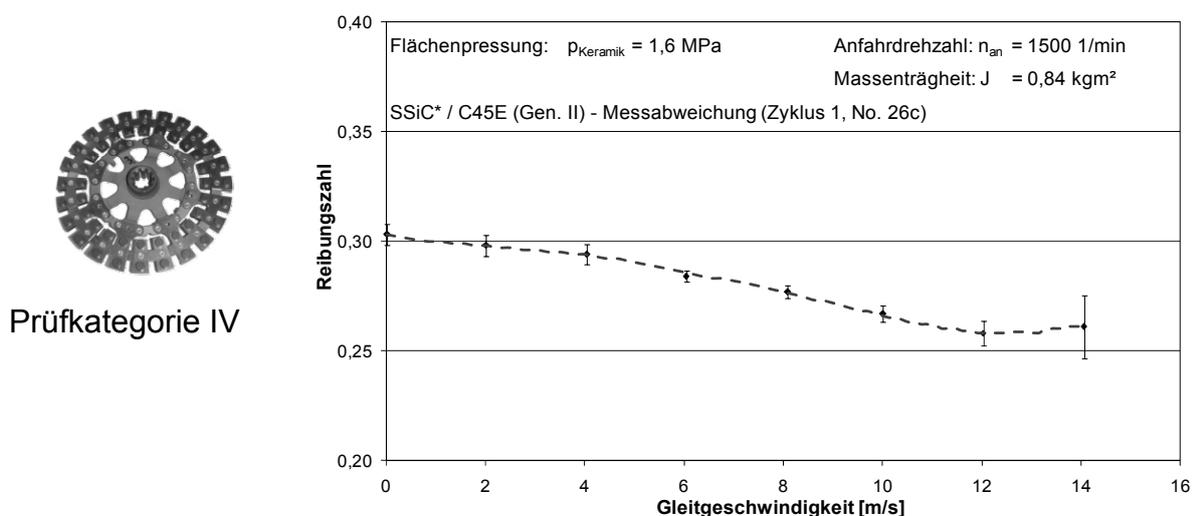


Abbildung 86 Messabweichung der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit

## 10.5 Lastkollektive Prüfkategorie V und IV

### Versuchsmatrix Prüfkategorie V

Block	Versuchsnummer [-]	Anzahl Synchronisation [-]	Antriebsdrehzahl $n$ [1/min]	Axialkraft gesamt $F_{total}$ [N]	Axialkraft pro Pellet $F_{Pellet}$ [N]	Flächenpressung $p_{nominell}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	spezifischer Energieeintrag $q_k$ [J/mm <sup>2</sup> ]	Gleitgeschwindigkeit $v_{gleit,max}$ [m/s]
A	1	3	625	500	83	1,0	1,6	5,5
	2	3	715	500	83	1,0	2,0	6,3
	3	3	800	500	83	1,0	2,6	7,0
B	4	3	1075	500	83	1,0	4,6	9,5
	5	3	1240	500	83	1,0	6,1	10,9
	6	3	1340	500	83	1,0	7,2	11,8
C	7	3	700	330	55	0,7	2,0	6,2
	25	3	700	500	83	1,0	2,0	6,2
	8	3	700	730	122	1,5	2,0	6,2
	9	3	700	975	163	2,0	2,0	6,2
D	10	3	1100	330	55	0,7	4,8	9,7
	26	3	1100	500	83	1,0	4,8	9,7
	11	3	1100	730	122	1,5	4,8	9,7
	12	3	1100	975	163	2,0	4,8	9,7
E	13	3	1500	330	55	0,7	9,0	13,2
	14	3	1500	500	83	1,0	9,0	13,2
	15	3	1500	730	122	1,5	9,0	13,2
	16	3	1500	975	163	2,0	9,0	13,2
F	17	3	2000	330	55	0,7	16,0	17,6
	18	3	2000	500	83	1,0	16,0	17,6
	19	3	2000	730	122	1,5	16,0	17,6
	20	3	2000	975	163	2,0	16,0	17,6
G	21 (= 2)	3	715	500	83	1,0	2,0	6,3
	22 (= 4)	3	1075	500	83	1,0	4,6	9,5
	23 (= 14)	3	1500	500	83	1,0	9,0	13,2
	24 (= 18)	3	2000	500	83	1,0	16,0	17,6
H	30	3	2000	1250	208	2,60	16,0	17,6
	31	3	2000	1450	242	3,02	16,0	17,6
	32	3	2000	1700	283	3,54	16,0	17,6
	33	3	2000	1950	325	4,06	16,0	17,6

### Versuchsabfolge

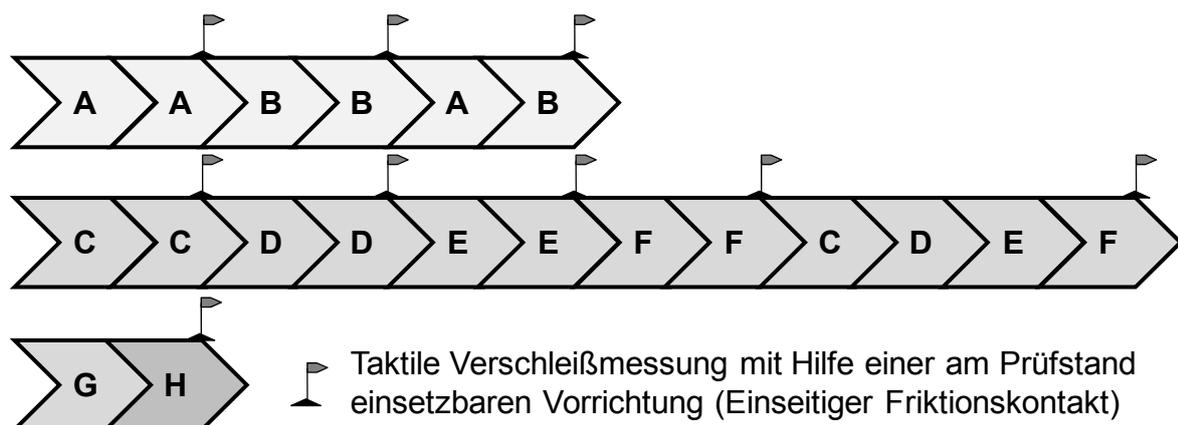


Abbildung 87 Versuchsmatrix Prüfkategorie V und durchgeführte Versuchsabfolge inkl. Verschleißmessung (einseitiger Friktionskontakt)

**Versuchsmatrix Prüfkategorie IV**

Reihenfolge	Versuchsnr.	Versuchsart		Versuchstyp	
I	1	1	Moderat-01	Moderat	2/3 Beladung
	2	3	Normal-01	Normal	
	3	3	Normal-02		
	4	3	Normal-03		
	5	3	Normal-04		
	6	3	Normal-05	Moderat	
	7	1	Moderat-02		
	8	1	Moderat-03	Normal	
	9	3	Normal-06		
	10	3	Normal-07		
		11	3	Normal-08	
II	12	5	Sportlich-01	Sportlich	2/3 Beladung
	13	7	Steigung-01	8%	
	14	3	Normal-09	Normal	
	15	3	Normal-10		
	16	3	Normal-11	Sportlich	
	17	5	Sportlich-02		
	18	3	Normal-12	Normal	
	19	3	Normal-13		
	20	5	Sportlich-03	Sportlich	
	21	3	Normal-14	Normal	
	22	3	Normal-15		
III	23	5	Sportlich-04	Sportlich	Volle Beladung
	24	3	Normal-16	Normal	
	25	3	Normal-17		
	26	3	Normal-18		
	27	2	Moderat-(voll)-01	Moderat	
	28	4	Normal-(voll)-01	Normal	
	29	4	Normal-(voll)-02		
	30	6	Sportlich-(voll)-01	Sportlich	
	31	4	Normal-(voll)-03	Normal	
	32	4	Normal-(voll)-04		
	33	1	Moderat-04	Moderat	2/3 Beladung

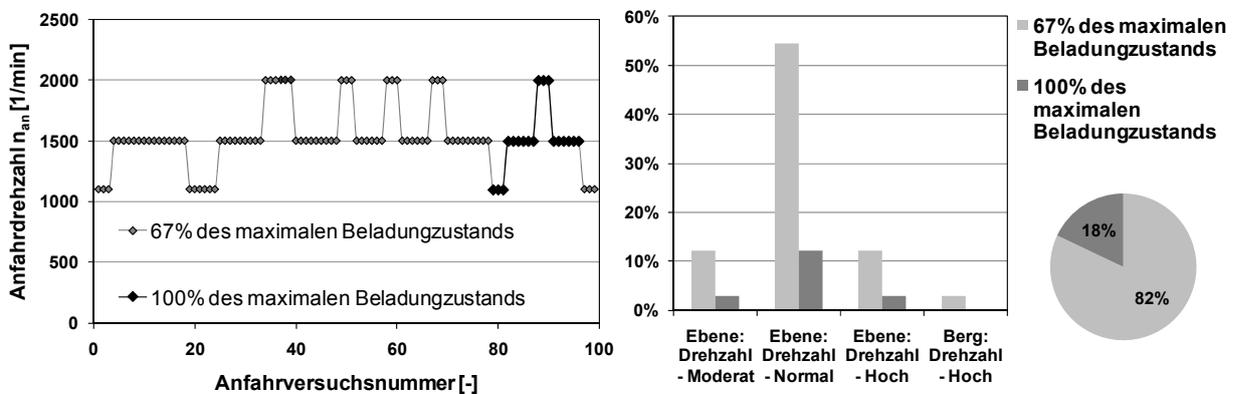


Abbildung 88 Reales Lastkollektiv Stadt (Beidseitiger Friktionskontakt)

# Lebenslauf

## **Persönliche Daten:** Michael Nikolaus Mitariu-Faller

geb. am 04. Dezember 1977 in Arad / Rumänien

Eltern:

Michael Mitariu, Ingenieur,  
Maria Mitariu (geb. Crasnic), Lehrerin

seit 30.05.2009

verheiratet mit Simone Faller

Soziologin

1 Kind

**Schulen:** 9/1984 – 7/1988

Karmelitergrundschule in Worms

9/1988 – 6/1997

Gymnasium in Worms

(Rudi-Stephan-Gymnasium, altsprachl.)

23. Juni 1997

Abiturprüfung

**Zivildienst:** 9/1997 – 9/1998

Deutsches Rotes Kreuz in Worms

Erreichter Grad: Rettungssanitäter

**Studium:** 10/1998 – 09/2004

Universität Karlsruhe (TH)

Fachrichtung: Allgemeiner Maschinenbau

Vertiefung: Fahrzeugtechnik

Verbrennungsmotoren

01. Juli 2004

Diplomprüfung, Abschlussgrad: Dipl.-Ing.

## **Berufliche**

**Tätigkeit:** 11/2004 – 12/2009

Akademischer Mitarbeiter des IPEK – Instituts  
für Produktentwicklung Karlsruhe

Promotionsprüfung am 30.10.2009