

Thomas Klotz

Ein Beitrag zur experimentellen Untersuchung trockenlaufender Friktionspaarungen im Hinblick auf deren Schädigungs- und Erholungsverhalten während und nach kurzzeitig stark erhöhter Beanspruchung

A contribution to the experimental investigation of dry-running friction pairings with focus on fade and recovery during and after short-term strongly increased stress

Band 149

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen
(Hrsg.)

Thomas Klotz

Ein Beitrag zur experimentellen Untersuchung trockenlaufender Friktionspaarungen im Hinblick auf deren Schädigungs- und Erholungsverhalten während und nach kurzzeitig stark erhöhter Beanspruchung

A contribution to the experimental investigation of dry-running friction pairings with focus on fade and recovery during and after short-term strongly increased stress

Band **149**

Herausgeber: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen

Copyright: IPEK • Institut für Produktentwicklung, 2022
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Die Forschungsuniversität in der Helmholtz-Gemeinschaft
Alle Rechte vorbehalten

Druck: Stolzenberger Druck und Werbung GmbH & Co. KG, Leimen
06224-7697915

ISSN 1615-8113

Ein Beitrag zur experimentellen Untersuchung trocken- laufender Friktionspaarungen im Hinblick auf deren Schädigungs- und Erholungsverhalten während und nach kurzzeitig stark erhöhter Beanspruchung

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)
von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene

Dissertation

von

M.Sc. Thomas Klotz

Tag der mündlichen Prüfung: 22.02.2022
Hauptreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll

Vorwort der Herausgeber

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird 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 seit mehr als 20 Jahren als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotenzial aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK - Institut für Produktentwicklung Karlsruhe* am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) verfügbar. Die Forschung des IPEK ist dabei strukturiert in die Kategorien Systeme, Methoden und Prozesse, um so der Komplexität heutiger Produktentwicklung ganzheitlich gerecht zu werden. Erst die Verknüpfung dieser drei Kategorien ermöglicht die Synthese innovativer Systeme durch Nutzung neuester Methoden und Prozesse. Gleichzeitig werden durch die Systemsynthese die erforschten neuen Methoden und Prozesse validiert und deren Mehrwert für die Praxis abgesichert. Dieses Forschungskonzept prägt nicht nur das IPEK-Leitbild, sondern auch den Charakter dieser Schriftenreihe, da immer alle drei Kategorien und deren Wechselwirkungen berücksichtigt werden. Jeder Band setzt hier individuelle Schwerpunkte und adressiert dabei folgende Forschungsgebiete des IPEK:

- das Entwicklungs- und Innovationsmanagement,
- die Entwicklungs- und Konstruktionsmethodik,
- der Leichtbau von der Ebene des ganzen Systems bis hinunter zur Optimierung des Bauteils,
- die Validierung technischer Systeme auch unter Berücksichtigung der NVH Aspekte (Noise, Vibration, Harshness) mit dem Fokus auf Schwingungen und Akustik an Komponenten und in den Gesamtsystemen sowie deren subjektiver Beurteilung durch den Menschen,
- die Antriebssystemtechnik mit den Schwerpunkten komplette Antriebslösungen für Fahrzeuge und Maschinen,
- das Design, die Tribologie und Erprobung von Kupplungen und Bremsen sowie
- die Gerätetechnik mit dem Schwerpunkt auf Power-Tools.

Die Forschungsberichte stellen Ergebnisse unserer Forschung sowohl anderen Wissenschaftlern als auch den Unternehmen zu Verfügung um damit die Produktentwicklung in allen ihren Facetten mit innovativen Impulsen zu optimieren

Albert Albers und Sven Matthiesen

* Eh.: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH)

Vorwort zu Band 149

Kupplungssysteme sind zentrale Teilsysteme für den Aufbau von Antriebssystemen, sowohl im Fahrzeugbau als auch im Allgemeinen Maschinenbau. Dabei stellen Kupplungssysteme unterschiedlichste Funktionen zur Verfügung. Die Gruppe der schaltbaren Kupplungen nimmt hierbei eine zentrale Rolle bei der Konzipierung von Antriebssträngen ein, da die schaltbare Kupplung heute im modernen Fahrzeug-, Maschinen- und Anlagenbau als wichtigster mechatronisch ansteuerbarer Akteur zur Steuerung von Energie- und Leistungsflüssen darstellt. Die kraftschlüssigen schaltbaren Kupplungen spielen natürlich die dominierende Rolle, da sie es erlauben, bei der Drehmoment-Übertragung im Schaltvorgang auch unterschiedliche Drehzahlen am Antrieb und Abtrieb zu haben. Realisiert werden diese Kupplungssysteme über Wirkflächenpaare, die mit geeigneten Friktionswerkstoffen ausgestattet sind. Die Paarungen bestehen typischerweise aus einem metallischen Partner sowie einem nicht-metallischen Partner, wobei auch Metall-Metall-Wirkflächenpaare – zum Beispiel bei der Nutzung von gesinterten Friktionsmaterialien - verwendet werden. Man kann noch unterscheiden zwischen schaltbaren Kupplungssystemen, bei denen die Friktionspaarungen ungeschmiert oder geschmiert sind, das heißt, ob im Wirkflächenpaar noch ein Schmierstoff zugeführt wird. Im ungeschmierten Fall spricht man von *trockenlaufenden Friktionspaarungen*, während im geschmierten Fall die Friktionspaarung *nasslaufend* ist. Welches Konzept im jeweiligen Antriebssystem verwendet wird, ist von den verschiedenen Randbedingungen des Anwendungsfalls abhängig. Im Allgemeinen bieten trockenlaufende Friktionspaarungen den Vorteil einer weitestgehend minimalen Verlustleistung im geöffneten Zustand, während bei nasslaufenden Friktionspaarungen im geöffneten Zustand immer durch Planscheffekte ein nicht unerheblicher Energieverlust auftritt. Vorteilhaft sind die nasslaufenden Friktionspaarungen hingegen in allen Anwendungen, wo durch zusätzliche Kühlung des Schmierstoffes Wärmeenergie bei hohen übertragenen Drehmomenten, beziehungsweise Leistungen im Schaltvorgang die Temperatur kontrolliert werden kann. Trockenlaufende Friktionspaarungen sind hier durch die fehlenden zusätzlichen Abfuhrmöglichkeiten für die Wärme begrenzt.

Vor diesem Hintergrund ist das Schädigungs- und Erholungsverhalten trockenlaufender Friktionspaarungen natürlich ein zentraler Aspekt im Prozess der Dimensionierung. Durch die geeignete Wahl der Friktionspaarungen und die entsprechende Dimensionierung können trockenlaufende Friktionspaarungen ganz erhebliche Drehmomente übertragen. Allerdings spielt insbesondere bei einer kurzzeitig stark erhöhten Beanspruchung, zum Beispiel bei schweren Anfahrten am Berg, der Energieeintrag eine erhebliche Rolle. Wird dieser Energieeintrag beliebig gesteigert, kann das trockenlaufende Friktionssystem komplett zerstört werden. Kurzzeitig erhöhte Beanspruchungen können aber, wie die Praxis gezeigt hat, ertragen werden und es kann sogar eine gewisse Erholung beobachtet werden. Dieses in der Praxis sehr relevante Verhalten ist in seiner Gänze bisher noch wenig untersucht

und verstanden. Im Rahmen der Forschungsgruppe um ALBERS wird das tribologische Verhalten von Friktionspaarungen, die als Funktionsreibsysteme genutzt werden, seit vielen Jahren systematisch untersucht.

Im Rahmen dieser Forschungsarbeiten ist die Arbeit von Herrn Dr.-Ing. Thomas Klotz angeordnet. Er hat sich in seiner Arbeit, die experimentelle Untersuchung trockenlaufender Friktionspaarungen im Hinblick auf deren Schädigungs- und Erholungsverhalten während und nach kurzzeitig stark erhöhter Beanspruchung systematisch durch den Aufbau entsprechender Erprobungseinrichtungen und die Durchführung strukturierter Untersuchungen erforscht. Die Arbeit leistet einen wesentlichen wissenschaftlichen Beitrag zur Tribologie von Friktionssystemen und durch die sehr gelungene Aufbereitung auch zu den Gestaltungs- und Dimensionierungsprozessen in der Praxis.

Februar, 2022

Albert Albers

Kurzfassung

Die Entscheidungen, welche während der Modellierung des Prinzips und der Gestalt trockenlaufender, schaltbarer Kupplungen und Bremsen getroffen werden, beeinflussen maßgeblich deren Bauraumbedarf, Masse, Komfort, Lebensdauer und Kosten. Aus diesem Grund sollte eine ressourceneffiziente Auslegung solcher Friktionsysteme und der darin verbauten Friktionspaarungen angestrebt werden. Bei deren Validierung wird unter anderem deren Beanspruchbarkeit durch bestehende Methoden aus dem Stand der Forschung untersucht. So wird zum Beispiel in den häufig verwendeten Prüfabläufen der Regulation 90 (United Nations Economic Commission for Europe, 2012) die Beanspruchbarkeit bei unter anderem mehreren aufeinanderfolgenden Bremszyklen mit gleichbleibend hoher Beanspruchung ermittelt. Die kurzzeitig stark erhöhte Beanspruchung, welche zum Beispiel bei Notfallbremsungen, Fehlern und Missbrauch auftreten kann, wird darin jedoch noch nicht hinreichend berücksichtigt. Es ist nicht beschrieben, wie die kurzzeitige Beanspruchbarkeit der Friktionspaarungen zu quantifizieren ist und wie diese bei der Entwicklung der schaltbaren Kupplung und Bremsen einzubeziehen ist.

Zur experimentellen Untersuchung dieser Beanspruchbarkeit und zur Erforschung des hierbei wirkenden Schädigungs- und Erholungsverhaltens werden in dieser Arbeit neue Methoden entwickelt und angewandt. Dies beinhaltet die Entwicklung von Validierungsumgebungen zur Untersuchung der trockenlaufenden Friktionspaarungen und –systeme. Zur Entwicklung der Methoden und der Validierungsumgebungen werden im Wesentlichen die SPALTEN-Problemlösungsmethode, das Modell der Produktgenerationsentwicklung, die statistische Versuchsplanung sowie die faseroptische Messtechnik eingesetzt. Die Validierungsumgebungen ermöglichen es, zum einen sowohl die nominelle Flächenpressung, die Gleitgeschwindigkeit und die Temperatur zum einen stufenweise zu variieren und zum anderen kurzzeitig stark zu erhöhen. Die experimentellen Untersuchungen und deren systematische Auswertung liefern Erkenntnisse, welche dabei unterstützen, die Leistungsdichte und die Robustheit trockenlaufender Friktionspaarungen und –systeme zu steigern. Sie zeigen beispielsweise auf, dass die kurzzeitige Beanspruchbarkeit deutlich höher ist als die dauerhafte. Zudem erholen sich die Friktionspaarungen bis auf wenige Ausnahmen nahezu immer. Darüber hinaus kann das Erholungsverhalten, wie in dieser Arbeit gezeigt, durch die Variation des Beanspruchungskollektivs nachweislich verbessert werden. Folglich können diese Erkenntnisse, welche in Form von Handlungsempfehlungen beschrieben sind, genutzt werden, um Friktionssysteme ressourceneffizient auszulegen und deren Friktionspaarungen effektiv und effizient zu erholen und somit Ressourcen zu schonen und Bauraum zu sparen.

Abstract

The design of dry-running clutches and brakes determines their installation space, mass, comfort, endurance and costs. Therefore, a limit value design of these friction systems and their dry-running friction pairings is desirable. During their validation, among other things, their resilience is examined using existing methods from the state of research. For example, in the frequently used test sequences of the Regulation 90 (United Nations Economic Commission for Europe, 2012), the stress limit is examined with several successive brake cycles with consistently high stress. Short-term strongly increased stress, which might occur during emergency braking, error and misuse, is not yet sufficiently taken into account in this method. So far, this has not yet been investigated and included in the development of the clutch and brakes.

Therefore, new test methods are developed and applied in order to investigate dry-running friction pairings and their fade and recovery behavior under short-term strongly increased stress. This includes the development of validation environments for the investigation of dry-running friction pairings and systems. In order to develop these methods and validation environments, the SPALTEN problem-solving method, the model of product generation development, statistical test planning and fiber-optic measurement technology are essentially used. The new validation environments enable the variation and short-term strongly increase of the nominal surface pressure, the sliding speed and the temperature. The experimental investigations and their systematic evaluation provide insights which help to increase the power density and robustness of dry-running friction systems. They show, for example, that the short-term load capacity is much higher than the permanent one. Furthermore, the friction pairings recover almost every time. As shown, recovery can be improved by the variation of stress. As described in the form of recommendations, the new insights can be used to improve the limit value design, to recover effectively and efficiently and thus to conserve resources and to save installation space.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als akademischer Mitarbeiter am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers, für die wissenschaftliche Betreuung und das mir entgegengebrachte Vertrauen. Er hat mich während meiner Zeit am IPEK stets gefördert, aber auch gefordert und durch das Schaffen der entsprechenden Bedingungen und Freiheiten diese Arbeit erst ermöglicht. Mein Dank gilt ebenso Herrn Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll, Leiter des IMKT – Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie an der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, für die Übernahme des Korreferats.

Weiterhin bedanke ich mich bei Herrn Sascha Ott, Frau Katharina Bause sowie allen Kolleginnen und Kollegen des IPEK für die sehr gute Zusammenarbeit. Insbesondere den Kolleginnen und Kollegen aus den Forschungsgruppen Kupplungen und tribologische Systeme, Antriebssystemtechnik, Entwicklungsmethodik und -management sowie den technischen Diensten gilt mein besonderer Dank für das angenehme und produktive Arbeitsklima. Ebenso bedanke ich mich bei den wissenschaftlichen Hilfskräften und den Abschlussarbeitern, welche mich auf meinem Weg begleitet und unterstützt haben.

Bei unseren Partnern aus der Industrie, insbesondere den Mitgliedern des projektbegleitenden Ausschusses „Schaltbare Kupplungen und Bremsen“ der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.“ bedanke ich mich für die erfolgreiche Zusammenarbeit und die großzügige Bereitstellung des Versuchsmaterials.

Mein größter Dank gilt meinen Eltern, meinem Bruder Andreas und meiner Partnerin Marie für die Unterstützung während meiner gesamten wissenschaftlichen Ausbildung.

Karlsruhe, den 22. Februar 2022

Thomas Klotz

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	i
Abstract	iii
Abbildungsverzeichnis	xi
Tabellenverzeichnis	xxi
Abkürzungsverzeichnis	xxv
Formelverzeichnis	xxvii
1 Einleitung	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Gliederung der Arbeit	3
2 Grundlagen und Stand der Forschung	5
2.1 Relevante Grundlagen der Tribologie	5
2.1.1 Tribologische Beanspruchung und Tribosystem	5
2.1.2 Reibung, Reibungsarten und -mechanismen	6
2.1.3 Verschleiß, Verschleißarten und Verschleißmechanismen	9
2.1.4 Systemtribometer im Kontext der Kategorien der tribologischen Prüftechnik.....	11
2.1.5 Reibwert und Reibungszahl.....	13
2.2 Friktionswerkstoffe für trockenlaufende Kupplungen und Bremsen	15
2.2.1 Organische Friktionswerkstoffe.....	15
2.2.2 Sintermetallische Friktionswerkstoffe.....	16
2.2.3 Ingenieurkeramische Friktionswerkstoffe	17
2.2.4 Kohlefaserverstärkte Friktionswerkstoffe	17
2.3 Schädigungs- und Erholungsverhalten	18
2.3.1 Bisherige experimentelle Ergebnisse	18
2.3.2 Erklärungsmodelle für das Schädigungs- und Erholungsverhalten der Friktionspaarungen	24
2.4 Relevante Prozesse und Methoden der KaSPro	38
2.4.1 Integriertes Produktentstehungsmodell.....	38
2.4.2 Modell der Produktgenerationsentwicklung	43
2.4.3 Validierung mit dem IPEK-X-in-the-Loop-Framework	44
2.4.4 C&C ² -Ansatz.....	46
2.5 Weitere Grundlagen	49
2.5.1 Design Research Methodology.....	49
2.5.2 Einfache balancierte Varianzanalyse	50
2.6 Fazit zum Stand der Forschung.....	50

3	Zielsetzung	53
3.1	Forschungsbedarf.....	53
3.2	Forschungshypothese.....	54
3.3	Forschungsfragen.....	54
4	Forschungsansatz.....	57
4.1	Forschungsstruktur.....	57
4.2	Eingesetzte Methoden.....	58
5	Entwickelte Validierungsumgebungen	61
5.1	Weiterentwicklung des Systemtribometers	61
5.2	Validierungsumgebung zur Untersuchung auf Teilsystemebene.....	75
5.3	Weiterentwicklung der Oberflächen- und Verschleißanalyse	80
5.4	Fazit zu den Validierungsumgebungen	83
6	Entwickelte Methoden.....	87
6.1	Anwendungsspezifische Leistungsgrenze	87
6.2	Temporäre Schädigungsgrenze	93
6.3	Erholungsverhalten bei unterschiedlichen Beanspruchungskollektiven.....	95
6.4	Synthese von Erholungskollektiven	98
6.5	Variation des Beanspruchungskollektivs im Einlauf	102
6.6	Fazit zu den Methoden	105
7	Experimentelle Ergebnisse.....	107
7.1	Versuche auf Wirkflächenpaarebene	107
7.1.1	Friktionspaarung A.....	108
7.1.2	Friktionspaarung B.....	121
7.1.3	Friktionspaarung C.....	130
7.1.4	Friktionspaarung D.....	139
7.1.5	Friktionspaarung E.....	164
7.2	Versuche auf Teilsystemebene.....	174
7.2.1	Haltebremse.....	174
7.2.2	Schaltbare Kupplung.....	186
8	Diskussion.....	195
8.1	Schädigung und Erholung.....	195
8.2	Schädigungsgrenzen	197
8.3	Erklärungsmodelle	199
8.4	Effektive Erholung.....	205
8.5	Handlungsempfehlungen	206
8.6	Leistungsdichte und Robustheit	210
9	Zusammenfassung und Ausblick	213
9.1	Zusammenfassung	213

9.2 Ausblick.....	215
Literaturverzeichnis.....	I
Glossar	XIX
Anhang	XXIII
Angaben zu den Validierungsumgebungen.....	XXIII
Erläuterungen zur Auswertung.....	XXIV
Versuchspläne	XXVII
Friktionspaarung A	XXVII
Friktionspaarung B	XXIX
Friktionspaarung C	XXXII
Friktionspaarung D	XXXIV
Friktionspaarung E	XXXVI
Haltebremse	XXXVIII
Schaltbare Kupplung	XL

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1:	Schema eines tribologischen Systems (Deters, Fischer, Santner & Stolz, 2002).....	6
Abbildung 2.2:	Grundlegende Verschleißmechanismen, in Anlehnung an (Czichos & Habig, 1992; Czichos & Habig, 2015).....	10
Abbildung 2.3:	Veränderung der Reibungszahl und der Verschleißtiefe unter Variation der Temperatur, in Anlehnung an (Tanaka, Ueda & Noguchi, 1973).....	19
Abbildung 2.4:	Toleranzfeld der mittleren Reibungszahl (a) und Regeneration der mittleren Reibungszahl (b), in Anlehnung an (Lührsen, 1987) 20	
Abbildung 2.5:	Belastungszustände in einem Volumenelement der Reibschicht, in Anlehnung an (Musiol, 1994): a) fabrikneue Friktionspaarung ohne vorhandene Reibschicht, b) eingelaufen mit quasistabiler Reibschicht, c) mechanisch und thermisch überlastetes Volumenelement der Reibschicht und d) geschädigtes, aus der Reibschicht entferntes Volumenelement	27
Abbildung 2.6:	Kontaktsituation zwischen einem organischen Bremsbelag und einer Bremsscheibe mit dem Fluss der Verschleißpartikel sowie den primären und sekundären Plateaus, in Anlehnung an (Eriksson & Jacobson, 2000).....	28
Abbildung 2.7:	Erhöhte Verdichtung von Verschleißpartikeln unter Erhöhung der Anpresskraft (b), in Anlehnung an (Eriksson, Lord & Jacobson, 2001).....	29
Abbildung 2.8:	Energetische Analyse nach Ostermeyer, in Anlehnung an (Ostermeyer, 2001)	30
Abbildung 2.9:	Schematische Übersicht: (a) Umfangsquerschnitt im geöffneten Zustand; (d) Umfangsquerschnitt im Übergangsbereich; (e) Umfangsquerschnitt im geschlossenen Zustand, in Anlehnung an (Cristol-Bulthé, Desplanques & Degallaix, 2007)	32
Abbildung 2.10:	Schema des Berechnungsmodells (Albers, Ott & Karrar, 2006) 36	
Abbildung 2.11:	Gegenkörper mit der Oberfläche des Reibbelags (links) und Grundkörper mit der Oberfläche der Gegenreibe (rechts), Kantenlängen der Quadrate je 1 mm (Fehrenbacher, Joerger & Ott, 2020)	38

Abbildung 2.12:	Das integrierte Produktentstehungsmodell im Kontext der Produktgenerationsentwicklung, vergleiche (Albers, Reiß, Bursac & Richter, 2016).....	40
Abbildung 2.13:	SPALTEN-Problemlösungsmethode nach (Albers, Reiß, Bursac & Breitschuh, 2016)	42
Abbildung 2.14:	IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz (Albers, Behrendt, Klingler & Matros, 2016) auf Basis von (Düser, 2010).....	45
Abbildung 2.15:	IPEK-X-in-the-Loop-Framework (Albers, Behrendt, Klingler & Matros, 2016) auf Basis von (Düser, 2010) und (Albers, Fischer, Behrendt & Lieske, 2014).....	46
Abbildung 2.16:	C&C ² -Ansatz am Beispiel eines Rillenkugellagers (Albers, Gladysz, Kniel, Aschoff & Meyer, 2016).....	48
Abbildung 4.1:	Darstellung der Forschungsstruktur mithilfe des DRM-Frameworks (Blessing & Chakrabarti, 2009), in Anlehnung an (Bursac, 2016)	57
Abbildung 5.1:	Vorangegangene Generationen des Systemtribometers TRP..	62
Abbildung 5.2:	Modell der physisch-virtuell gekoppelten Architektur zur Untersuchung trockenlaufender Friktionspaarungen.....	63
Abbildung 5.3:	Entwicklung der vierten Generation	65
Abbildung 5.4:	Prinzipskizze des Prüfkopfs der Vorgängergeneration (Merkel, 2015)	66
Abbildung 5.5:	Dreidimensionales Modell des Prüfkopfs der Vorgängergeneration (Albers, Ott & Merkel, 2015)	67
Abbildung 5.6:	Identifikation der Wärmebrücke mithilfe des C&C ² -Ansatzes: Neben der Isolatorscheibe sind auch die Schrauben an der Wärmeleitung vom Reibkontakt (C ₁) hin zu der Messnabe (C ₂) beteiligt	67
Abbildung 5.7:	Prüfkopf für Hochtemperaturuntersuchungen von G ₄ ^{TRP}	69
Abbildung 5.8:	Analyse der Wärmeübertragung mittels des C&C ² -Ansatzes sowie beispielhafte Simulationsergebnisse von Wichmann (Wichmann, 2018).....	70
Abbildung 5.9:	Alternative Lösungen der neuen Anordnung der Klimatisierung und des Filterkastens: Klimakammer und Filterkasten außerhalb der Prüfkammer (links) sowie Aufhängung des Filterkastens an einem Träger (mittig) beziehungsweise an einem Seilzug (rechts)	71
Abbildung 5.10:	Übersicht zu den Änderungen zur Kürzung der Länge des Systemtribometers	72
Abbildung 5.11:	Die vierte Generation des Systemtribometers TRP	73
Abbildung 5.12:	Vergleich der Produktgenerationen anhand der mittleren Reibungszahlen aus Einläufen mit demselben Exemplar einer	

	Friktionspaarung bestehend aus einem organischen, massegepressten Reibbelag und einer Gegenreibrscheibe aus C45.....	74
Abbildung 5.13:	Modell der physisch-virtuell gekoppelten Architektur zur Untersuchung der Haltebremse	76
Abbildung 5.14:	Validierungsumgebung PPP für die Untersuchung der Haltebremse	76
Abbildung 5.15:	Modell der physisch-virtuell gekoppelten Architektur zur Untersuchung der Kupplung	77
Abbildung 5.16:	Validierungsumgebung PPP für die Untersuchung der schaltbaren Kupplung	77
Abbildung 5.17:	Belegung der Schlüssellochbohrungen in der Gegenreibrscheibe	78
Abbildung 5.18:	Messung der Temperatur an einem gelaufenen massegepressten Reibbelag bei einer gleichmäßigen Temperatur von 80°C	79
Abbildung 5.19:	Vorschlag zur Erweiterung des Risiko-Portfolios um die neuen Tendenzen Alter der Elemente des Referenzsystems und Dokumentation, in Anlehnung an (Albers, Rapp, Birk & Bursac, 2017)	85
Abbildung 6.1:	Exemplarische Ermittlung einer Leistungsgrenze mit anwendungsspezifischen Grenzwerten und Streubändern, mittlere Reibungszahlen, in Anlehnung an (Albers, Ott, Basiewicz, Schepanski & Klotz, 2017b)	89
Abbildung 6.2:	Exemplarische Ermittlung einer Leistungsgrenze mit anwendungsspezifischen Grenzwerten und Streubändern, Reibungszahlgradienten, in Anlehnung an (Albers, Ott, Basiewicz, Schepanski & Klotz, 2017b)	90
Abbildung 6.3:	Konturdiagramm der mittleren Reibungszahlen einer sintermetallischen Friktionspaarung (Klotz, Ott & Albers, 2018), konkrete Zahlenwerte zu finden in (Albers, Ott & Klotz, 2020) .	91
Abbildung 6.4:	Identifizierung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze anhand einer beispielhaften Anwendung (Klotz, Ott & Albers, 2018)	92
Abbildung 6.5:	Versuchsablauf zur Ermittlung und Identifizierung der Schädigungsgrenzen (Klotz, Ott & Albers, 2018b)	93
Abbildung 6.6:	Die Pfade der sechs Versuchsabläufe und deren Laststufen zur Ermittlung und Identifizierung der Schädigungsgrenzen (Klotz, Ott & Albers, 2018b)	94
Abbildung 6.7:	Versuchsablauf unter Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit: Punktwolken der Referenz- und Laststufen aufgetragen über	

	deren spezifischen Reibarbeit und –leitung (links) sowie deren mittlere Reibungszahlen über der Bremsfolgezahl (rechts) Gleitgeschwindigkeit (Klotz, Ott & Albers, 2019)	95
Abbildung 6.8:	Darstellung der Schädigungs- und Erholungsstufen sowie der Verläufe der Schädigungsgrenzen hinsichtlich ihrer spezifischen Reibarbeit und –leistung für die beiden Starttemperaturen T_1 (links) und T_2 (rechts) (Klotz, Ott & Albers, 2019).....	96
Abbildung 6.9:	Kombinationen der Schädigungs- und Erholungsstufen (Klotz, Ott & Albers, 2019)	97
Abbildung 6.10:	Veranschaulichung der Erholungskennwerte, in Anlehnung an (Klotz, Ott & Albers, 2019)	98
Abbildung 6.11:	Analyse der Kraftübertragung mittels C&C ² -Ansatz	99
Abbildung 6.12:	Abschnitt aus dem Vergleich von EK_3 mit R_1 mit unterschiedlichen Verläufen der Temperatur (links) und der mittleren Reibungszahlen (rechts) über der Bremsfolgezahl ..	101
Abbildung 6.13:	Variation der Gleitgeschwindigkeit und der Flächenpressung ausgehend von der Referenzstufe	103
Abbildung 6.14:	Versuchsablauf des Kurzzeittests	104
Abbildung 7.1:	Querschliff von Reibbelag A unter dem Rasterelektronenmikroskop	108
Abbildung 7.2:	Gegenreißscheibe (links) und Reibbelag A auf Belagträger (rechts)	109
Abbildung 7.3:	Einläufe verschiedener Exemplare der Friktionspaarung A....	109
Abbildung 7.4:	Laststufen zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung A.....	110
Abbildung 7.5:	Reibeigenschaften der Last- und Referenzstufen der Friktionspaarung A, Versuchsplan im Anhang	111
Abbildung 7.6:	Erholungsstufen der Friktionspaarung A bei Schädigung durch S_1	112
Abbildung 7.7:	Aus den Pilotversuchen: Vergleich von Richtungsumkehr (links), erhöhter Flächenpressung (mittig) und Dauerschleif unter erhöhter Flächenpressung (rechts) während der ersten fünf Bremszyklen nach der Schädigungsstufe	114
Abbildung 7.8:	Erholungskollektive der Friktionspaarung A bei Schädigung durch S_1	114
Abbildung 7.9:	Ausschnitt aus dem Vergleich von EK_3 mit R_1	116
Abbildung 7.10:	Mikroskopische Aufnahmen des Reibbelags A	118
Abbildung 7.11:	Großflächiger, 6,3 cm langer Verschleißpartikel	119
Abbildung 7.12:	Vergleich zwischen einem glänzenden (links) und matten Bereich (rechts)	120
Abbildung 7.13:	Tribologisch beanspruchte Oberfläche des Reibbelags B.....	121

Abbildung 7.14:	Einläufe verschiedener Exemplare der Friktionspaarung B	122
Abbildung 7.15:	Laststufen zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung B	123
Abbildung 7.16:	Reibeigenschaften der Last- und Referenzstufen der Friktionspaarung B, Versuchsplan im Anhang	124
Abbildung 7.17:	Erholungsstufen der Friktionspaarung B bei Schädigung durch S_1	125
Abbildung 7.18:	Erholungskollektive der Friktionspaarung B bei Schädigung durch S_1	126
Abbildung 7.19:	Mikroskopische Aufnahmen des Reibbelags B	128
Abbildung 7.20:	Oberflächenkennwerte der Erholungskollektive der Friktionspaarung B	129
Abbildung 7.21:	Materialübertrag auf der Gegenreibe bei S_1 und EK_3 ...	129
Abbildung 7.22:	Unbeanspruchte Oberfläche des Reibbelags C	130
Abbildung 7.23:	Einläufe verschiedener Exemplare der Friktionspaarung C	131
Abbildung 7.24:	Laststufen zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung C	131
Abbildung 7.25:	Reibeigenschaften der Last- und Referenzstufen der Friktionspaarung C, Versuchsplan im Anhang	132
Abbildung 7.26:	Erholungsstufen der Friktionspaarung C bei Schädigung durch S_1	133
Abbildung 7.27:	Erholungskollektive der Friktionspaarung C bei Schädigung durch S_1	134
Abbildung 7.28:	Mikroskopische Aufnahmen des Reibbelags C	136
Abbildung 7.29:	Glatte Bereich in der Mitte des 10 mm breiten Reibbelags	137
Abbildung 7.30:	Ausbruch in Laststufe 1.5	137
Abbildung 7.31:	Oberflächenkennwerte der Erholungskollektive der Friktionspaarung C	138
Abbildung 7.32:	Reibbelag D im Querschliff	139
Abbildung 7.33:	Anbindung des Reibbelags D mittels Nieten und Federblechen 140	
Abbildung 7.34:	Einläufe verschiedener Exemplare der Friktionspaarung D	141
Abbildung 7.35:	Laststufen zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung D	141
Abbildung 7.36:	Reibeigenschaften der Last- und Referenzstufen der Friktionspaarung D, Versuchsplan im Anhang	142
Abbildung 7.37:	Erholungsstufen der Friktionspaarung D bei Schädigung durch S_1	143
Abbildung 7.38:	Erholungskollektive der Friktionspaarung D bei Schädigung durch S_1	144
Abbildung 7.39:	Ausschnitt aus dem Vergleich von EK_4 mit R_1	145

Abbildung 7.40:	Mikroskopische Aufnahmen des Reibbelags D	148
Abbildung 7.41:	Nach dem Einlauf und jeweils direkt nach der Schädigung	148
Abbildung 7.42:	Fotoaufnahmen nach dem Einlauf, der Schädigung und der Erholung	149
Abbildung 7.43:	Gegenreibeischeibe nach S ₃ ; E ₄	150
Abbildung 7.44:	Oberflächenkennwerte der Schädigungs- und Erholungsstufen	151
Abbildung 7.45:	Vergleich des Einlaufs mit C45 und GGG40 mit deutlichen Unterschieden.....	152
Abbildung 7.46:	Oberfläche einer Gegenreibeischeibe aus GGG40 nach dem Einlauf.....	153
Abbildung 7.47:	Vergleich der Reibeigenschaften der Last- und Referenzstufen von C45 (links), GGG40 Nr.1 (mittig) und GGG40 Nr.3 (rechts)	154
Abbildung 7.48:	Querschliff einer Gegenreibeischeibe aus C45 (a): Gefüge im Randbereich (b) sowie im Bauteilinneren (c).....	156
Abbildung 7.49:	Martensit (a) im beanspruchten Randbereich sowie ferritisch-perlitisches Gefüge im Bauteilinneren (b) der Gegenreibeischeibe aus C45	156
Abbildung 7.50:	Kugelgraphit in ferritischer Matrix mit wenigen Perlitinseln im beanspruchten Randbereich (a) sowie im Bauteilinneren (b) der Gegenreibeischeibe aus GGG40	157
Abbildung 7.51:	Vergleich der vier Varianten im Kurzzeittest.....	158
Abbildung 7.52:	Reibungsminderung nach abgeschlossenem Dauerschleif...	159
Abbildung 7.53:	Vergleich des bisherigen Einlaufs mit der Referenzstufe mit dem optimierten Einlauf mit den 100 Bremszyklen (26 bis 125) bei der Laststufe L2	160
Abbildung 7.54:	Fotoaufnahmen der gewickelten 12 mm breiten Reibbeläge nach (a) dem Einlauf mit C45, (b) dem Einlauf mit GGG40 und (c) dem optimierten Einlauf mit GGG40	161
Abbildung 7.55:	Fotoaufnahmen der 12 mm breiten Gegenreibeischeiben nach (a) dem Einlauf mit C45, (b) dem Einlauf mit GGG40 und (c) dem optimierten Einlauf mit GGG40	161
Abbildung 7.56:	Lichtmikroskopische Aufnahmen der (a) unbeanspruchten und der (b) beanspruchten Oberfläche der Gegenreibeischeibe aus GGG40 nach dem optimierten Einlauf	162
Abbildung 7.57:	Rasterelektronenmikroskopische Aufnahmen der (a) unbeanspruchten und der (b) beanspruchten Oberfläche der Gegenreibeischeibe aus GGG40 nach dem optimierten Einlauf	162
Abbildung 7.58:	Reibbelag E im Querschliff, Einfärbung nach Elementen.....	164
Abbildung 7.59:	Anbindung des Reibbelags	165

Abbildung 7.60:	Einläufe verschiedener Exemplare der Friktionspaarung E	166
Abbildung 7.61:	Laststufen zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung E	166
Abbildung 7.62:	Reibeigenschaften der Last- und Referenzstufen der Friktionspaarung E, Versuchsplan auf Seite XXXVI.....	167
Abbildung 7.63:	Erholungsstufen der Friktionspaarung E bei Schädigung durch S_1	168
Abbildung 7.64:	Erholungskollektive der Friktionspaarung E bei Schädigung durch S_1	169
Abbildung 7.65:	Mikroskopische Aufnahmen des Reibbelags E.....	172
Abbildung 7.66:	Oberflächenkennwerte der Erholungsstufen.....	172
Abbildung 7.67:	Fotoaufnahmen der 18 mm breiten Reibflächen der Gegenreibe (oben) und des Reibbelags (unten) nach Einlauf, Schädigung und Erholung.....	173
Abbildung 7.68:	Laststufe 5.2 bei $T_2=350^\circ\text{C}$, Belag (links) und Gegenreibe (rechts)	173
Abbildung 7.69:	Reibflächen der Haltebremse nach dem Einlauf mit einer Breite von 16 mm.....	175
Abbildung 7.70:	Einläufe der Haltebremse für die Reibeläge A und B.....	176
Abbildung 7.71:	Ermittlung der Schädigungsgrenzen für Reibelag A	177
Abbildung 7.72:	Ermittlung der Schädigungsgrenzen für Reibelag B	177
Abbildung 7.73:	Varianzanalyse mit EK_1 und Reibelag A zu Beginn (links) und gegen Ende des Prüflaufs (rechts)	178
Abbildung 7.74:	Mikroskopische Aufnahmen des Reibelags A auf der Seite der Flanschscheibe	179
Abbildung 7.75:	Mikroskopische Aufnahmen des Reibelags B auf der Seite der Flanschscheibe	180
Abbildung 7.76:	Materialübertrag von Kupfer auf die Flanschscheibe: Zu sehen in Fotos (links) und mikroskopischen Aufnahmen (rechts)	181
Abbildung 7.77:	Wärmeverteilung während des Einlaufs	181
Abbildung 7.78:	Wärmeverteilung vor, während und nach der Schädigungsstufe 182	
Abbildung 7.79:	Wärmeverteilung während der Erholung mit EK_1	183
Abbildung 7.80:	Wärmeverteilung während der Schädigung	183
Abbildung 7.81:	Wärmeverteilung während der Erholung mit der Referenzstufe 184	
Abbildung 7.82:	Ergebnisse der 3D-FEM-Simulation: Wärmeverteilung im Querschnitt (a), Druckverteilung (b) und Wärmeverteilung an der Oberfläche 14 Sekunden nach abgeschlossenem Bremsvorgang (Albers, Klotz, Fink & Ott, 2021; Wichmann, 2018).....	185

Abbildung 7.83:	Wärmeverteilung auf der Oberfläche des Reibbelags vor (links) während (mittig) und nach der Schädigung (rechts).....	186
Abbildung 7.84:	Reibflächen nach dem Einlauf, Reibbelag A mit Nuten, Ringbreite 18,5 mm.....	187
Abbildung 7.85:	Einläufe der Kupplung für Reibbelag A und B mit und ohne Nuten	187
Abbildung 7.86:	Ermittlung der Schädigungsgrenzen für Reibbelag A ohne Nuten	188
Abbildung 7.87:	Adhäsiver Verschleiß bei Reibbelag A, Ringbreite 18,5 mm ..	188
Abbildung 7.88:	Ermittlung der Schädigungsgrenzen für Reibbelag A mit Nuten	189
Abbildung 7.89:	Ermittlung der Schädigungsgrenzen für Reibbelag B ohne Nuten	190
Abbildung 7.90:	Ermittlung der Schädigungsgrenzen für Reibbelag B mit Nuten	190
Abbildung 7.91:	Ermittlung der Schädigungsgrenzen ohne vorherigen Einlauf für Reibbelag B mit Nuten	191
Abbildung 7.92:	Ausschnitt aus dem Vergleich von EK1 und R1 für Reibbelag B ohne Nuten	192
Abbildung 7.93:	Mikroskopische Aufnahmen des Reibbelags B auf der Seite der Nabenscheibe.....	193
Abbildung 7.94:	Thermographieaufnahmen der Kupplung zu Beginn (links), während (mittig) und gegen Ende (rechts) der Schädigungsstufe	193
Abbildung 8.1:	Die Laststufen 1.X von Friktionspaarung C	197
Abbildung 8.2:	Mikroskopische Aufnahmen eines offenliegenden (a) und eines verdeckten Quarzpartikels (b) (Albers, Klotz, Fink & Ott, 2021)	200
Abbildung 8.3:	Ober- (a) und Unterseite (b) des herausgelösten Plateaus (Albers, Klotz, Fink & Ott, 2021).....	201
Abbildung 8.4:	Beispiele für Materialübertrag vom Reibbelag hin zur Gegenreibscheibe: Gusscheibe der Kupplung mit Fetzen des Reibbelags (a), Materialübertrag von Kupfer bei Friktionspaarung B (b) sowie Materialübertrag und dessen Oxidation bei Friktionspaarung D (c) und E (d) (Albers, Klotz, Fink & Ott, 2021)	202
Abbildung 8.5:	Ablauf bei der Auslegung trockenlaufender Friktionssysteme unter Beanspruchungskollektiven mit kurzzeitig stark erhöhter Beanspruchung.....	207
Abbildung 8.6:	Fallunterscheidung beim Vergleich von Beanspruchung und Beanspruchbarkeit	209

Abbildung A.1:	Darstellung der Messergebnisse über der Zeit	XXV
Abbildung A.2:	Darstellung der Reibungszahlen über der Gleitgeschwindigkeit(Klotz, Ott & Albers, 2019).....	XXV
Abbildung A.3:	Temperaturen über der Zeit (links) und deren Positionen in der Gegenreibeischiibe; T_M in 4mm und T_0 in 0,2mm Tiefe zum Reibkontakt (rechts) (Klotz, Ott & Albers, 2019)	XXVI

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1:	Verschleißpartikel und ihre Entstehung (Czichos & Habig, 1992; Czichos & Habig, 2015) nach (Wuttke, 1986)	11
Tabelle 2.2:	Zuordnung der experimentellen Studien aus Kapitel 2.3 zu den Kategorien der tribologischen Prüftechnik nach Czichos (Czichos & Habig, 1992; Czichos & Habig, 2015)	51
Tabelle 5.1:	Standardabweichungen der mittleren Reibungszahlen der jeweils letzten 50 Bremszyklen von Einläufen mehrerer Exemplare dreier verschiedenen Friktionspaarungen, Gegenreibpartner jeweils aus C45.....	74
Tabelle 5.2:	Standardabweichungen verschiedener Kennwerte der Oberflächenbeschaffenheit der fünf Reibbeläge	82
Tabelle 6.1:	Vergleich der Reibeigenschaften und der Übergangsdauer (Klotz, Bauer, Ott & Albers, 2019).....	102
Tabelle 6.2:	Prüfgrößen und deren kritische Werte (Klotz, Bauer, Ott & Albers, 2019)	102
Tabelle 7.1:	Erholungskollektive der Pilotversuche der Friktionspaarung A	113
Tabelle 7.2:	Reibeigenschaften der Erholungsstufen und -kollektive der Friktionspaarung A	115
Tabelle 7.3:	Vergleich der Reibeigenschaften und der Übergangsdauer sowie Prüfgrößen und kritische Werte	116
Tabelle 7.4:	Verschleißkennwerte der Friktionspaarung A	117
Tabelle 7.5:	Chemische Zusammensetzung des glänzenden und des matten Bereichs	120
Tabelle 7.6:	Reibeigenschaften der Erholungsstufen und -kollektive der Friktionspaarung B	126
Tabelle 7.7:	Verschleißkennwerte der Friktionspaarung B	127
Tabelle 7.8:	Reibeigenschaften der Erholungsstufen und -kollektive der Friktionspaarung C	134
Tabelle 7.9:	Verschleißkennwerte der Friktionspaarung C	135
Tabelle 7.10:	Chemische Zusammensetzung der Reibfläche der Gegenreibeischeibe	138
Tabelle 7.11:	Vergleich der Reibeigenschaften und der Übergangsdauer sowie Prüfgrößen und kritische Werte für S_1 mit R_1 und EK_2	144
Tabelle 7.12:	Vergleich der Reibeigenschaften und der Übergangsdauer sowie Prüfgrößen und kritische Werte für S_2 mit R_1 und EK_4	145
Tabelle 7.13:	Reibeigenschaften der Erholungsstufen und -kollektive der Friktionspaarung D	146

Tabelle 7.14:	Verschleißkennwerte der Erholungsstufen und -kollektive der Friktionspaarung D.....	147
Tabelle 7.15:	Chemische Zusammensetzung der Gegenreibe nach S ₃ ; E ₄	150
Tabelle 7.16:	Vergleich der Reibeigenschaften und der Übergangsdauer sowie Prüfgrößen und kritische Werte für S ₂ mit R ₁ und EK ₄ für GGG40 155	
Tabelle 7.17:	Parameter der im Kurzzeittest verwendeten Beanspruchungskollektive	157
Tabelle 7.18:	Chemische Zusammensetzung der beanspruchten Oberfläche der Gegenreibe.....	163
Tabelle 7.19:	Vergleich der Reibeigenschaften und der Übergangsdauer sowie Prüfgrößen und kritische Werte für S1 mit R ₁ und EK ₂	169
Tabelle 7.20:	Reibeigenschaften der Erholungsstufen und -kollektive der Friktionspaarung E.....	170
Tabelle 7.21:	Verschleißkennwerte der Erholungsstufen und- kollektive der Friktionspaarung E.....	171
Tabelle 7.22:	Chemische Zusammensetzung des Reibbelags und der Gegenreibe nach Laststufe 5.2.....	174
Tabelle 7.23:	Reibeigenschaften der Referenzstufe und der Erholungskollektive für den Reibbelag A.....	178
Tabelle 7.24:	Vergleich der Reibeigenschaften und der Übergangsdauer sowie Prüfgrößen und kritische Werte	191
Tabelle 8.1:	Tiefenmessungen nach der Indentation der Reibbeläge	203
Tabelle A.1:	Versuchsplan zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung A.....	XXVII
Tabelle A.2:	Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungsstufen der Friktionspaarung AXXVIII	
Tabelle A.3:	Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungskollektiven der Friktionspaarung A XXIX	
Tabelle A.4:	Versuchsplan zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung B.....	XXIX
Tabelle A.5:	Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungsstufen der Friktionspaarung B..	XXXI
Tabelle A.6:	Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungskollektiven der Friktionspaarung B XXXI	
Tabelle A.7:	Versuchsplan zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung C.....	XXXII

Tabelle A.8:	Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungsstufen der Friktionspaarung C XXXIII	
Tabelle A.9:	Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungskollektiven der Friktionspaarung C XXXIII	
Tabelle A.10:	Versuchsplan zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung D	XXXIV
Tabelle A.11:	Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungsstufen der Friktionspaarung D	XXXV
Tabelle A.12:	Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungskollektiven der Friktionspaarung D	XXXV
Tabelle A.13:	Versuchsplan zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung E	XXXVI
Tabelle A.14:	Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungsstufen der Friktionspaarung E	XXXVII
Tabelle 9.15:	Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungskollektiven der Friktionspaarung E	XXXVIII
Tabelle A.16:	Versuchsplan zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Bremse	XXXVIII
Tabelle A.17:	Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungskollektiven der Bremse mit Friktionswerkstoff A	XXXIX
Tabelle A.18:	Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungskollektiven der Bremse mit Friktionswerkstoff B	XXXIX
Tabelle A.19:	Versuchsplan zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Kupplung	XL
Tabelle A.20:	Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungskollektiven der Kupplung mit Friktionswerkstoff A	XL
Tabelle A.21:	Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungskollektiven der Kupplung mit Friktionswerkstoff B	XLI

Abkürzungsverzeichnis

C	Connector
C15E	Werkstoff 1.1141, unlegierter Stahl
C45	Werkstoff 1.0503, unlegierter Stahl
DRM	Design Research Methodology
EK	Erholungskollektiv
GG25	Werkstoff 0.6025, Gusseisen mit Lamellengraphit
GGG40	Werkstoff 0.7040, Gusseisen mit Kugelgraphit
GV	Gestaltvariation
IAM	Institut für Angewandte Materialien
IPEK	Institut für Produktentwicklung
iPeM	Integriertes Produktenstehungsmodell
KaSPro	Karlsruher Schule für Produktentwicklung
KIT	Karlsruher Institut für Technologie
L	Laststufe
LSS	Leitstützstruktur
PPP	Power Pack Prüfstand
PV	Prinzipvariation
R	Referenzstufe
RAMI	Richtig Arbeiten mit Matlab
SUSI	Steuerungs- und Regelungskonzept des IPEK

TRP	Trockenreibprüfstand
ÜV	Übernahmevariation
WFP	Wirklflächenpaar
WK	Wirkkontakt
XiL	IPEK-X-in-the-Loop
ZHO	Zielsystem, Handlungssystem, Objektsystem

Formelverzeichnis

A_{nom}	mm ²	Nominelle Reibfläche
F_{N}	N	Normalkraft
$F_{\text{Prüf}}$	-	Prüfwert im Kontext der Varianzanalyse
$F_{0,95}$	-	Kritischer Wert der Varianzanalyse
i	-	Übersetzungsverhältnis
J	kgm	Massenträgheitsmoment
k_{V}	mm ³ /MJ	Volumetrischer Verschleißkoeffizient
M	Nm	Drehmoment
p_{nom}	N/mm ²	Nominelle Flächenpressung
q_{A}	J/mm ³	Spezifische Reibarbeit
\dot{q}_{A}	W/mm ³	Spezifische Reibleistung
r	mm	Radius
r_{m}	mm	Mittlerer Reibradius
R_{x}	μm	Profilkennwerte der Rauheit, siehe Kapitel 5.3
S	-	Sicherheitsfaktor
S_{x}	μm	Oberflächenkennwerte, siehe Kapitel 5.3
T	°C	Temperatur

T_{Start}	°C	Starttemperatur
V	m/s	Geschwindigkeit
v_{Gleit}	m/s	Gleitgeschwindigkeit
W_x	μm	Profilkennwerte der Welligkeit, siehe Kapitel 5.3
z	-	Anzahl der Reibflächen
z_B	-	Bremsfolgezahl des jeweiligen Bremszyklus
$z_{B,UD}$	-	Anzahl der für den Übergang notwendigen Bremszyklen
μ	-	Reibungszahl
μ_m	-	Mittlere Reibungszahl
μ_{min}	-	Minimum der Reibungszahl
μ_{max}	-	Maximum der Reibungszahl
μ^i	-	Reibungszahlgradient
μ^i_{min}	-	Minimum des Reibungszahlgradienten
μ^i_{max}	-	Maximum des Reibungszahlgradienten
$\bar{\mu}$	-	Mittelwert der mittleren Reibungszahl
$\Delta\mu$	-	Abweichung der Reibungszahl
ρ	kg/m^3	Dichte
σ	-	Standardabweichung
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit

1 Einleitung

Kupplungen stellen nach Albers *„das wichtigste Verbindungselement in der Antriebstechnik dar, wodurch ihnen eine besondere technische Bedeutung zukommt.“* Zu ihren beiden Grundfunktionen zählt zum einen, *„eine Verbindung von Wellen bzw. verschiedenen Maschinenelementen herzustellen“* und zum anderen die *„Übertragung von Leistung – Drehmoment und Drehzahl – sicher zu gewährleisten“*. Zudem kann, wie zum Beispiel bei Anwendungen mit Verbrennungsmotoren, die erste erweiterte Funktion, die Schaltfunktion, erforderlich sein. Mit dieser wird *„der Leistungsfluss bei Bedarf unterbrochen oder geschlossen.“* In vielen Anwendung wie zum Beispiel *„in Fahrzeugen oder bei mechatronischen Stellern wird die Anpresskraft“* darüber hinaus *„sogar während des Schaltvorgangs moduliert und definiert, wodurch sich ein sich ständig änderndes schaltbares Moment“* ergibt. (Albers, 2012) *„Durch die fortschreitende Mechatronisierung und Digitalisierung werden moderne Kupplungssysteme [...] zunehmend situations- und bedarfsgerecht gesteuert oder geregelt“* (Albers, Ott & Basiewicz, 2017), um unter anderem eine Reduzierung der Kraftstoffverbräuche durch ein *„Fahren im Bereich niedriger Motordrehzahlen“* zu ermöglichen, ohne dabei Komforteinbußen in Kauf zu nehmen. (Basiewicz, 2020) Daran zeigt sich die Entwicklung von schaltbaren Kupplungen beziehungsweise Kupplungssystemen hin zu den wichtigsten mechatronischen Stellern zur Einwirkung auf den Antriebsstrang. Bremsen können als *„Sonderfälle schaltbarer Kupplungen“* betrachtet werden, bei denen eine Seite nicht rotiert, also feststeht. Der *„Ausgleich von Wellenversatz“* und die Beeinflussung der *„Dynamik des Antriebsstranges“* bilden die zweite und die dritte erweiterte Funktion einer Kupplung.

1.1 Motivation

Die Entscheidungen, welche während der Modellierung des Prinzips und der Gestalt trockenlaufender Kupplungen und Bremsen getroffen werden, beeinflussen maßgeblich deren Bauraumbedarf, Masse, Komfort, Lebensdauer und Kosten. Aus diesem Grund sollte eine ressourceneffiziente Auslegung solcher Friktionsysteme und der darin verbauten Friktionspaarungen angestrebt werden. Dies kann jedoch durch eine darin inbegriffene Steigerung der bauraum- und massenspezifischen Leistungsdichte zu steigenden Anforderungen an die Reib- und Verschleißigenschaften der Friktionspaarungen führen. (Klotz, Ott & Albers, 2019) Zur Erfüllung dieser Anforderungen muss deren zulässige thermomechanische Beanspruchbarkeit bekannt sein und weitestgehend ausgenutzt werden. Dies bereits durch die Methode

zur Ermittlung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze unterstützt. Mittels statistischer Versuchsplanung wird dabei innerhalb kurzer Zeit das Leistungspotenzial der trockenlaufenden Friktionspaarungen ermittelt. (Klotz, Ott & Albers, 2018) Für die Auslegung von trockenlaufenden Friktionssystemen wie unter anderem Haltebremsen für Industrieanwendungen ist zusätzlich die Kenntnis über die Reib- und Verschleißeigenschaften während und nach kurzzeitig stark erhöhter thermomechanischer Beanspruchung durch zum Beispiel Notfälle, Fehler und Missbrauch von entscheidender Bedeutung. (Klotz, Ott & Albers, 2018b) In der Theorie werden Haltebremsen überwiegend „*nur im Stillstand eingesetzt, weshalb keine*“ Differenzdrehzahl „*und somit auch weder Verschleiß noch Erwärmung auftreten.*“ (Albers, 2012) Haltebremsen können daher äußerst kompakt aufgebaut werden. In der Praxis kann es jedoch zum Beispiel in Notfällen vorkommen, dass diese dynamisch beansprucht werden. Dies führt zu einer starken thermomechanischen Beanspruchung im Notfallbetrieb. (Glomm, 2015) Die erhöhte thermomechanische Beanspruchung kann zu veränderten Reibeigenschaften bis hin zur Schädigung beziehungsweise „*fading*“ führen, welches Rhee als Reibungsminderung definiert. (Rhee, 1974) Nach Bijwe tritt dieser Verlust der Bremskraft durch einen Reibungszahlabfall bei Temperaturen im Bereich von 300°C bis 400°C ein. Bei normaler thermischer Beanspruchung steigt die Reibungszahl wieder an. Diese Eigenschaft wird Erholung oder Regeneration beziehungsweise „*recovery*“ genannt. (Bijwe, Nidhi, Majumdar & Satapathy, 2005) Ursachen für die Veränderungen der Reibeigenschaften können zum einen Veränderungen der Reibschicht (Buckley, 1971; Eriksson & Jacobson, 2000; Musiol, 1994; Ostermeyer, 2002) oder auch die Bildung flüssiger und gasförmiger Reaktionsprodukte (Fidlin, Bäuerle & Boy, 2015; Herring, 1967) sowie thermomechanische Verformungen (Barber, 1967; Du, Zagrodzki, Barber & Hulbert, 1997; Panier, Dufrenoy & Weichert, 2004) sein. Bisherige Untersuchungen wie zum Beispiel die von Bijwe, Nidhi, Majumdar und Sathapathy (Bijwe, Nidhi, Majumdar & Satapathy, 2005) sowie Lührsens (Lühsens, 1987) beschränken sich auf eine Variation der Temperatur oder auch der Temperatur und der Gleitgeschwindigkeit. Die Friktionspaarungen von Bremsen und Kupplungen für Industrieanwendungen mit veränderlicher Flächenpressung und Gleitgeschwindigkeit können jedoch sehr unterschiedlichen thermomechanischen Beanspruchungen ausgesetzt sein. Sie erfordern einer ganzheitlichen Betrachtung mit einer Variation einer Vielzahl von Eingangsgrößen, um hiermit auch Beispiele wie die Haltebremse im Notfallbetrieb abzudecken.

Das Ziel dieser Arbeit ist daher, neue Erkenntnisse über das Schädigungs- und Erholungsverhalten trockenlaufender Friktionspaarungen zu gewinnen und Hilfsmittel zu schaffen, welche bei der Entwicklung trockenlaufender Kupplungen und Bremsen unterstützen, Kupplungen und Bremsen für den Einsatz bei kurzzeitig stark erhöhter Beanspruchung auszulegen. Hierzu sollen Methoden entwickelt und angewandt

werden, bei welchen trockenlaufende Friktionspaarungen bei Beanspruchungskollektiven mit kurzzeitig stark erhöhter Beanspruchung experimentell untersucht werden. Bei den Untersuchungen sollen an eigens hierfür entwickelten Validierungsumgebungen sowohl die nominelle Flächenpressung, die Gleitgeschwindigkeit als auch die Temperatur zum einen stufenweise variiert und zum anderen kurzzeitig stark erhöht werden. Zur Entwicklung der Methoden und der Validierungsumgebungen werden im Wesentlichen die Problemlösung nach SPALTEN, das Modell der Produktgenerationsentwicklung, die statistische Versuchsplanung sowie die faseroptische Messtechnik eingesetzt. Aus den Untersuchungen geht unter anderem hervor, dass die kurzzeitige Beanspruchbarkeit deutlich höher ist als die dauerhafte. Zudem kann das Erholungsverhalten durch die Variation des Beanspruchungskollektivs nachweislich verbessert werden. Diese Erkenntnisse können, wie in Form von Handlungsempfehlungen beschrieben, genutzt werden, um hiermit Ressourcen zu schonen und Bauraum zu sparen.

1.2 Gliederung der Arbeit

Diese Arbeit ist in neun Kapitel gegliedert. Nach der Einleitung in diesem ersten Kapitel werden im zweiten Kapitel zunächst die Grundlagen und der Stand der Forschung erarbeitet. Die Zielsetzung wird im dritten Kapitel anhand der Forschungshypothesen und -fragen festgelegt, worauf im vierten Kapitel der Forschungsansatz zu deren Beantwortung vorgestellt wird. Die Entwicklung der Validierungsumgebungen und der Methoden wird im fünften und sechsten Kapitel beschrieben. Die damit erzielten Ergebnisse werden im siebten Kapitel vorgestellt. Deren tiefere Bedeutung wird im achten Kapitel diskutiert. Das neunte Kapitel fasst die Arbeit zusammen und gibt einen Ausblick auf zukünftige Forschungsarbeiten.

2 Grundlagen und Stand der Forschung

In diesem Kapitel werden die Grundlagen hinsichtlich der Tribologie, der im Trockenlauf verwendeten Frikationswerkstoffe und der relevanten Prozesse und Methoden der KaSPro – Karlsruher Schule für Produktentwicklung beschrieben, welche zum Anfertigen und zum Verständnis der vorliegenden Arbeit notwendig sind. Zudem wird der hinsichtlich des Schädigungs- und Erholungsverhaltens trockenlaufender Frikationspaarungen und -systeme relevante Stand der Forschung erarbeitet und vorgestellt, um die Forschungslücken zu identifizieren.

2.1 Relevante Grundlagen der Tribologie

Reibung spielt seit Beginn der Menschheitsgeschichte eine wichtige Rolle: Bereits in der Steinzeit werden tribologische Elemente wie Öl, Fett und Bitumen in Form von sumerischen Schriften erwähnt. Mit Fragestellungen von Reibung und Verschleiß beschäftigen sich bekannte Wissenschaftler wie unter anderem Da Vinci, Huygens, Hook, Newton, Amontons, Euler, Coulomb und Hertz. (Bartz, 2020) Im Rahmen einer Studie zur volkswirtschaftlichen Bedeutung von Reibung und Verschleiß führt Jost 1966 den Begriff „*Tribologie*“ ein. Dieses Kunstwort, das aus den griechischen Worten *τριβειν* (tribein) für „*reiben*“ und *λόγος* (logos) für „*Lehre*“ gebildet wird, bezeichnet seitdem das interdisziplinäre Themenfeld aus „*Reibung, Schmierung und Verschleiß*“. Die Gesellschaft für Tribologie e.V. definiert Tribologie als „*die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiß, einschließlich Schmierung, und schließt entsprechende Grenzflächenwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen ein*“. Sie „*trägt durch Minderung von Verschleiß und Optimierung von Reibungsbedingungen zur Erhaltung von Werten bei*“. (Deters, Fischer, Santner & Stolz, 2002)

2.1.1 Tribologische Beanspruchung und Tribosystem

„*Die tribologische Beanspruchung ist durch Relativbewegung und Wechselwirkungen zwischen Oberflächen unter Einfluss von Kräften gekennzeichnet*“. Alle daran „*beteiligten stofflichen Komponenten und ihre Eigenschaften mit den sich bei ihnen ergebenden Veränderungen sowie die für die Beanspruchung charakteristischen*

Vorgänge und Größen“ beinhaltet dabei das sogenannte tribologische System – auch Tribosystem genannt. „Die am Verschleiß unmittelbar beteiligten Bauteile und Stoffe werden als Elemente des Tribosystems bezeichnet; sie charakterisieren zusammen mit ihren tribologisch wichtigen Eigenschaften und Wechselwirkungen die Struktur des Tribosystems“. Abbildung 2.1 zeigt das Schema des Tribosystems. Als „Beanspruchungskollektiv“ werden dabei Verlauf und Dauer der Beanspruchungsgrößen bezeichnet, welche auf die Elemente des Tribosystems wirken. (Deters, Fischer, Santner & Stolz, 2002)

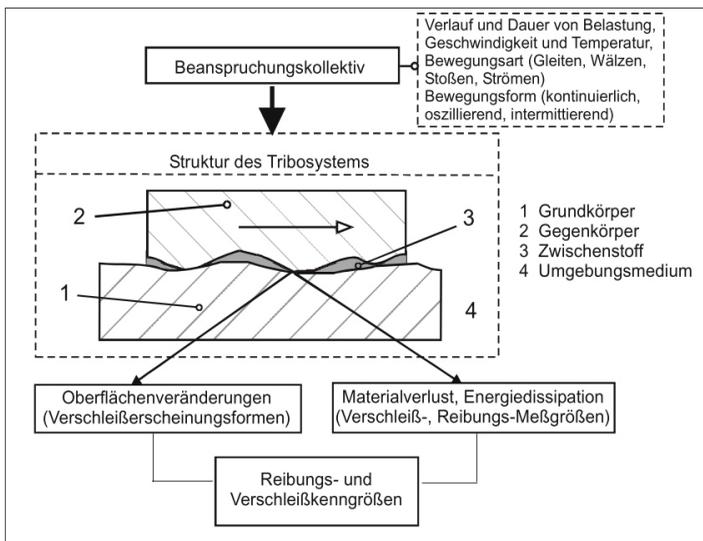


Abbildung 2.1: Schema eines tribologischen Systems (Deters, Fischer, Santner & Stolz, 2002)

2.1.2 Reibung, Reibungsarten und -mechanismen

„Reibung ist eine Wechselwirkung zwischen sich berührenden Stoffbereichen von Körpern. Sie wirkt einer Relativbewegung entgegen“. (Deters, Fischer, Santner & Stolz, 2002)“ Sie ist ein *Bewegungswiderstand*, welcher gegen die Einleitung einer

Relativbewegung oder deren Aufrechterhaltung wirkt. (Czichos & Habig, 1992; Czichos & Habig, 2015) Unterschieden wird zwischen *innerer* (innerhalb desselben Körpers) und *äußerer Reibung* (bei sich berührenden Stoffbereichen verschiedener Körper). In Abhängigkeit des Bewegungszustands wird zwischen *Haft-, Bewegungs-, Anlauf- und Auslaufreibung* (Deters, Fischer, Santner & Stolz, 2002) unterschieden:

- **Haftreibung**

(auch: statische Reibung, Ruhereibung)

Haftreibung ist die Reibung, bei der die angreifenden Kräfte nicht ausreichen, um eine Relativbewegung zu bewirken.

- **Bewegungsreibung**

(auch: dynamische Reibung)

Reibung zwischen Kontaktpartnern in Relativbewegung zueinander.

- **Anlaufreibung**

(Haftreibung wird überwunden)

Anlaufreibung ist die Reibung zu Beginn der Relativbewegung.¹

- **Auslaufreibung**

Auslaufreibung ist die Reibung gegen Ende der Relativbewegung (Haftreibung wird erreicht).

Je nach Art der Bewegung wird zwischen *Gleit-, Roll-, Wälz-, Bohr- und Stoßreibung* (Deters, Fischer, Santner & Stolz, 2002) unterschieden:

- **Gleitreibung**

Gleitreibung ist die Reibung zwischen Körpern, deren Geschwindigkeiten in der Berührungsfläche nach Betrag und/oder Richtung verschieden sind.

- **Rollreibung**

Rollreibung ist die Reibung zwischen sich punkt- oder linienförmig (idealisiert) berührenden Körpern, deren Geschwindigkeiten in der Berührungsfläche nach Betrag

¹ Beziehungsweise im für die statische Reibmomentmessung relevanten Übergang von Haften und Gleiten, siehe Albers, Ott und Fehrenbacher (2021).

und Richtung gleich sind und bei der mindestens ein Körper eine Drehbewegung um eine momentane, in der Berührungsfläche liegende Drehachse ausführt.

- **Wälzreibung**

Wälzreibung ist die Rollreibung, der eine Gleitkomponente (Schlupf) überlagert ist.

- **Bohrreibung**

Bohrreibung ist die Reibung zwischen sich punktförmig (idealisiert) berührenden Körpern, deren Geschwindigkeiten in der Berührungsfläche nach Betrag und/oder Richtung verschieden sind und bei der mindestens ein Körper eine Drehbewegung um eine senkrecht im Zentrum der Berührungsfläche stehende Achse ausführt.

- **Stoßreibung**

Stoßreibung ist die Reibung zwischen Körpern, wobei ein Körper senkrecht oder schräg zur Berührungsfläche auf einen anderen Körper auftrifft und sich eventuell wieder entfernt.

In Abhängigkeit des Zwischenmediums und der Kontaktverhältnisse, wird zudem zwischen Festkörper-, Grenz-, Flüssigkeits-, Gas- und Mischreibung (Czichos & Habig, 1992; Czichos & Habig, 2015) unterschieden:

- **Festkörperreibung**

Reibung beim unmittelbaren Kontakt fester Körper

- **Grenzreibung**

Festkörperreibung, bei der die Oberflächen der Reibpartner mit einem molekularen Grenzschichtfilm bedeckt sind.

- **Flüssigkeitsreibung**

Reibung in einem die Reibpartner lückenlos trennenden flüssigen Film, der hydrostatisch oder hydrodynamisch erzeugt werden kann.

- **Gasreibung**

Reibung in einem die Reibpartner lückenlos trennenden gasförmigen Film, der aerostatisch oder aerodynamisch erzeugt werden kann.

- **Mischreibung**

Reibung, bei Koexistenz von Festkörperreibung und Flüssigkeitsreibung.

Als Reibungsmechanismen werden die „im Kontaktbereich eines tribologischen Systems auftretenden bewegungshemmenden, energiedissipierenden Elementarprozesse der Reibung“ bezeichnet. „Sie gehen von den im Kontaktbereich örtlich und zeitlich stochastisch verteilten Mikrokontakten aus“. Zu diesen zählen Adhäsion

und Scheren, plastische Deformation, Furchung sowie die elastische Hysterese und Dämpfung (Czichos & Habig, 2015):

- **Adhäsion und Scheren**

Ursache: Bildung und Zerstörung von Adhäsionsbindungen in der wahren Kontaktfläche

- **Plastische Deformation**

Es kommt zur Kontaktdeformation, wobei Energieverluste durch dissipative Prozesse bei der plastischen Kontaktdeformation auftreten.

- **Furchung**

Oberflächenrauheitshügel des härteren Körpers dringen in den weichen Gegenkörper ein.

- **Hysterese und Dämpfung**

Energiedissipation durch Gitterschwingungsdämpfung

Die Einleitung der Energie erfolgt durch die tribologische Beanspruchung. Während beziehungsweise nach der Umsetzung dissipiert sie durch die Wärmeleitung, die Konvektion und die Wärmestrahlung sowie durch die Emission von Elektronen, Photonen, Phononen und Schall.

2.1.3 Verschleiß, Verschleißarten und Verschleißmechanismen

Die Gesellschaft für Tribologie (Detters, Fischer, Santner & Stolz, 2002) definiert Verschleiß als den fortschreitenden „*Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers, hervorgerufen durch mechanische Ursachen, d. h. Kontakt und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers*“. Ähnlich wie bei der Klassifizierung der Reibungsarten wird zwischen *Gleit-, Wälz-, Stoß-, Schwingungs-, Furchungs-, Strahl- und Strömungsverleiß* unterschieden.

Je nach Verschleißart wirken verschiedene der sogenannten *Verschleißmechanismen*. Bei Gleitverschleiß in der Festkörperreibung wirken beispielsweise alle vier dieser Verschleißmechanismen. Sie sind definiert als die im „*Kontaktbereich eines tribologischen Systems ablaufenden physikalischen und chemischen Wechselwirkungen [...] Diese lösen Elementarprozesse aus und führen schließlich zu Stoff- und Formänderungen der Kontaktpartner. Sie gehen [...] von den im Kontaktbereich örtlich und zeitlich stochastisch verteilten Mikrokontakten aus und ihr Beitrag zum Verschleiß ist sowohl von der Struktur des tribologischen Systems als auch vom Beanspruchungskollektiv abhängig*“. (Czichos & Habig, 1992; Czichos & Habig,

2015) Abbildung 2.2 veranschaulicht die vier grundlegenden Verschleißmechanismen anhand der Mikrokontakte.

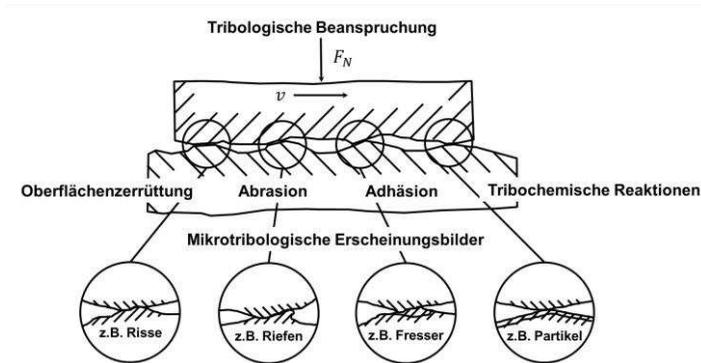


Abbildung 2.2: Grundlegende Verschleißmechanismen, in Anlehnung an (Czichos & Habig, 1992; Czichos & Habig, 2015)

Zu diesen grundlegenden Verschleißmechanismen zählen die *Oberflächenzerrüttung*, die *Abrasion*, die *Adhäsion* und *tribochemische Reaktionen*:

- **Oberflächenzerrüttung**

Schadensakkumulation im Sinne einer Werkstoffermüdung

- **Abrasion**

Eine Abrasion tritt in tribologischen Kontakten auf, wenn der Gegenkörper beträchtlich härter und rauer ist, als der tribologisch beanspruchte Grundkörper oder wenn harte Partikel in einen tribologisch beanspruchten Werkstoff eingedrückt werden.

- **Adhäsion**

Grenzflächenbindungen mit einer höheren Festigkeit als das ursprüngliche Material der Kontaktpartner führen bei einer Relativbewegung der Kontaktpartner zur Trennung oder Verschiebung der kontaktierenden Materialbereiche im angrenzenden Volumen eines der Partner.

• **Tribochemische Reaktion**

Chemische Reaktionen von Grund- oder Gegenkörper eines tribologischen Systems mit Bestandteilen des Zwischenstoffs oder Umgebungsmediums infolge von tribologischen Beanspruchungen oder zumindest [...] verstärkt durch diese. (Czichos & Habig, 1992; Czichos & Habig, 2015)

Aus der *Art und Form loser Verschleißpartikel* kann zudem auf das *Wirken der einzelnen Verschleißmechanismen bei Gleitverschleiß* geschlossen werden. Es kann dabei vereinfacht in die folgenden Gruppen eingeteilt werden, siehe Tabelle 2.1.

Tabelle 2.1: Verschleißpartikel und ihre Entstehung (Czichos & Habig, 1992; Czichos & Habig, 2015) nach (Wuttke, 1986)

Verschleißmechanismus	Partikelkennzeichnung
Tribochemische Reaktionen (+ Abtennprozesse)	Pulverförmig bzw. amorph
Abrasion (Mikrospanen)	Spiral- bzw. spanförmig
Oberflächenzerrüttung (Delamination)	Schuppen- bzw. lamellenförmig
Oberflächenzerrüttung (Ermüdung)	Splitterförmig
Kontaktdeformation Triboschmelzen	Kugelförmig

2.1.4 Systemtribometer im Kontext der Kategorien der tribologischen Prüftechnik

Verschiedene Aufgaben wie beispielsweise die experimentelle Ermittlung von Reibung und Verschleiß erfordern tribologische Prüftechnik. Diese lässt sich in die sechs folgenden Kategorien einteilen. Mit steigender Nummer der Kategorie steigt nach Czichos und Habig (Czichos & Habig, 1992; Czichos & Habig, 2015) der Grad der *Vereinfachung des Systems bezüglich des Beanspruchungskollektivs und/oder der Struktur des betreffenden Systems gegenüber der vorhergehenden Kategorie.*

I. Betriebsversuch

Prüfung und Untersuchung originaler kompletter tribotechnischer Systeme unter originalen Betriebs- und Beanspruchungsbedingungen („Feldversuch“)

II. Prüfstandversuch

Prüfung und Untersuchung originaler kompletter tribotechnischer Systeme unter praxisnahen Betriebsbedingungen auf einem Prüfstand

III. Aggregatversuch

Prüfung und Untersuchung originaler Einzelaggregate unter praxisnahen Bedingungen

IV. Bauteilversuch

Bauteiluntersuchungen (Original-Bauteile oder vereinfachte Bauteile) unter praxisnahen Betriebsbedingungen

V. Probekörperversuch

Beanspruchungsähnlicher Versuch mit bauteilähnlichen Probekörpern

Die Kategorien weisen individuelle Vor- und Nachteile hinsichtlich der Übertragbarkeit der Ergebnisse auf das praktische tribotechnische System sowie der Reproduzierbarkeit der Versuche auf. Die *Sicherheit der Übertragbarkeit* sinkt beispielsweise durch die Verwendung von vereinfachten Bauteilen (IV und V) anstelle der Original-Bauteile (I, II, III). Durch die bessere Zugänglichkeit für Messtechnik und die gleichbleibenden Randbedingungen wird die Reproduzierbarkeit dagegen durch den Einsatz von vereinfachten Bauteilen (IV und V) gesteigert. *Geringe Prüfkosten* und *kürzere Prüfzeiten* sind weitere Vorteile der Prüfkategorien IV bis V. Die Versuche der Prüfkategorien können des Weiteren zu unterschiedlichen Messergebnissen führen. Bei Verwendung mehrerer Prüfkategorien innerhalb von zum Beispiel einer *Prüfkette* sollten daher *Korrelationsprüfungen* in Form von Vergleichen hinsichtlich von *Verschleißerscheinungsformen*, *-mechanismen* und *-raten* durchgeführt werden. (Czichos & Habig, 1992; Czichos & Habig, 2015)

In diesem Zusammenhang wird von Albers und seiner Gruppe der sogenannte IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz vorgeschlagen, welcher in Kapitel 2.4.3 beschrieben ist. Neben dessen Kategorien hinsichtlich der Ebenen vom Element bis zum Gesamtsystem, welche den Kategorien der tribologischen Prüftechnik zunächst ähnlich sind, verfügt dieser über die Möglichkeit, das Restfahrzeug zum untersuchten Teilsystem hinzu zu simulieren. Hiermit wird eröffnet, Fahrer (bzw. Bediener) und Umgebung auf allen Ebenen und in verschiedenen Detaillierungsgraden abzubilden. (Albers, Düser & Ott, 2008) Dies ermöglicht es, unter anderem Bauteilversuche

durchzuführen, welche deutlich näher an den originalen Betriebs- und Beanspruchungsbedingungen angelehnt sind, als dies Czichos und Habig (Czichos & Habig, 1992; Czichos & Habig, 2015) mit ihren Kategorien der tribologischen Prüftechnik postulieren. Eine Validierungsumgebung, welche dies ermöglicht, wird Systemtribometer genannt. Dieses ist definiert als eine Validierungsumgebung, welche die Untersuchung tribologischer Systeme mit vereinfachten Probengeometrien oder auch vereinfachten Bauteilen unter Abbildung der Verhältnisse und der Kinematik des tribologischen Systems der Referenzanwendung ermöglicht. (Behrendt, 2009) Die daran durchgeführten Untersuchungen können nach wie vor entsprechend den Kategorien der tribologischen Prüftechnik als Bauteil- (IV) oder Probekörperversuche (V) eingeteilt werden. Die Möglichkeit, daran bereits in der frühen Phase des Produktentwicklungsprozesses anwendungsnahe zu untersuchen, wird jedoch durch die Bezeichnung „Systemtribometer“ hervorgehoben. Ein solches Systemtribometer ist der TRP – Trockenreibprüfstand, welcher in Kapitel 5.1 vorgestellt wird.

2.1.5 Reibwert und Reibungszahl

Um die Reibmomente von schaltbaren Kupplungen und Bremsen quantifizieren und vergleichen zu können, wird in der Systemtribologie² die Definition der sogenannten Reibungszahl verwendet. Ihre Herleitung beginnt mit der Betrachtung des Coulomb'schen Reibungsgesetzes. Nach diesem ist die Reibungskraft F_R das Produkt des Reibwerts μ und der Normalkraft F_N :

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad (1)$$

Im Sinne der Systemtribologie beschreibt der Begriff Reibwert den Proportionalitätsfaktor von Normal- und Tangentialkraft. Dieser ist als konstant zu betrachten. Zur Herleitung des Reibmoments werden die Reibkontakte der Kupplungen und Bremsen gedanklich in infinitesimal kleine Flächenelemente aufgeteilt. Als Produkt ihrer Flächenpressung p , ihres Flächeninhalts dA , ihres Radiuses r zur Rotationsachse und der Anzahl der Reibkontakte z ergeben diese das Reibmoment dM_R :

$$dM_R = r \cdot p \cdot \mu_c \cdot z \cdot dA = r^2 \cdot p \cdot \mu_c \cdot z \cdot d\varphi dr \quad (2)$$

$$dA = r \cdot d\varphi dr \quad (3)$$

² Dieser und weitere Begriffe sind im Glossar ab Seite XXXV definiert.

Dieses Reibmoment wird vom Innen- bis zum Außenradius r_i beziehungsweise r_a sowie über den gesamten Umfang der kreisförmigen Reibkontakte der Kupplungen und Bremsen integriert:

$$M_R = \frac{2}{3} \pi \cdot \mu \cdot p \cdot z \cdot (r_a^3 - r_i^3) \quad (4)$$

Diese Gleichung wird abschließend mithilfe der Normalkraft F_N und des mittleren Reibradius r_m wie folgt umgeformt:

$$M_R = r_m \cdot \mu \cdot F_N \cdot z \quad (5)$$

$$p = \frac{F_N}{A} = \frac{F_N}{\pi(r_a^2 - r_i^2)} \quad (6)$$

$$r_m = \frac{2(r_a^3 - r_i^3)}{3(r_a^2 - r_i^2)} \quad (7)$$

Mit dieser Herleitung, wie sie in (Steinhilper, Sauer & Albers, 2012) zu finden ist, werden folgende Vereinfachungen getroffen:

- a) Die Reibwert ist konstant (Modellvorstellung). Es wird nicht berücksichtigt, dass die Reibung von der Gleitgeschwindigkeit oder von lokalen Unterschieden der Oberflächenbeschaffenheit abhängen könnte.
- b) Die Flächenpressung ist konstant (Modellvorstellung). Es wird nicht berücksichtigt, dass diese durch z.B. die Tellerung der Gegenreibräder vom Radius abhängen könnte.
- c) Reibung tritt ausschließlich in den Reibkontakten auf (Modellvorstellung). Reibung in den Lagern der Kupplungen Bremsen und die Lufreibung werden nicht berücksichtigt.

Mit dem Wissen um diese Vereinfachungen, wird in der Systemtribologie bei der Verwendung der Formel des Reibmoments M_R daher nicht mehr vom Reibwert, sondern von der sogenannten Reibungszahl gesprochen. Aufgrund der heterogenen Systemeigenschaften ist die Reibungszahl in der Regel eine Funktion von beispielsweise dem Ort, der Zeit, der Geschwindigkeit, der Flächenpressung und der Temperatur. Sie hängt nicht nur von den Frikationswerkstoffen selbst ab, sondern wird entscheidend von der Gestalt der Kupplung beziehungsweise der Bremse beeinflusst. Zudem ist der Reibwert messtechnisch auch nicht ermittelbar. Die aus den gemessenen Daten berechnete und somit ermittelbare Größe wird stattdessen als Reibungszahl bezeichnet. (Kniel, 2017) Im Anhang B wird detailliert beschrieben, wie basiert auf dieser Definition die Kennwerte berechnet werden, welcher in Kapitel 7 zur Analyse der experimentellen Ergebnisse eingesetzt werden.

2.2 Friktionswerkstoffe für trockenlaufende Kupplungen und Bremsen

In diesem Kapitel wird eine Übersicht zu den Friktionswerkstoffen für trockenlaufende Kupplungen und Bremsen gegeben. An die Friktionspaarungen werden Anforderungen hinsichtlich der Reib- und Verschleißigenschaften, der Festigkeit, der Formstabilität, des Anfahrkomforts, der ökologischen Eigenschaften und eines marktgerechten Preises gestellt. Aufgrund ihres günstigen Preis-Leistungs-Verhältnisses und dem guten Anfahrkomfort sind organische Friktionswerkstoffe, die am häufigsten verwendeten. (Bergheim, 1997) Aus diesem Grund kommen in dieser Arbeit neben einer sintermetallischen Friktionswerkstoff im Wesentlichen vier organische Friktionswerkstoffe zum Einsatz. Ingenieurkeramische und kohlenstofffaserverstärkte Friktionswerkstoffe werden aufgrund ihrer hohen Kosten und der Herausforderungen hinsichtlich des Komforts und der Integration vergleichsweise selten eingesetzt. Sie werden in dieser Arbeit nicht untersucht, aber dennoch mit Verweis auf die vorangegangenen Arbeiten vorgestellt.

2.2.1 Organische Friktionswerkstoffe

Nach Bergheim besteht die Matrix dieser Friktionswerkstoffe *„aus organischen Bindemitteln wie Kautschuk und Kunstharz [...] Diese Matrix ist der Träger der Füllstoffe [...]. Sie übernimmt die verbindende Funktion zwischen den Verstärkungsfasern und dem Rest der Reibbelagformulierung [...]. Als organische Verbindungen werden Verbindungen bezeichnet, welche überwiegend aus kovalent gebundenen Kohlenstoffatomen bestehen.“* Bei den Inhaltsstoffen unterscheidet Bergheim zwischen diesen drei Klassen:

- **Bindemittel:**
 - Duroplastische Kunstharze
 - Synthetische Elastomere
- **Füllstoffe:**
 - Inaktive, inerte Füllstoffe
 - Aktive Füllstoffe
 - Reibwertmodifizierer
 - Vulkanisationshilfsstoffe und Härtungskatalysatoren
 - Metalle

- **Armierungsstoffe:**
 - Anorganische-, organische Fasern
 - Anorganische-, organische Garne

Bergheim geht auf die einzelnen Inhaltsstoffe sowie auf den Herstellungsprozess ein, welcher einen ebenso großen Einfluss auf die Erfüllung der Anforderungen hat. Dieser beeinflusst beispielsweise die Durchmischung der Inhaltsstoffe und die Vernetzung der Bindemittel und somit letztlich die Beanspruchbarkeit. (Bergheim, 1997) Eine lösungsmittelfreie und verschnittarme Herstellung trägt zudem zur Einhaltung der ökologischen Anforderungen bei. (Kronis-Rudigier & Emmerich, 1998) Die Beanspruchbarkeit wird im Wesentlichen durch das Bindemittel limitiert. Die Temperaturbeständigkeit organischer Beläge konnte zwar durch die geeignete Wahl von Verstärkungsfasern verbessert werden, jedoch führen erhöhte Gebrauchstemperaturen ab circa 300°C zum Einbruch der Reibungszahl bei gleichzeitiger Zunahme des Verschleißes. (Bergheim, 1997)

Chan und Stachowiak geben eine detaillierte Übersicht zu den Inhaltsstoffen. Das kostengünstige und häufig verwendete Phenolharz kann beispielsweise durch modifizierte Harze substituiert werden. Polycyclische aromatische Kohlenwasserstoffe weisen eine erhöhte Zersetzungstemperatur von bis zu 500°C auf. Silikon- und epoxidmodifizierte Harze können ebenso die Beanspruchbarkeit steigern. Diese beiden Bindemittel sind allerdings hochgiftig. (Chan & Stachowiak, 2004) Es liegt somit ein Zielkonflikt zwischen verschiedenen Anforderungen vor. Am Beispiel des Bindemittels sind dies die Kosten, die Beanspruchbarkeit und die Umweltverträglichkeit. Bezüglich der Füllstoffe kann beispielsweise Kautschuk dazu beitragen Reibschwingungen zu reduzieren. Dieser senkt jedoch die thermische Beanspruchbarkeit. Armierungsstoffe wie Glasfasern oder auch Füllstoffe wie Kupfer und Buntmetalle tragen dazu bei, die Beanspruchbarkeit zu steigern. Sie erhöhen jedoch auch die Neigung zu Reibschwingungen. Neben dem Frikionswerkstoff nehmen zudem der Gegenreibpartner (Kleinlein, 2006), das Trägermaterial (Albers, Ott & Schepanski, 2013), die Anfederung (Albers, Ott & Klotz, 2018), die Nutzung und das Tragbild (Kniel, Gommeringer & Lorentz, 2015) Einfluss auf die Beanspruchbarkeit der Frikionspaarung.

2.2.2 Sintermetallische Frikionswerkstoffe

Sintermetallische Reibbeläge weisen aufgrund ihrer mechanischen und thermischen Eigenschaften eine grundsätzlich höhere Beanspruchbarkeit auf als organisch gebundene Reibbeläge. Der Matrix, welche zum Beispiel aus Kupfer oder auch Eisen bestehen kann, werden zur Optimierung des Reibverhaltens Füllstoffe

beigemischt. Bei diesen kann zwischen Festschmiermitteln und reibungszahlstabilisierenden Komponenten unterschieden werden. Zur Steigerung der Beanspruchbarkeit können mineralische und oxidkeramische Zusätze beigemischt werden. (Kryachek, 2004) Die hohe Beanspruchbarkeit der sintermetallischen Friktionswerkstoffe bringt jedoch mit sich, dass auch der Gegenreibpartner entsprechend hoch beansprucht wird. Um dessen Beanspruchung zu verringern, kann beispielsweise das Überdeckungsverhältnis von Belag und Gegenreibpartner klein gehalten werden. Dann laufen nur kleine oder wenige Segmente des Friktionswerkstoffes auf der Gegenreibe (Schatt, Wieters & Kieback, 2007).

2.2.3 Ingenieurkeramische Friktionswerkstoffe

Technische Keramiken zeichnen sich durch eine hohe thermische Beanspruchbarkeit, einen geringen Verschleiß, eine hohe Druckfestigkeit, eine hohe Steifigkeit und eine hohe Härte aus. Im Rahmen des Sonderforschungsbereichs SFB 483 „Hochbeanspruchte Gleit- und Friktionssysteme auf Basis Ingenieurkeramischer Werkstoffe“ (Zum Gahr, 2001) wurde durch Untersuchungen an Labortribometern das Potential der Keramik zur Anwendung als Friktionswerkstoff in trockenlaufenden Friktionssystemen aufgezeigt. Dieses kann beispielsweise zur Bauraumreduzierung von Kupplungen und Bremsen genutzt werden. Die Ergebnisse zeigen jedoch auch die Neigung zu Reibschwingungen auf, welche sich negativ auf den Komfort auswirken. Allen technischen Keramiken gemein ist deren Sprödigkeit, die einer spezielle Integration des Werkstoffes bedarf. Im Rahmen des Sonderforschungsbereichs SFB 483 konnte unter anderem gezeigt werden, dass durch eine Segmentierung der Keramik kritische Spannungszustände in der Keramik vermieden werden können. (Arslan, 2005) Die Integration kann unter anderem mittels faserverstärkter Keramik und Keramikverbundwerkstoffen erfolgen. Mitariu-Faller gelang der Einsatz in einer Einscheibentrockenkupplung durch eine spezielle Segmentierung und Anfeuerung der Keramikpellets. (Albers, Mitariu-Faller & Ott, 2010; Mitariu-Faller, 2009)

2.2.4 Kohlefaserverstärkte Friktionswerkstoffe

Kohlenstoffverbundwerkstoffe weisen eine geringe Dichte, eine hohe Schmelztemperatur, eine gute thermische Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität und keine Ermüdung, wie sie zum Beispiel bei Metallen vorliegt, auf. (Blanco, Bermejo, Marsh & Menendez, 1997) Es werden Untersuchungen zur Substitution des Metalls in der Bremsscheibe durch Kohlenstoffverbundwerkstoffe durchgeführt. Teo und Lafi untersuchen beispielsweise das Reib- und Verschleißverhalten von gesinterten Kohlenstoffverbundwerkstoffen und zeigen, dass das Reibungsverhalten temperaturabhängig ist. Mit steigender Beanspruchung und der einhergehenden

Temperaturerhöhung kann es zum Austrocknen des Friktionswerkstoffs und daraufhin zu einem sprunghaftigen Anstieg der Reibungszahl kommen. Als Ursache werden das Auftrennen der Kohlefasern sowie das Abscheren der gebildeten Reibschicht genannt, was zu einer sehr rauen Oberfläche führt. Darauf folgt das Zusetzen der rauen Oberfläche mit Verschleißpartikeln. Dies führt wiederum zu einer Abnahme der Reibungszahl. (Teo & Lafdi, 2001) Matsui und Yasutake untersuchten den Einfluss der Luftfeuchtigkeit und versetzten die Prüfkörper zusätzlich mit Additiven zur Erhöhung der Verdampfungstemperatur der eingelagerten Wassermoleküle. Sie weisen nach, dass durch eine Zugabe von Additiven die Instabilitäten der Reibeigenschaften zu höheren Temperaturen verschoben werden können und der Verschleiß so ebenfalls reduziert werden kann. (Matsui & Yasutake, 1998)

2.3 Schädigungs- und Erholungsverhalten

Im Folgenden werden die für das Forschungsthema besonders relevanten Arbeiten vorgestellt. Begonnen wird mit den experimentellen Studien. Im zweiten Teil folgen die Erklärungsmodelle.

2.3.1 Bisherige experimentelle Ergebnisse

Dieses Kapitel beschreibt die wichtigsten Ergebnisse der bisherigen experimentellen Studien zum Schädigungs- und Erholungsverhalten trockenlaufender Friktionspaarungen und -systeme. Der Fokus liegt hierbei auf den darin verwendeten Methoden und Validierungsumgebungen.

Tanaka, Ueda und Noguchi (1973) untersuchen an einem Schwungmassenprüfstand den Einfluss verschiedener Faktoren auf die Reibungseigenschaften von Brems Scheiben aus Gusseisen mit kleinen harzgebundenen Bremsbelagproben mit verschiedenen Bindemitteln und unterschiedlichen Anteilen an Asbest und Additiven. Bei einem Anstieg der Temperatur wird ein Abfall der anfänglich noch hohen Reibung beobachtet. Abbildung 2.3 zeigt die Zu- und Abnahme der Reibungszahl und des Verschleißkoeffizienten unter der Variation der Temperatur.

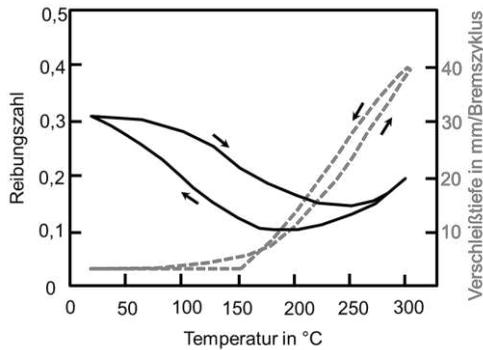


Abbildung 2.3: Veränderung der Reibungszahl und der Verschleißtiefe unter Variation der Temperatur, in Anlehnung an (Tanaka, Ueda & Noguchi, 1973)

Rhee (1974) untersucht harzgebundene Reibbeläge mit Zusätzen von Eisen und Graphit auf Probekörperebene und variiert dabei die Anpresskraft, die Flächenpressung, die Gleitgeschwindigkeit und die Temperatur. Den sogenannten ‚brake fade‘ definiert Rhee als einen Abfall der Reibungszahl, wobei dieser Abfall durch die genannten Parameter beeinflusst wird. Diese Abhängigkeit modelliert er mathematisch. Amontons‘ Reibungsgesetz ($F = \mu \cdot F_N$), nach welchem die Reibungskraft proportional zur Flächenpressung ist, beschreibt laut Rhee diese Abhängigkeit nur in unbefriedigender Weise. Die Reibungskraft F wird stattdessen bei einer gegebenen Temperatur mit der Normalkraft P und der Gleitgeschwindigkeit V in Beziehung gesetzt. Dabei ist μ die Reibungszahl und die Parameter a und b sind abhängig von der Temperatur festzulegen.

$$F = \mu \cdot P^a \cdot V^b \quad (8)$$

Jacko (1978) untersucht den Einfluss der Temperatur auf die Zusammensetzung der Reibschicht. An einem Schwungmassenprüfstand beansprucht er hierzu PKW-Scheibenbremsen mit unterschiedlichen Energieniveaus. Die Temperaturen zwischen 238°C und 438°C erzeugen hierbei unterschiedliche Reibschichten. Mit steigender Temperatur tritt unter anderem ein verringerter organischer Gehalt, ein erhöhter anorganischer Gehalt und ein verringerter Asbestgehalt auf. Um die

Temperatur einzustellen und die Friktionspaarungen somit zu schädigen, setzt er 6 bis 24 aufeinanderfolgende Bremszyklen ein.

Lührsen (1987) ermittelt an großen trockenlaufenden Industriebremsen mit organischen Reibbelägen an einem Schwungmassenprüfstand deren Regenerationsverhalten nach Überlast. Hinsichtlich seiner Methoden unterscheidet er zwischen Messreihen mit steigender Temperatur, Messreihen mit gleicher Starttemperatur und Messreihen, in welchen ein in der Praxis gemessenes Beanspruchungskollektiv nachgefahren wird. Er räumt ein, dass letztere Variante auf seinem vorhandenen Prüfstand nicht verwirklicht werden kann. Zunächst ermittelt er die mittlere Reibungszahl μ_m der Friktionspaarung und legt das Toleranzfeld für die Reibungszahländerung fest, siehe linke Seite von Abbildung 2.4.

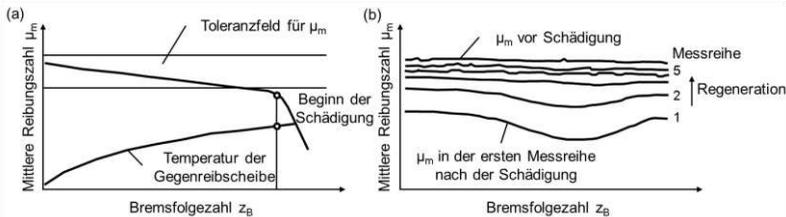


Abbildung 2.4: Toleranzfeld der mittleren Reibungszahl (a) und Regeneration der mittleren Reibungszahl (b), in Anlehnung an (Lührsen, 1987)

Die Schädigung beginnt, wenn die mittlere Reibungszahl stark abfällt und den zuvor definierten Toleranzbereich verlässt. Bei normaler Belastung steigt die Reibungszahl der Friktionspaarung nach mehreren Messreihen, in denen Bremsungen bei gleicher spezifischer Beanspruchung und gleicher Anzahl an Schaltungen gefahren wird, wieder an. Dieses Verhalten wird als Regeneration bezeichnet. (Lührsen, 1987; Severin & Gauger, 1996) In der rechten Seite von Abbildung 2.4 zeigt sich eine wieder ansteigende Reibungszahl während der Erholung. Die Beanspruchungsparameter werden innerhalb der Erholungsphase nicht variiert. Die Regenerationsphase ist abgeschlossen, wenn die Reibung ein Niveau wie vor der Schädigung erreicht.

Kleinjan (1996) untersucht das Regenerationsverhalten von Friktionswerkstoffen nach thermischer Überlastung unter dem Aspekt der Dimensionierung von Industriebremsen. Die Schädigung erfolgt dabei durch die Steigerung der Anzahl der

Bremszyklen pro Stunde. In Abhängigkeit des Friktionswerkstoffes werden, wie auch bei Lührsens (Lührsens, 1987), Unterschiede in der Dauer der Erholung festgestellt. In einer Publikation verweisen Severin und Kleinjan (Severin & Kleinjan, 1996) auf die Dimensionierung bei Notstoppbetrieb: *„Da die mechanische Bremse für die im Notstoppbetrieb auftretende Belastung ausgelegt werden muss, ist sie im ungestörten Bremsbetrieb unterfordert.“* Durch die Einbettung von Metallpartikeln kann es in diesem zu einer erheblichen Zunahme der Abrasion und somit auch der Reibungszahl kommen.

Severin und Gauger (1996) ermitteln Kennwerte zur Beurteilung der thermischen Belastbarkeit asbestfreier Reibwerkstoffe in trockenlaufenden Kupplungen. Hierzu untersuchen sie trockenlaufende Friktionspaarungen unterschiedlicher Baugrößen an zwei dafür konzipierten Schwungmassenprüfständen hinsichtlich ihres Reib- und Verschleißverhaltens bei unterschiedlichen Belastungskombinationen. Die Grenze der thermischen Belastbarkeit hängt nach ihnen von drei Belastungsgrößen ab: Dies sind die *„Beharrungsgrundtemperatur in der Reibfläche“*, die *„flächenbezogene Reibarbeit“* und der *„zu Beginn des Reibvorgangs anstehenden flächenbezogenen Reibleistung“*. Durch Messungen der Temperatur mit mehreren oberflächennahen Thermoelementen gewinnen sie Erkenntnisse über die ungleichmäßige Verteilung der Reibkraft in der Reibfläche und den ständigen Wechsel der Orte maximaler thermischer Belastung. Sie beobachten beispielsweise, dass Reibflächelemente überproportional stark an der Reibung beteiligt sein können und dies zu deren Schädigung mit anschließender Regeneration führen kann. Die Regeneration äußert sich darin, dass das Reibflächelement zeitweise weniger stark an der Reibung teilnimmt.

Severin und Kleinlein (2001) untersuchen die Wirkung von Umwelteinflüssen an einer Prüfkupplung. Sie erkennen unter anderem, dass eine erhöhte Luftfeuchtigkeit und eine Wässerung der Reibpaarung die Reibeigenschaften wesentlich beeinflussen. Diese Wirkung ist infolge der thermischen Belastung nur zu Betriebsbeginn spürbar.

Dörsch (2004) knüpft an die Arbeiten von Gauger und Musiol an. Er entwickelt ein Reibintensitätsmesssystem, welches die Temperatur der gesamten Reibfläche quasidirekt mit einer Wärmebildkamera misst. *„Nach einer bestimmten Einlaufzeit zeigen die Temperaturen in der Kontaktzone einen schwingenden, nahezu periodischen Verlauf, wobei die Frequenz und die Amplitude mit wachsender thermischer Belastung ansteigen.“* Mithilfe einer weiteren Messeinrichtung misst er den lokalen Verschleiß des Reibbelags der Industriebremse und zeigt, *„dass der lokale Ver-*

schleiß, aufgetragen über der Reibflächenbreite, eine Funktion der lokalen thermischen Belastung ist und nahezu synchron mit der lokalen Reibflächentemperatur wächst bzw. abnimmt“.

Aleksendrić et al. (Aleksendrić & Duboka, 2007; Aleksendrić, Barton & Vasić, 2010) entwickeln ein künstliches neuronales Netz, welches Fading von Bremsen vorher-sagt. Mittels eines Versuchsplans und eines Schwungmassenprüfstands mit Probe-körpern in realitätsnahen Abmessungen erstellen sie hierzu einen Trainingsdaten-satz. Es werden dabei die Flächenpressung, die Gleitgeschwindigkeit und die Temperatur stufenweise variiert. Diese Daten verwenden sie zur Entwicklung der neuronalen Netze. Die Schädigung erfolgt innerhalb von 15 Bremszyklen durch die Steigerung der Temperatur.

Kukutschová et al. (2009) untersuchen den Umwelteinfluss von Verschleißpartikeln aus PKW-Bremsen. Die Verschleißpartikel erzeugen sie an einem Bremsenprüf-stand mit Bremsbelägen und -scheiben in Originalgröße. In ihrer Prüfprozedur wer-den die Friktionspaarungen durch die Erhöhung der Temperatur in neun aufeinander-folgenden Bremszyklen geschädigt. Sie zeigen die toxische Wirkung der Verschleißpartikel auf Bakterienzellen. Anhand von Tierversuchen stellen sie zudem die akute Reaktion des Lungengewebes, hervorgerufen durch kugelgemahlene Par-tikel, fest.

Diemer (2006) sowie Gopal, Dharani und Blum (1994) beschäftigen sich in ihren Forschungsarbeiten mit Fading und dem damit verbundenen Reibungszahlabfall aufgrund thermischer Schädigung. Weitere Untersuchungen zu Fading trockenlau-fender Bremsen konzentrieren sich auf die Veränderungen in der Zusammenset-zung des organisch gebundenen Reibmaterials und den Einfluss durch eine Verstärkung der Matrix mit Partikeln und Fasern. (Kumar, Satapathy, Patnaik, Kolluri & Tomar, 2011) Durch die Verstärkung mit Keramikfasern wird beispielsweise die Be-ständigkeit gegen Fading verbessert. (Han, Tian & Yin, 2008) Insgesamt werden zahlreiche Studien durchgeführt, in denen der Einfluss des Materials auf das Schä-digungs- und Erholungsverhalten untersucht wird. Betrachtet werden unter anderem verschiedene Bindemittel (Bijwe, Nidhi, Majumdar & Satapathy, 2005; Gurunath & Bijwe, 2007; Nidhi, Bijwe & Mazumdar, 2006; Nidhi & Bijwe, 2007; Surya Rajan, Sai Balaji & Mohamed, 2019), Graphit und Graphen (Manoharan, Vijay, Lenin Singara-velu & Kchaou, 2019; Satapathy, Patnaik, Dadkar, Rath & Tomar, 2012; Stadler, Krnel & Kosmač, 2008; Surya Rajan, Sai Balaji & Mohamed, 2019), Glas-, Aramid, Basalt-, und Naturfasern (Gopal, Dharani & Blum, 1994; Kumar, Satapathy, Patnaik, Kolluri & Tomar, 2011; Kumar, Singh, Grewal, Patnaik & Fekete, 2019; Liu, Wang, Liu, Ma, Tian, Tong, Senthamaraiannan & Saravanakumar, 2019; Satapathy & Bi-

jwe, 2005; Singh, Kumar, J. Grewal, Patnaik & Fekete, 2019), Edelstahlspäne (Mahale, Bijwe & Sinha, 2019), recyceltes Gummi (Singh, Rath, Patnaik, Chauhan, Ali & Fekete, 2019) oder auch der Größe von Partikeln aus Molybdändisulfid (Vijay, Singaravelu & Filip, 2019). Bei diesen Studien steht der Vergleich verschiedener Materialien im Fokus, nicht jedoch die Methoden und Prüfstände, mit denen dies untersucht wird. Die verwendeten Methoden folgen lediglich den Normen der jeweiligen Länder: Dies sind zum Beispiel die Regulation 90 der United Nations (United Nations Economic Commission for Europe, 2012), der Federal Motor Vehicle Safety Standard (U.S. Department of Transportation, 2005), SAE J661 „Brake Lining Quality Test Procedure“ (SAE International, 2012), GB 5763 „Brake Linings for Automobiles“ (General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People’s Republic of China and the Standardisation, 1998) in China oder auch IS 2742 (Bureau of Indian Standards, 1994; Ramakrishnan, 1994) in Indien. Zur Durchführung der darin beschriebenen Untersuchungen werden meist kommerziell erhältliche Prüfstände, wie zum Beispiel die „Krauss Maschine“, die „FAST Maschine“ oder die „Chase Maschine“ verwendet. Eine Übersicht zu diesen Prüfständen beschreibt Blau (Blau, 2001). Die Schädigung erfolgt bei den Testprozeduren durch eine fortschreitende Erhöhung der Temperatur. Die Schädigung durch eine kurzzeitig stark erhöhte Beanspruchung wird nicht untersucht. Das Erholungsverhalten wird in den zuvor genannten Studien nicht detailliert untersucht.

Albers und seine Gruppe untersuchen eine Vielzahl von Friktionssystemen unter der Verwendung verschiedenster Validierungsumgebungen. Relevant für die vorliegende Arbeit sind darunter insbesondere die Arbeiten zu den trockenlaufenden Friktionssparungen und dem Systemtribometer TRP – Trockenreibprüfstand. Mit diesem werden die Reib- und Verschleißigenschaften verschiedenster Friktionssparungen charakterisiert. Hierzu zählen im Wesentlichen die im Rahmen des Sonderforschungsbereichs SFB 483 „Hochbeanspruchte Gleit- und Friktionssysteme auf Basis Ingenieurkeramischer Werkstoffe“ (Zum Gahr, 2001) durchgeführten Arbeiten wie unter anderem die Untersuchungen an Kupplungssystemen mit ingenieurkeramischen Werkstoffen (Albers, Mitariu-Faller & Ott, 2010; Mitariu-Faller, 2009) sowie die von Albers et al. in der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. durchgeführten Arbeiten. In diesen Arbeiten (Albers & Schepanski, 2013; Albers, Ott & Schepanski, 2013; Albers, Ott & Merkel, 2015; Albers, Ott & Kniel, 2015; Albers, Ott & Klotz, 2018) wird sowohl das Systemtribometer TRP verwendet und es kommen zu Teilen ähnliche Friktionssparungen wie in dieser Arbeit zum Einsatz. Die vorliegende Arbeit knüpft somit an diese Arbeiten an, wobei insbesondere das Forschungsvorhaben FVA 737 I Leistungsgrenzen Trockenlauf (Albers, Ott & Klotz, 2018) den direkten Vorgänger zu dieser Arbeit darstellt. In diesem Vorhaben, FVA 737 I, wurde eine Methode zur Ermittlung und Identifizierung der anwendungs-

spezifischen Leistungsgrenze trockenlaufender Friktionspaarungen erarbeitet, welche sich auf experimentelle Untersuchungen stützt, die am Systemtribometer TRP durchgeführt wurden. Es wurden die Reib- und Verschleißeigenschaften bei verschiedenen Beanspruchungskollektiven untersucht, wobei die kurzzeitig stark erhöhte Beanspruchung jedoch noch außen vorgelassen wurde. Auf die darin eingesetzte Methode, welche vom Autor mitentwickelt wurde, wird in Kapitel 6.1 noch einmal eingegangen. Aus den experimentellen Ergebnissen, welche dabei entstanden sind, werden zudem erste Erkenntnisse zum Schädigungs- und Erholungsverhalten abgeleitet. Im Wesentlichen geht daraus der Einfluss des Beanspruchungskollektivs auf die Reib- und Verschleißeigenschaften hervor. Die Zusammenhänge zwischen der spezifischen Reibarbeit und -leistung werden mittels Konturdiagrammen veranschaulicht, siehe Abbildung 6.3 auf Seite 91. Teile der experimentellen Ergebnisse werden zudem in Kapitel 8.6 aufgegriffen.

2.3.2 Erklärungsmodelle für das Schädigungs- und Erholungsverhalten der Friktionspaarungen

In diesem Kapitel werden die Modelle aus dem Stand der Forschung vorgestellt, welche die Veränderungen der Reibeigenschaften der trockenlaufenden Friktionspaarungen erklären können. Publikationen, welche lediglich phänomenologische Beobachtungen schildern, stehen hierbei nicht im Fokus. Vielmehr liegt der Schwerpunkt auf den Erklärungsmodellen. Unter Erklärungsmodellen werden hierbei Modelle im Sinne der *Allgemeinen Modelltheorie* verstanden. Nach Stachowiak (Stachowiak, 1973) weisen diese das *Abbildungs-*, *Verkürzungs-* und das *pragmatische Merkmal* auf:

- **Abbildungsmerkmal:**
Modelle sind stets Modelle von etwas, nämlich Abbildungen, Repräsentationen natürlicher oder künstlicher Originale, die selbst wieder Modelle sein können.
- **Verkürzungsmerkmal**
Modelle erfassen im Allgemeinen nicht alle Attribute des durch sie repräsentierten Originals, sondern nur solche, die den jeweiligen Modellerschaffern und/oder Modellbenutzern relevant scheinen.

- **Pragmatisches Merkmal:**

Modelle sind ihren Originalen nicht per se eindeutig zugeordnet. Sie erfüllen ihre Ersetzungsfunktion a) für bestimmte - erkennende und/oder handelnde, modellbenutzende - Subjekte, b) innerhalb bestimmter Zeitintervalle und c) unter Einschränkung auf bestimmte gedankliche oder tatsächliche Operationen.

Diese Erklärungsmodelle sind notwendig, um die Vorgänge im tribologischen Kontakt zu verstehen und somit das Erholungsverhalten zu verbessern. Sie müssen die Ursachen der Veränderungen der Reibeigenschaften erklären oder dazu genutzt werden können. Ihre Gültigkeit wird später anhand der Diskussion der experimentellen Ergebnisse dieser Arbeit hinterfragt. Die Erklärungsmodelle werden im Folgenden vorgestellt.

2.3.2.1 Erklärungsmodell von Buckley

Buckley (1971) untersucht die Reibeigenschaften von Gleitkontakten mit der Friktionspaarung 100Cr6/100Cr6 unter Variation des Luftdrucks von 1 bar \triangleq 760 torr bis hin zum Vakuum. Er stellt fest, dass unter der damit verbundenen Abnahme des Luftsauerstoffs die *Tribooxidation* und somit auch die Reibeigenschaften variieren. Bei der Abnahme bildet sich neben dem Hauptoxid Fe_2O_3 nun auch FeO, wodurch die Reibungszahl zunächst sinkt. Eine weitere Abnahme führt zur Verminderung der Tribooxidation und zur vermehrten Ausbildung des Metall-Metall-Kontakts, wodurch die Reibungszahl wieder ansteigt. Vakuumbedingungen spielen für die meisten Anwendungen mit Kupplungen und Bremsen zunächst scheinbar keine Rolle. Ein lokaler Mangel an Sauerstoff kann jedoch auch durch zum Beispiel Pyrolyse oder andere chemische Reaktionen hervorgerufen werden und somit könnte dies indirekt die Tribooxidation beeinflussen und einen Abfall der Reibungszahl hervorrufen. Das Eisenoxid Fe_2O_3 bildet bei den Untersuchungen von Kim an Friktionspaarungen mit sintermetallischen Reibbelägen gegen Stahlscheiben den wesentlichen Bestandteil beider Reibschichten. (Kim & Lee, 2011)

2.3.2.2 Erklärungmodell von Tanaka Ueda und Noguchi

Tanaka et al. (1973) sehen das Harz als verantwortlich für die Veränderungen der Reibeigenschaften. Die anfänglich hohe Reibung wird auf die Verformungsfähigkeit des Harzes im Verbundwerkstoff zurückgeführt. Die geringe Reibung wird auf die Schmierwirkung von Harzzersetzungsprodukten zurückgeführt. Die Zunahme der Reibung gegen Ende des Bremsens ist hauptsächlich auf die Vergrößerung der tatsächlichen Kontaktfläche zurückzuführen, wenn die Reibungsgeschwindigkeit abnimmt.

2.3.2.3 Erklärungsmodell von Lührsen

Lührsen (1987) zeigt, dass „auf den Reibprozess in großen Industriebremsen nicht allein der Reibbelagwerkstoff, sondern auch der andere Reibpartner entscheidend Einfluß nimmt, wobei hier weniger sein Werkstoff, sondern mehr seine Form, konstruktive Ausbildung und die Art seines Zusammenarbeitens mit dem Reibbelag gemeint sind.“ Hierzu zählt die Formänderung unter thermischer Belastung und die hieraus folgende Veränderung des Bremskraftradius.

2.3.2.4 Erklärungsmodell von Musiol

Nach Musiol (1994) ist für „den Reibprozess weniger der Grundwerkstoff, sondern mehr die Reibschicht von Bedeutung, die sich infolge der thermischen und mechanischen Belastung im reibflächennahen Bereich bildet. Diese Reibschicht steuert den Reibprozess nach bestimmten Gesetzmäßigkeiten, die zwar nachweisbar, aber deren Ursachen kaum bekannt sind, denn Werkstoffuntersuchungen in dem Kontaktbereich können während des Reibprozesses nicht durchgeführt werden, und die später an abgekühlten Proben in der Reibschicht herrschenden Verhältnisse sind andere als während der thermischen Einwirkung“. (Musiol, 1994) Bei seinen Untersuchungen an Bremsen stellt er Veränderungen der Reibschicht durch einen Materialübertrag von Eisenpartikeln aus der Gegenreibeischeibe auf den Reibbelag sowie eine Oxidation mit dem Luftsauerstoff fest. „Die Verteilung der Druckspannung über die Kontaktzone ist nicht konstant und unterliegt einer ständigen Veränderung. Die dadurch an manchen Orten der Reibfläche [...] stark überhöhten lokalen Pressungen haben dort eine hohe lokale thermische Belastung zur Folge, was dazu führt, dass der Reibwerkstoff an dieser Stelle geschädigt wird und Nachbarbereiche seinen Anteil an Reibkraft mit übernehmen. Hat das zuvor geschädigte Flächenelement genügend Zeit zur Regeneration, bis es wieder voll gefordert wird, arbeitet die Reibpaarung unter einer ertragbaren Belastung. War die Zeit zur Regeneration nicht ausreichend, werden die tragenden Flächenbereiche zunehmend mehr geschädigt, was sich nach außen hin durch den Abfall der mittleren Reibungszahl und einen relativ großen Reibbelagverschleiß bemerkbar macht“. (Musiol, 1994)

Abbildung 2.5 veranschaulicht den Einlauf und die lokale Überbeanspruchung. „Infolge der ständigen Veränderungen der lokalen Reibverhältnisse sind auch die Temperaturen in der Reibfläche des metallischen Reibpartners nicht gleichmäßig, sondern sie verändern sich lokal“, und wie von Musiol anhand von Messungen mit Thermoelementen und eines speziellen Sensors zur Messung der lokalen Reibkräfte gezeigt, „unter besonderen Belastungsverhältnissen sogar periodisch“.

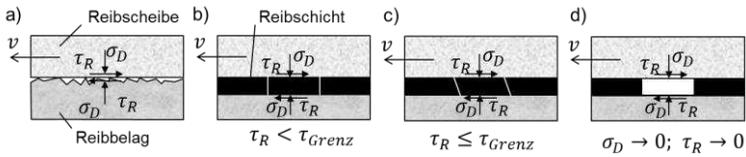


Abbildung 2.5: Belastungszustände in einem Volumenelement der Reibschicht, in Anlehnung an (Musiol, 1994): a) fabrikneue Friktionspaarung ohne vorhandene Reibschicht, b) eingelaufen mit quasistabiler Reibschicht, c) mechanisch und thermisch überlastetes Volumenelement der Reibschicht und d) geschädigtes, aus der Reibschicht entferntes Volumenelement

2.3.2.5 Erklärungsmodell von Wirth, Stone und Whitaker

Wirth, Eggleston und Whitaker (1994) untersuchen an Kraftfahrzeugbremsen die Wechselwirkung zwischen den Eigenschaften der Reibschicht – auch „transfer layer“ oder „third body layer“ genannt – und den Reibeigenschaften. Sie erkennen, dass die Reibeigenschaften wesentlich durch die Zusammensetzung der Reibschicht und weniger durch deren Schichtdicke beeinflusst werden. So kann die Reibung beispielsweise unter Zugabe von Molybdänsulfid und dem Einstellen einer kritischen Temperatur zu dessen Zersetzung gesteigert werden. Die Stabilität und die Bedeckung der Reibschicht können durch Molybdänsulfid und Kupferpulver gesteigert werden. Eisenoxid trägt dagegen zur Zerstörung der Reibschicht bei. Als Ursache für die Veränderung der Reibeigenschaften sieht er das Pflügen und/oder die Abrasion durch das Eisenoxid.

2.3.2.6 Erklärungsmodell von Severin und Gauger

Severin und Gauger (1996) erklären mit dem Wandern des mittleren Reibradius, welches entscheidend durch die Deformation der Bremscheibe infolge der Temperatureinwirkung hervorgerufen wird, die Schwankungen der Reibungszahl.

2.3.2.7 Erklärungsmodell von Eriksson, Bergman und Jacobson

Eriksson, Bergman und Jacobson (1999) charakterisieren die Oberflächen von Bremsbelägen und kommen zu der Schlussfolgerung, dass die Neigung der Bremsen zu Reibschwingungen durch die Bildung sogenannter Plateaus zunimmt. Sie unterscheiden zwischen primären und sekundären Plateaus, siehe Abbildung 2.6. Die primären Plateaus bestehen aus den verschleißfesten Komponenten des Reibbelags und bilden Keimbildungsstellen für die sekundären Plateaus. Diese werden durch Verschleißteile gebildet, die vor den Primärplateaus verdichtet werden. Eisenoxid ist Hauptbestandteil der sekundären Plateaus. Deren Deckschicht kann einen dünnen, homogenen und nanokristallinen Tribofilm bilden. Dieser Tribofilm ist circa 1 μm dick und mechanisch, mit einer Härte von circa 4 GPa, stabil. Unterhalb des Tribofilms sind die Sekundärplateaus porös mit groben Körnern. Abbildung 2.6 zeigt schematisch die Kontaktsituation sowie die Plateaus. Der Reibungsanstieg während des Einlaufs eines fabrikneuen Bremsbelags korreliert hauptsächlich mit der Bildung von Primärplateaus. Wenn die raue Oberfläche des Reibbelags abgenutzt ist, bilden sich die primären Plateaus, wodurch der mögliche Bereich des realen Kontakts zwischen dem Reibbelag und der Scheibe vergrößert wird. Sie nehmen an, dass durch die Glättung der vergrößerte reale Kontaktbereich zu einer erhöhten Reibungszahl führt. Sobald sich die primären Plateaus gebildet haben, können die sekundären Plateaus zu wachsen beginnen und der mögliche Bereich des realen Kontakts nimmt weiter zu.

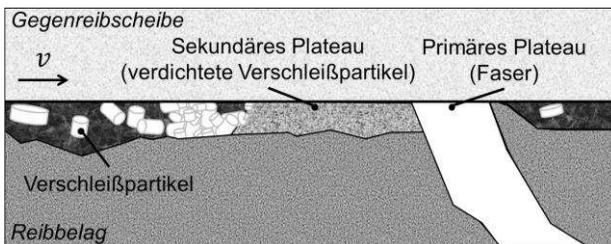


Abbildung 2.6: Kontaktsituation zwischen einem organischen Bremsbelag und einer Bremscheibe mit dem Fluss der Verschleißpartikel sowie den primären und sekundären Plateaus, in Anlehnung an (Eriksson & Jacobson, 2000)

Die Größe und die mechanischen Eigenschaften der Sekundärplateaus hängen von den Kontaktbedingungen ab. Hohe Drücke und hohe Temperaturen führen zu einem verstärkten Wachstum. Dieses erklären sie durch die Komprimierung der Verschleißpartikel, siehe Abbildung 2.7. (Eriksson & Jacobson, 2000)

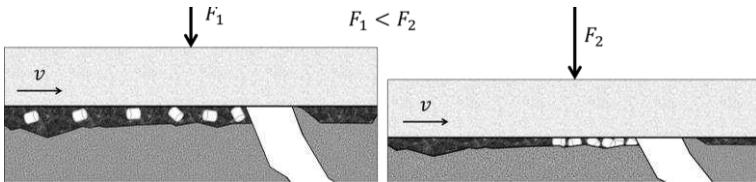


Abbildung 2.7: Erhöhte Verdichtung von Verschleißpartikeln unter Erhöhung der Anpresskraft (b), in Anlehnung an (Eriksson, Lord & Jacobson, 2001)

2.3.2.8 Erklärungsmodell von Ostermeyer

Ostermeyer (2001) entwickelt ein zu dem von Eriksson et al. vergleichbares Modell. Er beschreibt zudem mathematisch das Wachstum und die Zerstörung der sogenannten Patches und führt hierzu Simulationen durch. Nach ihm erzeugt der Kontakt zwischen der Scheibe und der Polymermatrix bei funktionierender Bremse Verschleißpartikel. Diese Verschleißpartikel bewegen sich durch die Kontaktzone. Wenn das eingebettete SiO_2 -Partikel die Oberfläche erreicht, wird zum einen der Verschleißpartikelstrom gestört und zum anderen wird das SiO_2 -Partikel in die Matrix gedrückt, da die Polymermatrix um dieses harte Partikel durch Verschleiß abgesenkt wird, aber dieses Partikel selbst zeigt fast keinen Verschleiß. Der tangentielle und normale Druck zwischen dem SiO_2 -Partikel und der Scheibe wächst und an diesem nimmt ebenso die Temperatur zu. Lokal ermöglicht dies eine mechanische Legierung der Verschleißpartikel gegen dieses harte Partikel. Dies führt zum Wachstum eines harten und dünnen Patches um das SiO_2 -Partikel. Den Fading-Effekt sieht er als das Ergebnis einer vorübergehend höheren Zerstörungsrate als die Wachstumsrate, wenn die Normalkraft und / oder -geschwindigkeit erhöht werden, bis zu dem Punkt, an dem das Gleichgewicht des Leistungsflusses auf einem niedrigeren Niveau wieder erreicht wird. Diese Patches bewirken den Hauptteil der Umwandlung der Eingangsleistung in Reibungsleistung im System. Das energetische Gleichgewicht und die Wechselwirkungen zwischen Reibung, Verschleiß,

Wärme sowie der Größe und der Anzahl der Patches in der Reibungsschicht skizziert er, siehe Abbildung 2.8.

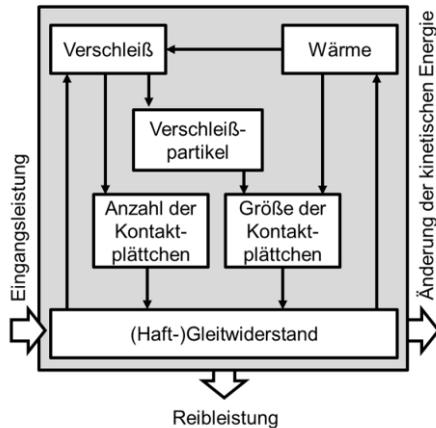


Abbildung 2.8: Energetische Analyse nach Ostermeyer, in Anlehnung an (Ostermeyer, 2001)

Müller und Ostermeyer (2007) implementieren dieses Modell mithilfe eines sogenannten zellulären Automaten. Damit können die typischen Oberflächenstrukturen und das Strömungsgleichgewicht detailliert reproduziert und Verschleißpartikel sowie Temperaturfelder berechnet werden.

2.3.2.9 Erklärungsmodell von Poeste

Poeste (2005) zufolge wird die Ausbildung der Reibschicht in dem von ihm untersuchten phenolharzgebundenen Reibbelag *“maßgeblich durch die abrasiven Stoffe im Reibbelag bestimmt”*. Silikate, wie Quarz und Vermiculit, sieht er bedingt durch deren hohe Härte als *“verantwortlich für den abrasiven Abrieb von Eisen aus der Bremsscheibe.”* *“Das Einbetten der Eisenpartikel in die Reibschicht”* des Belags und ebenso deren Oxidation infolge der Reibung weist er nach und bestätigt somit die Ergebnisse von Musiol. Die Entstehung der Reibschicht beschreibt er wie folgt: *“Durch den thermischen Abbau des Reibbelags”* im oberflächennahen *“Bereich wird*

[...] die Bildung einer Reibschicht begünstigt. Füllstoffe ragen nach der Thermolyse des oberflächennahen Harzes und dem Abtrag des kohlenstoffreichen Abriebs, aus dem Belag und fallen als lose Partikel heraus. Aus diesen ergibt sich der Aufbau der Reibschichtplatten, beginnend an den abrasiven Teilchen, an denen sich dann die losen Partikel anlagern. Fortlaufendes Aufstauen und Anlagern von losen Partikeln, unter mechanischer und thermischer Reibbelastung, führt zur Kompaktierung und Verfestigung dieser Schichten.“ Diese dienen sowohl als ein *“mechanischer als auch thermischer Schutz für den unbelasteten Reibbelag beziehungsweise”* für das Phenolharz. Die Ursache für den Zusammenbruch der Reibschicht ist nach Poeste *“nicht eindeutig beschreibbar”*. Als mögliche Ursachen nennt er lokal hohe Scherkräfte, hohe Temperaturen, die Rissbildung und den *“Bruch der Abrasivteilchen”*.

2.3.2.10 Erklärungsmodell von Cristol-Bulthé, Desplanques und Degallaix

Nach dem Modell von Cristol-Bulthé, Desplanques und Degallaix (2007) entstehen unter lokal hohem Druck und hoher Temperatur flache Plättchen aus Verschleißpartikeln. Die lokale Überhöhung wird jedoch nicht mit Fasern oder härteren Partikeln begründet, sondern mit der Welligkeit von Reibbelag und Gegenreibeibe. Abbildung 2.9 veranschaulicht die Druckverteilung und die Ausprägung der Reibschicht der Friktionspaarung.

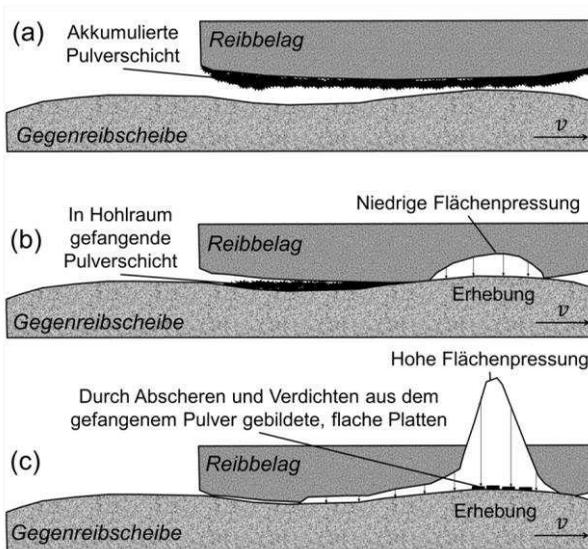


Abbildung 2.9: Schematische Übersicht: (a) Umfangsquerschnitt im geöffneten Zustand; (d) Umfangsquerschnitt im Übergangsbereich; (e) Umfangsquerschnitt im geschlossenen Zustand, in Anlehnung an (Cristol-Bulthé, Desplanques & Degallaix, 2007)

2.3.2.11 Erklärungsmodell von Dmitriev, Österle und Kloß

Dmitriev, Österle und Kloß (2008) spielt die Tribooxidation an der Scheibenoberfläche eine wichtige Rolle bei der Stabilisierung der Reibleistung des Systems, da nanokristalline Eisenoxide den Hauptanteil der beim Bremsen gebildeten Oberflächenschichten ausmachen. Oberflächenanalysen mit optischer Mikroskopie und REM ergeben, dass die Reibschichten auf den Pads nicht durchgehend sind, sondern entweder durch einen Kohlenstoffbestandteil oder durch Verschleißspuren unterbrochen werden. Selbst im Mikrometer- und Submikronbereich sind nur Teile der Oberfläche der primären Metallkontakte von der Oxidschicht bedeckt, während der Rest eine Oberfläche aus deformiertem Metallmaterial ist. Sie schließen daraus, dass das einmal gebildete Oxid bei tribologischer Belastung schnell zerstört wird.

Sie entwickeln ein für Kontaktsituationen von Fahrzeugbremsen typisches Modell basierend auf der Methode beweglicher zellulärer Automaten, um damit die Prozesse, die an lokalen Kontakten in einem Fahrzeugbremssystem stattfinden, zu analysieren. Die Oberflächenschichten auf Pad und Scheibe bestehen aus Fe_3O_4 -Nanopartikel gemischt mit Graphitpartikeln. Sie nehmen an, dass durch den Verschleiß die Reibschicht über einen kurzen Zeitraum entfernt und somit ein Metall-auf-Metall-Kontakt hinterlassen werden kann. Die lokalen Reibungskoeffizienten, die aus der Simulation für den Oxid-Oxid-Kontakt erhalten wurden, sind niedriger als die des Metall-Metall-Kontaktes. Daraus schließen sie, dass die Oxidbildung schneller erfolgt als die Eliminierung der Reibungsschicht und diese schließlich für die Stabilisierung der Reibungszahl verantwortlich ist. Aus dem Erklärungsmodell von Dmitriev et al. folgt, dass durch eine veränderte Beanspruchung es durch die dadurch veränderte Oxidbildung und den veränderten Verschleiß auch zu Veränderungen der Reibungszahl kommen kann.

2.3.2.12 Erklärungsmodell von Österle et. al

Österle, Dörfel, Priezel, Rooch, Cristol-Bulthé, Degallaix und Desplanques (Österle, Dörfel, Priezel, Rooch, Cristol-Bulthé, Degallaix & Desplanques, 2009) führen Stift-Scheibe-Versuche mit Frikionswerkstoffen für Automobilbremsen durch. Sie schärfen die Bedeutung der Verschleißpartikel für den Aufbau der Reibschicht, indem Unterscheidungen hinsichtlich deren Härte und Größe getroffen werden. Harte Partikel wie Aluminiumoxid oder Siliziumoxid behalten nach ihnen ihre ursprüngliche Größe bei, während weiche Partikel wie Kupfer oder Metallsulfide zusammen mit dem Eisenoxid gemahlen werden und schließlich eine sehr kleine Korngröße aufweisen. Während gröbere Verschleißpartikel bevorzugt aus dem Kontaktbereich ausgestoßen werden, haften feine Partikel an der Oberfläche. Der Aufbau der Reibschicht könnte folglich durch ein Beanspruchungskollektiv mit feinhahender Wirkung für die Verschleißpartikel gestärkt werden. Den Ausstoß der Partikel aus dem Kontaktbereich zu vermeiden könnte ebenso von Vorteil sein.

2.3.2.13 Erklärungsmodell von Fernandes, Zanotto und Sinatora

Fernandes, Zanotto und Sinatora (2015) führen Stift-Scheibe-Versuche mit Frikionswerkstoffen für trockenlaufende PKW-Kupplungen durch. Die Reibschicht steuert nach ihnen den Übergang vom milden zum starken Verschleiß. Die Temperatur beeinflusst deren Schichtdicke, Morphologie, chemische Zusammensetzung, Reibungszahl und Verschleißrate. Unterschiedliche Ergebnisse werden erzielt, wenn die Verschleißteile durch eine rotierende Bürste entfernt werden. Durch das Entfernen der Verschleißteile werden eine höhere Reibungszahl sowie eine niedrigere

Verschleißrate erreicht. Diese Vorteile erklären sie durch einen verringerten Reibschichtaufbau, durch die Verringerung von abrasiven Partikeln in der Kontaktgrenzfläche und eine erhöhte Wärmeleitfähigkeit der Scheibenoberfläche.

2.3.2.14 Erklärungsmodell von Saurín, Sanes und Bermúdez

Saurín, Sanes und Bermúdez (2015) untersuchen die Selbstheilung von Nanokompositen. Nach ihnen sind diese in der Lage, Schäden in deren Oberfläche, welche beispielsweise durch einen Härtestest hervorgerufen werden, selbst zu heilen. Sie beobachten, dass sich diese Narben in einem Zeitraum von fünf Stunden nahezu vollständig schließen.

2.3.2.15 Erklärungsmodell von Fidlin, Bäuerle und Boy

Fidlin et al. (2015) modellieren den Einfluss eines Phasenübergangs von festem organischem Material zu Gas auf das Kontaktverhalten in trockenen Kupplungen. Dieser Phasenübergang kann ihrem Modell nach zu Fading führen. Dieser Effekt wird modelliert, indem die Reibfläche als poröses Medium beschrieben wird und die Strömung und das inhärente Druckfeld eines Gases berechnet werden. Dieses Gas entsteht durch eine thermisch induzierte Zersetzung des organischen Reibbelags. Das Eintreten des Gasvolumenstroms wird durch eine temperaturabhängige Heavyside-Funktion modelliert. Das Gas strömt im Modell aus, sobald eine kritische Temperatur erreicht wird. Das Druckfeld oder auch Druckkissen führen zu einer Minderung des übertragbaren Drehmoments. Sie zeigen anhand der Simulationsergebnisse, dass das Modell in der Lage ist, den Einfluss des Phasenübergangs auf den Fading-Effekt vorherzusagen.

Clausnizer et al. (2018) untersuchen zudem die Permeabilität von gewickelten Reibbelägen im fabrikneuen Zustand sowie an einem mit Fett benetzten Reibbelag. Anhand chemischer Analysen stellen sie fest, dass beim Erhitzen des Auskleidungsmaterials neben Gas auch flüssige Verbindungen mit hoher Viskosität austreten. Weitere Experimente zeigen, dass die Gaspermeabilität des Kontakts in Gegenwart einer viskosen Flüssigkeit, dem Fett, schnell abnimmt. Das Modell liefert einen wertvollen Beitrag zur Modellierung des Fading-Effekts bei der Schädigung. Die Erholung ist damit jedoch nur in Teilen abbildbar (*pragmatisches Merkmal*). Sobald die Beanspruchung wieder abnimmt, bricht der Gasvolumenstrom ab. Fidlin gehen davon aus, dass aufgrund der hohen Temperatur und der Gasbildung die Dichte der Bindemittel in der Randzone des Reibbelags abnimmt und dieser somit veränderte mechanische Eigenschaften aufweist. Bei der Erholung verschleißt unter anderem diese bindemittelarme Schicht, wodurch die Reibungszahl beispielsweise wieder

ansteigt³. Die Veränderung der mechanischen Eigenschaften könnte sich durch eine Zunahme der Sprödigkeit oder eine Zunahme der Härte äußern. Eine Zunahme der Härte von Reibwerkstoffen kann, wie von Mücke gezeigt, nach mehrfacher thermischer Belastung durch das Aushärten der Bindemittel auftreten. (Mücke, 1980) nach (Musiol, 1994)

2.3.2.16 Erklärungsmodell von Mahale und Bijwe

Mahale und Bijwe (2020) untersuchen anhand von Kraftfahrzeugbremsen den Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Reibbelags auf die Beanspruchbarkeit der Friktionsspaarung im sogenannten JASO C 406 Standardtest. Die Wärmeleitfähigkeit wird hierbei mithilfe von einem in den Reibbelag eingearbeiteten Kupfergewebe erhöht. Sie beobachten, dass im zweiten Durchlauf des Tests mit derselben Friktionsspaarung die Tendenz zu Fading abnimmt. Dies erklären sie wie folgt: Im ersten Durchlauf bricht die Reibungszahl deshalb ein, weil sich die organischen Bestandteile der Reibschicht zersetzen. Dabei kommt es jedoch auch dazu, dass metallische Bestandteile infolge der thermischen Beanspruchung gehärtet werden. Dies führt zu einer Zunahme der Abrasion. Im zweiten Durchlauf kompensiert diese Zunahme zu einem gewissen Grad den Einbruch der Reibungszahl, welcher erneut durch die Zersetzung der organischen Bestandteile hervorgerufen wird. Die Reibungszahl bricht im zweiten Durchlauf aufgrund der erhöhten Abrasion weniger stark ein als im ersten.

2.3.2.17 Erklärungsmodell von Cheng und Chandross

Cheng und Chandross (2021) untersuchen mittels Molekulardynamiksimulationen Gleitvorgänge rein metallischer Tribosysteme, um somit den Ursachen von ansteigenden Reibungszahlen, wie sie beispielsweise in der Arbeit von Chen und Han (Chen & Han, 2021) beobachtet werden, auf den Grund zu gehen. Ihren Ergebnissen nach wird der Anstieg der von ihnen berechneten Reibungszahlen durch mehrere Mechanismen verursacht, welche auf molekularer Ebene ablaufen. Hierzu zählen zum einen Verschiebungen, welche sowohl innerhalb der Körner als auch an den Korngrenzen stattfinden und somit unter anderem die Größe der realen Kontaktfläche beeinflussen. Zum anderen sind Kaltverschweißungen, Kornwachstum und Legierungsbildung daran beteiligt. Ihre Arbeit verdeutlicht, dass solche Molekulardynamiksimulationsmodelle oder auch atomistische Simulationsmodelle Potential

³ Aus dem persönlichen Gespräch mit Prof. Dr.-Ing. habil. A. Fidlin am 13.11.2019 in Karlsruhe

bieten, die Vorgänge noch detaillierter zu untersuchen und die Erklärungsmodelle entsprechend zu verfeinern und zu präzisieren.

2.3.2.18 Erklärungsmodelle von Albers et al.

Von Albers und seiner Gruppe stammen gleich mehrerer Modelle, anhand welcher des Schädigungs- und Erholungverhalten zum einen auf Basis der Veränderung der Verteilung der Flächenpressung sowie der Temperatur und zum anderen durch die Veränderung der Oberflächentopografie erklärt werden kann. In (Albers, Ott & Karrar, 2006) sowie in (Albers, Ott & Karrar, 2007) wird ein konzeptionelles Modell postuliert, welches in Abbildung 2.10 veranschaulicht wird.

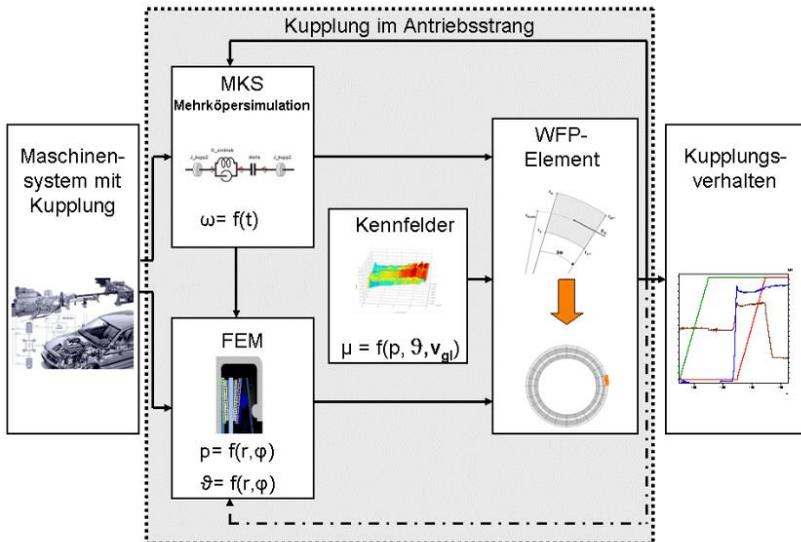


Abbildung 2.10: Schema des Berechnungsmodells (Albers, Ott & Karrar, 2006)

Dieses Modell verknüpft die Gesamtsystemdynamik eines Maschinensystems mit der Gestalt des Kupplungssystems, dem Wärmehaushalt und dem Tribosystem auf Wirkflächenpaarebene. Das Verhalten des Tribosystems wird durch Kennfelder re-

präsentiert, welche zuvor an einem Systemtribometer ermittelt werden. Diese Kennfelder berechnen die Reibeigenschaften in Abhängigkeit der lokal in den Wirkflächenpaarelementen vorliegenden Flächenpressung, der Temperatur und der Gleitgeschwindigkeit. Die Verteilung der Flächenpressung und der Temperatur über dem Radius und dem Umfang werden durch ein Finite-Elemente-Modell der Kupplung berechnet. Iterativ berechnet das Modell die Verteilung der Flächenpressung und der Temperatur unter Einbeziehung der lokal in den Wirkflächenpaarelementen vorliegenden Reibleistung. Das Modell ist somit in der Lage, die Bildung von Hotspots abzubilden.

Der Grundgedanke dieses Modells wird in (Albers, Ott & Merkel, 2015) und (Merkel, 2015) aufgegriffen und in Form eines zweidimensionalen Finite-Elemente-Modells implementiert, welches den Prüfkopf des Systemtribometers TRP abbildet. Der Berechnung der Verteilung der Flächenpressung und der Temperatur liegen jedoch keine Kennfelder, sondern das Kontaktmodell von Greenwood und Williamson (1966) zugrunde. Auf Basis dessen werden die Knoten der Reibflächen verschoben werden, um die darin beschriebenen Asperiten abzubilden. Eine Modellierung von Verschleiß wird in (Albers, Ott & Merkel, 2015) zwar in Aussicht gestellt, jedoch nicht durchgeführt. Eine solche Modellierung von Verschleiß und der damit inbegriffenen Veränderung der Topografie der Oberfläche und auch der Reibeigenschaften bietet Potential, das Schädigungs- und Erholungsverhalten abzubilden.

Hier setzt ein weiteres, am IPEK entwickeltes, Modell (Reichert, Lorentz, Heldmaier & Albers, 2016) an. Dieses ist in der Lage Verschleiß und Veränderungen der Topografie abzubilden. In einer Co-Simulation wird der Verschleiß dabei iterativ durch die Verschiebung der Knoten des FEM-Modells abgebildet. Diese Modell geht auf (Albers, Lorentz & Nowicki, 2010) zurück und wird ursprünglich dafür verwendet, Tribosysteme aus geschmierten Gleitsystemen abzubilden. In jüngsten Forschungsarbeiten (Fehrenbacher, Joerger & Ott, 2020) wird dieses Modell weiterentwickelt und zur Modellierung von trockenlaufenden Friktionspaarungen eingesetzt. Mithilfe des in (Joerger, Reichert, Wittig, Sistanizadeh Aghdam & Albers, 2021) beschriebenen Ansatzes wird die Topografie von Reibbelag und Gegenreibeischeibe gemessen und in das Modell übertragen. Abbildung 2.11 zeigt beispielhaft die Modelle der beiden Oberflächen.

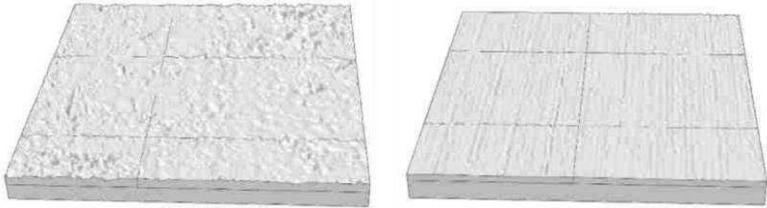


Abbildung 2.11: Gegenkörper mit der Oberfläche des Reibbelags (links) und Grundkörper mit der Oberfläche der Gegenreibe (rechts), Kantenlängen der Quadrate je 1 mm (Fehrenbacher, Joerger & Ott, 2020)

Mit dem Modell gelingt es, die Traganteile und die Veränderungen der Topografie zu berechnen, welche während des Einlaufs der trockenlaufenden Friktionspaarungen auftreten. Somit ist es denkbar, dieses Modell langfristig auch zur Modellierung des Schädigungs- und Erholungsverhaltens (Veränderung der Reibeigenschaften in Abhängigkeit der Veränderungen der Topografie) einzusetzen.

2.4 Relevante Prozesse und Methoden der KaSPro

Die für diese Arbeit relevanten Prozesse und Methoden der KaSPro - Karlsruher Schule für Produktentwicklung werden in diesem Kapitel anhand der von Albers (Albers, 2010) entwickelten Forschungshypothesen vorgestellt.

2.4.1 Integriertes Produktentstehungsmodell

„Die Produktentwicklung umfasst die Entwicklung (auch Vorentwicklung), die Konstruktion und die Validierung eines Produkts. Wesentliche Aufgaben sind hierbei das Klären der Aufgabenstellung, Konzipieren, Entwerfen sowie Ausarbeiten.“ (Pahl, Beitz, Feldhusen & Grote, 2003) Nach Albers und Braun (Albers & Braun, 2011) schließt die Produktentstehung die Produktentwicklung ein und *„beinhaltet darüber hinaus die Produktionsvorbereitung und die Produktion sowie alle Tätigkeiten, die mit der Vermarktung in Zusammenhang stehen.“*

Der zweiten Forschungshypothese von Albers nach kann auf Grundlage der Systemtheorie eine Produktentstehung als „*Transformation eines (anfangs vagen) Zielsystems in ein konkretes Objektsystem durch ein Handlungssystem beschrieben werden*“. Dies geschieht mithilfe des sogenannten ZHO-Modells, welches auf Basis der Systemtechnik nach Ropohl (Ropohl, 1975) entwickelt wird. Dieses besteht aus einem Ziel-, einem Handlungs- und einem Objektsystem. Albers und Braun (Albers & Braun, 2011) definierten diese wie folgt:

- **Handlungssystem:** „*Das Handlungssystem ist ein soziotechnisches System, das aus strukturierten Aktivitäten, Methoden und Prozessen aufgebaut ist. Es enthält weiterhin alle für die Realisierung einer Produktentstehung notwendigen Ressourcen (Entwickler, Budget, Ausstattung etc.). Das Handlungssystem erstellt sowohl das Ziel als auch das Objektsystem, beide Systeme sind ausschließlich durch das Handlungssystem miteinander verbunden.*“
- **Zielsystem:** „*Das Zielsystem umfasst die mentale Vorstellung der geplanten Eigenschaften eines Produkts und alle dafür notwendigen Restriktionen, deren Abhängigkeiten und Randbedingungen. Die Ziele beschreiben dabei den gewünschten zukünftigen Zustand des Produkts (und seiner Komponenten) und dessen Kontext, nicht jedoch die Lösung als solche. Das Zielsystem wird im Verlauf des Produktentstehungsprozesses fortwährend erweitert und konkretisiert.*“
- **Objektsystem:** „*Das Objektsystem enthält alle Dokumente und Artefakte, die als Teillösungen während des Entstehungsprozesses anfallen. Es ist vollständig, sobald der geplante Zielzustand erreicht ist. Das eigentliche Produkt ist neben Zwischenprodukten – wie Projektplänen, Zeichnungen, Prototypen usw. – eines der Elemente des Objektsystems.*“

Auf Basis der ersten beiden Hypothesen entwickelt Albers das iPeM – integriertes Produktentstehungsmodell. Seit 1999 wird dieses konsequent in verschiedenen Projekten und mehr als 100 Publikationen angewendet. Es bildet die Grundlage für die Erforschung der Prozesse und Methoden der KaSPro (Albers, Düser & Burkarth, 2006). Es ist ein Metamodell, welches alle relevanten Elemente umfasst, um situationsspezifisch Produktentwicklungsprozessmodelle abzuleiten. Es beschreibt die Produktentwicklung als kontinuierliches Zusammenspiel von Zielsystem, Objekt-Handlungssystem und Objektsystem. (Albers, Reiß, Bursac & Richter, 2016a) Neben dem ZHO-Modell enthält es die Aktivitäten der Produktentstehung, die Aktivitäten der Problemlösung, das Ressourcensystem sowie das Phasenmodell. Es

verfügt über mehrere Reiter des Handlungssystems, welche sich auf die Produkte beziehungsweise Produktgenerationen, das Validierungssystem, das Produktionssystem und die Strategie beziehen, siehe Abbildung 2.12. Dem Validierungssystem kommt darin eine besondere Bedeutung zu, denn es wird zum einen zur Durchführung der Aktivität „Validieren und Verifizieren“ eingesetzt und geht zum anderen aus einem weiteren, parallel ablaufenden Entwicklungsprozess hervor, welcher wiederum anhand des iPeM abgeleitet werden kann. Das Validierungssystem kann zudem produktgenerationsübergreifend verwendet werden. (Albers & Pinner, 2014; Pinner, 2017)

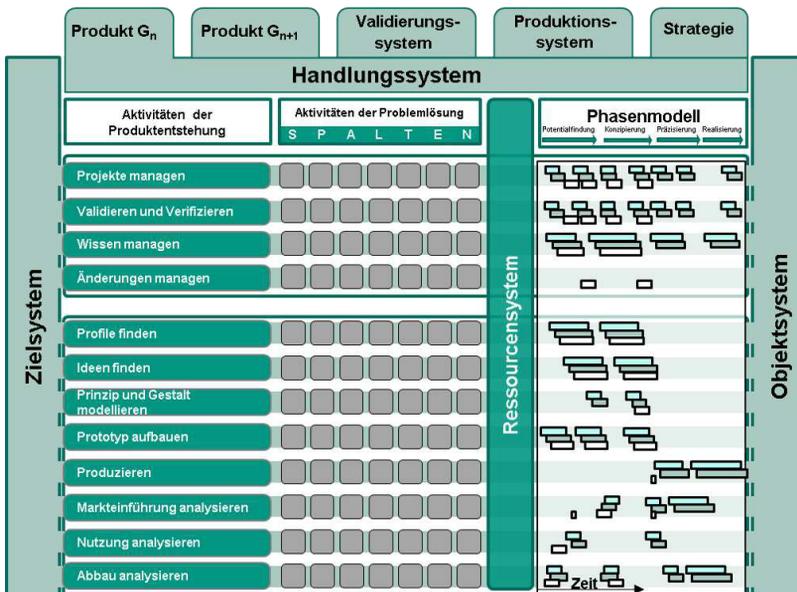


Abbildung 2.12: Das integrierte Produktentstehungsmodell im Kontext der Produktgenerationsentwicklung, vergleiche (Albers, Reiß, Bursac & Richter, 2016)

Im Rahmen dieser Arbeit wird das iPeM verwendet, um damit die verwendeten, in Kapitel 2.4 vorgestellten Prozesse und Methoden als auch die entwickelten Validierungsumgebungen, welche dem Validierungssystem zugeordnet sind, im iPeM zu verorten und damit in Kontext zueinander zu stellen, siehe Kapitel 4.2.

Den Forschungshypothesen von Albers nach ist Produktentstehung als Problemlösung zu verstehen. Die „*Transformation der Ziele in Objekte*“ kann „*als Problemlösungsprozess betrachtet werden*“. Als Problem wird hierbei die „*Abweichung*“ zwischen dem „*beliebig unbekanntem IST-Zustand und einem gewünschten beliebig vagen SOLL-Zustand*“ verstanden. Der Weg vom IST- zum SOLL-Zustand ist dabei zumindest teilweise unbekannt. Nach Albers et al. (Albers, Reiß, Bursac & Breitschuh, 2016) ist das Gehirn nur begrenzt in der Lage komplexe Probleme zu lösen. Deshalb benötigen Entwickler Unterstützung, um ihr natürliches Verhalten bei der Problemlösung zu ergänzen. SPALTEN setzt genau hier an. Das Akronym wird, wie in Abbildung 2.13 gezeigt, aus den Anfangsbuchstaben der einzelnen Problemlösungsaktivitäten gebildet. Das Problemlösungsteam, welches zu Beginn gebildet wird und für jede der einzelnen Aktivitäten angepasst werden kann, führt nach dem sogenannten Informationscheck diese Aktivitäten in ihrer chronologischen Reihenfolge durch und löst somit das Problem, indem es dieses in handhabbare Teilprobleme zerteilt. Sinnbildlich gleicht dies dem Spalten von Holz mittels einer Axt. Jede der Problemlösungsaktivitäten wird dabei durch Methoden zur Analyse und zur Förderung der Assoziation und der Kreativität unterstützt. An dieser Stelle wird mit dem Verweis auf die Publikationen von Albers (Albers, Reiß, Bursac & Breitschuh, 2016) und Burkardt (Albers, Burkardt, Meboldt & Saak, 2005) auf eine ausführliche Beschreibung dieser verzichtet. Begleitend dazu wird der sogenannte kontinuierliche Ideenspeicher gepflegt, in welchem aufkommende Ideen festgehalten werden. Diese gehen somit nicht verloren und es muss ihnen auch nicht voreilig nachgegangen werden, wobei wichtige Problemlösungsaktivitäten womöglich übersprungen werden könnten. SPALTEN hat zudem einen fraktalen Charakter, denn „*in jedem SPALTEN-Schritt kann wieder ein neuer SPALTEN-Prozess entstehen*“. Festzuhalten bleibt, dass das Akronym hilfreich ist, um sich die Aktivitäten zu merken, diese in der richtigen Reihenfolge durchzuführen und dabei nicht den „roten Faden“ zu verlieren. SPALTEN hilft dabei, rational und nicht impulsiv zu handeln. Das Treffen von voreiligen Entscheidungen sowie die Auswahl von erstbesten Lösungen werden verhindert. SPALTEN eignet sich zudem auch für nichttechnische Probleme. Es kann auf praktisch jede Art von Problem angewendet werden.

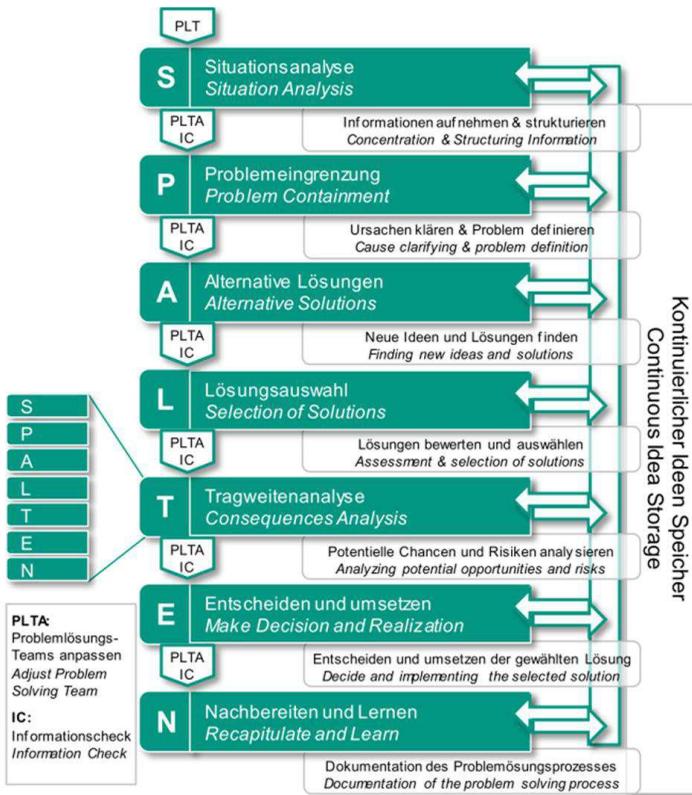


Abbildung 2.13: SPALTEN-Problemlösungsmethode nach (Albers, Reiß, Bursac & Breitschuh, 2016)

Im Rahmen dieser Arbeit wird die SPALTEN-Problemlösungsmethode bei der Weiterentwicklung des Systemtribometers verwendet, siehe Kapitel 5.1.

2.4.2 Modell der Produktgenerationsentwicklung

Produkte werden in der Praxis in Generationen entwickelt. Diese Feststellung, die auch Albers und seine Gruppe in mehreren empirischen Untersuchungen (Albers, Bursac, Urbanec, Lüdcke & Rachenkova, 2014) belegt hat, gibt Hinweise für eine angepasste Entwicklungsmethodik, die dieses Grundkonzept aus der Praxis aufnimmt. Ein geeignetes Modell zur Beschreibung dieses Zusammenhangs ist das Modell der PGE – Produktgenerationsentwicklung nach ALBERS. Das Modell postuliert, dass jede Produktentwicklung auf der Basis der Elemente eines zuvor definierten Referenzsystems (Albers, Rapp, Spadinger, Richter, Birk, Marthaler, Heimicke, Kurtz & Wessels, 2019) und durch gezielte Variationen in der Synthese abgebildet werden kann. Bei konsequenter Anwendung ist dieser Grundansatz ein Schlüssel zu einer effizienteren, effektiveren, aber auch sichereren Produktentwicklung. Dabei gilt der in der PGE beschriebene Zusammenhang sowohl auf der Ebene von Produktarchitekturen auf Gesamtsystemebene als auch bis hinunter zu den Teilsystemen, beziehungsweise letztendlich den Komponenten in den Teilsystemen. Die konsequente Verknüpfung von Elementen des Referenzsystems bei der Synthese der neuen Produktgeneration mit den Elementen und Teilsystemen des neuen Produktes erfolgt über die Variationsoperatoren: Prinzipvariation, Ausprägungsvariation und Übernahmevariation erlauben es, den Entwicklungsprozess gezielt zu steuern.⁴ Sie sind wie folgt definiert:

- **Übernahmevariation** (ÜV): *„Bei dieser Variationsart bleiben Gestalt und Lösungsprinzip der Teilsysteme, die von“ Elementen des Referenzsystems „übernommen werden, unverändert. Dadurch ist der Umfang konstruktiver Änderungen minimal. Anpassungen geschehen im Zuge der Integration in die neue Produktgeneration vor allem an der Systemgrenze des Teilsystems.“*
- **Ausprägungs- bzw. Gestaltvariation**⁵ (GV): *„GV ist eine Möglichkeit der Neuentwicklung von Teilsystemen aus“ Elementen des Referenzsystems. „Dabei wird [...] verwendete Lösungsprinzip grundsätzlich beibehalten, aber die Gestalt verändert.“*
- **Prinzipvariation** (PV): *„Beginnt die Neuentwicklung eines Teilsystems mit einer PV, wird [...] auch das Lösungsprinzip geändert [...]. Eine PV geht immer*

⁴ In Anlehnung an Albers (2021).

⁵ Bei mechatronischen Systemen wird die Ausprägungsvariation auch Gestaltvariation genannt. Albers et al. (2019).

mit einer GV einher, da auch das in dem jeweiligen Zusammenhang neu verwendete Lösungsprinzip in eine Gestalt umgesetzt werden muss. Die Menge der durch PV neuentwickelten TS wird mit PS bezeichnet.“

Das Modell der PGE wird in dieser Arbeit zur Weiterentwicklung beziehungsweise zur Entwicklung der Validierungsumgebungen eingesetzt, siehe Kapitel 5.1. Auch wenn diese gemäß dem iPeM nicht im Reiter „Produktgeneration“, sondern vielmehr im „Validierungssystem“ verortet sind, wird das Modell der PGE in dieser Arbeit im Sinne eines akademischen Beispiels angewandt. Hierdurch wird hinterfragt, inwieweit das Modell der PGE unterstützen kann, eine effiziente, effektive, und sichere Entwicklung von Validierungsumgebungen zu ermöglichen.

2.4.3 Validierung mit dem IPEK-X-in-the-Loop-Framework

Den Forschungshypothesen von Albers nach ist die Validierung die „*zentrale Aktivität*“ im Produktentstehungsprozess. Sie „*beinhaltet den kontinuierlichen und systematischen Abgleich zwischen Soll-Zustand und erreichtem Ist-Zustand. Im Zuge der Validierung wird das Zielsystem fortlaufend erweitert*“.

Die Validierung prüft, „*ob das Produkt für seinen Einsatzzweck geeignet ist bzw. den gewünschten Wert erzielt. Hier geht die Erwartungshaltung des Fachexperten und des Anwenders ein*“. Sie unterscheidet sich wesentlich von der Verifikation, welche überprüft, „*ob eine Realisierung (z. B. ein Software-Programm) mit der Spezifikation (in diesem Fall mit der Algorithmenbeschreibung) übereinstimmt*“. (Verein Deutscher Ingenieure, 2004) Dieser Unterschied „*liegt in der Feststellung des Wertes von etwas, wobei alleine durch die Richtigkeit einer Sache nicht auf dessen Wert geschlossen werden kann*.“ (Albers, Behrendt, Klingler & Matros, 2016) Die Prüfung des Einsatzzweckes wird meist durch das Gesamtsystem und nicht durch einzelne Teilsysteme erreicht, da Funktionen häufig nicht nur durch einzelne Teilsysteme, „*sondern durch den Systemverbund*“ erfüllt werden. Im frühen Entwicklungsprozess liegen häufig jedoch nur Teilsysteme vor. Hieraus ergibt sich die Notwendigkeit, Validierung auch an Teilsystemen durchführen zu können.

Der IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz nach Albers und Düser (Düser, 2010) greift etablierte Ansätze zur Validierung von Teilsystemen auf. Zu diesen zählen Model-in-the-Loop-, Software-in-the-Loop- beziehungsweise Hardware-in-the-Loop-Ansätze. Anhand von Simulationsmodellen ermöglichen diese je nach Reifegrad des Teilsystems unter anderem die Einbindung eines Steuergerätes oder dessen Software in einzelnen Teilsystemen in das Gesamtsystem. Albers und Düser integrieren die jeweiligen Vorteile dieser Ansätze und erweitern diese um die Belange weiterer Fachdisziplinen, wie unter anderem der Mechanik und der Mechatronik. Ihr neuer Ansatz

beschreibt das „grundlegende Verständnis in der Validierung eines Teilsystems, dieses in das Gesamtsystem, die Umwelt und auch evtl. weitere interagierende Systeme wie bspw. den Fahrer einzubinden.“ (Albers, Behrendt, Klingler & Matros, 2016)



Abbildung 2.14: IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz (Albers, Behrendt, Klingler & Matros, 2016) auf Basis von (Düser, 2010)

Abbildung 2.14 veranschaulicht die Einbindung des zu untersuchenden Systems (IPEK-X-in-the-Loop) und die Wechselwirkungen mit den interagierenden Systemen. In diesem Beispiel aus der Fahrzeugentwicklung sind dies der Fahrer, das Rest-Fahrzeug und die Umwelt. Sie werden als „Connected Systems“ bezeichnet. Bezüglich der Art und Weise, wie diese Wechselwirkungen abgebildet werden, wird des Weiteren zwischen physischen, virtuellen und gemischten physisch-virtuellen Ausprägungen unterschieden. Das zu untersuchende System kann zudem auf unterschiedlichen Systemebenen vorliegen. Die Prüfung kann vom Gesamtsystem über Teil-Systeme bis hin zum einzelnen Funktionskontakt auf Wirkflächenebene erfolgen. Das IPEK-X-in-the-Loop-Framework veranschaulicht dies am Beispiel der Fahrzeugentwicklung, siehe Abbildung 2.15.

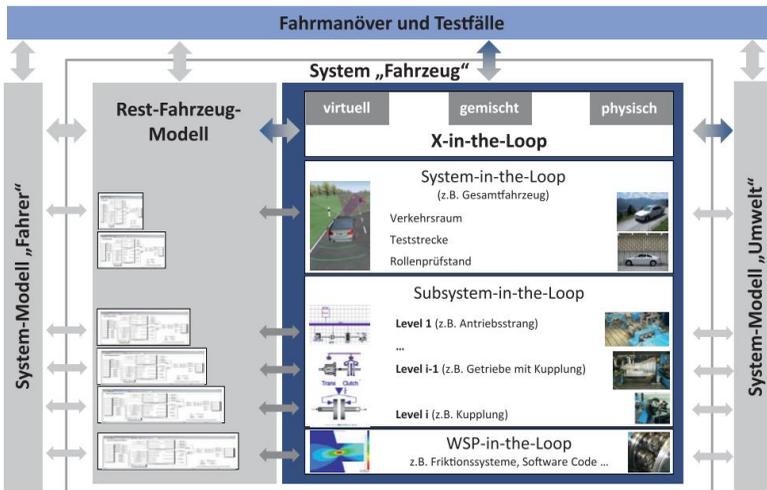


Abbildung 2.15: IPEK-X-in-the-Loop-Framework (Albers, Behrendt, Klingler & Matros, 2016) auf Basis von (Düser, 2010) und (Albers, Fischer, Behrendt & Lieske, 2014)

Der IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz wird in dieser Arbeit insofern verwendet, als dass das darin beschriebene grundlegende Verständnis in der Validierung von Teilsystemen unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen mit dem Gesamtsystem, der Umwelt und dem Fahrer beziehungsweise dem Bediener berücksichtigt wird. Genutzt wird er bei der Entwicklung der Validierungsumgebungen und der Methoden, siehe Kapitel 5 und Kapitel 6.

2.4.4 C&C²-Ansatz

Laut der fünften Forschungshypothese von Albers benötigt die Beschreibung einer technischen Funktion „in jedem Fall mindestens zwei Wirkflächenpaare und Leitstützstrukturen, welche die Wirkflächenpaare verbinden, sowie zwei Connectoren. Um seine Funktion zu erfüllen, muss ein technisches System in Wechselwirkung mit seiner Umgebung stehen.“ Ein System, das mit seiner Umgebung keine Wirkflächenpaare bildet, führt keine Funktion aus (Albers, 2010). Der sogenannte Contact

and Channel Approach integriert den Gestalt-Funktion-Zusammenhang in ein Modell und zielt darauf ab, Konstrukteure bei Analyse- und Syntheseaktivitäten zu unterstützen (Grauberger, Wessels, Gladysz, Bursac, Matthiesen & Albers, 2019). Die Basisdefinition des Ansatzes wurde von Albers und Matthiesen (Matthiesen, 2002) entwickelt und später unter anderem um den Connector erweitert. Seine Grundelemente sind wie folgt definiert:

- **Wirkflächenpaare:** „*Wirkflächenpaare (WFP) werden gebildet aus zwei Wirkflächen, die in Wirkkontakt (WK) stehen, d.h. in denen Energie, Stoff und/oder Informationen zu einem bestimmten Betrachtungszeitpunkt übertragen werden. Wirkflächen sind feste Oberflächen von Körpern oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern, die dauernd oder zeitweise im Wirkkontakt zu einer weiteren Wirkfläche stehen.*“ (Albers & Wintergerst, 2014; Albers, Gladysz, Kniel, Aschoff & Meyer, 2016)
- **Leitstützstrukturen:** „*Leitstützstrukturen (LSS) sind gestaltungsrelevante Volumina von Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felddurchsetzten Räumen, die genau zwei Wirkflächenpaare verbinden und eine Leitung von Stoff, Energie oder Information zwischen den Wirkflächenpaaren eines Körpers, einer Flüssigkeit, eines Gases oder eines Feldes ermöglichen. Eine Leitstützstruktur kann sich abhängig vom Detaillierungsgrad der Modellbildung über Systeme oder Subsysteme hinweg erstrecken. Leitstützstrukturen existieren gemeinsam mit den zugehörigen Wirkflächenpaaren ausschließlich im Zeitraum der Funktionserfüllung.*“ (Albers & Wintergerst, 2014; Albers, Gladysz, Kniel, Aschoff & Meyer, 2016) Die Tragstruktur ist dabei die Menge aller möglichen Leitstützstrukturen. Volumina von Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felderfüllte Räume, die nie Tragstruktur werden, sind als Reststrukturen definiert.
- **Connectoren:** „*Connectoren (C) integrieren die wirkungsrelevanten Eigenschaften, die außerhalb des Betrachtungsbereichs liegen, in die Systembetrachtung. Connectoren sind eine für die Beschreibung der betrachteten Funktion relevante Abstraktion der Systemumgebung. Sie haben eine repräsentative Wirkfläche und ein damit verknüpftes Modell der relevanten Systemumgebung. Sie liegen nicht im betrachteten System und somit nicht im Gestaltungsraum*“ (Albers & Wintergerst, 2014; Albers, Gladysz, Kniel, Aschoff & Meyer, 2016)

Des Weiteren wird die *Wirkstruktur* als „die Menge aller Wirkflächen und Leitstützstrukturen eines technischen Systems, eines technischen Teilsystems oder eines Bauteils“ definiert. (Matthiesen, 2002) Das *Wirknetz* bezeichnet die für einen bestimmten Zustand aktiv an der Funktionserfüllung beteiligten physischen Strukturen. (Albers & Wintergerst, 2014; Albers, Gladysz, Kniel, Aschoff & Meyer, 2016) Abbildung 2.16 zeigt die Anwendung des Ansatzes am Beispiel eines Rillenkugellagers. Die Hauptfunktion wird auf einer zweiten Ebene mit erhöhter Detailtiefe in die Teilfunktionen 1.1 bis 1.3 aufgeteilt. Diese werden entsprechend der fünften Hypothese von Albers durch je zwei Wirkflächenpaare und eine Leitstützstruktur realisiert. Weitere Beispiele aus den 20 Jahren der Anwendung des Ansatzes befinden sich beispielsweise in der Publikation von Grauberger et. al (Grauberger, Wessels, Gladysz, Bursac, Matthiesen & Albers, 2019).

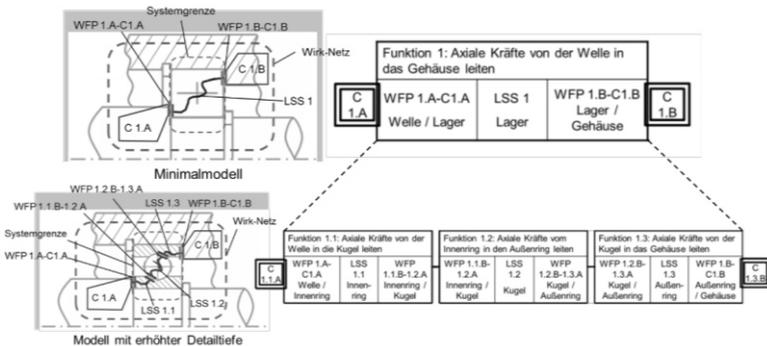


Abbildung 2.16: C&C²-Ansatz am Beispiel eines Rillenkugellagers (Albers, Gladysz, Kniel, Aschoff & Meyer, 2016)

Im Rahmen dieser Arbeit wird der C&C²-Ansatz zum einen dazu eingesetzt, um die Wärmeübertragung im Prüfkopf eines Systemtribometers zu analysieren, siehe Kapitel 5.1. Zum anderen wird damit die Kraftübertragung im Reibkontakt visualisiert, siehe Kapitel 6.4.

2.5 Weitere Grundlagen

In diesem Kapitel wird auf weitere Grundlagen verwiesen, an welchen sich der Forschungsansatz und die Methoden dieser Arbeit orientieren.

2.5.1 Design Research Methodology

Blessing und Chakrabarti (2009) beschreiben Design als den Prozess, durch den ein Bedürfnis erkannt und hierzu eine Lösung, ein Produkt, welches das Bedürfnis erfüllt, entwickelt wird. Das übergeordnete Ziel der Designforschung ist es, Design effektiver und effizienter zu gestalten, um es in der Praxis zu ermöglichen, erfolgreichere Produkte zu entwickeln. Die Design Research Methodology und ihre Methoden sollen einen strengeren Forschungsansatz unterstützen, indem sie die Planung und Implementierung der Designforschung unterstützen. Die Design Research Methodology besteht aus vier Phasen: der Klärung des Forschungsgegenstands, der Deskriptiven Studie I, der Präskriptiven Studie und der Deskriptiven Studie II. Bei der Durchführung der Phasen der Design Research Methodology unterscheiden Blessing und Chakrabarti zwischen literaturbasierten, umfassenden und initialen Studien. Literaturbasierte Studien stützen sich ausschließlich auf die Literaturrecherche. Umfassende Studien beinhalten neben einer Literaturrecherche zudem Ergebnisse, welche im Rahmen von empirischen Studien erzeugt werden. In diesen Studien wird Design Support entwickelt oder evaluiert. Eine initiale Studie schließt ein Projekt ab und umfasst die ersten Schritte, um die Konsequenzen der Ergebnisse aufzuzeigen und die Ergebnisse für die Verwendung durch andere vorzubereiten. Mit dem Begriff Design Support werden mögliche Mittel, Hilfsmittel und Maßnahmen zur Verbesserung des Designs bezeichnet. Dazu gehören unter anderem Strategien, Methoden, Verfahren, Techniken, Softwaretools, Richtlinien und Informationsquellen, welche verschiedenste Aspekte des Designs behandeln. Der Design Support kann beispielsweise Checklisten zur Bedarfsermittlung, Software zur Berechnung von Spannungen, Zeichenhilfen, Richtlinien für die Planung, Werkzeuge für die Bewertung des Produktlebenszyklus, Projektmanagementwerkzeuge, Verfahren zur Einführung von Methoden, Pläne für neue Organisationsstrukturen, Normen und Vorschriften beinhalten. (Blessing & Chakrabarti, 2009)

Im Rahmen dieser Arbeit findet die Design Reserach Methodology Anwendung in der Erläuterung der Forschungsstruktur, siehe Kapitel 4.1, sowie in der Entwicklung der Methode zur Synthese von Beanspruchungskollektiven, siehe Kapitel 6.4.

2.5.2 Einfache balancierte Varianzanalyse

In der statistischen Versuchsplanung (Kleppmann, 2013) werden Varianzanalysen eingesetzt, um die Signifikanz von Faktoren zu beurteilen. Bei einer einfachen Varianzanalyse wird nur ein Faktor betrachtet. Ist die Anzahl der Einzelversuche auf jeder Stufe des Faktors gleich, so spricht man von einer einfachen balancierten Varianzanalyse.

Unter der Voraussetzung von normalverteilten Einzelwerten innerhalb jeder Stufe, wird bei der einfachen balancierten Varianzanalyse anhand der Prüfgröße $F_{Prüf}$ die Varianz der Stufenmittelwerte $n \cdot s_{\bar{y}}^2$ mit dem Mittelwert der Varianzen innerhalb der Stufen s^2 verglichen.

$$F_{Prüf} = \frac{n \cdot s_{\bar{y}}^2}{s^2} \quad (9)$$

Durch den Vergleich dieser Prüfgröße $F_{Prüf}$ mit Tabellenwerten, wird dann hinterfragt, zu welcher Wahrscheinlichkeit dieses Ergebnis zufallsbedingt zustande kommen kann. Bei einer Wahrscheinlichkeit von 0,1 % bis 1% wird einem signifikanten Unterschied gesprochen. Ab einer Wahrscheinlichkeit von <0,1% bezeichnet man diesen als hochsignifikant. (Kleppmann, 2013)

Im Rahmen dieser Arbeit werden einfache balancierte Varianzanalysen eingesetzt, um Unterschiede bezüglich des Erholungsverhaltens nachzuweisen, siehe Kapitel 6.4.

2.6 Fazit zum Stand der Forschung

Abschließend werden die wichtigsten Erkenntnisse aus diesem Kapitel zusammengefasst:

- Es liegen zahlreiche Studien mit Untersuchungen des Schädigungsverhaltens von Friktionspaarungen für Kfz-Bremsen vor. Diese Bremsen werden aufgrund ihrer Relevanz für die Sicherheit im Straßenverkehr und aufgrund ihres hohen Marktvolumens durch unter anderem die Regulation 90 deutlich stärker reguliert als Schaltbare Kupplungen. Industriekupplungen und –bremsen werden dagegen trotz ihrer wirtschaftlichen Relevanz vergleichsweise selten untersucht.

- Die Zuordnung der experimentellen Studien zu den Kategorien der tribologischen Prüftechnik (Czichos & Habig, 1992; Czichos & Habig, 2015), siehe Tabelle 2.2 zeigt, dass am häufigsten Bauteil- (Kategorie IV) und Probekörperversuche (Kategorie V) durchgeführt werden. Betriebsversuche (Kategorie I) und Prüfstandsversuche (Kategorie II) werden nicht durchgeführt. Mit Ausnahme von (Dörsch, 2004) und (Mitariu-Faller, 2009) wird jeweils nur mit einer Kategorie untersucht und die Übertragbarkeit innerhalb der Prüfkette wird selten hinterfragt. Trotz des Wissens um den Einfluss von beispielsweise der Baugröße werden häufig nur Probekörper an Stift-Scheibe-Tribometern untersucht. Das IPEK-X-in-the-Loop-Framework bietet hierzu alternative Lösungen an. Nach diesem kommt zudem auch Wechselwirkungen des Friktionssystems mit der Umwelt, dem Fahrer beziehungsweise dem Bediener sowie dem Manöver und den Testfällen eine besondere Bedeutung zu.
- Insbesondere liegen hinsichtlich des Manövers, welches ein wichtiger Bestandteil des IPEK-X-in-the-Loop-Framework ist, keine Untersuchungen mit kurzzeitig stark erhöhter Beanspruchung vor, obwohl dies relevant für die Praxis von Industriekupplungen und –bremsen ist. Stattdessen erfolgt die Schädigung – wie auch in der Regulation 90 – meist durch Erhöhung der Temperatur innerhalb von mehreren Bremszyklen.

Tabelle 2.2: Zuordnung der experimentellen Studien aus Kapitel 2.3 zu den Kategorien der tribologischen Prüftechnik nach Czichos (Czichos & Habig, 1992; Czichos & Habig, 2015)

Studie	Kategorie der tribologischen Prüfkette				
	I	II	III	IV	V
(Tanaka, Ueda & Noguchi, 1973)					×
(Rhee, 1974)					×
(Jacko, 1978)				×	
(Lührsen, 1987)				×	
(Severin & Gauger, 1996)				×	
(Kleinjan, 1996)				×	
(Dörsch, 2004)				×	×
(Aleksendrić & Duboka, 2007)			×		
(Kukutschová, Roubíček, Malachová, Pavlíčková, Holuša, Kubačková, Mička, MacCrimmon & Filip, 2009)				×	

(Diemer, 2006)			x		
(Musiol, 1994)				x	
(Wirth, Stone & Whitaker, 1992)					x
(Eriksson & Jacobson, 2000)				x	
(Poeste, 2005)					x
(Cristol-Bulthé, Desplanques & Degallaix, 2007)				x	
(Österle, Dörfel, Prietzel, Rooch, Cristol-Bulthé, Degallaix & Desplanques, 2009)					x
(Mitariu-Faller, 2009)				x	x
(Albers & Schepanski, 2013)				x	
(Albers, Ott & Schepanski, 2013)				x	
(Fernandes, Zanotto & Sinatora, 2015)					x
(Albers, Ott & Merkel, 2015)				x	
(Albers, Ott & Kniel, 2015)				x	
(Clausnizer, Fidlin, Figuli, Jehle, Wilhelm & Keller, 2018)					x
(Albers, Ott & Klotz, 2018)				x	
(Mahale, Bijwe & Sinha, 2019)				x	

- Die bisherigen Veröffentlichungen zum Erholungsverhalten zeigen eine weitere Forschungslücke auf: Das Erholungsverhalten unter einer Variation des Beanspruchungskollektivs wird nicht untersucht, obwohl dies Vorteile durch unter anderem eine schnellere Erholung verspricht. Es fehlen Erkenntnisse über den Einfluss der Beanspruchungsparameter und somit auch Erkenntnisse, um eine effektive Erholung in Abhängigkeit von der Schädigung und der Friktionspaarung abzuleiten.
- Es existieren zwar zahlreiche Modelle, mit denen das Schädigungs- und Erholungsverhalten erklärt werden kann. Unklar ist jedoch, welche der darin beschriebenen Mechanismen tatsächlich bei den jeweiligen Friktionspaarungen der Kupplungen und Bremsen auftreten und relevant sind.

3 Zielsetzung

In diesem Kapitel wird der Forschungsbedarf beschrieben. Die Ziele der Arbeit werden durch die Forschungshypothesen und –fragen fokussiert.

3.1 Forschungsbedarf

Der Stand der Forschung zeigt die Forschungslücke bezüglich des Erholungsverhaltens deutlich auf. Insbesondere mit dem Manöver *kurzzeitig stark erhöhte Beanspruchung* wird trotz seiner Relevanz für die Praxis nicht getestet. Oft werden zudem stark vereinfachte Prüfstände mit praxisfernen Abmaßen und Größenverhältnissen verwendet. Deren Eignung wird nicht hinreichend hinterfragt.

Explizit werden folgende Ziele und Bedarfe genannt:

- Zuverlässige Auslegung, Steigerung der Betriebssicherheit, Verkürzung der Entwicklungszeiten sowie die Erweiterung des Systemverständnisses durch ein Erklärungsmodell zum Thema Erholung (Glomm, 2015)
- Beschleunigung und Präzisierung der Material- und Kupplungsentwicklung durch Analyse der Veränderungen der Reibfläche nach Schädigung und Erholung (Gierling, 2015)
- Bessere Auswahl von Reibmaterialien, bessere Kommunikation zwischen Kunde und Lieferant und bessere Beschreibung der Performance von trockenen Industriereibbelägen durch standardisierte Versuchsmethoden (Kolling, 2015)
- Entwicklung eines Kupplungsmodells zur Abbildung des Vorgangs der Reibpaarungserholung (Geilker, 2015)

3.2 Forschungshypothese

Anhand des Forschungsbedarfs werden folgende Forschungshypothese abgeleitet:

Forschungshypothese: Potential durch neue Untersuchungen

Die Entwicklung neuer Methoden und dazugehöriger Validierungsumgebungen zur Erforschung des Schädigungs- und Erholungsverhaltens trockenlaufender Friktionspaarungen unter kurzzeitig stark erhöhter Beanspruchung bietet Potential zur Steigerung der Leistungsdichte und der Robustheit trockenlaufender, schaltbarer Kupplungen und Bremsen.

3.3 Forschungsfragen

Folgende Forschungsfragen wurden abgeleitet, um die Zielsetzung und die Beantwortung der Forschungshypothese zu konkretisieren:

Forschungsfrage 1: Anforderungen an die Validierungsumgebungen

Welche neuen Anforderungen stellen die geplanten Untersuchungen an die Validierungsumgebungen? Inwieweit werden diese bereits zu Beginn der Arbeit erfüllt?

Forschungsfrage 2: Weiterentwicklung des Systemtribometers

Wie kann auf Basis des Modells der Produktgenerationsentwicklung das Systemtribometer¹ weiterentwickelt werden, sodass sämtliche Anforderungen erfüllt werden?

Forschungsfrage 3: Definition von Schädigung und Erholung

Wie müssen Schädigung und Erholung unter Berücksichtigung verschiedener Anwendungen definiert werden?

Forschungsfrage 4: Identifizierung der Schädigungsgrenzen

Bei welchen thermomechanischen Beanspruchungen kommt es zur Schädigung der Friktionspaarungen? Bis zu welchen thermomechanischen Beanspruchungen in der Schädigungsstufe erholen sich diese in einer gegebenen Anzahl an Bremszyklen?

¹ Dieser und weitere Begriffe sind im Glossar ab Seite XXXV definiert.

Forschungsfrage 5: Erklärungsmodelle

Welche Mechanismen bestimmen das Schädigungs- und Erholungsverhalten? Durch welche Erklärungsmodelle kann dieses hinreichend genau beschrieben werden?

Forschungsfrage 6: Erholungsstufen und -kollektive

Bei welchen Beanspruchungskollektiven erholen sich die Friktionspaarungen besonders zuverlässig und innerhalb möglichst weniger Bremszyklen?

Forschungsfrage 7: Handlungsempfehlungen für die Entwicklung

Welche Handlungsempfehlungen lassen sich anhand der gewonnenen Erkenntnisse ableiten? Wie können diese bei der Auslegung trockenlaufender Friktionssysteme berücksichtigt werden?

4 Forschungsansatz

In diesem Kapitel wird der Forschungsansatz beschrieben. In diesem Zusammenhang werden die zur Beantwortung der Forschungshypothesen und –fragen ausgewählten und eingesetzten Methoden erläutert und in den Kontext der Arbeit gesetzt.

4.1 Forschungsstruktur

Die Forschungsstruktur orientiert sich am Framework der DRM – Design Research Methodology (Blessing & Chakrabarti, 2009) und wird durch Abbildung 4.1 veranschaulicht.

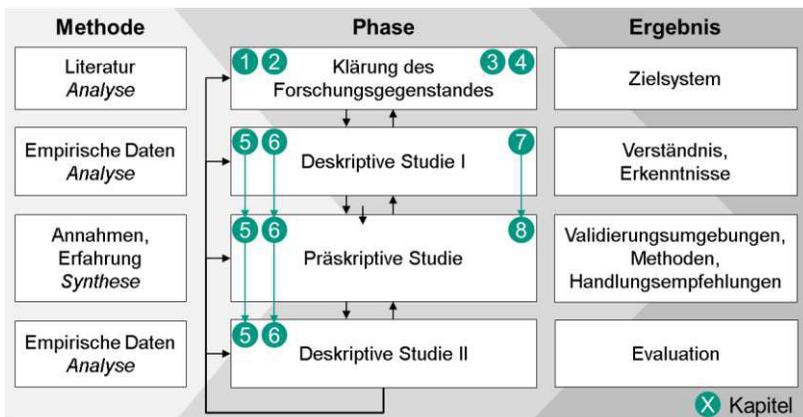


Abbildung 4.1: Darstellung der Forschungsstruktur mithilfe des DRM-Frameworks (Blessing & Chakrabarti, 2009), in Anlehnung an (Bursac, 2016)

Bezogen auf die Kapitel der vorliegenden Arbeit sind zudem die Verbindungen zwischen diesen Phasen, die darin grundlegend verwendeten Methoden und die wichtigsten Ergebnisse eingezeichnet. Die Pfeile zwischen den Stufen veranschaulichen

den Prozessablauf und dessen Iterationen. Zu den Phasen der DRM zählen die Klärung des Forschungsgegenstands, die Deskriptive Studie I, die Präskriptive Studie und der Deskriptive Studie II. Bezüglich der ersten Phase, der Klärung des Forschungsgegenstands, wird die Forschungslücke literaturbasiert in der Einleitung und dem Stand der Forschung hergeleitet. Darauf aufbauend werden in der Zielsetzung die Ziele der Arbeit durch die Forschungshypothese und -fragen fokussiert und es wird das Vorgehen anhand des Forschungsansatzes festgelegt. Die angestrebten Ergebnisse sind das Schaffen von Verständnis und Erkenntnissen sowie die Entwicklung der Validierungsumgebungen, der Methoden und der Handlungsempfehlungen. Die Weiterentwicklung der Validierungsumgebungen und -konfigurationen erfolgt umfassend anhand von Voruntersuchungen und Simulationen (Deskriptive Studie I), der eigentlichen konstruktiven Anpassung (Präskriptive Studie) sowie anhand vergleichender experimenteller Untersuchungen (Deskriptive Studie II). Die Entwicklung der Methoden zur Untersuchung der Friktionspaarungen erfolgt ebenso umfassend. Neben dem Vergleich zu den Methoden aus dem Stand der Forschung erfolgen hierbei mehrere Iterationen an Synthese und experimenteller Untersuchungen. Basierend auf der Analyse der experimentellen Untersuchungen erfolgt initial die Synthese der Handlungsempfehlungen. Die Evaluation der Ergebnisse erfolgt in Zusammenarbeit mit dem projektbegleitenden Ausschuss „Schaltbare Kupplungen und Bremsen“ der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., welcher aus Ingenieuren, Chemikern und Materialwissenschaftlern zusammengesetzt ist. Diese sind bei Erstausrüstern und Zulieferer der Automobilindustrie sowie kleinen und mittleren Unternehmen der Antriebstechnik tätig und zählen zu den Entwicklern von trockenlaufenden Friktionspaarungen und -systemen, für welche der Design Support entwickelt wird. In moderierten, protokollierten Sitzungen werden die Ergebnisse dem Expertenkreis über einen Zeitraum von drei Jahren mindestens vier Mal pro Jahr präsentiert und mit diesem diskutiert. Das Wissen und die langjährige Berufserfahrung der Experten bzw. Expertinnen tragen maßgeblich zur Evaluation der Ergebnisse bei.

4.2 Eingesetzte Methoden

Zur Entwicklung der Bestandteile des Design Supports werden verschiedene Methoden eingesetzt, welche im Folgenden erläutert werden. Bei der Entwicklung der Validierungsumgebungen wird zum einen das Systemtribometer TRP – Trockenreibprüfstand weiterentwickelt, um die Untersuchungen bei kurzzeitig stark gehöhter Beanspruchung und deutlich erhöhten Temperaturen zu ermöglichen. Erstmals wird eine solche Weiterentwicklung einer Validierungsumgebung mit dem Modell der Produktgenerationsentwicklung (Albers, Bursac & Rapp, 2017) beschrieben. Zum anderen werden eine weitere Validierungsumgebung und deren -konfigurationen

zur Untersuchung einer Haltebremse und einer schaltbaren Kupplung entwickelt, um hiermit den Vergleich zwischen den Ergebnissen der Versuche der Wirkflächenpaar- und der Teilsystemebene zu ziehen und somit die Übertragbarkeit zwischen diesen Ebenen zu beurteilen. Diese Ebenen entsprechen den Kategorien III Aggregatversuch und IV Bauteilversuch der tribologischen Prüftechnik (Czichos & Habig, 1992; Czichos & Habig, 2015). Zur Unterstützung bei der Entwicklung beziehungsweise der Weiterentwicklung werden das Modell der PGE nach Albers, die Problemlösung nach SPALTEN und der C&C²-Ansatz eingesetzt. Zur hochauflösenden Messung der örtlichen Verteilung der Wärme in der Gegenreibrscheibe der Haltebremse wird zudem die faseroptische Messtechnik (Albers, Ott, Kniel & Basiewicz, 2018) eingesetzt, um die Verteilung der Wärme und somit indirekt das Tragbild detailliert zu untersuchen, die Erklärungsmodelle zu hinterfragen und Verbesserungspotenzial hinsichtlich der Steigerung der Beanspruchbarkeit aufzuzeigen. Die Entwicklung der Methoden baut auf der Methode zur Entwicklung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze trockenlaufender Reibpaarungen (Schepanski, Albers, Ott & Basiewicz, 2016) sowie der statistischen Versuchsplanung nach Kleppmann (Kleppmann, 2013) auf.

5 Entwickelte Validierungsumgebungen

Dieses Kapitel beschreibt die entwickelten Validierungsumgebungen, mit welchen das Schädigungs- und Erholungsverhalten der Friktionspaarungen und -systeme untersucht wird. Zu diesen zählt ein Systemtribometer, eine weitere Validierungsumgebung zur Untersuchung einer Haltebremse und einer schaltbaren Kupplung sowie weitere Messgeräte und Ressourcen, welche in Kombination mit den Methoden aus Kapitel 6 und den entsprechenden Parametrisierungen die sogenannten Validierungskonfigurationen¹ (Albers, Mandel, Yan & Behrendt, 2018) zur Untersuchung der Friktionspaarungen und -systeme bilden.

5.1 Weiterentwicklung des Systemtribometers

Neben der Planung spielt die Vorbereitung eine entscheidende Rolle bei der erfolgreichen Durchführung der Versuche. Sie gewährleistet einen reibungslosen und fehlerfreien Ablauf und beinhaltet unter anderem die „Überprüfung der Messgeräte“ (Kleppmann, 2013) Vor der Überprüfung müssen die Anforderungen, welche an die Validierungsumgebung gestellt werden, zunächst bekannt sein. Diese Anforderungen sind die erarbeitete deduktive Schlussfolgerung der im Forschungsantrag (Albers, 2016) beschriebenen Validierungsziele. Der Forschungsantrag wird als initiales Zielsystem aufgefasst, welches im Laufe der Zeit an den wachsenden Stand der Forschung, den Forschungsbedarf und neue Forschungshypothesen und -fragen sowie an die Wünsche und Empfehlungen des Expertenkreises angepasst wird. Der Forschungsantrag beschreibt erste Arbeitshypothesen und schlägt einen Lösungsweg vor. In diesem wird für die Durchführung der Versuche das Systemtribometer TRP festgelegt. In der Vergangenheit wird dieses Systemtribometer immer wieder an unterschiedliche Validierungsziele und zu untersuchende Systeme verschiedener Forschungsarbeiten angepasst. Neben den in Kapitel 2.3.1 genannten Untersuchungen wird es zudem zur Messung von Reibungszahlen im Kontext von Kupplungsrupfen (Krüger, 2003), zur Untersuchung von Reibschwingungen im Trockenlauf (Albers, Ott & Karrar, 2006) sowie zur Analyse der Einflüsse werkstofftechnischer Parameter (Albers, Ott & Späth, 2010) als auch zur Untersuchung des

¹ Dieser und weitere Begriffe sind im Glossar ab Seite XXXV definiert.

Einflusses der Leitstützstruktur organischer Friktionswerkstoffe (Albers, Ott & Schepanski, 2013) eingesetzt. Die Übertragbarkeit tribologischer Prüfergebnisse von Teilbelag auf Bauteiluntersuchungen (Albers, Ott & Merkel, 2015), der Einfluss der Reibbelagsgeometrie auf das tribologische Verhalten (Albers, Ott & Kniel, 2015) und die Temperaturverteilungsmessung (Kniel, 2017) werden ebenso daran untersucht, um weitere Beispiele zu nennen. Somit existieren mehrere Ausbaustufen des TRP. Abbildung 5.1 stellt drei ausgewählte Ausbaustufen² dar. Der Vergleich dieser Ausbaustufen zeigt folgende Parallelen zum Modell der Produktgenerationsentwicklung auf: Ähnlich wie in Kapitel 2.4.2 anhand der Generationen des Zweimassenschwungrades gezeigt, wird auch das Systemtribometer TRP im Laufe der Zeit weiterentwickelt und dabei werden Teilsysteme, wie zum Beispiel der Schlitten und die elektrischen Maschinen, übernommen (ÜV). Auch wenn dieses Systemtribometer gemäß dem iPeM nicht in den Produktgenerationen sondern vielmehr im Validierungssystem verortet ist, wird das Modell der PGE in dieser Arbeit im Sinne eines akademischen Beispiels am Systemtribometer TRP angewandt, um zu hinterfragen, inwieweit das Modell der PGE bei der Analyse und der Weiterentwicklung des TRP unterstützen kann. Die Ausbaustufen werden daher als die Generationen G_1^{TRP} , G_2^{TRP} und G_3^{TRP} bezeichnet und verglichen, siehe Abbildung 5.1. Die wesentlichen Unterschiede zwischen diesen liegen darin, dass G_1^{TRP} am Abtrieb eine starre ortsfeste Platte verwendet, während G_2^{TRP} am Abtrieb über eine weitere elektrische Maschine sowie die Torsionswelle verfügt. G_3^{TRP} weist zudem das Schwungmassenmodul auf.

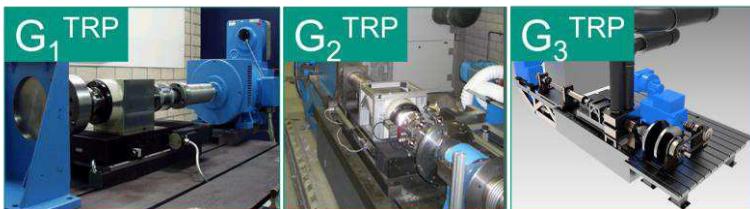


Abbildung 5.1: Vorangegangene Generationen des Systemtribometers TRP

² Die gezeigte Auswahl dient zur Veranschaulichung und schließt nicht aus, dass noch mehr Zwischenstufen sowie verschiedene Prüfköpfe zur Untersuchung von Friktionspaarungen und schaltbaren Kupplungen existieren.

Zudem wird die Funktionsweise von G_3^{TRP} beschrieben. Abbildung 5.2 zeigt, wie trockenlaufende Friktionspaarungen in dieser³ untersucht werden. Das Systemtribometer TRP bildet die im Friktionskontakt wirkende thermomechanische Beanspruchung der Anwendung sowie die Wechselwirkungen mit dem Restsystem ab. Es ermöglicht, die relevanten Eigenschaften wie unter anderem die Verhältnisse und die Kinematik des tribologischen Systems der Referenzanwendung abzubilden. So können beispielsweise die spezifische Reibarbeit und -leistung, der Innen- und Außendurchmesser, die Gleitgeschwindigkeit, die nominelle Flächenpressung, die Temperatur und die erste Eigenfrequenz daran angepasst werden. Gemäß dem IPEK-X-in-the-Loop Ansatz wird das System gemischt physisch und virtuell abgebildet. Die trockenlaufende Friktionspaarung ist über Wechselwirkungen mit der Umwelt und dem Fahrer beziehungsweise dem Bediener verbunden. Der Prüfkopf und die trockenlaufende Friktionspaarung liegen physisch vor. Der Antrieb, die Betätigung und der Abtrieb, welche aus der Anwendung stammen, liegen rein virtuell vor. Die Schnittstellen zwischen den physischen und den virtuellen Teilsystemen bilden die Koppelsysteme, zu denen zum Beispiel der Axialkraftsteller zählt, welcher über das Regeln von Kraft und Weg die Betätigung durch den/die Fahrer/in oder auch den/die Bediener/in abbildet.

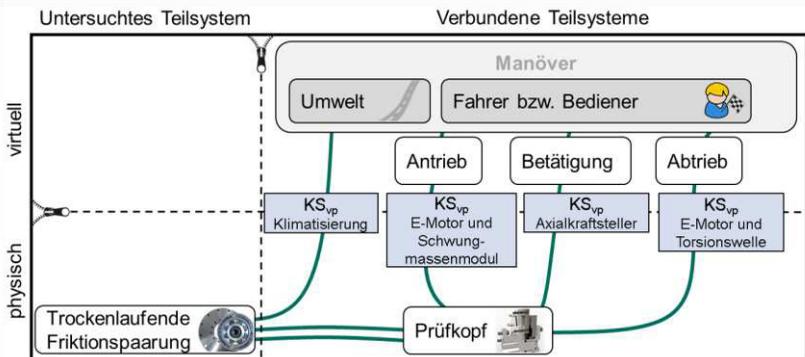


Abbildung 5.2: Modell der physisch-virtuell gekoppelten Architektur zur Untersuchung trockenlaufender Friktionspaarungen

³ und später ebenso in G_4^{TRP}

Nach einem Vergleich mit Untersuchungen aus vorgegangenen Forschungsarbeiten (Albers, Ott & Schepanski, 2013; Albers, Ott & Merkel, 2015; Klotz, Ott & Albers, 2018; Kniel, 2016) werden folgende neue Anforderungen identifiziert, welche das Zielsystem dieser Arbeit an das Systemtribometer TRP stellt:

- Die trockenlaufenden Friktionspaarungen sollen durch eine kurzzeitige und entsprechend weite Erhöhung des Energieeintrags, der Flächenpressung als auch der Gleitgeschwindigkeit innerhalb weniger Bremszyklen geschädigt werden, um hiermit die temporäre Schädigungsgrenze zu ermitteln. Hierfür müssen zum einen hohe Beanspruchungen angefahren werden. Zum anderen ist innerhalb der Versuchsläufe eine häufige Variation der Beanspruchung notwendig.
- Die Friktionspaarungen mit den sintermetallischen Reibbelägen sollen bei Starttemperaturen von 350°C untersucht werden.
- Es sollen Unterschiede der Reibeigenschaften erkannt und nachgewiesen werden. Eine geringe Streuung der Versuchsergebnisse ist hierfür vorteilhaft. (Kleppmann, 2013)
- Es soll der Vergleich zwischen den Ergebnissen der Versuche der Wirkflächenpaar- und der Teilsystemebene gezogen werden, um hiermit die Übertragbarkeit zu beurteilen. Hierzu sollen eine schaltbare Kupplung und eine Haltebremse untersucht werden, wofür eine weitere Validierungsumgebung entwickelt werden muss, welche die Untersuchung auf Teilsystemebene ermöglicht. In diesem Rahmen sollen die Wärmebildkamera und die faseroptische Messtechnik eingesetzt werden.

Anhand der Analyse bereits durchgeführter Arbeiten (Klotz, Ott & Albers, 2018) sowie Voruntersuchungen mit häufiger Variation und erhöhten Starttemperaturen wird überprüft, inwieweit das bestehende Systemtribometer, G_3^{TRP} , diese Anforderungen erfüllt. Dabei werden folgende Abweichungen erkannt:

- Die Automatisierung und die Datenaufzeichnung genügen hinsichtlich ihrer Zuverlässigkeit nicht den Anforderungen. Beispielsweise werden hin und wieder Bremszyklen nicht aufgezeichnet.
- Die Vorkonditionierung auf eine Starttemperatur von 350°C ist nur durch vergleichsweise hohe Energieeinträge oder Dauerschleif möglich. Untersuchungen mit vergleichsweise geringen spezifischen Reibarbeiten sind bei diesen Temperaturen somit nicht möglich. Die Temperatur der Messnaben steigt dabei

auf über 100°C. Dies beeinflusst deren Messgenauigkeit und Lebensdauer. Der Offset der Messnabe der Axialkraft schwankt zudem um circa 100 N und muss häufig nachgestellt werden.

Hinzu kommt eine Anpassung des Systemtribometers an ein neues, kürzeres Prüfbett in einer kleineren Prüfkammer. Hierdurch ist es notwendig, das Systemtribometer konstruktiv anzupassen, erneut in Betrieb zu nehmen und die Ergebnisse vor und nach diesem Umbau zu vergleichen.

Die zuvor genannten Aspekte konkretisieren das Zielsystem und bedingen im Abgleich mit dem Objektsystem G_3^{TRP} die Entwicklung einer neuen Generation G_4^{TRP} . Die Entwicklung dieser neuen Generation G_4^{TRP} wird im Folgenden mithilfe des Modells der Produktgenerationsentwicklung beschrieben und unterstützt. Im Referenzsystem befinden sich dabei neben der dritten Generation G_3^{TRP} das Linux-Echtzeitsystem SUSI – Steuerungs- und Regelungskonzept des IPEK sowie die Richtlinie RAMI, siehe Abbildung 5.3.



Abbildung 5.3: Entwicklung der vierten Generation

Diese ermöglichen die Erfüllung der Anforderungen hinsichtlich der Automatisierung und tragen zur verbesserten, standardisierten Messdatenauswertung bei. SUSI beinhaltet die Einbindung und das Zusammenspiel der verschiedenen Hardwareplattformen wie beispielsweise der Computer, des Echtzeitsystems und der Umrichter. Seit 2017 legt *RAMI – Richtig arbeiten mit Matlab am IPEK* unter anderem Prüfstands- und institutsinterne Standards für die Datenverarbeitung und Ablage fest. Diese werden von G_4^{TRP} eingehalten.

Der Wärmehaushalt des Prüfkopfs wird mithilfe von SPALTEN und dem C&C²-Ansatz analysiert und angepasst. Die Situationsanalyse zeigt, dass trotz der Wärmeisolation und einer Heizschnur im Träger der Gegenreißscheibe in G_3^{TRP} die Gegenreißscheibe nicht heiß genug wird und die Messnaben gleichzeitig im Betrieb bei erhöhten Starttemperaturen zu heiß werden. Mit der Heizschnur alleine werden circa 70°C erreicht. Zusammen mit der klimatisierten Prüfkammer werden bis zu

150°C erreicht – nicht jedoch die verlangten 350°C. Um die Ursache hierfür aufzuzeigen, wird zunächst der Aufbau des Prüfkopfs anhand dessen Prinzipskizze erläutert, siehe Abbildung 5.4. Der Prüfkopf ist in der Lage Achsversätze auszugleichen. Dies gelingt durch das Prinzip „*Trennung der Funktion*“. Das Drehmoment überträgt er durch eine biegeeweiche Balgkupplung. Die Übertragung der Axialkraft erfolgt ebenso biegeweich mithilfe von zwei Kugelgelenken. Die Messnaben können wahlweise an beiden Seiten des Prüfkopfs platziert werden.

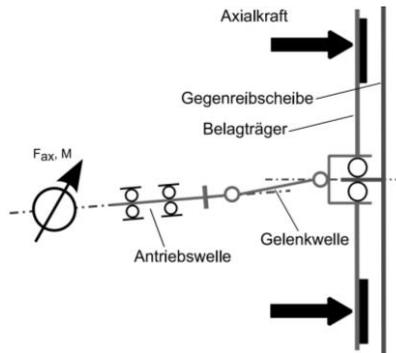


Abbildung 5.4: Prinzipskizze des Prüfkopfs der Vorgängergeneration (Merkel, 2015)

In G_3^{TRP} befinden sich die Messnaben an der linken Isolatorscheibe, siehe Abbildung 5.5. Die Schrauben berühren dabei sowohl eine der Messnaben als auch die Trägerscheibe, auf welche die heiße Gegenreibring geschraubt ist, und leiten so die Wärme in die Messnaben. Das Ergebnis der Problemeingrenzung ist, dass das Problem einer Wärmebrücke, einer Schwachstelle in der Wärmeisolation, geschuldet ist: Schrauben, parallel geschaltet zur Isolatorscheibe, leiten die Wärme von der Friktionspaarung zu den Messnaben. Abbildung 5.6 veranschaulicht dies mithilfe des C&C²-Ansatzes.

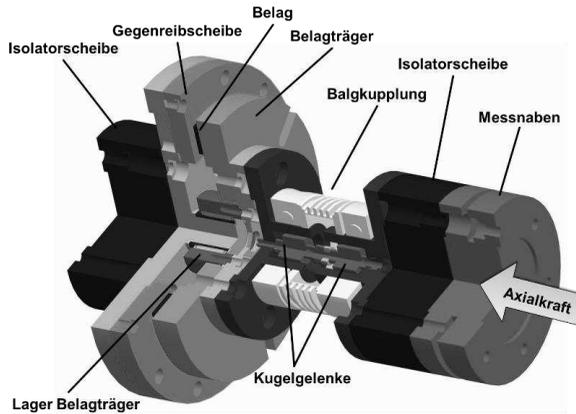


Abbildung 5.5: Dreidimensionales Modell des Prüfkopfs der Vorgängergeneration (Albers, Ott & Merkel, 2015)

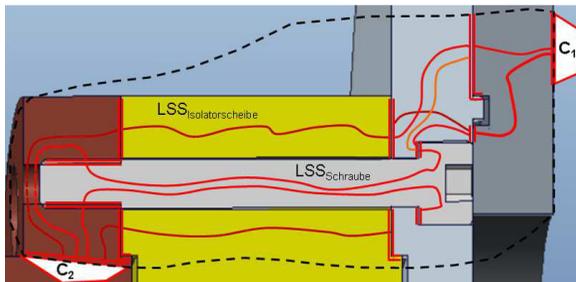


Abbildung 5.6: Identifikation der Wärmebrücke mithilfe des C&C²-Ansatzes: Neben der Isolatorscheibe sind auch die Schrauben an der Wärmeleitung vom Reibkontakt (C₁) hin zu der Messnabe (C₂) beteiligt

Es müssen daher alternative Lösungen gefunden werden. Identifiziert werden folgende prinzipielle Lösung, auf welchen diese beruhen:

- Erhöhung der Wärmeleitwiderstände,
- Verringerung der Konvektion,
- Verringerung der Wärmekapazität der heißen Bauteile,
- Zusätzliches Aufheizen durch einen Wärmeeintrag von außen,
- Kühlung der Messnaben,
- Überwachung der Temperatur der Messnaben und
- Erhöhung der Wärmebeständigkeit der Messnaben

Bei der Lösungsauswahl werden diese prinzipiellen Lösungen bewertet. Es soll die Wärmebrücke entfernt werden und in Abhängigkeit von Simulationsergebnissen sollen weitere konstruktive Änderungen vorgenommen werden, um die Wärmeleitwiderstände zu erhöhen. Die Verringerung der Konvektion mittels einer Glocke soll ebenso erprobt werden. Die Wärmeisolation soll näher an der Gegenreibe liegen, um die Wärmekapazität der zu erheizenden Bauteile zu reduzieren. Auf die Verringerung der Wärmekapazität der Gegenreibe durch deren Anpassung soll, wenn möglich, verzichtet werden, um nicht sämtliche Gegenreibe nachbearbeiten zu müssen. Heizwendel sollen bei Bedarf nachgerüstet werden. Die Messnaben sollen mittels eines Lüfters mit Raumluft gekühlt werden und deren Temperatur soll mittels eines Thermoelements überwacht werden. Die Messnabe der Axialkraft soll beim Hersteller auf Puls-Code-Modulation und einen erweiterten Temperaturbereich bis 150°C umgerüstet werden, um die Schwankung des Offsets zu reduzieren und deren Wärmebeständigkeit zu erhöhen. Abbildung 5.7 zeigt die ausgewählte Lösung, den Prüfkopf von G_4^{TRP} .

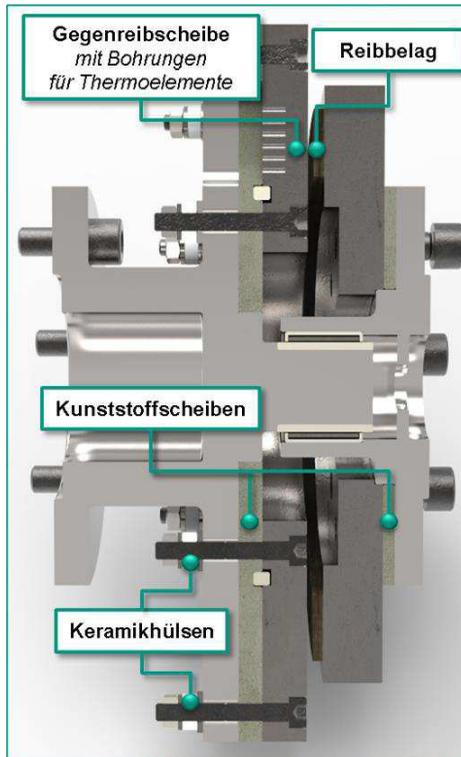


Abbildung 5.7: Prüfkopf für Hochtemperaturuntersuchungen von G_4^{TRP}

Die Wärmeisolation erfolgt bei dieser durch zwei Kunststoffscheiben aus dem Hochleistungswerkstoff Kelutherm 600 M (Kelux GmbH, 2019), welcher neben einer geringen Wärmeleitfähigkeit von $0,26 \text{ W/mK}$ eine ausreichend hohe Anwendungstemperatur von 600°C aufweist. Die Scheiben befinden sich direkt hinter der Gegenreibeisbeibe und der Trägerscheibe des Reibbelags, um die weiteren Bauteile des Prüfkopfs nicht zu erhitzen. Die Schrauben auf den beiden Lochkreisen der Gegenreibeisbeibe sind zudem über Keramikhülsen isoliert, um die Bildung der Wärmebrücke zu verhindern. Abbildung 5.8 veranschaulicht dies mittels der Darstellungsweise des C&C²-Ansatzes (Grauberger, Wessels, Gladysz, Bursac, Matthiesen & Albers, 2019).

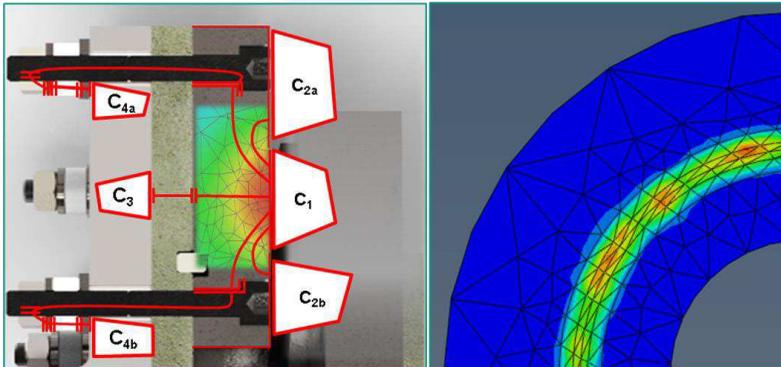


Abbildung 5.8: Analyse der Wärmeübertragung mittels des C&C²-Ansatzes sowie beispielhafte Simulationsergebnisse von Wichmann (Wichmann, 2018)⁴

Die Reibarbeit- und -leistung wird darin in Form von Wärme über den Connector C₁ in die Gegenreibe eingeleitet. Die heißen Bauteile, allen voran die Gegenreibe, geben diese Wärme über die Konduktion und die Wärmestrahlung an die Umgebung ab. Diese Wechselwirkung mit der Umgebung wird durch die Connectoren C_{2a} und C_{2b} abgebildet. Die ungewünschte Konduktion hin zu dem Träger der Gegenreibe und letztendlich den Messnaben wird durch die Connectoren C₃, C_{4a} und C_{4b} veranschaulicht. Diese Konduktion wird durch die sich in Reihe befindenden Kunststoffscheiben und Keramikhülsen, welche vergleichsweise hohe Wärmeleitwiderstände aufweisen, erschwert, sodass die Wärme vorwiegend über die Konvektion an die Umgebungsluft abgegeben wird.

Um die Tragweite der Gestaltvariation abzuschätzen, werden FEM-Simulationen durchgeführt. Sowohl eine thermische Analyse in der Software Creo 2.0 als auch die Modellierung des thermischen Verhaltens des Prüfkopfs durch Wichmann (Wichmann, 2018)⁵ mittels Abaqus bestätigten die Funktionsfähigkeit der Wärmeisolation. Der neue Prüfkopf wird gefertigt, montiert und in Betrieb genommen. Die

⁴ Co-Betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

⁵ Co-Betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

Analyse des Wärmehaushalts im Betrieb mittels Thermoelementen und eines Pyrometers bestätigt die Wirksamkeit der Änderungen. Starttemperaturen von 350°C können nun erreicht werden. Ein zusätzliches Aufheizen von außen ist nicht notwendig. Der Flansch bleibt mit einer Temperatur von circa 80°C vergleichsweise kühl. Bei Starttemperaturen von 80°C wird dieser circa 36°C warm. Die Verringerung der Konvektion mittels einer Glocke wird ebenso erprobt. Auf deren Einsatz wird im Folgendem jedoch verzichtet, da diese die Montage, das Filmen der Gasbildung und das Einsammeln von Verschleißpartikeln erschwert. Als ein Ergebnis des Nachbereitens und Lernens werden in mehreren darauffolgenden Validierungsumgebungen vergleichbare Wärmeisolationen eingesetzt.

Die Anordnung der Geräte der Klimatisierung wird ebenso mittels der Problemlösung nach SPALTEN überarbeitet, sodass diese in die kleinere Prüfkammer hineinpasst. Abbildung 5.9 zeigt die alternativen Lösungen. Umgesetzt wird die dritte Variante im rechten Teil der Abbildung, da hierbei unter anderem der Filterkasten platzsparend über dem Prüfbett aufgehängt werden kann und zudem dessen Wartung dadurch erleichtert wird, dass dieser mittels eines Seilzugs heruntergelassen werden kann. Zur Anpassung des Systemtribometers an das kürzere Prüfbett wird in Anlehnung an einen Vorschlag von Kniel und Blust⁶ an mehreren Stellen gekürzt, siehe Abbildung 5.10. Dies geschieht durch die Verwendung kürzerer Balgkupplungen, siehe (a) und (e), sowie durch das Kürzen von Wellen und einer Hülse, siehe (b), (c) und (d).

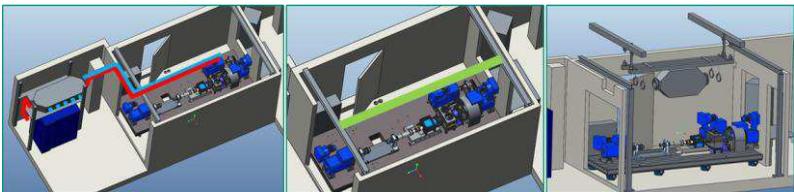


Abbildung 5.9: Alternative Lösungen der neuen Anordnung der Klimatisierung und des Filterkastens: Klimakammer und Filterkasten außerhalb der Prüfkammer (links) sowie Aufhängung des Filterkastens an einem Träger (mittig) beziehungsweise an einem Seilzug (rechts)

⁶ Aus unveröffentlichten, internen Dokumenten

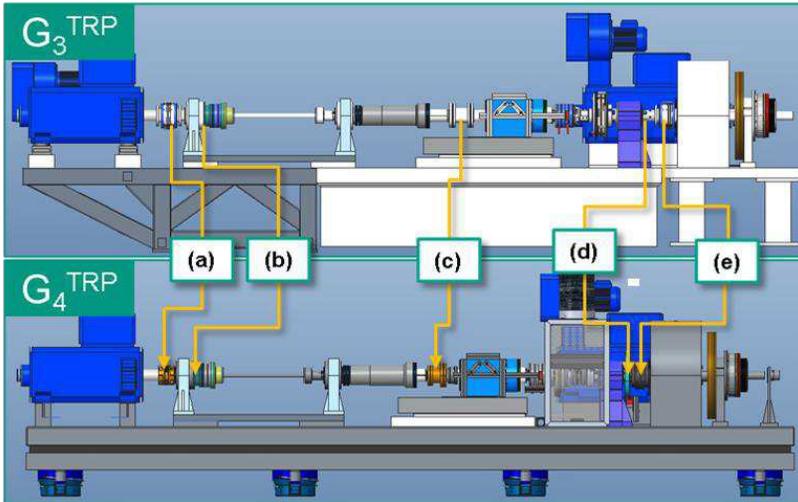


Abbildung 5.10: Übersicht zu den Änderungen zur Kürzung der Länge des Systemtribometers

Abbildung 5.11 zeigt die weiterentwickelte, vierte Generation des Systemtribometers TRP⁷. Hinsichtlich der Gestalt unterscheidet sich die vierte Generation im Wesentlichen durch den neuen Prüfkopf, den kürzeren Aufbau und das neue Prüfbett von der dritten Generation. Nicht dargestellt sind die neue Umrichter-, Mess- und Automatisierungstechnik. Diese trägt ebenso zur Lösung der Probleme und zur Erfüllung der neuen Anforderungen bei. Diese Erfüllung wird anhand von Einlauf- und Hochtemperaturuntersuchungen überprüft. Hiermit und mit den experimentellen Ergebnissen dieser Arbeit wird gezeigt, dass die neue Automatisierung die zuverlässige Durchführung und Aufzeichnung sämtlicher angeforderter Bremszyklen ermöglicht. Die Beanspruchung kann dabei kurzzeitig für einen einzigen Bremszyklus stark variiert werden. Starttemperaturen von 350°C können in den Experimenten angefahren werden. Die Messnaben werden dabei nicht heißer als 80°C.

⁷ Die Typenbezeichnungen der darin verbauten Sensoren und Aktoren befinden sich im Anhang auf Seite 179.

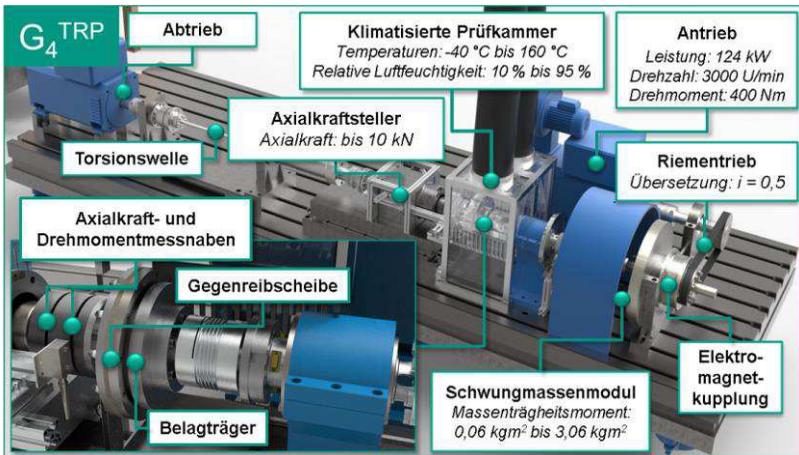


Abbildung 5.11: Die vierte Generation des Systemtribometers TRP

Die Streuung der Versuchsergebnisse wird zudem deutlich reduziert. Dies zeigt zum einen der Vergleich von Messergebnissen eines Exemplars einer Friktionspaarung mit einem organischen, massegepressten Reibbelag, welches sowohl mit G₃^{TRP} als auch mit G₄^{TRP} untersucht wird, siehe Abbildung 5.12. Beide Generationen erreichen zum Ende des Einlaufs ähnliche Mittelwerte der mittleren Reibungszahlen. Die Übertragbarkeit zwischen den Generationen ist auf Basis dieser Ergebnisse gegeben. Zum anderen zeigt dies der Vergleich der Standardabweichungen der mittleren Reibungszahlen aus Einläufen mehrerer Exemplare von drei verschiedenen Friktionspaarungen, siehe Tabelle 5.1. Die Zahlenwerte der Standardabweichungen der dritten Generation G₃^{TRP} liegen unter anderem in der zweiten Nachkommastelle, während diejenigen der vierten Generation G₄^{TRP} in der Dritten liegen.

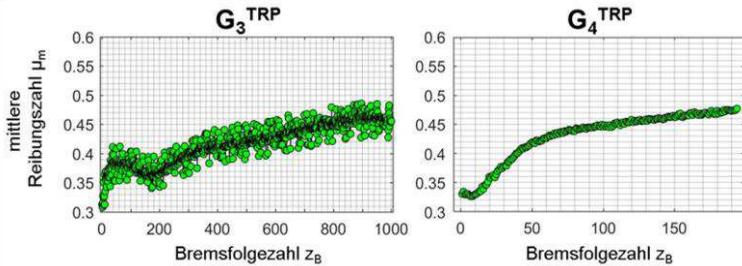


Abbildung 5.12: Vergleich der Produktgenerationen anhand der mittleren Reibungszahlen aus Einläufen mit demselben Exemplar einer Friktionspaarung bestehend aus einem organischen, massegepressten Reibbelag und einer Gegenreibrscheibe aus C45

Tabelle 5.1: Standardabweichungen der mittleren Reibungszahlen der jeweils letzten 50 Bremszyklen von Einläufen mehrerer Exemplare dreier verschiedenen Friktionspaarungen, Gegenreibpartner jeweils aus C45

Reibbelag	Exemplar	G_3^{TRP}	G_4^{TRP}
organisch, massegepresst	Nr. 1	0.0018	0.0047
	Nr. 2	0.0106	0.0039
	Nr. 3	0.0100	0.0032
organisch, gewickelt	Nr. 1	0.0056	0.0071
	Nr. 2	0.0047	0.0035
	Nr. 3	0.0048	0.0039
sintermetallisch	Nr. 1	0.0108	0.0052
	Nr. 2	0.0090	0.0064
	Nr. 3	0.0095	0.0045

5.2 Validierungsumgebung zur Untersuchung auf Teilsystemebene

Zur Beurteilung der Übertragbarkeit zwischen den Ergebnissen der Untersuchungen auf der Wirkflächenpaar- und der Teilsystemebene und zur Untersuchung der Haltebremse und der schaltbaren Kupplung selbst wird eine weitere Validierungsumgebung entwickelt. Im Sinne des Modells der PGE wird diese Entwicklung als eine Entwicklung einer Produktgeneration 1 (Albers, Ebertz, Rapp, Heimicke, Kürten, Zimmermann, Bause & Blattner, 2020) angesehen, da keine vorangegangene Generation einer solchen Validierungsumgebung zur Untersuchung von schaltbaren Kupplungen und Bremsen der beschriebenen Bauarten vorliegt. Im Folgenden werden die Ergebnisse vorgestellt.

Die beiden zu untersuchenden Friktionssysteme werden in einer Vielzahl von stationären und mobilen Antriebssystemen wie zum Beispiel Fahrstühlen, Förderbändern aber auch zum Beispiel im Schiffbau eingesetzt und stehen dem/der Anwender/in in vielen Varianten und Baugrößen zur Verfügung. Die Beanspruchung aus der Anwendung sowie die Wechselwirkungen mit dem Restsystem, welche von der Validierungsumgebung abgebildet werden sollen, können in der jeweiligen Anwendung sehr verschieden sein. Sie werden daher generisch abgebildet und es wird vorgesehen, diese bei Bedarf entsprechend variieren zu können. Durch die Koppelsysteme werden vereinfacht die Wechselwirkungen mit einem An- und einem Abtrieb, mit der Umwelt und mit der Betätigung durch den Bediener abgebildet, siehe Abbildung 5.13 und Abbildung 5.15. Zudem wird gezeigt, wie dies konstruktiv umgesetzt wird, siehe Abbildung 5.14 und Abbildung 5.16. Die Betätigung der Haltebremse erfolgt beispielsweise über die mitgelieferte Schutzbeschaltung des Herstellers, welche mit Netzspannung betrieben wird. Die schaltbare Kupplung wird pneumatisch mithilfe der Druckluftanlage der Prüfhalle und durch ein Proportionalventil betätigt. Die Auswahl der Baugröße erfolgt so, dass der Antrieb der Validierungsumgebung das Friktionssystem jederzeit zum Durchrutschen bringen kann. Über diesen Antrieb und ein entsprechendes virtuelles Modell wird zudem eine Massenträgheitssimulation implementiert, womit beispielsweise das reduzierte Massenträgheitsmoment eines Fahrstuhls oder eines Förderbandes abgebildet werden kann. Dieses muss bei einer Notfallbremsung zum Stehen gebracht werden. Bei der Massenträgheitssimulation wird anhand der Integration des Drehmoments über der Zeit die Sollgröße der Drehzahl berechnet. Das Massenträgheitsmoment der virtuellen Schwungmasse kann beliebig und stufenlos eingestellt werden. Gekühlt wird das Friktionssystem jeweils mittels der Raumluft und einem Gebläse.

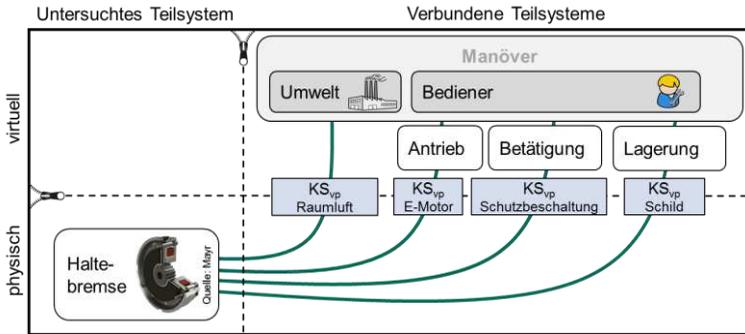


Abbildung 5.13: Modell der physisch-virtuell gekoppelten Architektur zur Untersuchung der Haltebremse

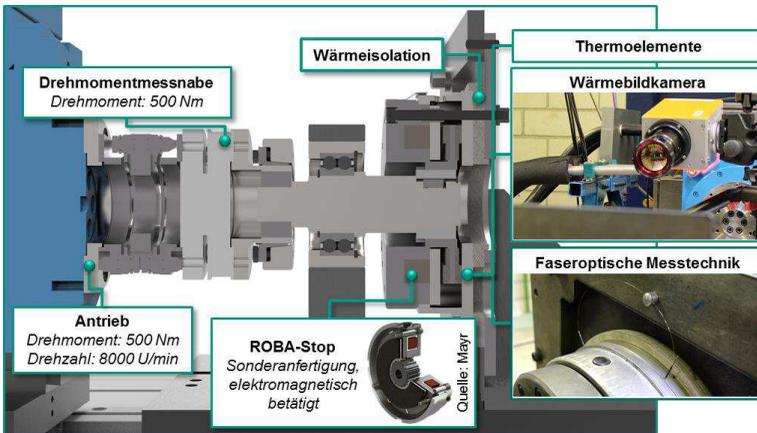


Abbildung 5.14: Validierungsumgebung PPP für die Untersuchung der Haltebremse

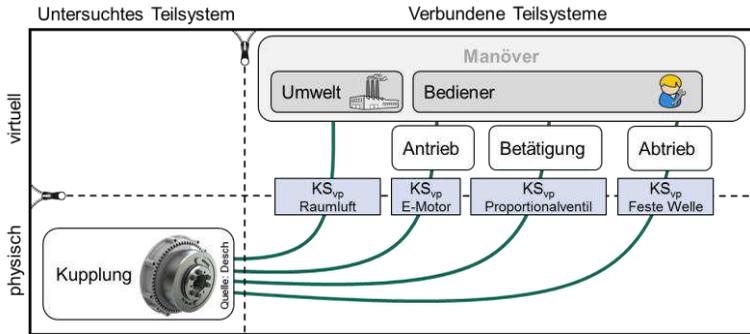


Abbildung 5.15: Modell der physisch-virtuell gekoppelten Architektur zur Untersuchung der Kupplung

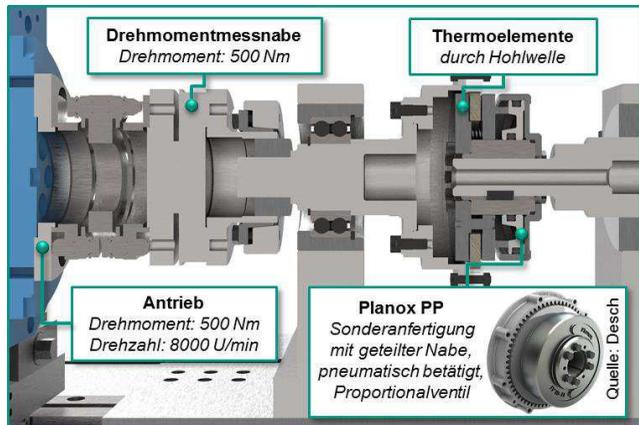


Abbildung 5.16: Validierungsumgebung PPP für die Untersuchung der schaltbaren Kupplung

In der Haltebremse wird zudem die Glasfaser der sogenannten faseroptischen Messtechnik mithilfe der von Faust (Faust, 2018)⁸ konstruierten Gegenreibeischeibe mit bis zu zwölf erodierten Schlüssellochbohrungen mäanderförmig verlegt. Diese befinden sich in einem Abstand von 0,5 mm zur Reibfläche, siehe Abbildung 5.17. Sechs der vorhandenen Schlüssellocher werden im Rahmen dieser Arbeit genutzt, um sechs weitere vorzuhalten, falls beispielsweise die Faser brechen sollte oder das Coating der Faser aufschmelzen und diese die Löcher verstopfen sollte.

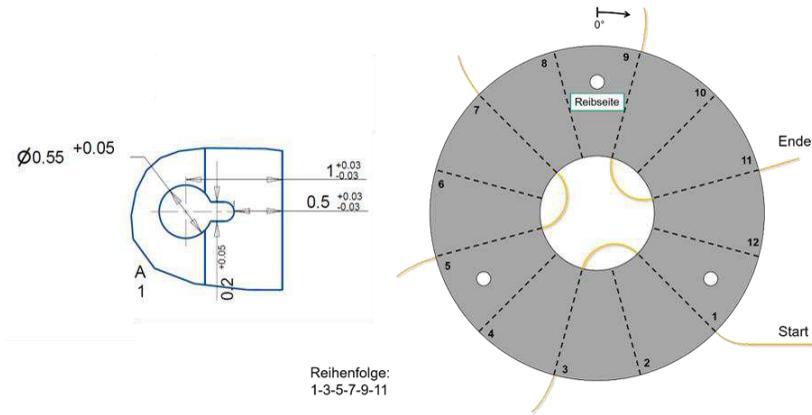


Abbildung 5.17: Belegung der Schlüssellochbohrungen in der Gegenreibeischeibe

Durch Abtasten der Rayleigh-Streuung entlang dieser Faser wird ein verteilt messendes Sensorsystem realisiert, bei welchem jeder Faserpunkt als Sensor wirkt (Samiec, 2011). Der Abstand dieser Punkte beträgt 0,64 mm. (Albers, Ott, Kniel & Basiewicz, 2018) In seiner Arbeit untersucht Kniel die prinzipielle Anwendbarkeit dieser Messtechnik zur Temperatur in trockenlaufenden Reibkupplungen. (Kniel, Gommerring & Lorentz, 2015) Ebenso führt er eine Fehlerbetrachtung und Messungen an einer beispielhaften Anwendung durch (Albers, Ott, Lorentz, Kniel & Eisele, 2016) und analysiert die Homogenität der Temperaturverteilung einer trockenlaufenden Reibkupplung (Albers, Ott, Kniel & Basiewicz, 2018). In (Kniel, 2017) beschreibt er ausführlich die Grundlagen dieser Messtechnik.

⁸ Co-Betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

Die verwendete Hochgeschwindigkeits-Wärmebildkamera ist die Equus 327kL pro von IRCAM. Im Gegensatz zu den Messungen an Keramik-Pellets von Mitariu-Faller (Mitariu-Faller, 2009) wird bei diesen Untersuchungen anstelle der Saphirglas-scheibe eine offene Bohrung eingesetzt, da diese einen höheren Transmissionsgrad aufweist. Vor den Messungen werden Inhomogenitätsabgleiche bei 40°C, 80°C, 160°C, 200°C, 240°C, 280°C und 320°C durchgeführt. Fabrikneue und gelaufene Proben der Reibbeläge und Gegenreißscheiben werden in einem Klimagerät gleichmäßig auf 80°C erhitzt. Anhand dieser Proben werden deren Emissionsgrade bestimmt, siehe Abbildung 5.18.

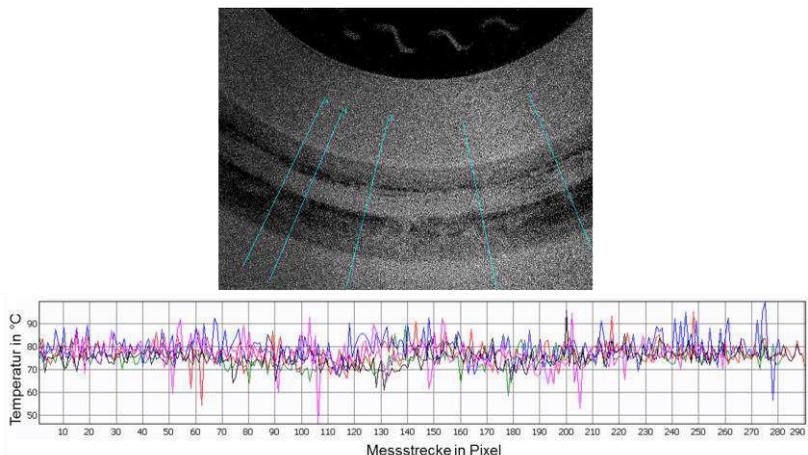


Abbildung 5.18: Messung der Temperatur an einem gelaufenen massegepressten Reibbelag bei einer gleichmäßigen Temperatur von 80°C

Die Herausforderung liegt hierbei zum einen in der Beschaffenheit und der Zusammensetzung des Reibbelags selbst, welcher aus verschiedenen Materialien mit jeweils verschiedenen Emissionsgraden zusammensetzt ist. Zum anderen verändert sich im Betrieb die Oberflächenbeschaffenheit des Reibbelags und somit wiederum auch der Emissionsgrad. Der Emissionsgrad des massegepressten kautschukhaltigen Reibbelags nach mehrfacher Schädigung und Erholung liegt bei circa 0,6. Die Messung streut jedoch und zeigt Ausreißer mit Abweichungen von bis zu 30°C, siehe Abbildung 5.18. Aus den Voruntersuchungen geht somit hervor, dass bei der

Messung der Temperatur der Reibbeläge mithilfe der Wärmebildkamera mit vergleichsweise hohen Abweichungen zu rechnen ist. Qualitative Aussagen können dennoch getroffen werden.

5.3 Weiterentwicklung der Oberflächen- und Verschleißanalyse

Begleitend zu den Untersuchungen an den Validierungsumgebungen sollen die Friktionspaarungen vor, zwischen und nach den Versuchen fotografiert, gewogen und mikroskopiert werden. Die hierfür notwendigen Messgeräte müssen ebenso bereitgestellt und überprüft werden. Die Auflösung und Schärfe der Foto- und Videoaufnahmen kann durch die Neuanschaffung der Systemkamera Fujifilm X-T10 gesteigert werden. Wie in der Arbeit von Krause (Krause, 2017)⁹ gezeigt, kann diese mittels eines Adapters zusammen mit dem bereits vorhandene Nikon SMZ-U Stereomikroskop zudem genutzt werden, um mit dieser die Verschleißpartikel der Friktionspaarungen zu analysieren.

Die Genauigkeit der Gewichtsmessung wird sowohl durch neue Arbeitsanweisungen als auch durch die neue Hardware verbessert. Eine Markierung auf der Waage, sorgt dafür, dass die Versuchsteile immer gleich darauf platziert werden. Zudem wird diese zuvor mittels einer Wasserwaage beziehungsweise einer Lünette ausgerichtet. Sie sollte außerdem weder Temperaturschwankungen noch Sonneneinstrahlung ausgesetzt sein. Durch die Neuanschaffung der Präzisionswaage Kern PES 6200-2M wird die Genauigkeit zudem erhöht. Diese erlaubt sowohl laut Kalibrierschein als auch in der Praxis Gewichtsmessungen mit einer Wiederholgenauigkeit von 0,01 g.

Mikroskopiert werden die Friktionspaarungen zum einen am IPEK und zum anderen wird ein Teil der Proben beim IAM – Institut für Angewandte Materialien untersucht. Am IPEK wird hierzu das Digitalmikroskop Keyence VHX 6000 eingesetzt, welches dreidimensionale Oberflächenaufnahmen mittels optischer Fokusvariation ermöglicht. Aufgenommen werden dabei zwei- und dreidimensionale Einzel- und Panoramaaufnahmen der Reibbeläge und Gegenreibeischeiben. Auf Basis dieser Aufnahmen werden zudem folgende Kennwerte der Oberflächenbeschaffenheit berechnet:

⁹ Co-Betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

- Profilkennwerte gemäß DIN EN ISO 4287 (Deutsche Norm DIN EN ISO 4287)
 - Rauheit:
 - Ra arithmetischer Mittelwert der Profilordinaten
 - Rz größte Höhe des Profils
 - Rp Höhe der größten Profilspitze
 - Rv Höhe des größten Profiltales
 - Rc Mittlere Höhe der Profilelemente
 - Rt Gesamthöhe des Profils
 - Rq quadratischer Mittelwert der Profilordinaten
 - Rsk Schiefe des Profils
 - Rku Steilheit des Profils
 - RSm mittlere Rillenbreite der Profilelemente
 - Welligkeit:
 - Wa arithmetischer Mittelwert der Profilordinaten
 - Wz größte Höhe des Profils
 - Wp Höhe der größten Profilspitze
 - Wv Höhe des größten Profiltales
 - Wc Mittlere Höhe der Profilelemente
 - Wt Gesamthöhe des Profils
 - Wq quadratischer Mittelwert der Profilordinaten
 - Wsk Schiefe des Profils
 - Wku Steilheit des Profils
 - WSm mittlere Rillenbreite der Profilelemente
- Oberflächenkennwerte gemäß ISO 25178 (Deutsche Norm DIN EN ISO 25178-1)
 - Sa mittlere arithmetische Höhe
 - Sz maximale Höhe
 - Sq mittlere quadratische Höhe
 - Ssk Schiefe
 - Sku Kurtosis
 - Sp maximale Spitzenhöhe
 - Sv maximale Senkenhöhe

Die Wiederholbarkeit der Messung dieser Kennwerte wird durch Messungen an fünf fabrikneuen Reibbelägen beziffert. Deren Kennwerte werden in je 30 Wiederholungen in gemischter Reihenfolge und mit jeweils erneutem Auflegen auf das Mikroskop gemessen. Hiermit werden folgende Standardabweichungen bestimmt, siehe Tabelle 5.2.

Tabelle 5.2: Standardabweichungen verschiedener Kennwerte der Oberflächenbeschaffenheit der fünf Reibbeläge

Kennwerte		Reibbelag				
Formelzeichen	Einheit	A	B	C	D	E
Ra	µm	3,66	2,35	1,86	0,97	0,83
Rz	µm	21,89	14,72	13,25	10,11	5,44
Rp	µm	14,69	5,17	5,41	3,28	2,96
Rv	µm	11,32	10,40	13,21	9,60	3,09
Rc	µm	16,75	6,44	11,87	9,78	4,19
Rt	µm	50,10	31,09	31,61	26,73	9,02
Rq	µm	4,75	3,34	2,64	1,56	1,01
Rsk	-	0,51	0,30	0,64	0,32	0,27
Rku	-	1,65	0,52	1,81	1,26	0,37
RSm	µm	173	166	258	157	255
Wa	µm	13,58	5,73	8,55	2,22	1,14
Wz	µm	50,53	29,95	29,18	14,16	5,29
Wp	µm	31,91	11,45	16,29	6,09	4,77
Wv	µm	21,16	20,71	14,68	8,85	2,92
Wc	µm	29,67	18,64	32,25	5,54	4,08
Wt	µm	50,53	29,94	29,18	14,16	5,34
Wq	µm	16,39	7,14	9,63	3,03	1,52
Wsk	-	0,44	0,52	0,63	0,47	0,24
Wku	-	0,47	0,67	0,68	0,37	0,74
WSm	µm	923	495	1288	1058	6084
Sa	µm	10,69	3,86	3,50	1,63	6,82
Sz	µm	67,48	42,32	71,38	69,41	75,72
Sq	µm	14,58	5,48	4,22	2,16	8,72
Ssk	-	0,87	0,94	0,44	0,28	0,89

Sku	-	8,19	6,37	2,04	1,48	5,48
Sp	µm	47,69	16,41	28,99	22,83	60,33
Sv	µm	50,44	35,72	59,60	55,95	25,64
Ermittelt mit $\lambda_c=2,5$ mm und $\lambda_f= 25$ mm nach DIN EN ISO 4287						

An einigen der Proben werden am IAM – Institut für Angewandte Materialien nach entsprechender Präparation Aufnahmen mittels Rasterelektronenmikroskopie und energiedispersiver Röntgenanalyse durchgeführt. Bei dem Rasterelektronenmikroskop handelt es sich um ein Gerät der Firma FEI vom Typ XL 30 FEG. Das Gerät verfügt über eine Feldemissionskathode und eine maximale Beschleunigungsspannung von 30 kV. Ein Siliziumdetektor der Firma SAMx dient als Detektor für die energiedispersive Röntgenanalyse. Die Anteile der Elemente können laut Schneider im Prozentbereich mit einer Messgenauigkeit von 0,5 % bis 1 % bestimmt werden, wobei die Topographie und Peaküberlagerungen die Messgenauigkeit beeinflussen. (Schneider, 2020)

5.4 Fazit zu den Validierungsumgebungen

Abschließend werden die wichtigsten Ergebnisse des Kapitels zusammengefasst. Im Sinne der Design Research Methodology (Blessing & Chakrabarti, 2009) wird in diesem aufbauend auf dem Zielsystem, welches aus der Klärung des Forschungsgegenstands hervorgeht, analysiert, welche neuen Anforderungen das Zielsystem an die Validierungsumgebungen stellt und inwieweit diese zu Beginn erfüllt werden (Deskriptive Studie I). Die erste Forschungsfrage wird wie folgt beantwortet:

Forschungsfrage 1: Anforderungen an die Validierungsumgebungen

Welche neuen Anforderungen stellen die geplanten Untersuchungen an die Validierungsumgebungen? Inwieweit werden diese bereits zu Beginn der Arbeit erfüllt?

Anders als bei den vorangegangenen Untersuchungen, wie zum Beispiel bei der Ermittlung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze, erfordert die Schädigung der trockenlaufenden Friktionspaarungen bei kurzzeitig stark erhöhter Beanspruchung eine entsprechend starke Erhöhung der Beanspruchung. Die Beanspruchung muss darüber hinaus häufig variiert werden. Zudem besteht der Wunsch nach einer Erhöhung der Starttemperatur auf 350°C. Um auch kleine Unterschiede sicher zu erkennen, ist eine geringe Streuung der Versuchsergebnisse von Vorteil. Zudem sollen sowohl eine Bremse als auch eine schaltbare Kupplung unter anwendungsnahen Bedingungen untersucht werden. Bedingt durch Fehler in der Automatisie-

rung und die thermische Isolierung des Prüfkopfs werden die genannten Anforderungen zu Beginn nur bedingt beziehungsweise nicht erfüllt. Eine weitere Validierungsumgebung zur Untersuchung der Bremse und der schaltbaren Kupplung fehlt ebenso.

Um die Anforderungen dennoch zu erfüllen, werden Lösungen synthetisiert (Präskriptive Studie). Die Beantwortung der zweiten Forschungsfrage beschreibt, wie dies durchgeführt wird:

Forschungsfrage 2: Weiterentwicklung des Systemtribometers

Wie kann auf Basis des Modells der Produktgenerationsentwicklung das Systemtribometer weiterentwickelt werden, sodass sämtliche Anforderungen erfüllt werden?

Das Modell der Produktgenerationsentwicklung wird in dieser Arbeit erstmals zur Weiterentwicklung einer Validierungsumgebung, dem Systemtribometer TRP, verwendet. Der Einsatz des Modells stellt sich in diesem Rahmen als gewinnbringend heraus, da im Wesentlichen gut funktionierende Teilsysteme übernommen werden. Bei Weiterentwicklung des TRP werden die Probleme hinsichtlich der Automatisierung beispielsweise rein durch die Übernahme (Übernahmevariation) des moderneren Echtzeitsystems und der neuen Standards für die Datenverarbeitung gelöst, wodurch Entwicklungszeit eingespart wird. Dies setzt jedoch die Verfügbarkeit der zu übernehmenden Teilsysteme voraus. Gemäß der Einschätzung des technischen Entwicklungsrisikos (Albers, Rapp, Birk & Bursac, 2017) ist zunächst davon auszugehen, dass die Übernahme der Bauteile aus G_3^{TRP} als risikoarm angesehen werden kann, denn diese können als unternehmenseigene Referenzprodukte beziehungsweise Elemente des Referenzsystems aufgefasst werden. Diese Zielsysteminhalte wie zum Beispiel technische Zeichnungen sowie das Erfahrungswissen können jedoch verloren gehen, wenn diese nicht hinreichend dokumentiert werden, wenn diese bei Personalwechseln nicht übergeben werden oder auch wenn Datenbanken modernisiert werden und dabei Verluste auftreten. So treten im Beispiel der Übernahmen aus G_3^{TRP} auch Probleme auf. Diese gehen beispielsweise auf Bauteile zurück, zu denen keine Zeichnungen mehr vorliegen. Andere Bauteile weisen Änderungen auf, welche nicht dokumentiert sind. Die Übernahmevariation ist somit keineswegs risikoarm und zwar speziell dann nicht, wenn Zielsysteminhalte und Erfahrungswissen verloren gehen und somit nicht mehr vollständig verfügbar sind. Es wird daher vorgeschlagen, die in (Albers, Rapp, Birk & Bursac, 2017) beschriebenen Tendenzen zur Einschätzung des technischen Entwicklungsrisikos zu erweitern, um das Entwicklungsrisiko noch präziser einzuschätzen. Neben der Herkunft der Elemente des Referenzsystems und dem Neuentwicklungsanteil scheinen auf Basis der Erkenntnisse dieser Arbeit das Alter der Elemente und deren Dokumentation eine entscheidene Rolle zu spielen, siehe Abbildung 5.17.

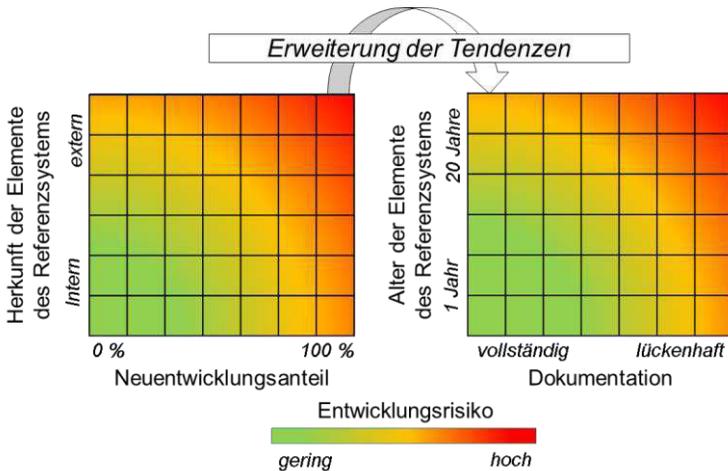


Abbildung 5.19: Vorschlag zur Erweiterung des Risiko-Portfolios um die neuen Tendenzen Alter der Elemente des Referenzsystems und Dokumentation, in Anlehnung an (Albers, Rapp, Birk & Bursac, 2017)

Die bei der Übernahme auftretenden und weitere Probleme können jedoch, wie gezeigt, beispielsweise mithilfe der Problemlösung nach SPALTEN und dem C&C²-Ansatz gelöst werden. Gewisse Teilsysteme werden dagegen nicht übernommen. Hier, wie zum Beispiel am Prüfkopf und dessen Wärmeisolation, müssen sowohl die Gestalt (Gestaltvariation) als auch das Prinzip (Prinzipvariation) überarbeitet werden. Dies zeigt die Analyse von Rapp et al. (Rapp, Barg, Klotz, Birk & Albers, 2020), in welcher die dritte und vierte Generation des Prüfkopfs verglichen wird, um hiermit die Anteile der Übernahme-, Gestalt- und Prinzipvariation zu berechnen. Demnach beträgt der Anteil der Gestalt- und der Prinzipvariation 22 % beziehungsweise 78 %. Die Analyse dieser Entwicklung liefert somit wichtige Fallbeispiele und Möglichkeiten zur Analyse des Modells der Produktgenerationsentwicklung selbst. Außerhalb dieser Arbeit folgen zudem weitere Beispiele, in welchen das Modell zur Entwicklung von Validierungsumgebungen eingesetzt wird. (Tröster, Klotz, Rapp, Ott & Albers, 2021) Hierbei ist die Entwicklung einer Validierungsumgebung zur Untersuchung von Kupplungsrupfen zu nennen. Auf Basis eines Referenzsystems und der drei Variationsarten wird dabei in kurzer Zeit eine komplexe Validierungsumgebung entwickelt. Das Referenzsystem enthält hierbei die Validierungsumgebungen aus den

Arbeiten von Krüger (Krüger, 2003), Stier (Stier, 2015), Berger et al. (Berger, Theuerkauf & Ott, 2018), Basiewicz (Basiewicz, 2020) sowie unveröffentlichte Arbeiten mit Validierungsumgebungen zur Durchführung von Verschleißtests und Lebensdaueruntersuchungen an Einscheibentrockenkupplungen. Dies bestätigt die Ergebnisse dieser Arbeit, denn auch hier wird das Modell der Produktgenerationsentwicklung gewinnbringend eingesetzt.

Abschließend wird analysiert, inwieweit die Validierungsumgebungen die Anforderungen erfüllen (Deskriptive Studie II). Das Ergebnis ist deren Evaluation. Die Anforderungen hinsichtlich der starken Erhöhung und häufige Variation der Beanspruchung sowie die Starttemperaturen von 350°C werden nun erfüllt. Zudem wird die Streuung der Messdaten reduziert. Die Messgenauigkeit der Temperaturmessung sowie der Oberflächenanalyse werden zudem bestimmt. Das Ergebnis dieses Kapitels sind die weiterentwickelten Validierungsumgebungen, welche sämtliche der genannten Anforderungen erfüllen.

6 Entwickelte Methoden

Dieses Kapitel beschreibt die Methoden, mit welchen das Schädigungs- und Erholungsverhalten der Friktionspaarungen und -systeme untersucht wird. In Kombination mit den Validierungsumgebungen aus Kapitel 5 und den entsprechenden Parametrisierungen bilden diese die sogenannten Validierungskonfigurationen (Albers, Mandel, Yan & Behrendt, 2018) zur Untersuchung der Friktionspaarungen und -systeme. Teilergebnisse dieses Kapitels werden vorab veröffentlicht. In den jeweiligen Unterkapiteln wird auf die entsprechenden Publikationen verwiesen.

6.1 Anwendungsspezifische Leistungsgrenze

Vor der Überleitung auf das eigentliche Forschungsthema, die Untersuchung unter Beanspruchungskollektiven mit kurzzeitig stark erhöhter Beanspruchung, wird ein Rückblick auf eine vorangegangene Forschungsarbeit (Albers, Ott, Basiewicz, Schepanski & Klotz, 2017a; Albers, Ott & Klotz, 2018) gegeben, bei der Friktionspaarungen bei gleichbleibend hohen Beanspruchungen untersucht werden. Diese beinhaltet die Entwicklung der Methode zur Ermittlung und Identifizierung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze trockenlaufender Friktionspaarungen. Diese Methode beschreibt die Planung, Durchführung und Auswertung der experimentellen Untersuchungen zur Ermittlung der sogenannten anwendungsspezifischen Leistungsgrenzen trockenlaufender Friktionspaarungen. Als Ergebnis der Durchführung dieser Methode wird das Leistungspotenzial der jeweiligen Friktionspaarung ermittelt, charakterisiert und die Leistungsgrenze wird anhand der Beurteilungskriterien identifiziert. Die Methode beinhaltet grundlegende Definitionen, Ideen und Herangehensweisen, welche für die vorliegende Arbeit gültig sind.

Hierzu zählt zunächst die Definition der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze. Diese beschreibt die Grenze zwischen zulässigen und unzulässigen Abweichungen des tribologischen Verhaltens, die im Zielsystem der Anwendung festgelegt sind. Das Zielsystem beinhaltet die durch die Anwendung definierten Anforderungen an das tribologische Verhalten, die zur Funktionserfüllung gegeben sein müssen. Die Identifizierung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze erfolgt anhand der Beurteilungskriterien Reibungszahl, Reibungszahlgradient und Verschleißkoeffizient sowie deren Grenzwerte.

Der erste Schritt dieser Methode ist die Festlegung der Validierungsumgebung. Durch diese müssen alle relevanten Wechselwirkungen abgebildet werden. Hierzu zählen unter anderem die Temperatur und die Luftfeuchtigkeit der Umgebung sowie die Drehsteifigkeiten, die Dämpfung und die Massenträgheitsmomente am Ein- und Ausgang der Friktionspaarung. Darüber hinaus müssen die Abmaße der Friktionspaarung sowie die Wärmekapazitäten anwendungsnah gewählt werden, um einen Wärmehaushalt ähnlich dem der Anwendung zu erzielen. Außerdem muss gewährleistet sein, dass alle zur Untersuchung notwendigen Anforderungen durch die Validierungsumgebung erfüllt werden. Damit können auch Betriebsmodi wie die Synchronisation, das Losreißen oder die Bremsung sowie die Leistungsdaten des Prüfstandes und die Messtechnik zur Erfassung aller relevanten Messdaten zur Objektivierung gemeint sein. Bei der Methode erfolgt der Start der Bremszyklen, wie auch in dieser Arbeit, temperaturgeregelt. Aus Voruntersuchungen von Schepanski und Seitz (Seitz, 2014)¹ geht hervor, dass die Ergebnisse ansonsten – bei zeitgesteuertem Betrieb - stärker streuen würden.

Zu Beginn jeder Untersuchung erfolgt die Montage der fabrikneuen Friktionspaarung. Die Gegenreibeischeibe, welche zuvor noch mit Öl vor Oxidation geschützt wird oder auch anderweitig kontaminiert sein könnte, wird hierzu dem Lager entnommen und mittels eines handelsüblichen Bremsenreinigers auf Basis von n-Alkanen, iso-Alkanen und n-Hexan entfettet, trockengerieben, gelüftet, gewogen und mit den Thermoelementen bestückt. Mittels Checklisten werden die Montagearbeiten inklusive der dreifach wiederholten Gewichtsmessungen, der Fotoaufnahmen und der Oberflächenanalysen lückenlos dokumentiert. Bei der Montage werden Markierungen gesetzt, sodass die Bauteile immer im gleichen Winkel montiert werden.

Der festgelegte Versuchsablauf der Methode gliedert sich in einen Einlauf sowie Last- und Referenzstufen. Der Einlauf dient der Vorkonditionierung der Friktionspaarung, mit dem Ziel des Erreichens eines konstanten und stabilen Reibungszahl-niveaus. Dieses wird je nach Friktionspaarung und Beanspruchung nach 250 bis 1000 Bremszyklen erreicht. Zur Beurteilung des Erreichens des eingelaufenen Zustands der Friktionspaarung werden das Reibungszahl-niveau, die Reibungszahlstabilität sowie der Verschleißkoeffizient herangezogen. Die thermomechanische Beanspruchung im Einlauf und in den Referenzstufen wird anwendungsnah gewählt und orientiert sich an den empfohlenen Betriebswerten des Herstellers. In den Laststufen wird der Einfluss der Beanspruchung auf das tribologische Verhalten der Friktionspaarung untersucht. Dazu werden beispielsweise die Axialkraft, die Drehzahl und das Massenträgheitsmoment variiert. Die Referenzstufen werden jeweils nach

¹ Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

einer Laststufe gefahren und weisen alle die gleich thermomechanische Beanspruchung auf. Durch den Vergleich der Referenzstufen kann eine Aussage darüber getroffen werden, inwieweit sich das tribologische Verhalten durch die vorangegangene Laststufe auch in der Referenzstufe verändert hat und ob eine temporäre oder dauerhafte Veränderung des tribologischen Verhaltens vorliegt.

Im Folgenden werden Beispiele der Identifizierung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze gezeigt. In Abhängigkeit der Anforderungen aus der Anwendung werden die Beurteilungskriterien ausgewählt und deren Grenzwerte werden festgelegt. Ein mögliches Beurteilungskriterium zur Identifizierung ist die Definition eines zulässigen Streubandes auf Basis des in den Versuchen ermittelten mittleren Reibungszahlens einer Laststufe. In Abbildung 6.1 sind beispielhaft die mittleren Reibungszahlen für zwei unterschiedliche Beanspruchungskollektive dargestellt.

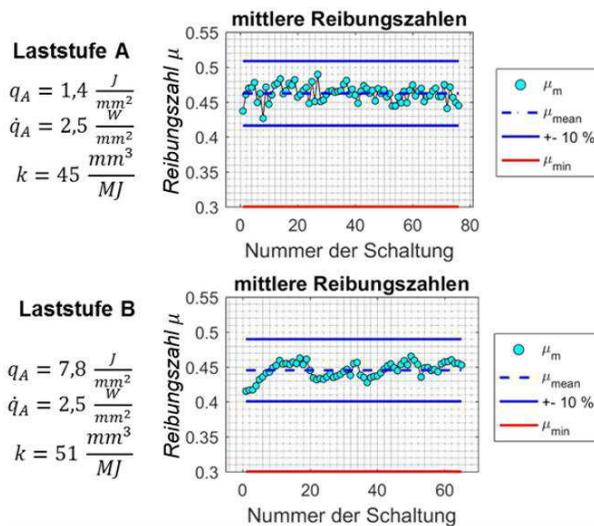


Abbildung 6.1: Exemplarische Ermittlung einer Leistungsgrenze mit anwendungsspezifischen Grenzwerten und Streubändern, mittlere Reibungszahlen, in Anlehnung an (Albers, Ott, Basiewicz, Schepanski & Klotz, 2017b)

Sie unterscheiden sich durch die erhöhte spezifische Reibarbeit in Laststufe B. Das Streuband legt die zulässige prozentuale Abweichung der mittleren Reibungszahlen vom mittleren Reibungszahlenniveau fest. Zudem werden die beiden unteren Grenzwerte μ_{\min} , μ'_{\min} und das 10 %-Streuband der mittleren Reibungszahlen μ_{mean} eingezeichnet. Diese Grenzwerte resultieren aus den Anforderungen aus dem Zielsystem einer Friktionspaarung für eine fiktive PKW-Anwendung. Der Vergleich zeigt, dass in Laststufe B sowohl das mittlere Reibungszahlenniveau als auch der Mittelwert des Reibungszahlgradienten sinken. Beide liegen dennoch innerhalb der Grenzwerte. Das 10 %-Streuband wird nach wie vor eingehalten. Der untere Grenzwert des Reibungszahlgradienten μ'_{\min} wird in mehreren Bremszyklen deutlich unterschritten, wie unten rechts in Abbildung 6.2 zu erkennen ist.

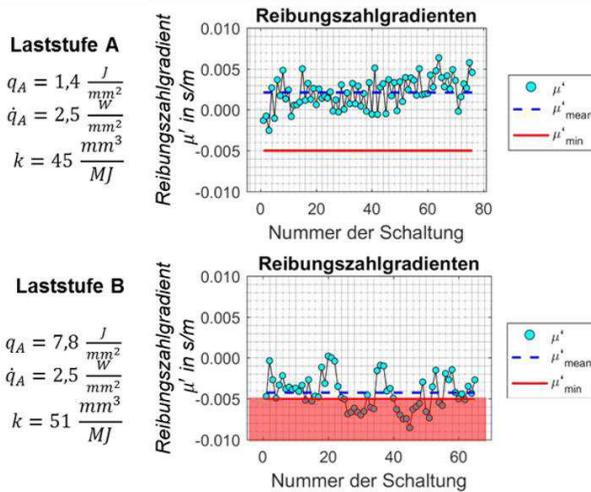


Abbildung 6.2: Exemplarische Ermittlung einer Leistungsgrenze mit anwendungsspezifischen Grenzwerten und Streubändern, Reibungszahlgradienten, in Anlehnung an (Albers, Ott, Basiewicz, Schepanski & Klotz, 2017b)

Für Laststufe B wird die Leistungsgrenze somit überschritten, da Beurteilungskriterien außerhalb ihrer Grenzwerte liegen. Die anwendungsspezifische Leistungsgrenze muss für diese Friktionspaarung und diese Anwendung somit zwischen den

Belastungskollektiven dieser beiden Laststufen liegen. Mit weiteren Laststufen zwischen A und B ist es möglich, diese noch genauer zu bestimmen.

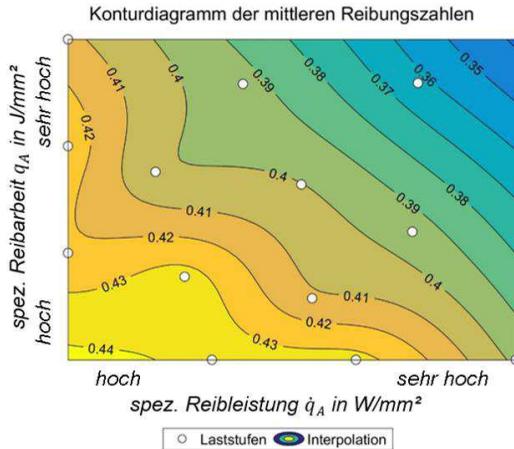
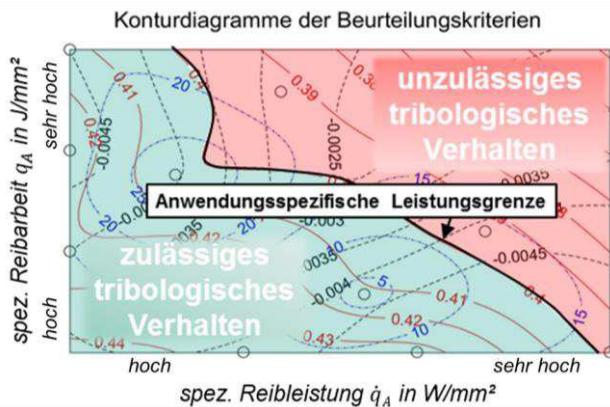


Abbildung 6.3: Konturdiagramm der mittleren Reibungszahlen einer sintermetallischen Friktionspaarung (Klotz, Ott & Albers, 2018), konkrete Zahlenwerte zu finden in (Albers, Ott & Klotz, 2020)

Um das tribologische Verhalten zwischen mehreren Laststufen abzuschätzen, empfiehlt es sich Regressions- oder Interpolationsmodelle einzusetzen, siehe Abbildung 6.3. Solche Modelle lassen sich zum Beispiel mithilfe der Mittelwerte der Bremszyklen je Laststufe für die Beurteilungskriterien mittlere Reibungszahl und Reibungszahlgradient sowie den Verschleißkoeffizienten aufstellen. Diese Darstellung erfolgt dreidimensional oder wie hier in folgendem Beispiel aufgeführt als Konturdiagramm der mittleren Reibungszahlen mit eingezeichneten Höhenlinien. In die Konturdiagramme der Beurteilungskriterien werden des Weiteren die Bereiche der spezifischen Reibarbeit und –leistung eingezeichnet, in welchen die Friktionspaarung ein zulässiges beziehungsweise unzulässiges tribologisches Verhalten aufweist, siehe Abbildung 6.4.



6.2 Temporäre Schädigungsgrenze

Als Grundlage der Untersuchung des Erholungsverhaltens, muss zunächst die sogenannte Schädigungsgrenze ermittelt werden. Diese Schädigungsgrenze bezieht sich im Gegensatz zur Methode zur Ermittlung und Identifizierung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze auf die kurzzeitig stark erhöhte Beanspruchung. Die Vorgehensweise zu deren Ermittlung, welche vorab im Tagungsband Reibung, Schmierung und Verschleiß (Klotz, Ott & Albers, 2018b) sowie in der Zeitschrift Forschung im Ingenieurwesen veröffentlicht wird (Klotz, Ott & Albers, 2019), wird im Folgenden beschrieben. Nach der Festlegung der Validierungsumgebung erfolgt bei dieser die Festlegung des Versuchsablaufs. Der einheitliche Versuchsablauf der Methode gliedert sich in einen Einlauf sowie Last- und Referenzstufen, siehe Abbildung 6.5.

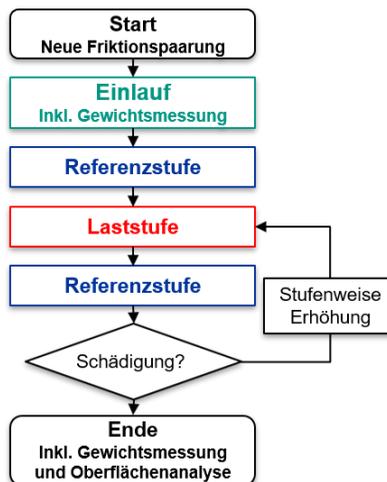


Abbildung 6.5: Versuchsablauf zur Ermittlung und Identifizierung der Schädigungsgrenzen (Klotz, Ott & Albers, 2018b)

Zu Beginn erfolgt der Einlauf der fabrikneuen Friktionspaarung mit dem Ziel, diese auf ein konstantes und stabiles Reibungszahlniveau zu bringen. Danach wird mit

einer Abfolge von Last- und Referenzstufen der Einfluss der kurzzeitig stark erhöhten Beanspruchung der Laststufe auf die Reibeigenschaften der Laststufen als auch der jeweils darauffolgenden Referenzstufen untersucht. Die Beanspruchung in den Laststufen wird stufenweise gesteigert, bis sich deutliche Veränderungen der Reibeigenschaften zeigen. Zur Erhöhung der Beanspruchung werden die vier Faktoren Flächenpressung, Gleitgeschwindigkeit, Massenträgheitsmoment und Starttemperatur variiert. Es werden je Friktionspaarung sechs Versuchsabläufe mit je einer neuen Friktionspaarung gefahren. Diese ergeben sich aus zwei Starttemperaturen und drei Pfaden, bei welchen je einer der verbleibenden drei Faktoren stufenweise gesteigert wird, siehe Abbildung 6.6.

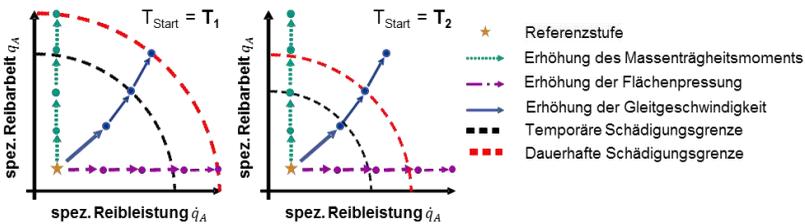


Abbildung 6.6: Die Pfade der sechs Versuchsabläufe und deren Laststufen zur Ermittlung und Identifizierung der Schädigungsgrenzen (Klotz, Ott & Albers, 2018b)

Die Identifizierung der Schädigungsgrenzen erfolgt anhand von Beurteilungskriterien und Grenzwerten. Als Beurteilungskriterien können beispielsweise die mittlere Reibungszahl μ_m , der Reibungszahlgradient μ' und der volumetrische Verschleißkoeffizient k_V herangezogen werden. Diese und deren Grenzwerte sind in Abhängigkeit der jeweiligen Anwendung zu wählen. Im Folgenden Beispiel erfolgt die Identifizierung der Schädigungsgrenzen anhand der mittleren Reibungszahl μ_m . Unterschieden wird zwischen temporärer und dauerhafter Schädigung. Erholt sich die Friktionspaarung noch in der Referenzstufe durch die erneute Einhaltung der Grenzwerte der Beurteilungskriterien, so ist diese temporär. Ansonsten liegt eine dauerhafte Schädigung vor. Abbildung 6.7 zeigt Messdaten eines solchen Versuchsablaufs bestehend aus Referenz- und Laststufen. Die Bremsfolgezahlen z_B der Laststufen lauten 50, 75, 100, 125 und 150. Die Laststufen weisen eine stufenweise gesteigerte Gleitgeschwindigkeit auf, welche wiederum zu einer gesteigerten spezi-

fischen Reiarbeit und -leistung führt. Unter der gesteigerten Beanspruchung werden zunehmend starke Einbrüche der mittleren Reibungszahl beobachtet. In $z_B=100$ und $z_B=125$ führt dies zu einer vorübergehenden Unterschreitung des unteren Grenzwerts μ_{UG} . Die Friktionspaarung ist temporär geschädigt. In und nach $z_B=150$ wird selbiger Grenzwert sowohl in der Laststufe als auch am Ende der Referenzstufe unterschritten. Die Friktionspaarung ist somit per Definition dauerhaft geschädigt.

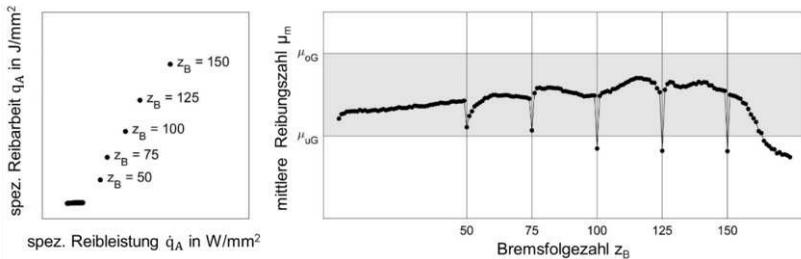


Abbildung 6.7: Versuchsablauf unter Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit: Punktwolken der Referenz- und Laststufen aufgetragen über deren spezifischen Reiarbeit und -leistung (links) sowie deren mittlere Reibungszahlen über der Bremsfolgezahl (rechts) Gleitgeschwindigkeit (Klotz, Ott & Albers, 2019)

6.3 Erholungsverhalten bei unterschiedlichen Beanspruchungskollektiven

Ziel dieser Methode, welche zuvor in der Zeitschrift *Forschung im Ingenieurwesen* veröffentlicht wird (Klotz, Ott & Albers, 2019), ist es, den Einfluss thermomechanischer Beanspruchung auf die Erholung des Belags zu bestimmen. Hierzu werden bestimmte Schädigungs- und Erholungsstufen miteinander kombiniert. Schädigungsstufen sind dabei solche Laststufen, die zur temporären oder dauerhaften Schädigung führen. Erholungsstufen folgen den Schädigungsstufen mit dem Ziel, die Friktionspaarung zu erholen. Auf Basis der Ermittlung und Identifizierung der temporären Schädigungsgrenze, kann aus einer Vielzahl verschiedener Schädig-

ungsstufen ausgewählt werden. Nachstehend werden beispielhaft S_1 , eine Schädigungsstufe mit erhöhter Gleitgeschwindigkeit, und S_2 , eine solche mit erhöhter Flächenpressung, sowie S_3 mit erhöhter Gleitgeschwindigkeit bei der oberen Temperaturstufe T_2 gewählt. Es werden je Temperaturstufe drei verschiedene Erholungsstufen verglichen. Dies sind zum einen die beiden Referenzstufen R_1 und R_2 . R_2 beschreibt die Referenzstufe, in der zum Vorkonditionieren auf die obere Starttemperatur T_2 eine erhöhte Gleitgeschwindigkeit eingestellt wird. Zum anderen werden die Erholungsstufen E_1 und E_3 mit erhöhter Gleitgeschwindigkeit und E_2 und E_4 mit erhöhter Flächenpressung untersucht. Die beiden Größen werden soweit erhöht, dass die thermomechanische Beanspruchung der Erholungsstufen nicht zur Schädigung führt. Hierfür werden diese mit deutlichem Abstand unterhalb der Schädigungsgrenze bei homogenem Beanspruchungskollektiv platziert. Abbildung 6.8 zeigt die ausgewählten Schädigungs- und Erholungsstufen zusammen mit den Schädigungsgrenzen über der spezifischen Reibarbeit und -leistung.

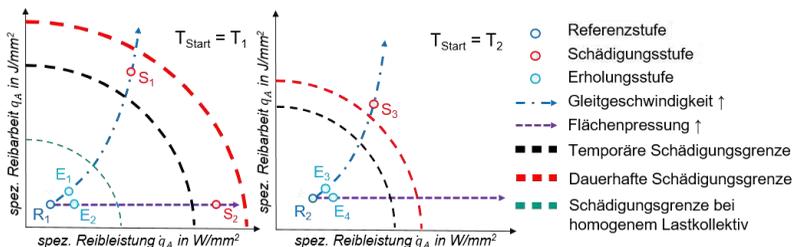


Abbildung 6.8: Darstellung der Schädigungs- und Erholungsstufen sowie der Verläufe der Schädigungsgrenzen hinsichtlich ihrer spezifischen Reibarbeit und -leistung für die beiden Starttemperaturen T_1 (links) und T_2 (rechts) (Klotz, Ott & Albers, 2019)

Abbildung 6.9 zeigt zudem eine Übersicht der Kombinationen der Schädigungs- und Erholungsstufen in tabellarischer Form. Im rechten Teil der Abbildung sind die Versuchsabläufe der Kombinationen 1a, 1b und 1c dargestellt. Jede Schädigungsstufe erhält eine eigene fabrikneue, eingelaufene Friktionspaarung. Um unter anderem die vorgegebene Temperatur zu erreichen, wird diese innerhalb der Versuchsabläufe nach vorhergehendem Ausbau zunächst in einer Referenzstufe vorkonditioniert. Darauf folgen drei Durchläufe der jeweiligen Kombination der Schädigungs- und Erholungsstufen. Nach dem ersten Versuchsablauf erfolgt der Ausbau inklusive

der Gewichtsmessung und der Oberflächenanalyse nach einer zusätzlichen weiteren Schädigungsstufe. Somit werden die Oberflächenanalysen sämtlicher Schädigungsstufen S_x und sämtlicher Erholungsstufen E_x aufgenommen.

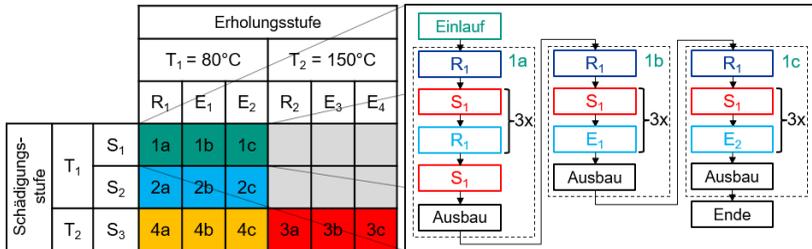


Abbildung 6.9: Kombinationen der Schädigungs- und Erholungsstufen (Klotz, Ott & Albers, 2019)

Der Vergleich des Erholungsverhaltens erfolgt vorwiegend anhand der mittleren Reibungszahlen μ_m der jeweiligen Bremszyklen z_B . Je nach Anwendung muss auch der Reibungszahlgradient μ' berücksichtigt werden, da dieser wie zum Beispiel bei Anfahrkupplungen für Kraftfahrzeuge entscheidenden Einfluss auf selbsterregte Reibschwingungen während der Schlupphase der Kupplung hat. (Albers & Herbst, 1998)

Zur Quantifizierung werden zunächst die Niveaus der mittleren Reibungszahlen betrachtet. Hierzu wird jeweils der Mittelwert $\mu_{m,Ref}$ aus den letzten fünf Bremszyklen der Referenzstufe gebildet und mit selbigem der Erholungsstufe $\mu_{m,E}$ verglichen. Abbildung 6.10 zeigt diese Kennwerte. Die Dauer der Übergangsphase wird anhand der Anzahl der Bremszyklen Δz_B quantifiziert. Diese entspricht der Anzahl der Bremszyklen $z_{B,\ddot{U}D}$, bis diese Reibungszahl zuzüglich einer Toleranz von $\Delta\mu=0,03$ erreicht werden. Im unteren Teil von Abbildung 6.10 werden die Differenzen der mittleren Reibungszahlen zum vorangegangenen Bremszyklus betrachtet. In diesem Beispiel ergeben sich die größten Änderungen innerhalb der ersten drei Bremszyklen der Erholungsstufe. Diesen folgen sieben weitere Zyklen, in welchen die mittlere Reibungszahl noch weiter ansteigt. Danach entsprechen die mittleren Reibungszahlen wieder denen der Referenzstufe.

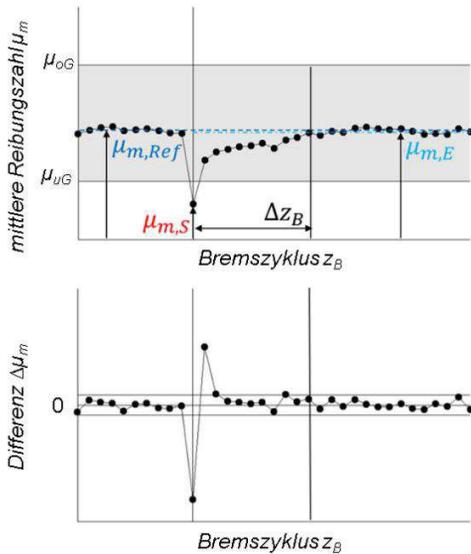


Abbildung 6.10: Veranschaulichung der Erholungskennwerte, in Anlehnung an (Klotz, Ott & Albers, 2019)

6.4 Synthese von Erholungskollektiven

Nachdem bereits Ergebnisse zu verschiedenen Kombinationen der Schädigungs- und Erholungsholungsstufen vorliegen, werden anhand dieser Methode weitere Erholungsstrategien aufgezeigt und verglichen. Das Ziel der Methode ist es, sogenannte Erholungskollektive zu ermitteln, welche im Vergleich zur Referenzstufe bessere Ergebnisse hinsichtlich der Dauer der Übergangsphase, des Verschleißkoeffizienten sowie des Niveaus und der Streuung der Reibeigenschaften aufweisen. Die Methode wird vorab auf einer Konferenz (Klotz, Bauer, Ott & Albers, 2019) vorgestellt. Als Besonderheit erfolgt die Erholung nun unter den Erholungskollektiven in mehreren Phasen. Das Erholungsverhalten darf nun neben den bisherigen Bremszyklen auch durch Dauerschleif und unterschiedliche Starttemperaturen

unterstützt werden. Die Synthese der Erholungskollektive erfolgt in Anlehnung an Blessing und Chakrabarti (Blessing & Chakrabarti, 2009) basierend auf der Analyse der bisherigen Untersuchungen, unter Berücksichtigung von Erklärungsmodellen aus dem Stand der Forschung und durch das Treffen von Annahmen. Die Erholungskollektive bestehen aus bis zu drei Phasen. Es wird angenommen, dass es in der ersten Phase vorteilhaft sein kann, den Abtrag der bestehenden, geschädigten Reibschicht zu fördern, um hiermit beispielsweise Materialüberträge und oxidierte Bestandteile zu entfernen, welche zum Beispiel in den Untersuchungen mit sintermetallischen Reibbelägen aufgetreten sind. Der Abtrag könnte zum Beispiel durch eine Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit oder die Richtungsumkehr begünstigt werden, um hiermit die Kontaktplättchen (Ostermeyer, 2002) beziehungsweise die sekundären Kontaktplateaus (Eriksson, Lord & Jacobson, 2001) zu zerstören oder aus dem Reibbelag herauszulösen. Um dies zu veranschaulichen, wird Abbildung 2.6 aus dem Stand der Forschung aufgegriffen und mittels des C&C²-Ansatzes analysiert, siehe Abbildung 6.11.

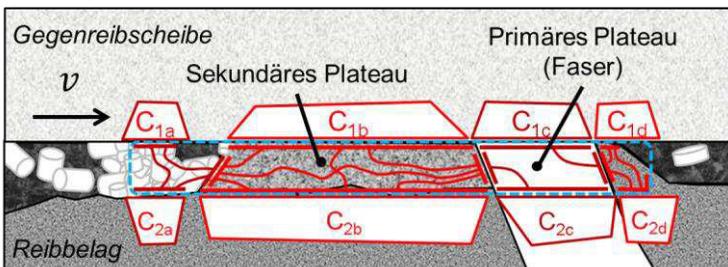


Abbildung 6.11: Analyse der Kraftübertragung mittels C&C²-Ansatz

Daraus ist ersichtlich, dass die Kräfte sowohl durch die Verschleißpartikel (a), das sekundäre Plateau (b), das primäre Plateau (c) und die Matrix (d) übertragen werden. Zudem stützen sich diese Komponenten gegenseitig ab. Bei einer positiven Gleitgeschwindigkeit ($v > 0$) stützt sich das sekundäre Plateau an dem primären Plateau ab. Das Wirkflächenpaar zwischen diesen beiden Plateaus wird in diesem Fall auf Druck beansprucht. Bei einer negativen Gleitgeschwindigkeit wird es folglich auf Zug beansprucht. Unter der Annahme, dass die Adhäsion in diesem Wirkflächenpaar jedoch nur vergleichsweise geringe Zugkräfte zulässt, ist das sekundäre Plateau bei negativer Gleitgeschwindigkeit nur mit vergleichsweise geringer Schubkraft zu beanspruchen, bevor es durch diese herausgelöst wird, den Reibkontakt verlässt

und somit nicht mehr an der Übertragung von Kräften mitwirkt. In der zweiten Phase soll der Aufbau der neuen Reibschicht gefördert werden. Das Wachstum der sekundären Kontaktplateaus könnte in Anlehnung an Eriksson (Eriksson, Lord & Jacobson, 2001) durch die Anhäufung von Verschleißpartikeln und die Erhöhung der nominellen Flächenpressung begünstigt werden. In der dritten Phase erfolgt abschließend der Vergleich der Reibeigenschaften mit denen der Referenzstufe. Aus diesem Grund wird hierbei immer die Beanspruchung der Referenzstufe eingesetzt. Eine Variation der Erholungsstufen findet in den ersten beiden Phasen statt. Je nach Anzahl der Varianten kann dies zu einer entsprechend hohen Anzahl an verschiedenen Varianten der Erholungskollektive führen. Es wird daher zunächst überprüft, inwieweit der Abtrag der bestehenden geschädigten Reibschicht vorteilhaft ist. Dies geschieht innerhalb von Pilotversuchen (Kleppmann, 2013). Auf Oberflächenanalysen, Gewichtsmessungen, häufige Wechsel der Friktionspaarung sowie auf hohe Anzahlen der Realisierungen (Kleppmann, 2013) bei diesen Pilotversuchen zunächst verzichtet. Dies ermöglicht es, in kurzer Zeit zahlreiche Varianten an Erholungskollektiven zu untersuchen. Die vielversprechendsten Erholungskollektive - das sind diejenigen mit den günstigsten Reibeigenschaften - werden in Anlehnung an die Methode zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Beanspruchungskollektiven erneut mit zusätzlichen Oberflächenanalysen und Gewichtsmessungen untersucht, um die Veränderungen der Reibfläche zu untersuchen und den volumetrischen Verschleißkoeffizienten zu berechnen. Nachdem diese bei einer vergleichsweise geringen Anzahl an Realisierungen vielversprechende Ergebnisse aufweisen, wird ein neuer Versuchsplan mit einer höheren Anzahl an Realisierungen erstellt. Bei diesem Versuch wird das vielversprechendste Erholungskollektiv EK_x mit der Referenzstufe R_1 verglichen, um hiermit idealerweise eine Verbesserung des Erholungsverhaltens nachzuweisen. Die notwendige Anzahl an Realisierungen N wird anhand folgender Formel nach Kleppmann (Kleppmann, 2013) abgeschätzt:

$$N \approx 60 \cdot \left(\frac{\sigma}{\Delta\mu} \right)^2 \quad (10)$$

Diese Anzahl hängt zum einen von der Streuung der Versuchsergebnisse in der Form der Standardabweichung σ ab, welche möglichst klein sein sollte und durch den Prüfstand sowie das Material beeinflusst wird. Zum anderen hängt sie von der Größe des Effekts $\Delta\mu$ ab, welcher erkannt werden soll. Die erhofften Effekte sind die Verkürzung der Erholungsdauer sowie die Verringerung der Streuung der Reibeigenschaften. Die Abfolge der beiden Varianten erfolgt in zufälliger Reihenfolge, um eine Verfälschung durch Trends und unerkannte Änderungen zu verhindern (Kleppmann, 2013).

Im Folgenden wird ein Beispiel für einen solchen Vergleich gezeigt. Es wird darin untersucht, inwieweit Unterschiede zwischen einem Erholungskollektiv EK_3 und einer Referenzstufe R_1 nachgewiesen werden können. Beide Varianten werden je dreißigfach wiederholt und in zufälliger Reihenfolge gegeneinander verglichen. Abbildung 6.12 zeigt beispielhaft einen Abschnitt, welcher beide Varianten enthält.

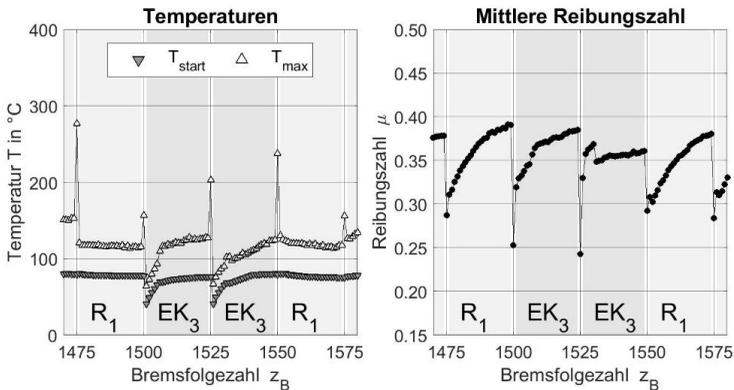


Abbildung 6.12: Abschnitt aus dem Vergleich von EK_3 mit R_1 mit unterschiedlichen Verläufen der Temperatur (links) und der mittleren Reibungszahlen (rechts) über der Bremsfolgezahl

Die Auswertung erfolgt anhand einer einfachen balancierten Varianzanalyse, wie sie in Kaptitel 2.5.2 beschrieben ist. Hierbei werden die Prüfgrößen $F_{Prüf}$ berechnet und mit den kritischen Werten verglichen, um somit die Signifikanz der Effekte zu beurteilen. (Kleppmann, 2013) Berechnet werden die Mittelwerte der mittleren Reibungszahlen $\mu_{mittl,5}$ aus den je letzten fünf Bremszyklen sowie die Anzahl der Bremszyklen $z_{B,\ddot{u}D}$ bis diese mittlere Reibungszahl zuzüglich einer Toleranz von $\Delta\mu=0,03$ erreicht werden. Diese Anzahl wird im Folgenden Übergangsdauer genannt. Es werden die Mittelwerte $\bar{\mu}$ und die Standardabweichungen σ beider Prüfgrößen berechnet. Die Berechnung der Prüfgrößen $F_{Prüf}$ erfolgt unter der Annahme einer Normalverteilung dieser genannten Werte. Die Normalverteilung wird daher vorab mithilfe

des in Matlab implementierten Anderson-Darling-Test geprüft². Tabelle 6.1 und Tabelle 6.2 zeigen die Ergebnisse des Vergleichs.

Tabelle 6.1: Vergleich der Reibeigenschaften und der Übergangsdauer (Klotz, Bauer, Ott & Albers, 2019)

Erholungskollektiv	$\bar{\mu}_{mittl,5}$	$\sigma_{mittl,5}$	$\bar{Z}_{B,\ddot{U}D}$	$\sigma_{\ddot{U}D}$
R ₁	0,3766	0,0133	8,97	2,44
EK ₃	0,3701	0,0111	6,77	2,86

Tabelle 6.2: Prüfgrößen und deren kritische Werte (Klotz, Bauer, Ott & Albers, 2019)

$F_{Prüf,mittl,5}$	$F_{Prüf,\ddot{U}D}$	$F_{0,95}$	$F_{0,99}$	$F_{0,999}$
4,23	10,19	4,03	7,17	12,20

Der Vergleich zeigt, dass die Reibeigenschaften von EK₃ näher an denen des Einlaufs liegen und zudem weniger stark streuen. Die Prüfgröße der Reibeigenschaften $F_{Prüf,mittl,5}$ überschreitet deren ersten kritischen Wert $F_{0,95}$. Der Effekt ist somit signifikant. Die Übergangsdauer von EK₃ ist zudem signifikant geringer als die von R₁, da $F_{Prüf,\ddot{U}D}$ den zweiten kritischen Wert $F_{0,99}$ überschreitet.

6.5 Variation des Beanspruchungskollektivs im Einlauf

Um das Potenzial einer Variation des Beanspruchungskollektivs im Einlauf aufzuzeigen, wird eine weitere Methode entwickelt und exemplarisch angewandt³. Das Ziel dieser Methode ist es, eine Variante zu finden, welche bei einer gegebenen Friktionspaarung im Vergleich zum bestehenden Einlauf zu einem schnelleren und zuverlässigeren Anstieg der mittleren Reibungszahl führt. Dieser bestehende Einlauf wird als Referenz herangezogen. Ausgehend von diesem wird je einer der Beanspruchungsparameter, Gleitgeschwindigkeit oder Flächenpressung, variiert. Alle

² Mit dem Befehl „adtest“ Bauer (2019), Seite 49

³ An Friktionswerkstoff D und Gegenreibeisbeiben aus GGG40, siehe Seite 142ff

weiteren Beanspruchungsparameter wie die Temperatur und das Massenträgheitsmoment werden zunächst nicht verändert.

Abbildung 6.13 veranschaulicht schematisch diese Variationen im Diagramm der spezifischen Reibarbeit über der spezifischen Reibleistung. Durch Absenkung und Erhöhung von Gleitgeschwindigkeit und Flächenpressung werden vier Laststufen erzeugt, welche Varianten des bestehenden Einlaufs sind. Dessen Beanspruchungskollektiv wird mittig durch die Referenzstufe markiert.

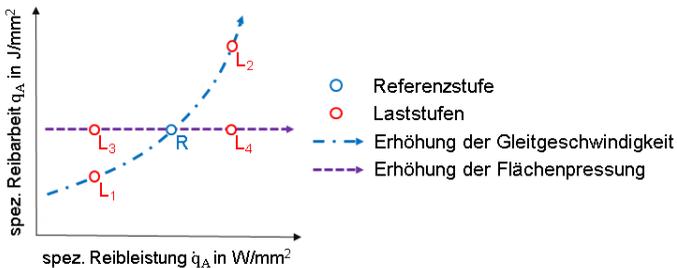


Abbildung 6.13: Variation der Gleitgeschwindigkeit und der Flächenpressung ausgehend von der Referenzstufe

Sobald weitere Beanspruchungsparameter variiert werden sollen oder weitere Faktorstufen hinzukommen, steigt die Anzahl der Varianten schnell an. Wenn dann noch entsprechend viele Wiederholungen der einzelnen Varianten durchgeführt werden sollen, folgt daraus, dass entsprechend viel Zeit und Versuchsmaterial für die Untersuchungen notwendig ist. Um dieser Herausforderung zu entgegnen, wird im Folgenden ein Kurzzeittest vorgeschlagen, welcher es ermöglicht, das Potenzial der Varianten innerhalb kurzer Zeit und mit nur einem Exemplar der Friktionspaarung abzuschätzen. Der Wechsel der Friktionspaarung wird dabei zunächst durch ein spezielles Beanspruchungskollektiv zur Reibungsminderung ersetzt. Auf Basis der experimentellen Ergebnisse dieser Arbeit ist bekannt, dass die Reibung nicht nur unter hohen Beanspruchungen absinken kann. Dies kann ebenso bei Richtungsumkehr oder bei unvollständigem Abbremsen geschehen. Der Versuchsablauf ist in Abbildung 6.14 dargestellt.

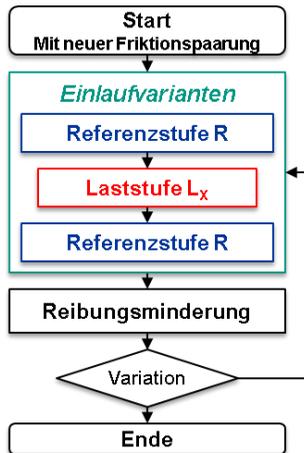


Abbildung 6.14: Versuchsablauf des Kurzzeittests

Innerhalb des Kurzzeittests wird die Friktionspaarung immer wieder unter verschiedenen Varianten an Beanspruchungskollektiven eingelaufen, welche zu verschiedenen Reibeigenschaften führen. Nach jeder dieser Einlaufvarianten wird die Reibung durch das Aufbringen entsprechender Beanspruchungskollektive gemindert. Neben der Variation werden die einzelnen Varianten mehrfach wiederholt. Auf Basis der Ergebnisse wird in kurzer Zeit anhand von vielen verschiedenen Varianten abgeschätzt, welche dieser Varianten zu Verbesserungen des Einlaufverhaltens hinsichtlich des schnellen und sicheren Erreichens der gewünschten Reibeigenschaften führt. Inwieweit dies auch unter den Einlaufbedingungen der realen Anwendung – mit einer neuen Friktionspaarung – gelingt, wird in einem weiteren Versuch überprüft. Hierzu werden zwei weitere Friktionspaarungen dem bisherigen Einlauf sowie der neuen Einlaufvarianten unterzogen, um diese erneut zu vergleichen.

6.6 Fazit zu den Methoden

Abschließend wird das Kapitel zusammengefasst. Nachdem aus dem Stand der Forschung, siehe Kapitel 2, hervorgeht, dass die bisherigen Methoden die kurzzeitig stark erhöhte Beanspruchung nicht einbeziehen, werden Methoden entwickelt, um diese nun zu berücksichtigen. Grundlegende Definitionen, Ideen und Herangehensweisen, welche für die vorliegende Arbeit gültig sind, werden aus der Methode zur Ermittlung und Identifizierung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze (Klotz, Ott & Albers, 2018) übernommen. Das initiale Zielsystem, der Forschungsantrag (Albers, 2016), gibt zudem inhaltliche, zeitliche und finanzielle Bedingungen vor. Auf dieser Basis werden die Methoden entwickelt und in mehreren Iterationsschritten an den Forschungsbedarf angepasst, am Prüfstand erprobt, mit dem Expertenkreis sowie auf Konferenzen diskutiert und somit geschärft. Das Ergebnis sind Methoden, welche auf Basis der Versuchsplanung ein kosten- und zeiteffizientes Untersuchen ermöglichen. Mit ihnen ist es nun möglich, temporäre Schädigungsgrenzen zu identifizieren, das Erholungsverhalten zu analysieren, zu verbessern und diese Verbesserungen statistisch nachzuweisen.

7 Experimentelle Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die experimentellen Ergebnisse vorgestellt. Begonnen wird mit den Ergebnissen der Versuche an den Friktionspaarungen, welche am TRP untersucht werden. Die Auswahl dieser Friktionspaarungen erfolgt gemeinsam mit dem in Kapitel 4.1 vorgestellten Expertenkreis. Die ausgewählten Friktionspaarungen bilden einen Querschnitt der am Markt eingesetzten trockenlaufenden Friktionspaarungen ab. Sie werden stellvertretend untersucht und können bei Bedarf durch beliebige andere Friktionspaarungen und ebenso Friktionssysteme ersetzt werden. Am TRP werden drei massegepresste Reibbeläge sowie ein gewickelter und ein sintermetallischer Reibbelag jeweils mit dem Gegenreibpartner C45 untersucht. Zudem werden zwei der massegepressten Reibbeläge, A und B, mit und ohne Nuten sowie mit verschiedenen Gegenreibpartnern in der Haltebremse und in der schaltbaren Kupplung untersucht. Dabei werden zudem Messungen mithilfe der faseroptischen Messtechnik und der Wärmebildkamera durchgeführt, um die Wärmeverteilung im und nahe dem Reibkontakt zu untersuchen. Teile der Ergebnisse fließen in verschiedene Publikationen (Albers, Ott, Basiewicz, Schepanski & Klotz, 2017b; Albers, Ott S. & Klotz, 2018; Albers, Ott & Klotz, 2018, 2020; Albers, Klotz, Fink & Ott, 2021; Klotz, Ott & Albers, 2018, 2018b, 2019; Klotz, Ott & Albers, 2019; Klotz, Bauer, Ott & Albers, 2019; Klotz, Fink, Ott & Albers, 2020; Rapp, Barg, Klotz, Birk & Albers, 2020) ein. Diese sowie die studentischen Abschlussarbeiten (Bauer, 2019; Brack, 2018; Faust, 2018; Fink, 2018; Frech, 2018; Krause, 2017; Matkovic, 2017; Plümke, 2019; Schönstein, 2018; Seitz, 2014; Wichmann, 2018)¹, welche im Rahmen dieser Arbeit betreut werden, sind im Literaturverzeichnis getrennt aufgeführt und werden an den entsprechenden Stellen genannt.

7.1 Versuche auf Wirkflächenpaarebene

Am TRP werden Friktionspaarungen mit fünf verschiedenen Reibbelägen sowie zwei verschiedenen Varianten von Gegenreibscheiben untersucht. Die Ergebnisse werden im Folgenden vorgestellt.

¹ Co-Betreute Abschlussarbeiten (unveröffentlicht)

7.1.1 Friktionspaarung A

Die erste Friktionspaarung besteht aus einem massegepressten, organischen Reibbelag und einer Gegenreibscheibe aus niederlegiertem Stahl, C45. Der metallfreie Reibbelag wird unter anderem in Reibscheiben von Torsionsdämpfern oder auch in Außenbacken- und Scheibenbremsen eingesetzt. Der Hersteller weist den Reibbelag mit einer permanenten Temperaturbeständigkeit von 250°C und einer kurzzeitigen Temperaturbeständigkeit von 350°C aus. (Reibbelaghersteller A, 1992) Im Querschliff und in der energiedispersiven Röntgenanalyse ist seine kautschukhaltige Matrix mit verschiedenen Füllstoffen wie zum Beispiel Bariumsulfat, Siliziumdioxid und gehäckselten Glasfasern zu erkennen, siehe Abbildung 7.1

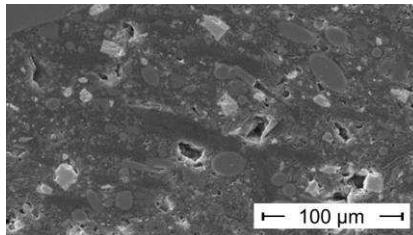


Abbildung 7.1: Querschliff von Reibbelag A unter dem Rasterelektronenmikroskop

Die Anbindung des Reibbelags erfolgt mithilfe der Klebefolie Technicol 8401 der Firma Tesa, denn diese bietet eine sichere Klebeverbindung, ist einfach zu verarbeiten und trocknet anders als flüssiger Klebstoff nicht im angebrochenen Behälter aus. Unter Vorspannung werden Reibbelag, Klebefolie und Belagträger 45 min lang bei einer Temperatur von 150°C erhitzt. Die Gegenreibscheibe wird an einem inneren und einem äußeren Lochkreis verschraubt, siehe Abbildung 7.2



Abbildung 7.2: Gegenreibscheibe (links) und Reibbelag A auf Belagträger (rechts)

Jedes Exemplar der Friktionspaarung durchläuft zunächst einen Einlauf, welcher aus 500 Bremszyklen besteht. Die spezifische Reibarbeit je Bremszyklus beträgt dabei $0,7 \text{ J/mm}^2$. Alle weiteren Details zu den Versuchsplänen befinden sich im Anhang ab Seite XXVII. Abbildung 7.3 zeigt die mittleren Reibungszahlen aus zehn dieser Einläufe.

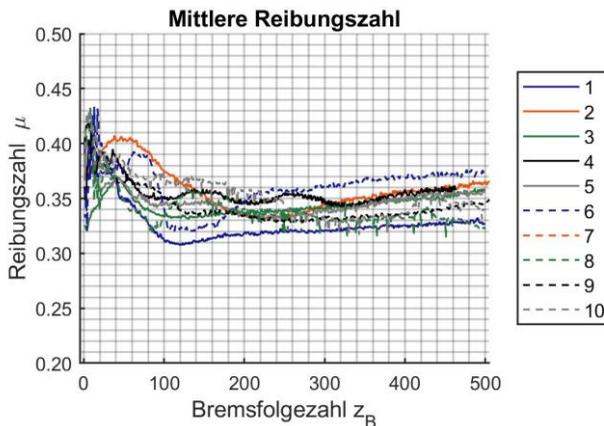


Abbildung 7.3: Einläufe verschiedener Exemplare der Friktionspaarung A

Nach 200 Bremszyklen mit wechselnden Zu- und Abnahmen verweilt die mittlere Reibungszahl bei dieser Friktionspaarung auf einem annähernd konstanten Niveau. Sie liegt zum Ende des Einlaufs in einem Bereich zwischen 0,32 und 0,38.

Es folgt die Ermittlung und Identifizierung der temporären Schädigungsgrenze anhand der in Kapitel 6.2 beschriebenen Methode. Abbildung 7.4 zeigt die spezifisch Reibarbeit und -leistung der sechs durchlaufenen Pfade bei den beiden Starttemperaturen $T_1=80^\circ\text{C}$ und $T_2=150^\circ\text{C}$. In den Laststufen 1.X und 2.X sowie 4.X und 5.X wird bei je zwei verschiedenen Massenträgheitsmomenten, J_1 und J_2 , die Gleitgeschwindigkeit erhöht. In der Laststufe 6.X wird die Flächenpressung erhöht und in der Laststufe 3.X wird neben der Flächenpressung auch die Gleitgeschwindigkeit erhöht, um den Einbruch der mittleren Reibungszahl zu bewirken.

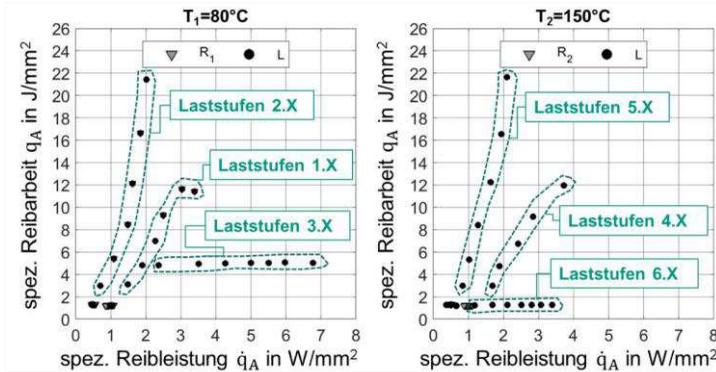


Abbildung 7.4: Laststufen zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung A

Die erzielten Reibeigenschaften sind in Abbildung 7.5 dargestellt. Darin werden die Verläufe der mittleren Reibungszahlen über der Bremsfolgezahl gezeigt. Nach 49 Bremszyklen werden die Laststufen in steigender Reihenfolge durchfahren. Jeder 25te Bremszyklus (50, 75, 100 usw.) ist ab dann eine Laststufe. In den Diagrammen sind sie durch die Achsenbeschriftung der Bremsfolgezahlen z_B ersichtlich. Zudem sind diese anhand der Einbrüche der mittleren Reibungszahl zu erkennen. Die kurzzeitig stark erhöhte Beanspruchung beeinflusst zudem die Reibeigenschaften

in den dazwischenliegenden Referenzstufen. Bei Friktionspaarung A führt dies zunächst zu einer Erhöhung der mittleren Reibungszahl. Bei $T_1=80^\circ\text{C}$ steigt die mittlere Reibungszahl bis auf 0,41 an. Bei $T_2=150^\circ\text{C}$ steigt sie zuerst auf bis zu 0,44 an und bricht ab einer gewissen Beanspruchung deutlich auf bis zu 0,25 ein. Der Verschleiß des Reibbelags nimmt bei dieser Friktionspaarung infolge der Erhöhung der Beanspruchung deutlich zu. Bei $T_2=150^\circ\text{C}$ beträgt er beispielsweise bis zu $553\text{ mm}^3/\text{MJ}$.

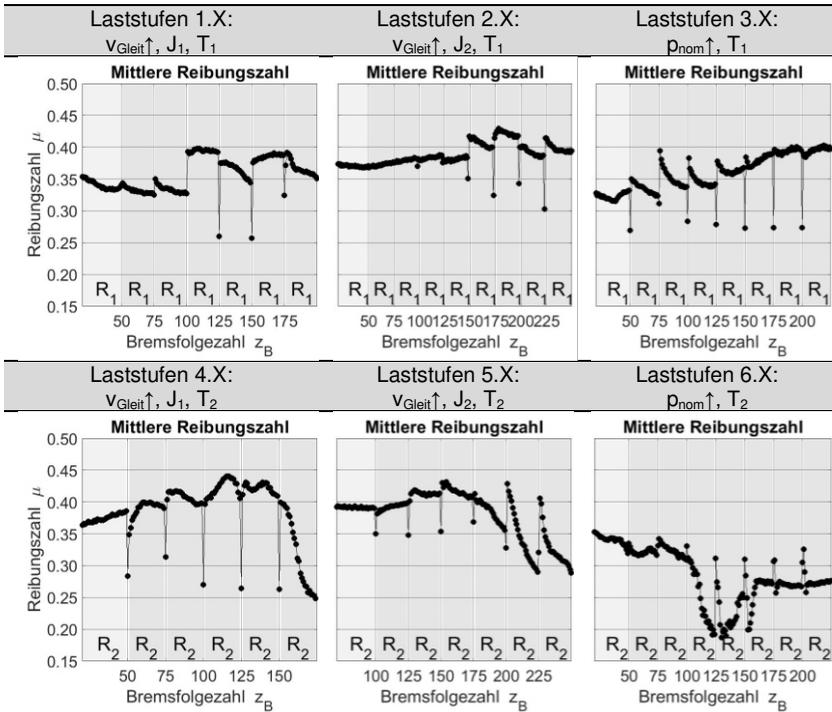


Abbildung 7.5: Reibeigenschaften der Last- und Referenzstufen der Friktionspaarung A, Versuchsplan im Anhang

Anhand der Ergebnisse werden die Beanspruchungskollektive identifiziert, bei denen zum einen die temporäre Schädigung durch einen entsprechend tiefen Einbruch während der Laststufe eintritt und zum anderen noch keine dauerhafte Schädigung durch einen langfristigen Abfall der Reibung vorliegt. Gemäß der Methode zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Beanspruchungskollektiven

aus Kapitel 6.3 ab Seite 95 werden hiermit die drei Schädigungsstufen S_1 , S_2 und S_3 festgelegt und es wird das Erholungsverhalten bei den Referenzstufen (R_1 bei 80°C und R_2 bei 150°C), bei erhöhter Gleitgeschwindigkeit (E_1 bei 80°C und E_3 bei 150°C) und bei erhöhter Flächenpressung (E_2 bei 80°C und E_4 bei 150°C) untersucht. Abbildung 7.6 zeigt beispielhaft die Ergebnisse von S_1 (Schädigung durch Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit bei 80°C).

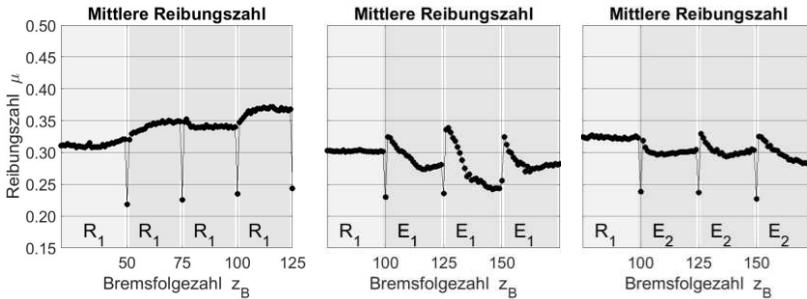


Abbildung 7.6: Erholungsstufen der Friktionspaarung A bei Schädigung durch S_1

Der Vergleich zeigt, dass die Übergangphase bei R_1 und E_1 mehr Bremszyklen in Anspruch nimmt als bei E_2 . Die Friktionspaarung erholt sich unter E_2 somit schneller und zudem unter geringerer Streuung der Reibeigenschaften, siehe Abbildung 7.6. Die mittlere Reibungszahl nimmt unter dieser jedoch ab, was in Bezug auf die Funktionserfüllung mancher Anwendungen von Nachteil sein könnte.

Um weitere Verbesserungen zu erzielen, erfolgt im nächsten Schritt die Synthese der Erholungskollektive EK_x , gemäß der gleichnamigen Methode aus Kapitel 6.4 ab Seite 98. Die Erholungskollektive EK_x sind Kombinationen der bisherigen Referenz- und Erholungsstufen R_x und E_x sowie einer Referenzstufe mit Richtungsumkehr R_{RU} und dem Dauerschlupf DS_x . Tabelle 7.1 zeigt die untersuchten Erholungskollektive. Sie bestehen aus bis zu drei Phasen, von welchen die ersten beiden aus je fünf Brems- beziehungsweise Dauerschlupfzyklen bestehen.

Tabelle 7.1: Erholungskollektive der Pilotversuche der Friktionspaarung A

Erholungskollektiv	Phase I	Phase II	Phase III
EK ₁	E ₁ (mit $v_{\text{Gleit}} \uparrow$)	R ₁	R ₁
EK ₂	E ₁ (mit $v_{\text{Gleit}} \uparrow$)	E ₂ (mit $p_{\text{nom}} \uparrow$)	R ₁
EK ₃	R _{RU}	R ₁	R ₁
EK ₄	E ₂ (mit $p_{\text{nom}} \uparrow$)	R ₁	R ₁
EK ₅	DS ₁	R ₁	R ₁
EK ₆	DS ₂	R ₁	R ₁
EK ₇	DS ₃	R ₁	R ₁
EK ₈	DS ₄	R ₁	R ₁

Die Erholung erfolgt prinzipiell unter jeder dieser Varianten. Hinsichtlich des Niveaus und der Streuung der mittleren Reibungszahl gegen Ende der Erholungskollektive ergeben sich jedoch deutliche Unterschiede. Besonders auffällig sind beispielsweise die Reibeigenschaften unter EK₃ mit Richtungsumkehr, siehe linke Seite von Abbildung 7.7. Die spezifische Beanspruchung ist hierbei gleich derjenigen der Referenzstufe und es wird ausschließlich die Drehrichtung geändert. Somit sind ähnliche Reibeigenschaften wie in der Referenzstufe zu erwarten. Jedoch wird zum einen eine Erhöhung der Reibung während der Bremszyklen mit Richtungsumkehr und zum anderen eine Verminderung der Reibung in den darauffolgenden Bremszyklen beobachtet. Eine besonders geringe Streuung sowie mittlere Reibungszahlen ähnlich dem Einlauf werden beispielsweise in EK₄ mithilfe von fünf Bremszyklen unter erhöhter nomineller Flächenpressung (0,42 MPa) oder auch in EK₇ mit Dauerschlupf (10 s bei 2 m/s) unter erhöhter nomineller Flächenpressung (0,42 MPa) erzielt.

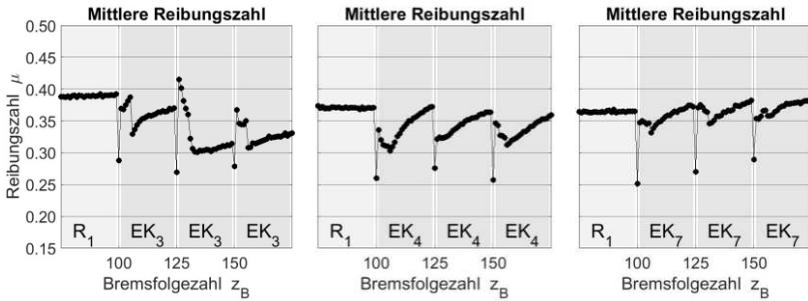


Abbildung 7.7: Aus den Pilotversuchen: Vergleich von Richtungsumkehr (links), erhöhter Flächenpressung (mittig) und Dauerschleif unter erhöhter Flächenpressung (rechts) während der ersten fünf Bremszyklen nach der Schädigungsstufe

Auf Basis der Ergebnisse der Pilotversuche werden drei Erholungskollektive ausgewählt und erneut mit einer höheren Anzahl an Wiederholungen sowie mit Gewichts- und Topographiemessungen untersucht. Abbildung 7.8 zeigt die Ergebnisse für S_1 . EK_3 entspricht hierbei EK_8 aus den Pilotversuchen.

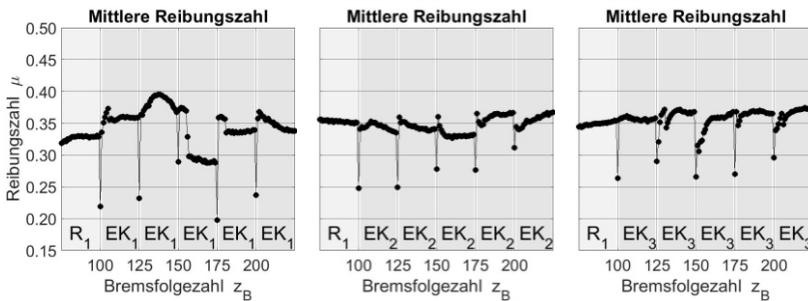


Abbildung 7.8: Erholungskollektive der Friktionspaarung A bei Schädigung durch S_1

Tabelle 7.2 zeigt die Reibeigenschaften der Erholungsstufen und -kollektive. Gemäß der Methode werden die Mittelwerte der mittleren Reibungszahlen $\mu_{mittl,5}$ aus den

je letzten fünf Bremszyklen berechnet. Die Anzahl der Bremszyklen $z_{B,\ddot{U}D}$, ist diejenige in der die mittlere Reibungszahl zuzüglich einer Toleranz von $\Delta\mu=0,03$ erreicht wird. Es werden die Mittelwerte $\bar{\mu}$ und Standardabweichungen σ gezeigt.

Tabelle 7.2: Reibeigenschaften der Erholungsstufen und -kollektive der Friktionspaarung A

Messgröße	$\bar{\mu}_{\text{mittl},5}$	$\sigma_{\text{mittl},5}$	$z_{b,\ddot{U}D}$	$\sigma_{\ddot{U}D}$
Einheit	-	-	-	-
1a: S ₁ ; R ₁	0,35	0,014	2,0	0,00
1b: S ₁ ; E ₁	0,27	0,021	7,0	3,61
1c: S ₁ ; E ₂	0,30	0,011	3,3	2,31
2a: S ₂ ; R ₁	0,37	0,010	4,3	0,58
2b: S ₂ ; E ₁	0,32	0,016	4,0	1,00
2c: S ₂ ; E ₂	0,36	0,006	4,0	3,46
3a: S ₃ ; R ₂	0,30	0,147	10,3	8,50
3b: S ₃ ; E ₃	0,25	0,082	12,0	11,79
3c: S ₃ ; E ₄	0,17	0,010	14,3	5,51
4a: S ₃ ; R ₁	0,33	0,013	6,3	4,93
4b: S ₃ ; E ₁	0,32	0,020	6,7	4,62
4c: S ₃ ; E ₂	0,35	0,037	5,7	2,08
S ₁ ; EK ₁	0,34	0,033	3,2	2,68
S ₁ ; EK ₂	0,35	0,016	2,0	0,00
S ₁ ; EK ₃	0,37	0,006	3,4	1,67
S ₂ ; EK ₁	0,37	0,016	7,6	2,79
S ₂ ; EK ₂	0,36	0,010	9,0	3,39
S ₂ ; EK ₃	0,35	0,007	11,0	2,74
S ₃ ; EK ₁	0,37	0,037	6,3	1,15
S ₃ ; EK ₂	0,36	0,010	4,0	2,65
S ₃ ; EK ₃	0,37	0,017	8,0	6,00
Berechnet mit $\Delta\mu=\pm 0.03$				

Gemäß dieser Ergebnisse werden mit EK₃ kleinere Standardabweichungen der Reibeigenschaften erzielt als mit den Referenz- und Erholungsstufen. Die Erholung erfolgt somit zuverlässiger. Ebenso fällt auf, dass die Erholung bei T₂=150°C bei 3a, 3b und 3c zu größeren Streuungen, niedrigeren Reibungszahlen und längeren

Übergangsdauern führt. Ein Abkühlen nach der Schädigung führt somit zu bestimmten Vorteilen. EK₃ nutzt diese Erkenntnis und kühlt stärker ab, auf 40°C anstelle von 80°C. Diese Abkühlung ist anhand eines Ausschnitts aus dem Vergleich von EK₃ mit der Referenzstufe R₁ zu erkennen, siehe Abbildung 7.9.

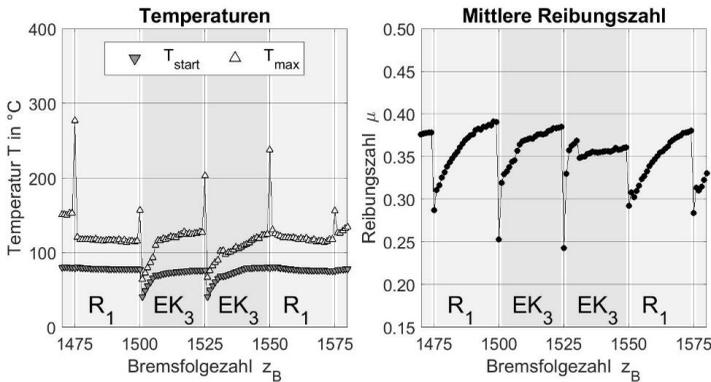


Abbildung 7.9: Ausschnitt aus dem Vergleich von EK₃ mit R₁

Aus dem Vergleich geht hervor, dass die Reibeigenschaften von EK₃ näher an denen des Einlaufs liegen und zudem weniger stark streuen. Die Prüfgröße der Reibeigenschaften $F_{Prüf,mittl,5}$ überschreitet deren ersten kritischen Wert $F_{0,95}$. Der Effekt ist somit gemäß Kleppmann (Kleppmann, 2013) signifikant. Die Erholungsdauer von EK₃ ist zudem signifikant geringer als die von R₁, siehe Tabelle 7.3.

Tabelle 7.3: Vergleich der Reibeigenschaften und der Übergangsdauer sowie Prüfgrößen und kritische Werte

	$\bar{\mu}_{mittl,5}$	$\sigma_{mittl,5}$	$\bar{z}_{B,\ddot{U}D}$	$\sigma_{\ddot{U}D}$
R ₁	0,3766	0,0133	8,97	2,44
EK ₃	0,3701	0,0111	6,77	2,86

$F_{Prüf,mittl,5}$	$F_{Prüf,\ddot{U}D}$	$F_{0,95}$	$F_{0,99}$
4,23	10,19	4,03	7,17

Die Verschleißkennwerte werden in Tabelle 7.4 gezeigt. Der linke Teil der Tabelle zeigt die Ergebnisse der Erholungsstufen und der rechte Teil die Ergebnisse der

Erholungskollektive. Durch die kurzzeitig stark erhöhte Beanspruchung der Schädigungsstufen steigt der Verschleiß im Vergleich zum Einlauf deutlich an. EK₃ schneidet sowohl bei S₁ als auch bei S₃ mit dem geringsten Verschleiß ab.

Tabelle 7.4: Verschleißkennwerte der Friktionspaarung A

Messgröße	k _{V,Belag}	k _{V,GRS}	Messgröße	k _{V,Belag}	k _{V,GRS}
Einheit	mm ³ /MJ	mm ³ /MJ	Einheit	mm ³ /MJ	mm ³ /MJ
Ø Einlauf	75,6	-	Ø Einlauf	85,8	-
1a: S ₁ ; R ₁	291,4	-0,3	S ₁ ; EK ₁	163,8	0,7
1b: S ₁ ; E ₁	275,9		S ₁ ; EK ₂	115,5	
1c: S ₁ ; E ₂	106,6		S ₁ ; EK ₃	78,0	
2a: S ₂ ; R ₁	115,7	1,1	S ₂ ; EK ₁	125,7	1,1
2b: S ₂ ; E ₁	182,0		S ₂ ; EK ₂	303,1	
2c: S ₂ ; E ₂	256,0		S ₂ ; EK ₃	227,1	
3a: S ₃ ; R ₂	-	-3,1	S ₃ ; EK ₁	99,1	1,0
3b: S ₃ ; E ₃	107,4		S ₃ ; EK ₂	203,5	
3c: S ₃ ; E ₄	95,8		S ₃ ; EK ₃	57,7	

Zudem werden Oberflächenanalysen der Proben aus den Einläufen und der Ermittlung der Schädigungsgrenzen herangezogen. Diese weisen sowohl deutliche Unterschiede hinsichtlich der Reibeigenschaften als auch der Oberfläche auf. Abbildung 7.10 zeigt Aufnahmen nach dem Einlauf, nach der Laststufe 3.7 (gemäß Abbildung 7.4 auf Seite 110) mit erhöhter Flächenpressung bei 80°C, nach erhöhter Gleitgeschwindigkeit bei 150°C in Laststufe 4.5 (gemäß Abbildung 7.4 auf Seite 110) und nach dem Erholungskollektiv EK₃.

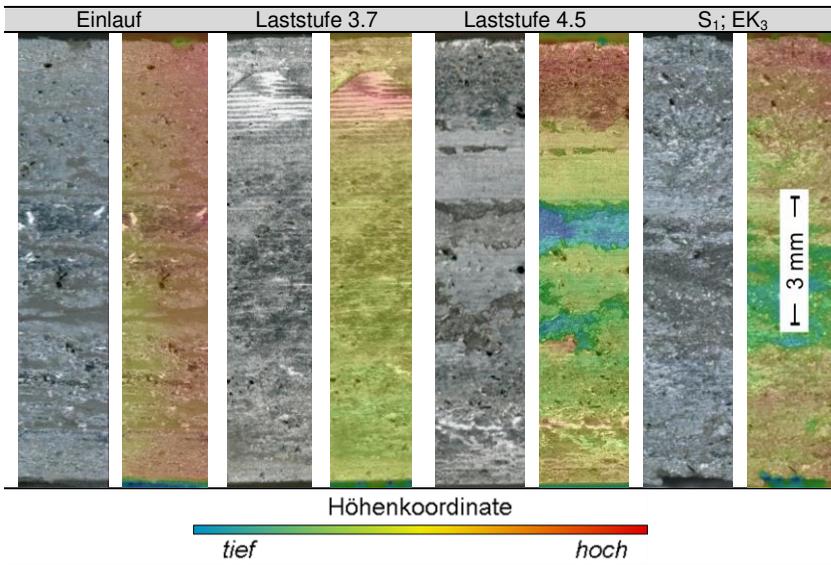


Abbildung 7.10: Mikroskopische Aufnahmen des Reibbelags A

In Laststufe 3.7, in welcher die mittlere Reibungszahl deutlich zunimmt, bildet sich nahezu auf dem gesamten Reibbelag eine glänzende Schicht aus. Diese könnte zum Beispiel dazu beitragen, die reale Reibfläche zu vergrößern und somit die Reibung zu erhöhen. Nach Laststufe 4.5 bei 150°C sind dagegen Täler in der Mitte des Reibbelags anhand des blauen Farbtons zu erkennen. Der Reibbelag ist zudem deutlich matter. Es liegen glatte als auch raue Stellen vor. Die Vermutung liegt nahe, dass die rauen, matten Täler durch Delamination der Reibschicht entstanden sein können. Die erhöhte Temperatur von 150°C könnte zu einer Ausgasung und Schwächung der Matrix und somit zu nachlassender Kohäsion der Matrix und letztlich zu abhässivem Verschleiß geführt haben. Die Adhäsion zwischen Reibschicht und Gegenreibe scheibe übersteigt diese dann und es kommt zur Delamination. Der Fund großflächiger Verschleißpartikel stützen diese Hypothese, siehe Abbildung 7.11. Nach dem Erholungskollektiv EK₃ ist die Oberfläche dagegen vergleichsweise homogen und ohne glänzende und glatte Bereiche. Sie ähnelt abgesehen von dem Tal in der Mitte (grüner Farbton) und den Fransen am Rand der Oberfläche nach dem Einlauf.

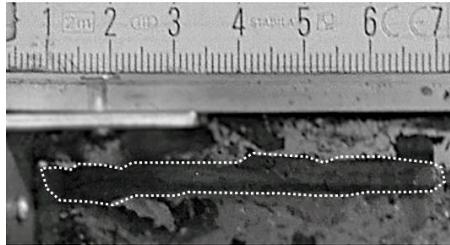


Abbildung 7.11: Großflächiger, 6,3 cm langer Verschleißpartikel

Glänzende und matte Bereiche werden mittels der Aufnahmen aus dem Rasterelektronenmikroskop, siehe Abbildung 7.12, und der Resultate der energiedispersiven Röntgenanalyse verglichen, siehe Tabelle 7.5. Der glänzende Bereich weist im Gegensatz zum matten eine feinere Struktur auf. Im matten Bereich treten Belagsbestandteile wie zum Beispiel gehäckselte Glasfasern deutlicher hervor. Die chemischen Zusammensetzungen der Bereiche sind jedoch ähnlich, siehe Tabelle 7.5. Sie unterscheiden sich im Wesentlichen hinsichtlich des Kohlenstoffanteils um 10%. Bei der Analyse mehrere Bereiche lässt sich jedoch kein eindeutiger Trend feststellen. Ein Materialübertrag von der Gegenreibrscheibe zum Reibbelag kann somit nicht eindeutig nachgewiesen werden, denn der Reibbelag enthält bereits im fabrikenen Zustand einen Eisenanteil.

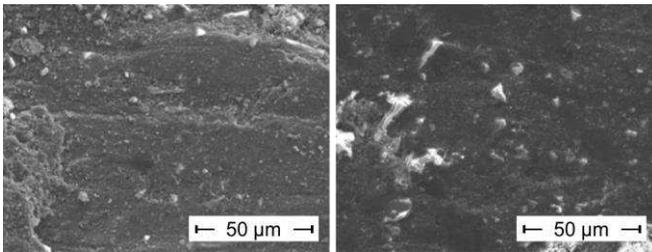


Abbildung 7.12: Vergleich zwischen einem glänzenden (links) und matten Bereich (rechts)

Tabelle 7.5: Chemische Zusammensetzung des glänzenden und des matten Bereichs

Element	Prozentualer Gewichtsanteil im glänzenden Bereich	Prozentualer Gewichtsanteil im matten Bereich
C	41,14	51,96
O	16,74	13,02
Mg	10,83	8,20
Al	0,28	0,29
Si	1,83	1,92
S	3,18	2,38
Ca	3,86	3,32
Fe	4,36	1,73
Zn	11,46	13,77
Ba	6,32	3,41

7.1.2 Friktionspaarung B

Die zweite Friktionspaarung besteht aus dem massegepressten, organischen Reibbelag und einer Gegenreibrscheibe aus C45. Es handelt sich bei dem Reibbelag um ein asbestfreies, mit Kunstharz gebundenes Material, welches durch kurze Kunstfasern verstärkt ist und welches zudem Metallanteile aufweist. Der Reibbelag findet Anwendung in unter anderem Trommelbremsen von Nutzfahrzeugen. Die vom Hersteller angegebene permanente Temperaturbeständigkeit liegt, wie zuvor bei Friktionswerkstoff A, bei 250°C. Die Kurzzeitige Temperaturbeständigkeit liegt bei diesem Reibbelag bei bis zu 500°C. (Reibbelaghersteller A, 1992) An der Oberfläche sind die Kupferbestandteile des deutlich zu erkennen, siehe Abbildung 7.13. Mithilfe der energiedispersiven Röntgenanalyse werden zudem Glasfasern, Eisen, Magnesium, Zink, Natrium und Calcium erkannt. Die Anbindung des Reibbelags und der Gegenreibrscheibe erfolgt analog zu Friktionspaarung A mit der Klebefolie beziehungsweise der Verschraubung an den beiden Lochkreisen.

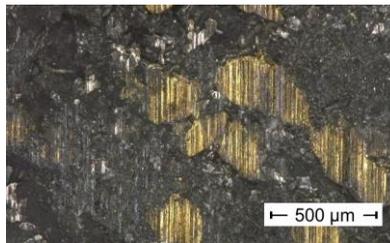


Abbildung 7.13: Tribologisch beanspruchte Oberfläche des Reibbelags B

Wie zuvor bei Friktionspaarung A erfolgt zunächst der Einlauf innerhalb von 500 Bremszyklen. Die Parameter der Beanspruchung werden von Friktionspaarung A übernommen. Sie befinden sich im Anhang. Trotz der gleichen Beanspruchung, zeigt Friktionspaarung B jedoch ein anderes Einlaufverhalten. Die mittlere Reibungszahl steigt in den ersten 100 Bremszyklen an und verharrt dann im Bereich zwischen 0,35 und 0,49. Im Vergleich zu den anderen Friktionspaarungen schwankt die mittlere Reibungszahl verhältnismäßig stark, siehe Abbildung 7.14.

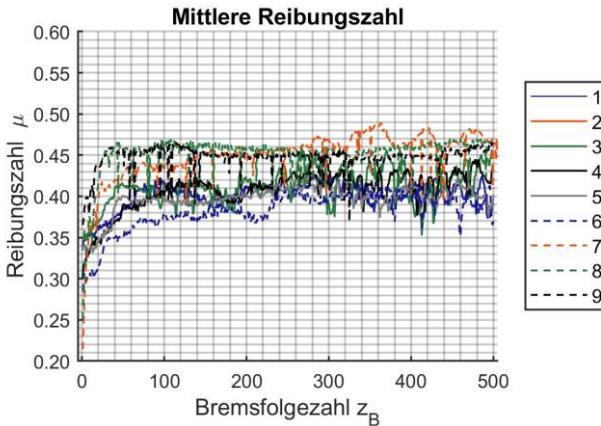


Abbildung 7.14: Einläufe verschiedener Exemplare der Friktionspaarung B

Es folgt die Ermittlung und Identifizierung der temporären Schädigungsgrenze anhand der ab Seite 93 beschriebenen Methode. Abbildung 7.15 zeigt die spezifischen Beanspruchungen der dabei durchlaufenen Pfade. Diese werden weitestgehend von Friktionspaarung A übernommen, um den Vergleich mit dieser zu ermöglichen. Die spezifischen Reibarbeiten stimmen mit diesen überein. Die spezifischen Reibleistungen sind jedoch etwas höher, da diese proportional von der mittleren Reibungszahl abhängen und diese höher ist als zuvor bei Friktionspaarung A.

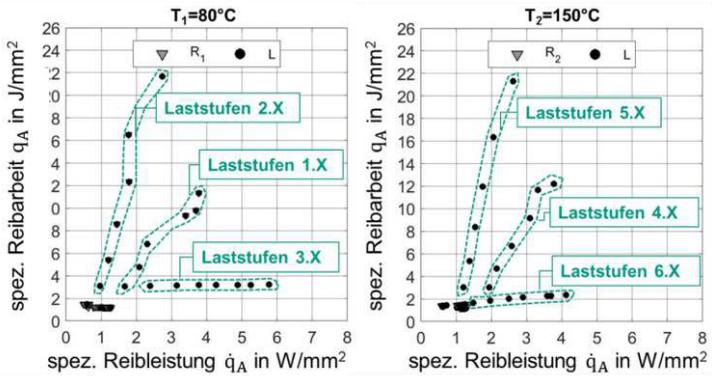


Abbildung 7.15: Laststufen zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung B

Reibungszahlen der Last- und Referenzstufen werden in Abbildung 7.16 dargestellt. Nach 49 beziehungsweise 99 Bremszyklen werden die Laststufen in steigender Reihenfolge durchfahren. Jeder 25te Bremszyklus (50, 75, 100 usw.) ist ab dann eine Laststufe. In den Diagrammen werden sie durch die Achsenbeschriftung der Bremsfolgezahlen z_B hervorgehoben.

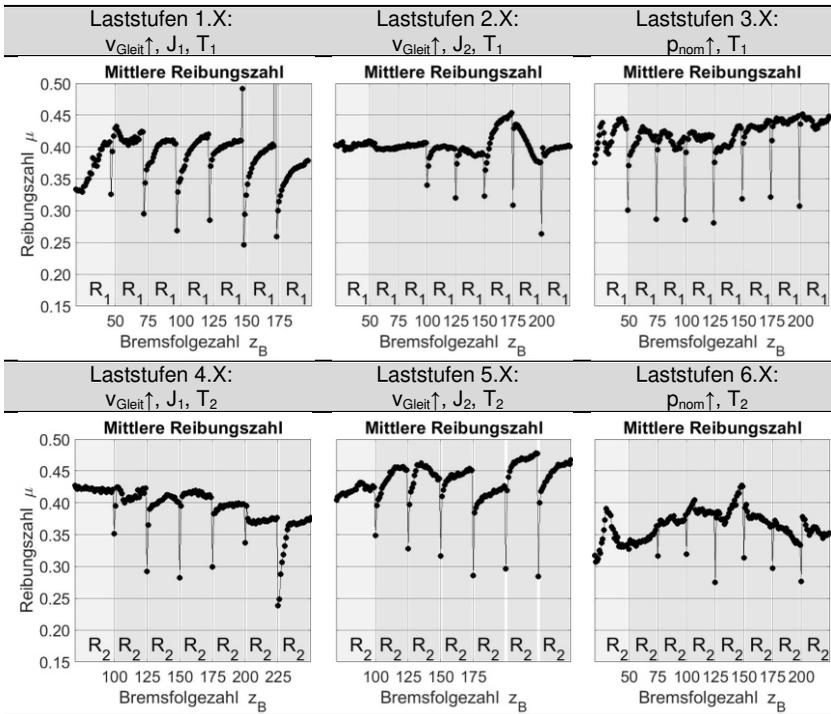


Abbildung 7.16: Reibeigenschaften der Last- und Referenzstufen der Friktionspaarung B, Versuchsplan im Anhang

Die kurzzeitig stark erhöhte Beanspruchung sorgt bei Friktionspaarung B für Einbrüche der mittleren Reibungszahl auf bis zu 0,24. Auch in den dazwischenliegenden Referenzstufen sind Veränderungen zu beobachten. Allgemein steigt die mittlere Reibungszahl nach der Laststufe wie zum Beispiel bei den Laststufen 1.X (Abbildung 7.15) über mehrere Bremszyklen wieder an. Zudem kann es zu einer Erhöhung der mittleren Reibungszahl auf bis zu 0,48 kommen, siehe Laststufen 5.X in Abbildung 7.16. Anders als bei Friktionspaarung A liegen bei der oberen Temperaturstufe keine dauerhaften Einbrüche vor. Anders als anhand der vergleichsweise hohen kurzzeitigen Temperaturbeständigkeit von bis zu 500°C (Reibbelaghersteller A, 1992) zu vermuten, werden vergleichsweise hohe Verschleißkennwerte berechnet. Die Werte des Reibbelags liegen bei bis zu 1138 mm³/MJ.

Auf Basis der Ergebnisse werden drei Schädigungsstufen festgelegt, um mit diesen das Erholungsverhalten der Friktionspaarung bei verschiedenen Erholungsstufen gemäß der Methode zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Beanspruchungskollektiven aus Kapitel 6.3 ab Seite 95 zu untersuchen. Die Parameter des Versuchsplans befinden sich in Tabelle A.5 im Anhang. Erholt wird, wie zuvor bei Friktionspaarung A bei den Referenzstufen (R_1 bei 80°C und R_2 bei 150°C), bei erhöhter Gleitgeschwindigkeit (E_1 bei 80°C und E_3 bei 150°C) und bei erhöhter Flächenpressung (E_2 bei 80°C und E_4 bei 150°C). Die Ergebnisse von S_1 (Schädigung durch Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit bei 80°C) zeigt Abbildung 7.17. Im Vergleich zur Referenzstufe R_1 kann auch hier durch eine Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit in E_1 die Übergangsdauer verkürzt werden.

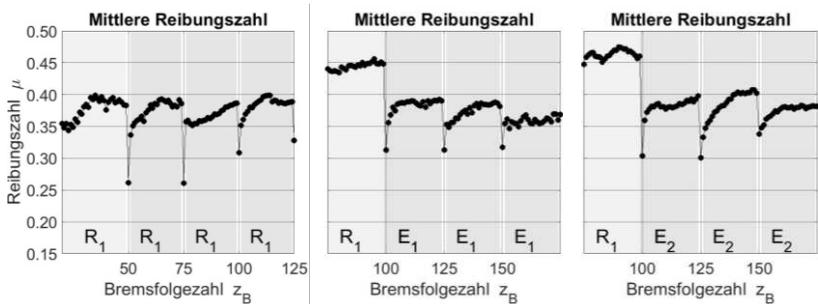


Abbildung 7.17: Erholungsstufen der Friktionspaarung B bei Schädigung durch S_1

Die Erholungskollektive E_{K_1} , E_{K_2} und E_{K_3} von Friktionspaarung A werden ebenso übernommen und erprobt, siehe Abbildung 7.18. Tabelle 7.6 zeigt zudem die hiermit erzielten Reibeigenschaften im Vergleich mit denen der Referenz- und Erholungsstufen. Tabelle 7.7 zeigt zudem die Verschleißkennwerte. Die Standardabweichungen $\sigma_{mittl,5}$ sind ähnlich zu denen der Referenzstufe. Die Übergangsdauern $z_{B,ÜD}$ sind jedoch höher, was an den Wechsellagen zwischen den einzelnen Phasen der Erholungskollektive liegt. Im Vergleich zur Referenzstufe konnte somit keine Verbesserung erzielt werden, da die Referenzstufe bereits ein vergleichsweise gutes Erholungsverhalten zeigt. Aufgrund der erhöhten Streuung der Reibeigenschaften dieser Friktionspaarung, welche bereits im Einlauf ersichtlich sind, müssten die Unterschiede stärker zu erkennen sein, um letztendlich nachgewiesen werden zu können. Die Varianzanalyse wird daher nicht durchgeführt.

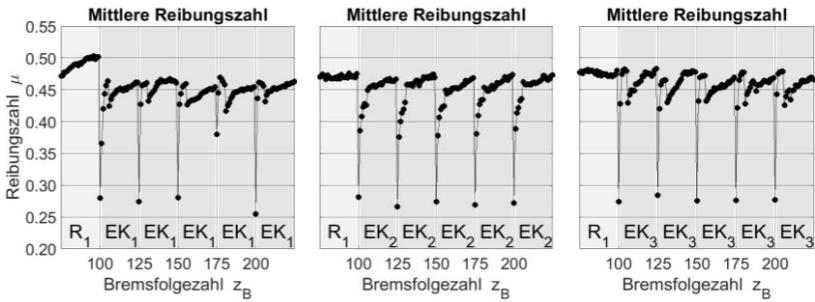


Abbildung 7.18: Erholungskollektive der Friktionspaarung B bei Schädigung durch S₁

Tabelle 7.6: Reibeigenschaften der Erholungsstufen und -kollektive der Friktionspaarung B

Messgröße	$\mu_{\text{mittl},5}$	$\sigma_{\text{mittl},5}$	$z_{b,\text{ÜD}}$	$\sigma_{\text{ÜD}}$
Einheit	-	-	-	-
1a: S ₁ ; R ₁	0,39	0,002	4,3	1,53
1b: S ₁ ; E ₁	0,38	0,015	3,0	1,00
1c: S ₁ ; E ₂	0,39	0,012	5,0	3,46
2a: S ₂ ; R ₁	0,37	0,023	3,0	1,00
2b: S ₂ ; E ₁	0,38	0,015	10,3	2,08
2c: S ₂ ; E ₂	0,37	0,005	2,7	1,15
3a: S ₃ ; R ₂	0,34	0,020	2,7	2,08
3b: S ₃ ; E ₃	0,32	0,018	1,3	0,58
3c: S ₃ ; E ₄	0,34	0,025	1,3	0,58
4a: S ₃ ; R ₁	0,38	0,009	3,7	2,08
4b: S ₃ ; E ₁	0,37	0,008	2,3	0,58
4c: S ₃ ; E ₂	0,39	0,015	2,0	0,00
S ₁ ; EK ₁	0,46	0,005	5,6	3,29
S ₁ ; EK ₂	0,47	0,002	7,0	0,00
S ₁ ; EK ₃	0,47	0,007	9,6	1,82
S ₂ ; EK ₁	0,46	0,013	21,0	4,64
S ₂ ; EK ₂	0,49	0,007	6,6	0,89
S ₂ ; EK ₃	0,49	0,006	11,4	1,14
S ₃ ; EK ₁	0,46	0,010	6,3	2,89

S ₃ ; EK ₂	0,46	0,003	7,0	0,00
S ₃ ; EK ₃	0,45	0,003	4,7	2,89
Berechnet mit $\Delta\mu=\pm 0.03$				

Tabelle 7.7: Verschleißkennwerte der Friktionspaarung B

Messgröße	k _{V,Belag}	k _{V,GRS}	Messgröße	k _{V,Belag}	k _{V,GRS}
Einheit	mm ³ /MJ	mm ³ /MJ	Einheit	mm ³ /MJ	mm ³ /MJ
Ø Einlauf	70,8	-	Ø Einlauf	29,5	-
1a: S ₁ ; R ₁	712,8	33,6	S ₁ ; EK ₁	38,9	9,4
1b: S ₁ ; E ₁	553,3		S ₁ ; EK ₂	32,5	
1c: S ₁ ; E ₂	544,3		S ₁ ; EK ₃	0,8	
2a: S ₂ ; R ₁	79,6	27,4	S ₂ ; EK ₁	15,5	24,0
2b: S ₂ ; E ₁	206,0		S ₂ ; EK ₂	7,0	
2c: S ₂ ; E ₂	181,7		S ₂ ; EK ₃	24,6	
3a: S ₃ ; R ₂	1493,4	42,0	S ₃ ; EK ₁	22,8	21,3
3b: S ₃ ; E ₃	1274,2		S ₃ ; EK ₂	30,6	
3c: S ₃ ; E ₄	977,3		S ₃ ; EK ₃	-4,0	

Mithilfe der Oberflächenanalyse werden weitere Erkenntnisse hinsichtlich der Schädigungsmechanismen von Friktionspaarung B gewonnen: In deren Reibbelag bilden sich immer wieder Täler aus. Zudem tritt ein Materialübertrag hin zu der Gegenreibe auf. Abbildung 7.19 zeigt den Reibbelag nach dem Einlauf, nach Laststufen 2.6 und 5.6 (Abbildung 7.15) sowie nach dem Erholungskollektiv EK₁.

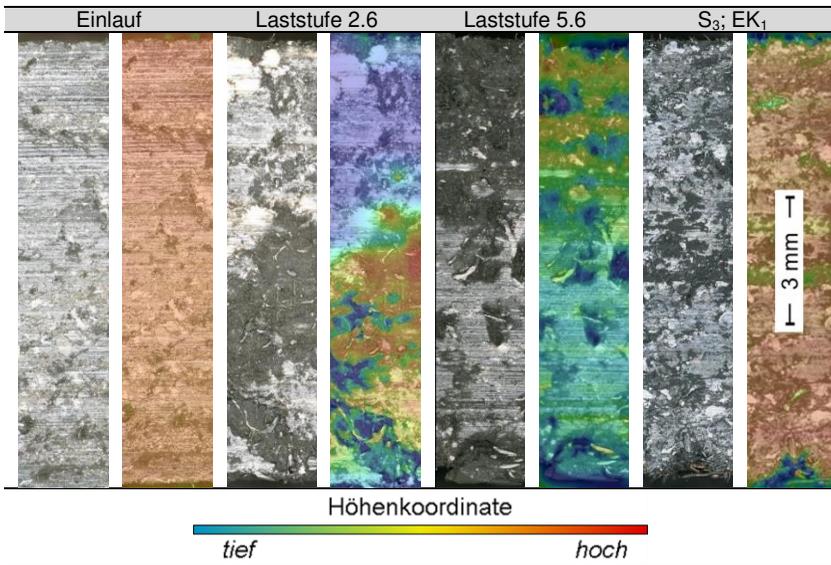


Abbildung 7.19: Mikroskopische Aufnahmen des Reibbelags B

In Laststufe 5.6 (Abbildung 7.15) der Starttemperatur $T_2=150^\circ\text{C}$ bilden sich runde Täler aus. Die Größe und die Form der Täler ähneln dabei den Kupferbestandteilen des Reibbelags. Diese könnten bei der kurzzeitig stark erhöhten Beanspruchung die Wärme tief in den Belag geleitet haben und so zu einer tiefreichenden Zersetzung der Matrix geführt haben. Bei EK_1 sind ähnliche Täler zu erkennen. Diese sind jedoch aufgrund der geringeren Beanspruchung und des verbesserten Tragbilds deutlich kleiner.

Es sind zudem Unterschiede zwischen den Oberflächenkennwerten der drei Schädigungsstufen zu erkennen, Abbildung 7.20. S_1 weist eine vergleichsweise geringe maximale Höhe S_z auf. Die Höhenverteilungen und somit die Schiefe S_{sk} von S_2 und S_3 sind stärker geneigt und S_3 ist anhand der Kurtosis S_{ku} spitziger. Die verstärkte Talbildung in S_2 und S_3 scheint sich in diesen Kennwerten wieder zu spiegeln. Auf der Gegenreibrscheibe befindet sich außerdem ein auffälliger Materialübertrag von Kupfer aus dem Reibbelag, siehe Abbildung 7.21. In Folge der kurzzeitig stark erhöhten Beanspruchung löst sich dieses nicht nur aus dem Reibbelag. Es lagert sich darüber hinaus an der Oberfläche der Gegenreibrscheibe an und beeinflusst mit hoher Wahrscheinlichkeit das Schädigungs- und Erholungsverhalten der Friktionspaarung.

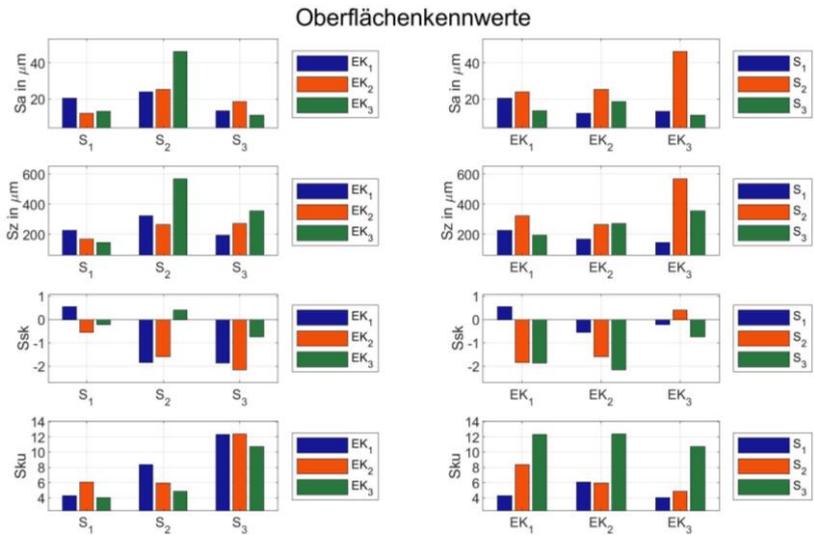


Abbildung 7.20: Oberflächenkennwerte der Erholungskollektive der Friktionspaarung B



Abbildung 7.21: Materialübertrag auf der Gegenreibrscheibe bei S₁ und EK₃

7.1.3 Friktionspaarung C

Die dritte Friktionspaarung besteht aus einem massegepressten, organischen Reibbelag und einer Gegenreibrscheibe aus C45. Der Reibbelag ist für Anwendungen mit Scheibenbremsen geeignet, bei denen bei hohen Beanspruchungen stabile Reibeigenschaften gefordert sind. Der Hersteller gibt maximale Gleitgeschwindigkeiten von bis zu 80 m/s und eine vergleichsweise hohe dauerhafte Temperaturbeständigkeit von 500°C an. (Reibbelaghersteller B, 2016) Verschiedene Buntmetalle sind an dessen Oberfläche zu erkennen, siehe Abbildung 7.22.

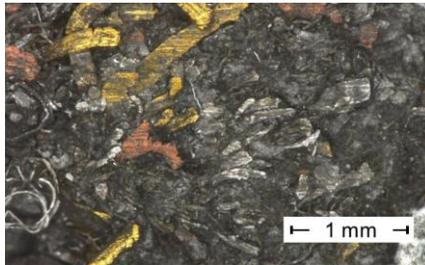


Abbildung 7.22: Unbeanspruchte Oberfläche des Reibbelag C

Mithilfe der energiedispersiven Röntgenanalyse werden Aluminium, Silizium, Schwefel, Eisen, Kupfer, Zinn und Antimon erkannt. Die Anbindung des Reibbelags und der Gegenreibrscheibe erfolgt analog zu Friktionspaarung A. Der Einlauf der Friktionspaarung erfolgt innerhalb von 250 Bremszyklen bei $T_1=80^\circ\text{C}$ und $1,2 \text{ J/mm}^2$. Die mittlere Reibungszahl steigt in den ersten 150 Bremszyklen an und verharrt dann bei nur geringen Schwankungen in dem Bereich zwischen 0,42 und 0,48, siehe Abbildung 7.23.

Es folgt zunächst die Ermittlung und Identifizierung der temporären Schädigungsgrenze anhand der ab Seite 93 beschriebenen Methode. Abbildung 7.24 zeigt die spezifischen Beanspruchungen der dabei durchlaufenen Pfade. Diese werden weitestgehend von Friktionspaarung A übernommen, um den Vergleich bei $T_1=80^\circ\text{C}$ zu ermöglichen. Die obere Starttemperatur wurde aufgrund der hohen Temperaturbeständigkeit des Reibbelags jedoch auf $T_2=250^\circ\text{C}$ festgelegt. Der Versuchsplan mit allen weiteren Parametern befindet sich im Anhang auf Seite XXXII.

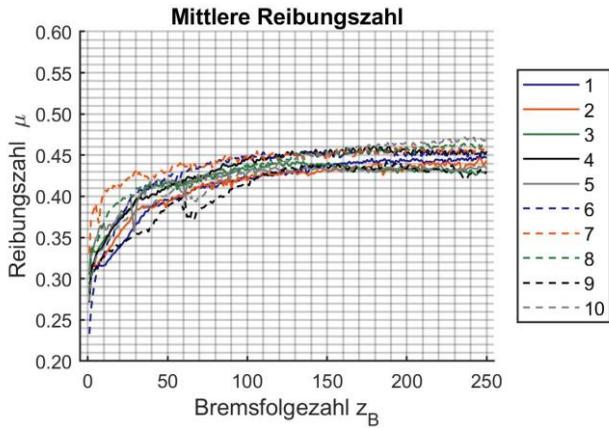


Abbildung 7.23: Einläufe verschiedener Exemplare der Friktionspaarung C

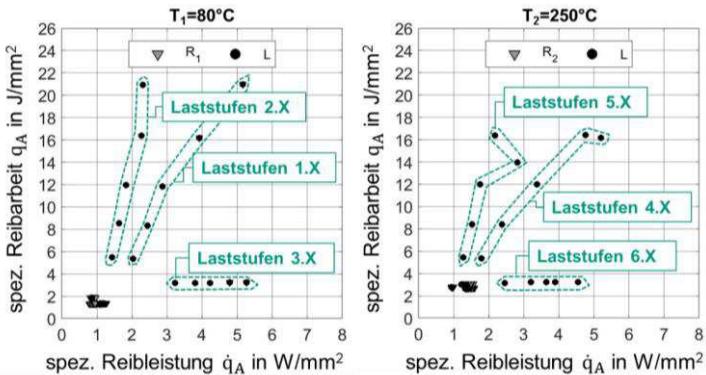


Abbildung 7.24: Laststufen zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung C

Abbildung 7.25 zeigt die Verläufe der Reibungszahlen. Es werden die Reibungszahlen der Last- und Referenzstufen dargestellt. Nach 49 beziehungsweise 99 Bremszyklen werden die Laststufen in steigender Reihenfolge durchfahren. Jeder 25te Bremszyklus (50, 75, 100 usw.) ist ab dann eine Laststufe. In den Diagrammen werden sie durch die Achsenbeschriftung der Bremsfolgezahlen z_B hervorgehoben.

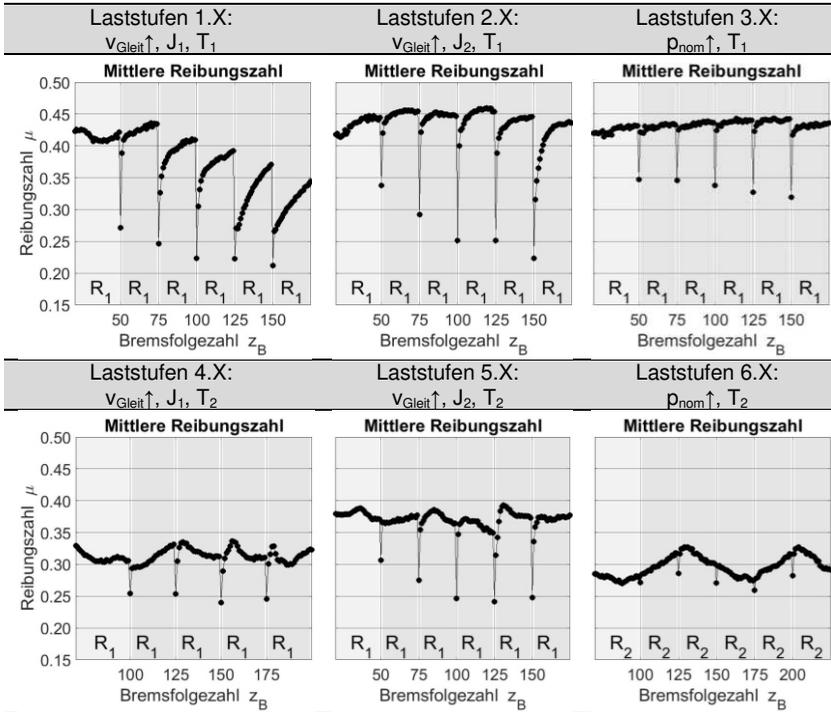


Abbildung 7.25: Reibeigenschaften der Last- und Referenzstufen der Friktionspaarung C, Versuchsplan im Anhang

Trotz der hohen Temperaturbeständigkeit zeigen sich auch bei Friktionspaarung C tiefe Einbrüche der mittleren Reibungszahl. Unter der kurzzeitig stark erhöhten Beanspruchung sinkt diese bis auf 0,22, wie zum Beispiel bei den Laststufen 1.X (Abbildung 7.24) unter starker Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit. Die Einbrüche unter der Erhöhung der nominellen Flächenpressung in den Laststufen 3.X (Abbildung 7.24) sind dagegen geringer. Zudem sind Schwankungen in den dazwischenliegenden

den Referenzstufen zu sehen. Bei dieser Friktionspaarung steigt die mittlere Reibungszahl bei $T_1=80^\circ\text{C}$ nach der Schädigung wiederholt gleichmäßig über mehrere Bremszyklen an. Bei $T_2=250^\circ\text{C}$ nimmt die mittlere Reibungszahl dagegen allgemein ab und schwankt deutlich stärker.

Gemäß der Methode zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Beanspruchungskollektiven aus Kapitel 6.3 ab Seite 95 werden auf Basis dieser Ergebnisse drei Schädigungsstufen festgelegt, um mit diesen das Erholungsverhalten der Friktionspaarung bei verschiedenen Erholungsstufen zu untersuchen. Deren Parameter befinden sich in Tabelle A.8 im Anhang. Erholt wird bei den Referenzstufen (R1 bei 80°C und R2 bei 250°C), bei erhöhter Gleitgeschwindigkeit (E1 bei 80°C und E3 bei 250°C) und bei erhöhter Flächenpressung (E2 bei 80°C und E4 bei 250°C).

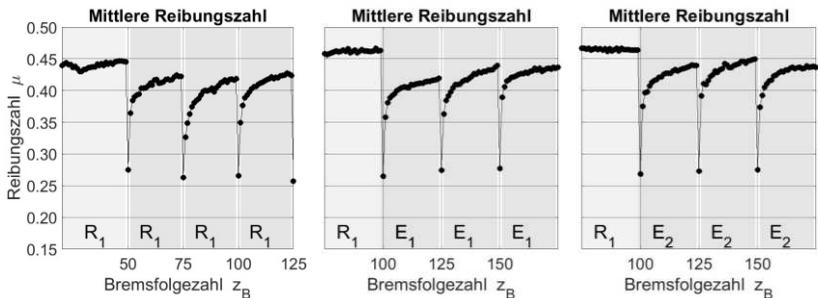


Abbildung 7.26: Erholungsstufen der Friktionspaarung C bei Schädigung durch S_1

Die Ergebnisse von S_1 (Schädigung durch Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit bei 80°C) zeigt Abbildung 7.26. Die Reibeigenschaften verändern sich durch die veränderte Beanspruchung geringfügig. Im Vergleich zur Referenzstufe R_1 kann bei E_1 und E_2 eine leichte Erhöhung der mittleren Reibungszahl festgestellt werden.

Zudem werden drei Erholungskollektive EK_1 (Dauerschleuf), EK_2 (erhöhte Gleitgeschwindigkeit) und EK_3 (erhöhte Flächenpressung) erprobt, siehe Abbildung 7.27. Diese Erholungskollektive wurden von der Friktionspaarung A übernommen. Mit EK_2 konnten beispielsweise eine geringe Streuung und eine kurze Übergangsdauer erzielt werden.

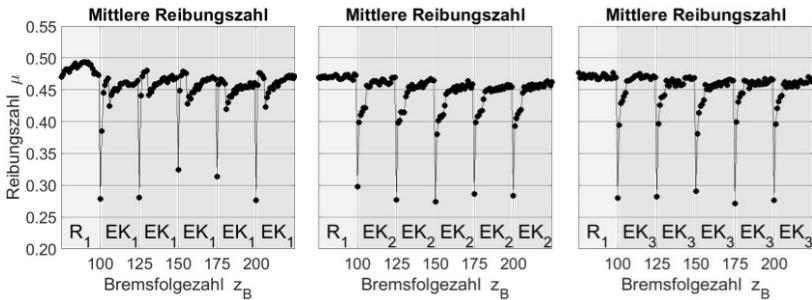


Abbildung 7.27: Erholungskollektive der Friktionspaarung C bei Schädigung durch S₁

Die erzielten Reibeigenschaften sind im Vergleich mit denen der Referenz- und Erholungsstufen in Tabelle 7.8 aufgeführt. Bei den Erholungskollektiven sind die Mittelwerte der mittleren Reibungszahlen $\mu_{mittl,5}$ höher und die Standardabweichungen $\sigma_{mittl,5}$ liegen bei diesen anders als bei den Erholungsstufen ausschließlich in der dritten Nachkommastelle. Die Übergangsdauern $z_{B,\ddot{U}D}$ der Erholungskollektive sind jedoch höher. Dies liegt daran, dass die veränderte Beanspruchung in den ersten fünf Bremszyklen für zusätzliche Veränderungen der Reibeigenschaften zu Beginn der Erholungskollektive sorgt und dieser Übergang somit für eine zusätzliche Erhöhung der Dauer sorgt.

Tabelle 7.8: Reibeigenschaften der Erholungsstufen und -kollektive der Friktionspaarung C

Messgröße	$\mu_{mittl,5}$	$\sigma_{mittl,5}$	$z_{B,\ddot{U}D}$	$\sigma_{\ddot{U}D}$
Einheit	-	-	-	-
1a: S ₁ ; R ₁	0,42	0,004	6,3	1,53
1b: S ₁ ; E ₁	0,43	0,011	4,7	2,08
1c: S ₁ ; E ₂	0,44	0,005	5,7	0,58
2a: S ₂ ; R ₁	0,45	0,006	3,0	1,00
2b: S ₂ ; E ₁	0,44	0,001	2,3	0,58
2c: S ₂ ; E ₂	0,44	0,008	3,3	1,15
3a: S ₃ ; R ₂	0,38	0,016	4,3	1,15
3b: S ₃ ; E ₃	0,39	0,016	4,0	2,00
3c: S ₃ ; E ₄	0,40	0,013	4,3	0,58
4a: S ₃ ; R ₁	0,42	0,027	9,0	1,00

4b: S ₃ ; E ₁	0,41	0,005	3,7	1,15
4c: S ₃ ; E ₂	0,44	0,004	5,3	0,58
S ₁ ; EK ₁	0,47	0,006	7,4	3,13
S ₁ ; EK ₂	0,46	0,004	7,2	0,45
S ₁ ; EK ₃	0,47	0,003	5,4	1,14
S ₂ ; EK ₁	0,46	0,004	5,8	3,49
S ₂ ; EK ₂	0,47	0,001	6,2	1,79
S ₂ ; EK ₃	0,46	0,002	2,8	0,45
S ₃ ; EK ₁	0,46	0,007	8,0	3,46
S ₃ ; EK ₂	0,45	0,008	6,7	0,58
S ₃ ; EK ₃	0,45	0,007	6,7	0,58
Berechnet mit $\Delta\mu=\pm 0.03$				

Der Verschleiß nimmt bei dieser Friktionspaarung trotz der kurzzeitig stark erhöhten Beanspruchung nur vergleichsweise geringfügig zu. So wird zum Beispiel bei den Erholungskollektiven trotz der erhöhten Starttemperatur $T_2=250^\circ\text{C}$ kein Verschleißkoeffizient von größer als $25,5 \text{ mm}^3/\text{MJ}$ gemessen, siehe Tabelle 7.9.

Tabelle 7.9: Verschleißkennwerte der Friktionspaarung C

Messgröße	$k_{V,\text{Belag}}$	$k_{V,\text{GRS}}$	Messgröße	$k_{V,\text{Belag}}$	$k_{V,\text{GRS}}$
Einheit	mm^3/MJ	mm^3/MJ	Einheit	mm^3/MJ	mm^3/MJ
Ø Einlauf	71,7	-	Ø Einlauf	7,3	Ø Einlauf
1a: S ₁ ; R ₁	5,0	12,1	S ₁ ; EK ₁	11,4	1a: S ₁ ; R ₁
1b: S ₁ ; E ₁	26,3		S ₁ ; EK ₂	28,7	1b: S ₁ ; E ₁
1c: S ₁ ; E ₂	20,5		S ₁ ; EK ₃	7,9	1c: S ₁ ; E ₂
2a: S ₂ ; R ₁	0,8	12,5	S ₂ ; EK ₁	25,0	2a: S ₂ ; R ₁
2b: S ₂ ; E ₁	2,9		S ₂ ; EK ₂	12,3	2b: S ₂ ; E ₁
2c: S ₂ ; E ₂	25,8		S ₂ ; EK ₃	6,9	2c: S ₂ ; E ₂
3a: S ₃ ; R ₂	20,9	13,0	S ₃ ; EK ₁	25,5	3a: S ₃ ; R ₂
3b: S ₃ ; E ₃	36,0		S ₃ ; EK ₂	9,3	3b: S ₃ ; E ₃
3c: S ₃ ; E ₄	26,6		S ₃ ; EK ₃	7,3	3c: S ₃ ; E ₄

Abbildung 7.28 zeigt verschiedene Aufnahmen der Oberfläche des Reibbelags. Verglichen wird diese nach dem Einlauf, nach extremer Beanspruchung in den beiden Laststufen 2.5 (Abbildung 7.24) und 5.5 (Abbildung 7.24) sowie nach dem Erholungskollektiv EK₁.

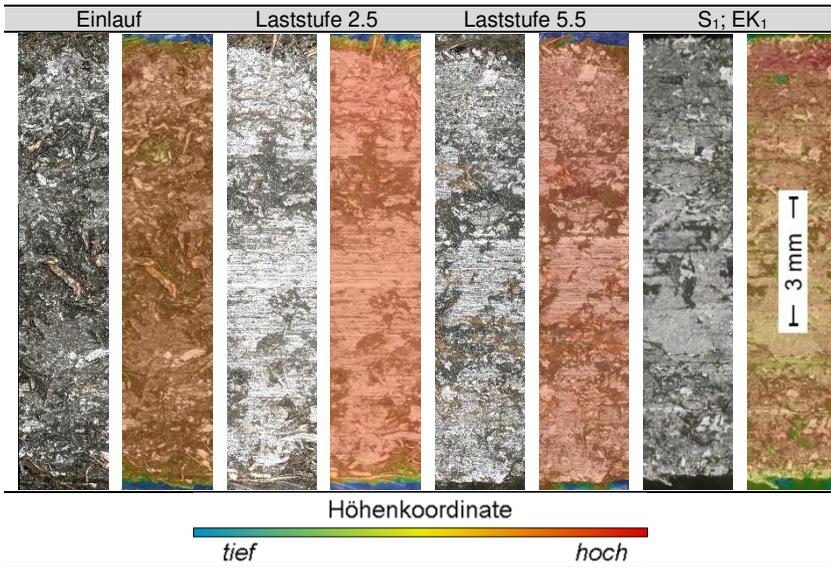


Abbildung 7.28: Mikroskopische Aufnahmen des Reibbelags C

Die Oberfläche neigt dazu, sich in Folge der Last- und Schädigungsstufen zu glätten. Nach dem Einlauf liegt die mittlere arithmetische Höhe beispielsweise bei $S_a=30\ \mu\text{m}$. Nach den Last- und Schädigungsstufen liegt sie in einem Wertebereich zwischen $S_a=4\ \mu\text{m}$ und $S_a=26\ \mu\text{m}$. Die Oberfläche ist zudem ähnlich wie zuvor bei Friktionspaarung A durchzogen von glatten und rauen Bereichen. Teile der Oberfläche können sich glätten, wie es zum Beispiel bei Erholungsstufe E₁ in Abbildung 7.29 zu erkennen ist. Hier weist der Bereich auf der Höhe des mittleren Reibradius eine deutlich geringere mittlere arithmetische Höhe auf. In Einzelfällen kommt es zur Bildung von Rissen und zu Ausbrüchen am oberen und unteren Rand des Reibbelags. Zu einem Ausbruch über die gesamte Ringbreite kommt es in Laststufe 1.5. Abbildung 7.30 zeigt das ausgebrochene Stück.

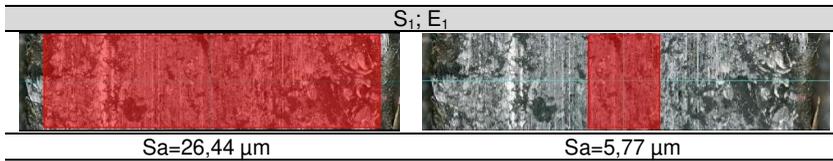


Abbildung 7.29: Glatte Bereich in der Mitte des 10 mm breiten Reibbelags



Abbildung 7.30: Ausbruch in Laststufe 1.5

Die Oberflächenkennwerte der Erholungskollektive werden ebenso analysiert. S_3 mit $T_2=250^\circ\text{C}$ weist eine höhere mittlere arithmetische Höhe S_a sowie eine geringere Kurtosis S_{ku} auf, siehe Abbildung 7.31. Die Ergebnisse der energiedispersiven Röntgenanalyse zeigen, dass es bei dieser Friktionspaarung zu einem Materialübertrag vom Reibbelag auf die Gegenreibeischiibe kommt. Auf der Scheibe werden Kupfer, Kohlenstoff, und Schwefel nachgewiesen, siehe Tabelle 7.10. Ein Materialübertrag von Eisen auf den Reibbelag ist ebenso wahrscheinlich, dieser ist aufgrund der Eisenbestandteile im Reibbelag, welche bereits im fabrikneuen Reibbelag vorliegen, nicht eindeutig.

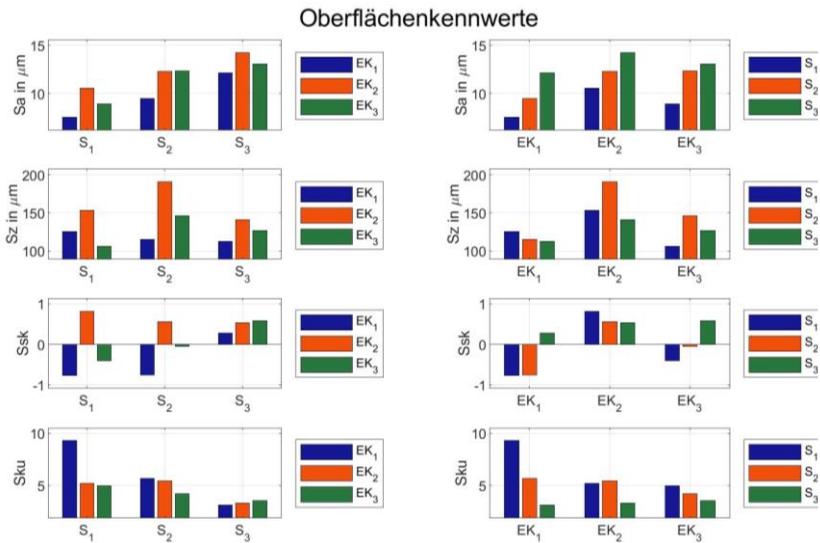


Abbildung 7.31: Oberflächenkennwerte der Erholungskollektive der Friktionpaarung C

Tabelle 7.10: Chemische Zusammensetzung der Reibfläche der Gegenreibrscheibe

Element	Prozentualer Gewichtsanteil
C	12,41
O	12,19
S	3,36
Fe	55,94
Cu	16,11

7.1.4 Friktionspaarung D

Die vierte Friktionspaarung besteht aus einem gewickelten, organischen Reibbelag und einer Gegenreibscheibe aus C45. Es handelt sich um ein kunstharz- und elastomergebundenes Reibmaterial, welches frei von Asbest, Blei sowie giftigen Schwermetallen und Schwermetallverbindungen ist. Die Armierung des Reibbelags besteht aus Glasfasern. Verwendet wird dieser Reibbelag in trockenlaufenden Anfahrkupplungen für Motorräder, PKW und NKW. (Reibbelaghersteller A, 2020) Im Querschliff sind die Bestandteile zu erkennen, siehe Abbildung 7.32.

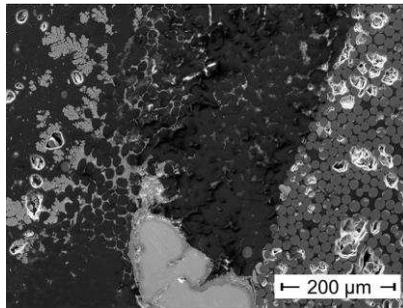


Abbildung 7.32: Reibbelag D im Querschliff

Neben den Glasfasern und dem Kupfer werden mittels der rasterelektronischen Röntgenanalyse Kohlenstoff, Zink, Eisen, Niob und Schwefel erkannt. Der Kohlenstoff liegt sowohl im Bindemittel als auch in Form von Graphit im Füllstoff vor.

Ähnlich wie in seiner typischen Anwendung, in Kupplungsscheiben trockenlaufender Anfahrkupplungen von PKW, wird der Reibbelag über Federbleche angebunden. Acht Federbleche werden dabei auf den Belagträger geschraubt. Mithilfe von Nieten wird dieser mit einem ein 0,5 mm dicken Blech verbunden, auf welches der Reibbelag geklebt ist. Der Reibbelag wird außerdem auf den Innen- beziehungsweise Außendurchmesser 158 mm und 182 mm gedreht. Dies hat den Vorteil, dass höhere Flächenpressungen gefahren werden können. Das Wandern des mittleren Reibradius wird zudem eingeschränkt, wodurch die Streuung der Reibeigenschaften reduziert wird. (Albers, Ott & Kniel, 2015) Wie in seiner typischen Anwendung verfügt der Reibbelag zudem über Nuten, siehe Abbildung 7.33.



Abbildung 7.33: Anbindung des Reibbelags D mittels Nieten und Federblechen

Der Einlauf der Friktionspaarung erfolgt innerhalb von 500 Bremszyklen bei der Starttemperatur $T_1=80^\circ\text{C}$ und einer spezifischen Reibarbeit von $1,3 \text{ J/mm}^2$. Die mittlere Reibungszahl steigt in den ersten 30 Bremszyklen an und verharrt dann unter gewissen Schwankungen in einem Bereich zwischen 0,34 und 0,44, siehe Abbildung 7.34.

Es folgt die Ermittlung und Identifizierung der temporären Schädigungsgrenze anhand der in Kapitel 6.2 ab Seite 93 beschriebenen Methode. Die spezifischen Reibarbeiten und -leistungen der sechs durchlaufenen Pfade sind in Abbildung 7.35 dargestellt. Bei den Laststufen 1.X und 2.X sowie 4.X und 5.X wird bei je zwei verschiedenen Massenträgheitsmomenten, J_1 und J_2 , die Gleitgeschwindigkeit erhöht. Darüber hinaus wird in der Laststufe 6.X die Flächenpressung erhöht. In der Laststufe 3.X werden sowohl die Flächenpressung als auch die Gleitgeschwindigkeit erhöht, da die alleinige Erhöhung der Flächenpressung bei $T_1=80^\circ\text{C}$ zu keinem deutlichen Abfall der mittleren Reibungszahl führt. Im relativen Vergleich zu den Friktionspaarungen A, B und C, werden die spezifischen Beanspruchungen deutlich gesteigert. Die obere Starttemperatur wird zudem auf $T_2=300^\circ\text{C}$ angehoben.

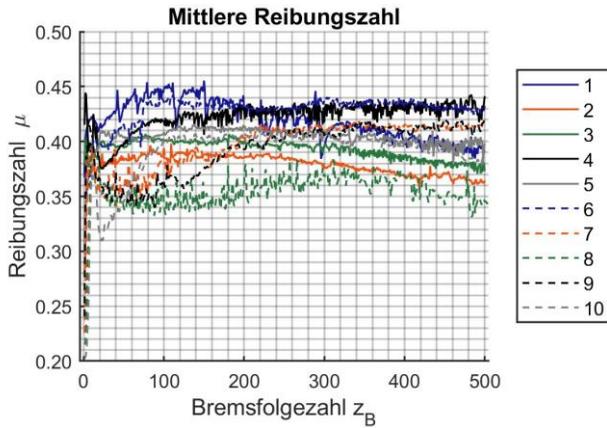


Abbildung 7.34: Einläufe verschiedener Exemplare der Friktionspaarung D

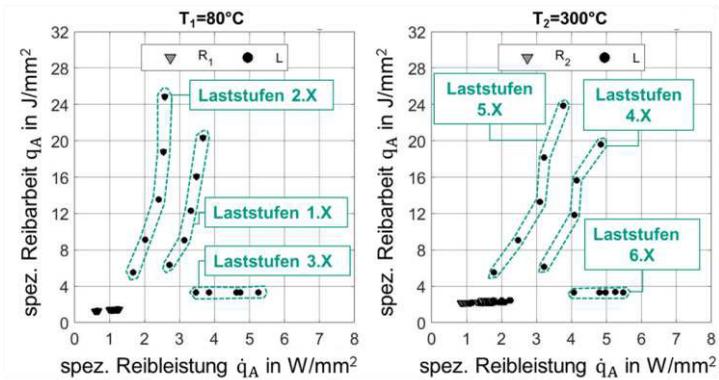


Abbildung 7.35: Laststufen zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung D

Die Verläufe der Reibungszahlen sind in Abbildung 7.36 dargestellt. Darin werden die Reibungszahlen der Last- und Referenzstufen gezeigt. Nach 49 beziehungsweise 99 Bremszyklen werden die Laststufen in steigender Reihenfolge durchfahren. Jeder 25te Bremszyklus (50, 75, 100 usw.) ist ab dann eine Laststufe. In den Diagrammen werden sie durch die Achsenbeschriftung der Bremsfolgezahlen z_B hervorgehoben.

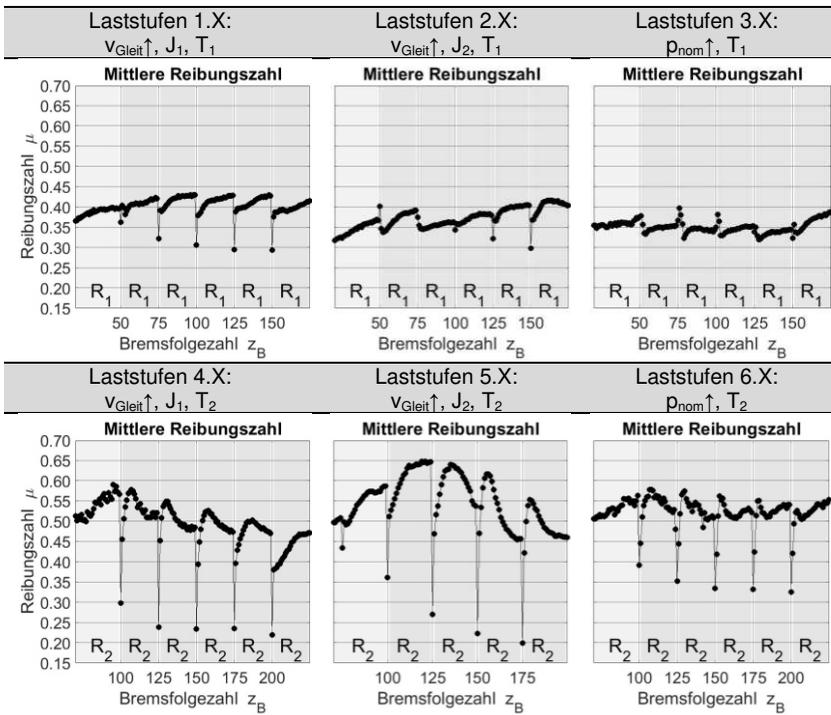


Abbildung 7.36: Reibeigenschaften der Last- und Referenzstufen der Friktionspaarung D, Versuchsplan im Anhang

Die kurzzeitig stark erhöhte Beanspruchung sorgt bei $T_1=80^\circ\text{C}$ für Einbrüche der mittleren Reibungszahl auf Werte von bis zu 0,29. Bei $T_2=300^\circ\text{C}$ bricht sie auf bis zu 0,20 ein. Zudem sind Schwankungen in den dazwischenliegenden Referenzstufen zu erkennen. Bei $T_1=80^\circ\text{C}$ steigt die mittlere Reibungszahl nach den Laststufen über mehrere Bremszyklen hinweg an und liegt dann in einem Bereich, welcher mit dem Einlauf vergleichbar ist. Bei $T_2=300^\circ\text{C}$ treten zudem starke Erhöhungen der

mittleren Reibungszahl auf. Diese steigt, wie zum Beispiel bei Laststufe 5.X, zunächst auf bis zu 0,64 an und fällt noch in derselben Referenzstufe wieder ab. Die Reibeigenschaften sind bei $T_2=300^\circ\text{C}$ somit sowohl hinsichtlich des Schädigungsverhaltens als auch hinsichtlich des Erholungsverhaltens deutlich volatiler. Die Verschleißkoeffizienten der Einläufe bei dieser Versuchsreihe im Durchschnitt bei $45,9 \text{ mm}^3/\text{MJ}$. Bei den Laststufen mit für $T_2=300^\circ\text{C}$ liegt der höchste Wert dagegen bei bis zu $326,0 \text{ mm}^3/\text{MJ}$.

Gemäß der Methode zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Beanspruchungskollektiven aus Kapitel 6.3 ab Seite 95 werden drei Schädigungsstufen festgelegt, um mit diesen das Erholungsverhalten der Friktionspaarung bei verschiedenen Erholungsstufen zu untersuchen. Die Erholung erfolgt bei den Referenzstufen (R_1 bei 80°C und R_2 bei 300°C), bei erhöhter Gleitgeschwindigkeit (E_1 bei 80°C und E_3 bei 300°C) und bei erhöhter Flächenpressung (E_2 bei 80°C und E_4 bei 300°C). Abbildung 7.37 zeigt die Ergebnisse von S_1 (Schädigung durch Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit bei 80°C). Während die Referenzstufe R_1 lange Übergangsphasen aufweist, erholt sich die Friktionspaarung unter den Erholungsstufen E_1 und E_2 deutlich schneller. Außerdem ist die Streuung bei E_1 (mit erhöhter Gleitgeschwindigkeit) am geringsten.

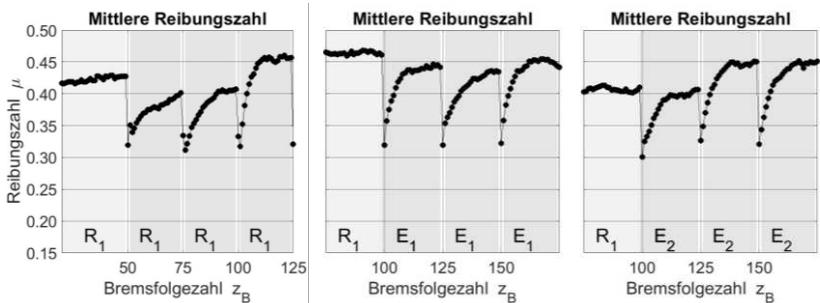


Abbildung 7.37: Erholungsstufen der Friktionspaarung D bei Schädigung durch S_1

Zudem werden verschiedene Erholungskollektive EK_1 (Dauerschlupf), EK_2 (erhöhte Flächenpressung) und EK_3 ($T_{\text{Start}}=40^\circ\text{C}$) erprobt, siehe Abbildung 7.38. Die weisen Vorteile gegenüber den bisherigen Erholungsstufen auf. Mit dem Erholungskollektiv EK_2 können beispielsweise sowohl eine geringe Streuung als auch eine kurze Übergangsdauer erzielt werden.

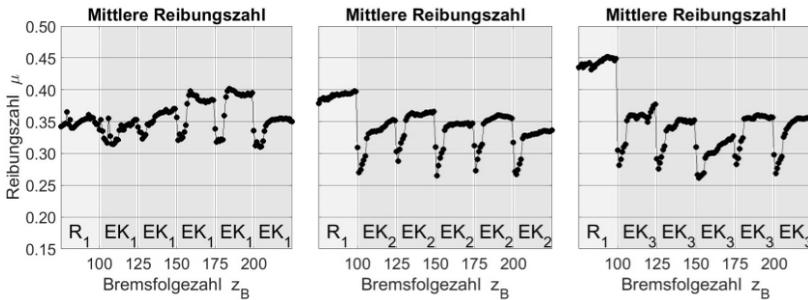


Abbildung 7.38: Erholungskollektive der Friktionspaarung D bei Schädigung durch S₁

Mit dem Erholungskollektiv EK₂ wird daraufhin eine Varianzanalyse durchgeführt. Mit diesem wird im Vergleich zur Referenzstufe R₁ eine signifikant höhere mittlere Reibungszahl erzielt, was aus den Prüfwerten hervorgeht. Die Übergangsdauer ist jedoch signifikant höher, siehe Tabelle 7.11.

Tabelle 7.11: Vergleich der Reibeigenschaften und der Übergangsdauer sowie Prüfgrößen und kritische Werte für S₁ mit R₁ und EK₂

	$\bar{\mu}_{mittl,5}$	$\sigma_{mittl,5}$	$\bar{z}_{B,\ddot{U}D}$	$\sigma_{\ddot{U}D}$	$F_{Prüf,mittl,5}$	$F_{Prüf,\ddot{U}D}$	$F_{0,95}$	$F_{0,99}$
R ₁	0,3818	0,0127	6,66	2,62	8,26	9,82	4,03	7,17
EK ₂	0,3932	0,0175	8,67	2,34				

Außerdem werden zwei weitere Erholungskollektive, EK₄ (mit erhöhter Gleitgeschwindigkeit) und EK₅ (mit Richtungsumkehr), erprobt. EK₄ zeigt in der Varianzanalyse eine hochsignifikante Steigerung der mittleren Reibungszahl bei einer ähnlichen Übergangsdauer wie in der Referenzstufe, siehe Abbildung 7.39 und Tabelle 7.12.

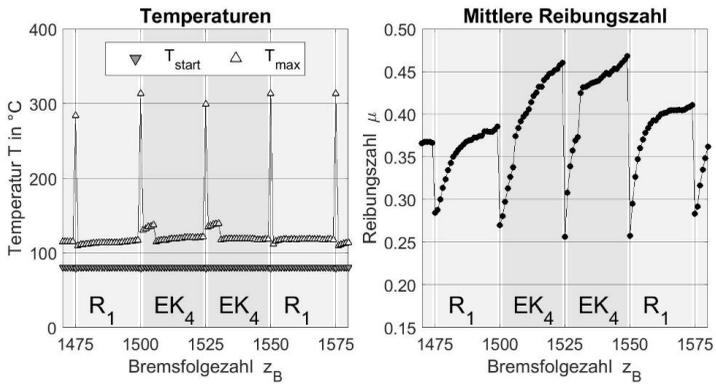


Abbildung 7.39: Ausschnitt aus dem Vergleich von EK₄ mit R₁

Tabelle 7.12: Vergleich der Reibeigenschaften und der Übergangsdauer sowie Prüfgrößen und kritische Werte für S₂ mit R₁ und EK₄

	$\bar{\mu}_{mittl,5}$	$\sigma_{mittl,5}$	$\bar{z}_{B,\ddot{U}D}$	$\sigma_{\ddot{U}D}$	$F_{Prüf,mittl,5}$	$F_{Prüf,\ddot{U}D}$	$F_{0,95}$	$F_{0,99}$
R ₁	0,3893	0,0201	7,77	2,62	78,51	0,1937	4,03	7,17
EK ₄	0,4436	0,0269	8,06	2,62				

Die Reibeigenschaften der Referenz-, und Erholungsstufen sowie der Erholungskollektive sind in Tabelle 7.13 zusammengefasst. Darin ist zu erkennen, dass sich bei der Schädigung mit der Schädigungsstufe S₃ mit der oberen Starttemperatur T₂=300°C tendenziell höhere mittlere Reibungszahlen einstellen. Auf die Ursachen dieser Erhöhung wird später bei der Oberflächenanalyse eingegangen.

Tabelle 7.13: Reibeigenschaften der Erholungsstufen und -kollektive der Friktionspaarung D

Messgröße	$\mu_{\text{mittl},5}$	$\sigma_{\text{mittl},5}$	$Z_{b,\text{ÜD}}$	$\sigma_{\text{ÜD}}$
Einheit	-	-	-	-
1a: S ₁ ; R ₁	0,42	0,033	8,7	1,15
1b: S ₁ ; E ₁	0,44	0,007	8,0	1,73
1c: S ₁ ; E ₂	0,43	0,026	8,0	0,00
2a: S ₂ ; R ₁	0,38	0,035	8,0	5,57
2b: S ₂ ; E ₁	0,37	0,019	5,0	3,61
2c: S ₂ ; E ₂	0,38	0,035	6,7	4,16
3a: S ₃ ; R ₂	0,48	0,022	9,7	7,23
3b: S ₃ ; E ₃	0,42	0,022	10,3	4,04
3c: S ₃ ; E ₄	0,44	0,017	10,7	3,21
4a: S ₃ ; R ₁	0,44	0,020	8,0	1,00
4b: S ₃ ; E ₁	0,42	0,001	11,3	0,58
4c: S ₃ ; E ₂	0,39	0,009	10,7	1,15
S ₁ ; EK ₁	0,37	0,019	8,6	1,95
S ₁ ; EK ₂	0,35	0,011	7,0	0,00
S ₁ ; EK ₃	0,35	0,017	7,4	0,55
S ₁ ; EK ₄	0,37	0,022	5,8	2,17
S ₁ ; EK ₅	0,36	0,007	9,7	0,58
S ₂ ; EK ₁	0,35	0,013	6,0	2,83
S ₂ ; EK ₂	0,35	0,022	5,4	2,07
S ₂ ; EK ₄	0,34	0,008	3,0	0,00
S ₃ ; EK ₁	0,40	0,015	7,0	7,00
S ₃ ; EK ₁	0,40	0,011	5,3	0,58
S ₃ ; EK ₄	0,41	0,002	7,0	0,00
Berechnet mit $\Delta\mu=\pm 0.03$				

Der Verschleiß nimmt bei dieser Friktionspaarung durch die kurzzeitig stark erhöhte Beanspruchung zu. Während er im Einlauf bei durchschnittlich 17,8 mm³/MJ beziehungsweise 19,7 mm³/MJ liegt, werden zum Beispiel bei S₃ bis zu 61,3 mm³/MJ gemessen, siehe Tabelle 7.14. Im Vergleich zu Friktionspaarung A und B ist der Verschleiß – insbesondere unter Berücksichtigung der deutlich höheren Beanspruchung und Temperatur – jedoch gering.

Tabelle 7.14: Verschleißkennwerte der Erholungsstufen und -kollektive der Friktionspaarung D

Messgröße	$k_{V, \text{Belag}}$	$k_{V, \text{GRS}}$
Einheit	mm^3/MJ	mm^3/MJ
Ø Einlauf	17,8	-
1a: S ₁ ; R ₁	53,1	3,1
1b: S ₁ ; E ₁	30,2	
1c: S ₁ ; E ₂	29,6	
2a: S ₂ ; R ₁	15,8	0,2
2b: S ₂ ; E ₁	16,3	
2c: S ₂ ; E ₂	13,8	
3a: S ₃ ; R ₂	56,2	1,6
3b: S ₃ ; E ₃	56,9	
3c: S ₃ ; E ₄	61,3	

Messgröße	$k_{V, \text{Belag}}$	$k_{V, \text{GRS}}$
Einheit	mm^3/MJ	mm^3/MJ
Ø Einlauf	19,7	-
S ₁ ; EK ₁	76,2	0,4
S ₁ ; EK ₂	50,1	
S ₁ ; EK ₃	18,8	
S ₁ ; EK ₄	89,3	0,7
S ₁ ; EK ₅	36,0	
S ₂ ; EK ₁	12,9	0,7
S ₂ ; EK ₂	16,6	
S ₂ ; EK ₃	34,1	
S ₃ ; EK ₁	82,6	0,1
S ₃ ; EK ₂	36,3	
S ₃ ; EK ₃	58,1	

Bei der Oberflächenanalyse wird der Reibbelag unter anderem nach dem Einlauf, nach extremer Beanspruchung in den beiden Laststufen 3.4 und 6.7 sowie nach dem Erholungskollektiv EK₁ betrachtet, siehe Abbildung 7.40. Nach dem Einlauf und nach dem Erholungskollektiv sind dunkle Bereiche zwischen den gewickelten Faserbündeln zu erkennen. Nach der extremen Beanspruchung in den beiden Laststufen sind diese dagegen nicht zu erkennen. Darüber hinaus kann es in diesen zu Ausbrüchen am Rand kommen, wie bei Laststufe 6.7 sehen ist.

Das Tageslicht hat einen großen Einfluss auf die Wahrnehmung der glänzenden und matten Bereiche, denn diese reflektieren das Licht unterschiedlich stark, siehe Abbildung 7.41. Nach dem Einlauf reflektieren die glänzenden Bereiche das Licht am stärksten und erstrecken sich über nahezu die gesamte Reibfläche. Direkt nach den verschiedenen Schädigungsstufen nimmt der Glanz deutlich ab. In S₁ wirkt die Oberfläche am mattesten. In S₂ und S₃ ist die Oberfläche des Reibbelags nur etwa zur Hälfte von diesen glänzenden Bereichen bedeckt. Im Neuzustand ist die Oberfläche dagegen matt, wie an den abgedrehten Flächen an den Rändern zu erkennen ist.

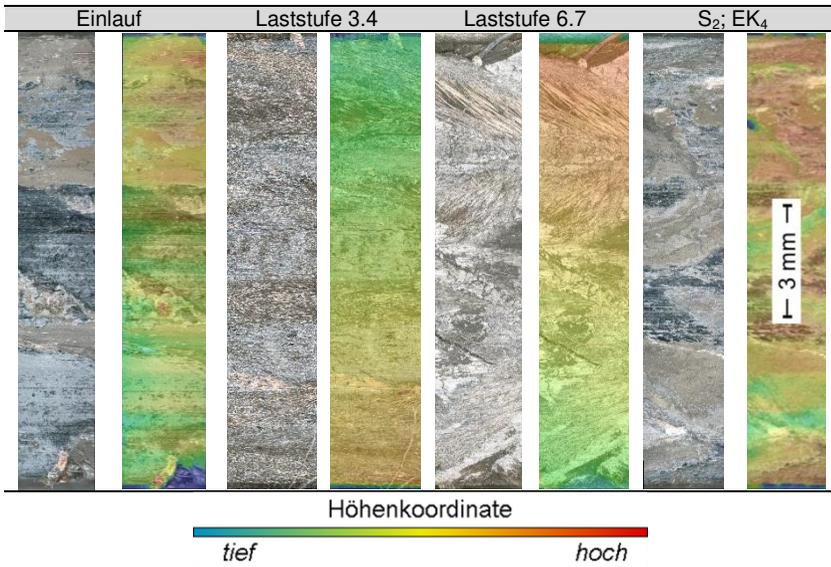


Abbildung 7.40: Mikroskopische Aufnahmen des Reibbelags D

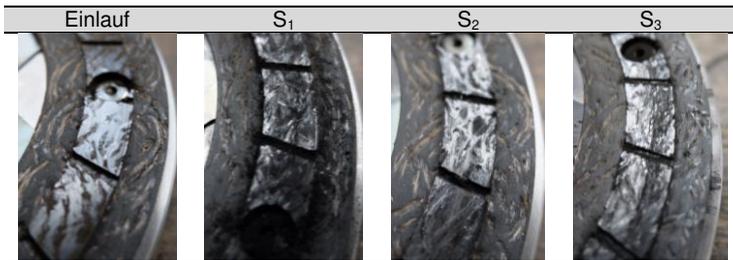


Abbildung 7.41: Nach dem Einlauf und jeweils direkt nach der Schädigung

Abbildung 7.42 zeigt weitere Aufnahmen nach dem Einlauf, der Schädigung und der Erholung. Auch hier nimmt der Glanz des Reibbelags direkt nach der Schädigung ab. Gegen Ende der Erholungsphase ist er wieder stärker ausgeprägt. Zudem treten infolge der Schädigung Hotspots auf der Gegenreibrscheibe auf, welche auch nach der Erholung noch zu erkennen sind.



Abbildung 7.42: Fotoaufnahmen nach dem Einlauf, der Schädigung und der Erholung

Die Analyse der Gegenreißscheiben nach den Versuchen bei $T_2=300^\circ\text{C}$ zeigt, dass hier ein erheblicher Materialübertrag vom Reibbelag hin zur Gegenreißscheibe auftritt. Stellenweise liegt der Gewichtsanteil an Eisen nur bei 30 %. Kohlenstoff, Sauerstoff und Kupfer verdrängen diesen, siehe Abbildung 7.43 und Tabelle 7.15. Es wird vermutet, dass der Materialübertrag durch die Veränderung der reibaktiven Schicht an der Erhöhung der mittleren Reibungszahl beteiligt ist. Auch bei dieser Friktionspaarung weist die mittlere Reibungszahl nämlich gegen Ende der Versuchsreihe einen vergleichsweise hohen Wert von 0,55 auf.

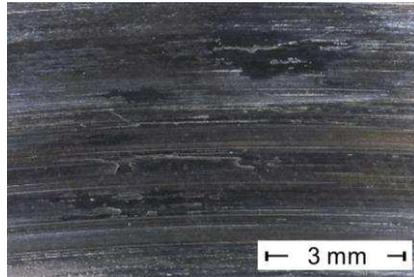


Abbildung 7.43: Gegenreibeisbe nach S₃; E₄

Tabelle 7.15: Chemische Zusammensetzung der Gegenreibeisbe nach S₃; E₄

Element	Prozentualer Gewichtsanteil
C	30,10
O	16,87
Al	0,27
Si	2,90
S	4,11
Ca	2,51
Fe	29,06
Cu	14,18

Außerdem werden die Kennwerte der Oberflächenbeschaffenheit analysiert. Anhand der Kennwerte können bei dieser Friktionspaarung jedoch keine eindeutigen Unterschiede zwischen den Schädigungs- und Erholungsstufen erkannt werden. Diese liegen in Anbetracht der Streuung zu nahe beieinander, siehe Abbildung 7.44.

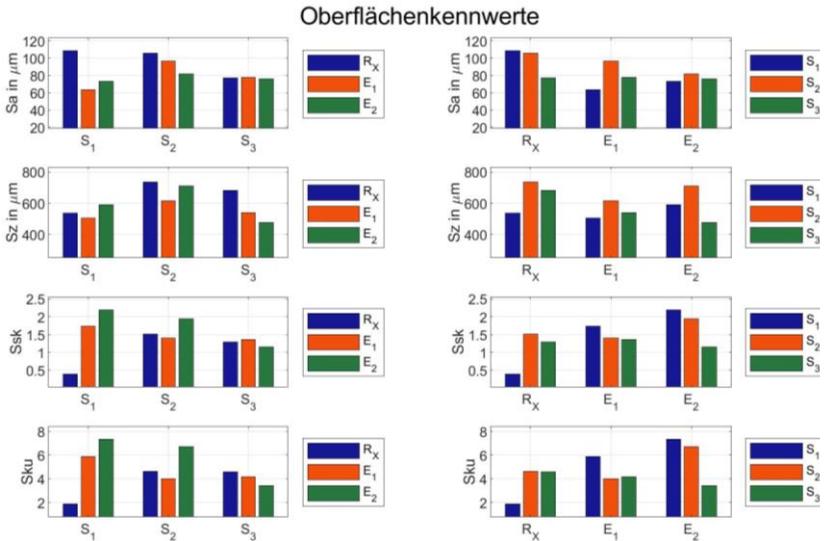


Abbildung 7.44: Oberflächenkennwerte der Schädigungs- und Erholungsstufen

Reibbelag D wird in zusätzlichen Stichversuchen mit Gegenreibeisbeiben aus GGG40, Gusseisen mit Kugelgraphit, untersucht. Das Ziel der Untersuchungen ist es, die Übertragbarkeit der gewonnenen Erkenntnisse zu analysieren. Gusseisen weist im Gegensatz zu C45 einen wesentlich höheren Kohlenstoffgehalt auf, welcher zu Graphitausscheidungen führt. Hierdurch steigt zwar die Zugfestigkeit, jedoch nimmt die Wärmeleitfähigkeit bedingt durch diese Ausscheidungen ab. Die Form dieser Ausscheidungen beeinflusst ebenso die Wärmeleitfähigkeit. Eine vermiculare Form weist bei gleichem Kohlenstoffgehalt eine höhere Wärmeleitfähigkeit auf als eine kugelförmige oder eine laminare. In der Praxis werden in Einscheibentrockenkupplungen für PKW-Anwendungen für die Sekundärscheibe des Zweimassenschwungrads und die Anpressplatte der Kupplung je nach Kombination von Kupplung und Zweimassenschwungrad häufig auch zwei verschiedene Materialien mit unterschiedlichen Kohlenstoffgehalten und Ausscheidungsformen eingesetzt². Da die Wärmeleitfähigkeit von GG30, Gusseisen mit Vermiculargraphit, nur circa

² Auf Basis der Analyse von technischen Zeichnungen von Serienbauteilen

6 % unter der von C45 liegt, wird bei den folgenden Versuchen GGG40 mit C45 verglichen. Dessen Wärmeleitfähigkeit ist um circa 25 % geringer als die von C45, weshalb deutliche Unterschiede erwartet werden. Beide Varianten werden vom selben Hersteller nach denselben Zeichnungen gefertigt. Die Versuche werden direkt aufeinander folgend an beiden Materialien mit derselben Messnabenkalibrierung und denselben Prüflaufskripten durchgeführt.

Der Einlauf erfolgt innerhalb von 500 Bremszyklen bei $1,4 \text{ J/mm}^2$ und $1,2 \text{ W/mm}^2$. Die Ergebnisse aus dem Einlauf mit C45 stimmen sehr gut mit den bisherigen Ergebnissen überein, vergleiche Abbildung 7.34 auf Seite 141. GGG40 erzielt dagegen zunächst deutlich geringere mittlere Reibungszahlen, siehe GGG40 Nr.1 in Abbildung 7.45.

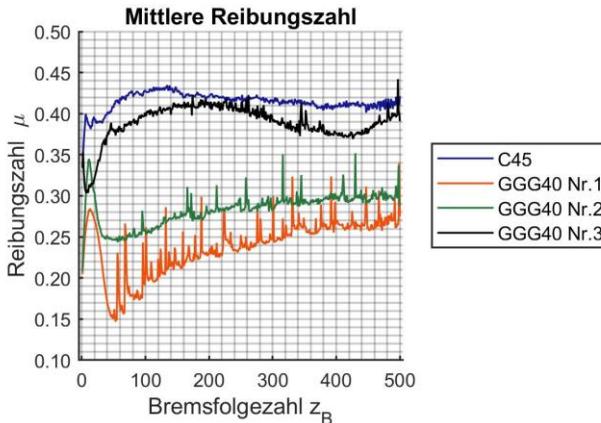


Abbildung 7.45: Vergleich des Einlaufs mit C45 und GGG40 mit deutlichen Unterschieden

Diese steigen innerhalb der ersten zehn Bremszyklen an, fallen danach wieder ab und erreichen nach langem Anstieg ein Niveau von circa 0,27. Die Ergebnisse werden diskutiert: Eine fertigungsbedingte Kontamination mit Kühlschmierstoff, könnte

den Unterschied erklären. Diese kann ausgeschlossen werden, wenn die Gegenreibrscheibe zuvor gründlich in Bremsenreiniger³ eingelegt, damit gereinigt und zudem für vier Stunden lang auf 150°C erhitzt wird⁴. Bei einem reinen Überwischen mit Bremsenreiniger könnten Rückstände des Kühlschmiermittels in den Poren des GGG40 zurückbleiben. Auch nach dem Einlauf, sind diese Poren noch deutlich auf der Oberfläche des GGG40 zu erkennen, siehe Abbildung 7.46. Anders als bei C45 erschweren diese die Reinigung. Mit der Reinigung und dem Erhitzen im Ofen erreichen die Reibungszahlen ein Niveau von circa 0,29, siehe GGG40 Nr.2 in Abbildung 7.45. Zum Vergleich wird eine weitere Variante, GGG40 Nr.3, an ein Beanspruchungskollektiv angepasst, welches bei der Firma Schaeffler im Rahmen der Erprobung von Einscheibentrockenkupplungen eingesetzt wird. Mit dessen Temperatur und Flächenpressung von 120°C und 0,13 MPa erreicht die Friktionspaarung Reibungszahlen von circa 0,4, siehe Abbildung 7.45. Sie erzielt somit Reibeigenschaften, welche vergleichbar sind zu den bisherigen Ergebnissen aus diesem Kapitel sowie in der Industrie üblichen Reibungszahlen. Somit scheint keine Beeinträchtigung durch eine etwaige Kontamination mit Kühlschmiermittel vorzuliegen.

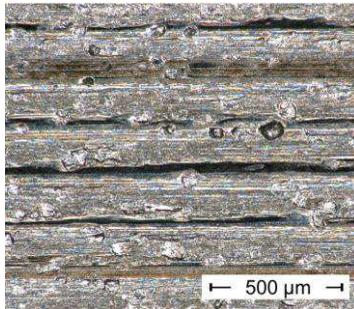


Abbildung 7.46: Oberfläche einer Gegenreibrscheibe aus GGG40 nach dem Einlauf

³ Basis von n-Alkanen, iso-Alkanen und n-Hexan

⁴ Auf Empfehlung von Herrn Schneider, Firma Schaeffler Automotive Buehl GmbH & Co. KG, 22.09.2020

Beide Exemplare, C45 und GGG40, werden gemäß der Methode zur Ermittlung und Identifizierung der temporären Schädigungsgrenze aus Kapitel 6.2 auf Seite 93 untersucht. Die Beanspruchung wird dabei innerhalb von fünf Laststufen – Bremszyklen 50, 75, 100, 125 und 150 – stufenweise auf bis zu 20 J/mm² gesteigert, siehe Abbildung 7.47.

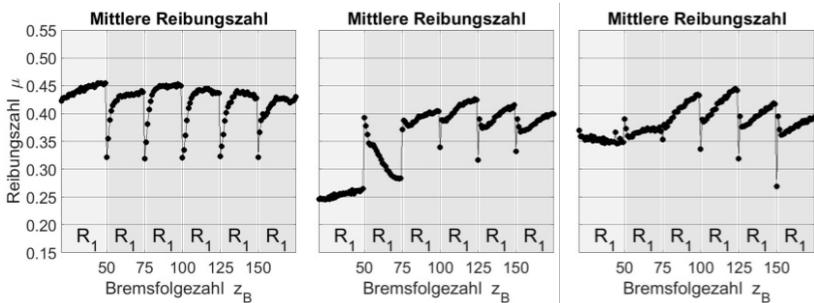


Abbildung 7.47: Vergleich der Reibeigenschaften der Last- und Referenzstufen von C45 (links), GGG40 Nr.1 (mittig) und GGG40 Nr.3 (rechts)

Mit C45 zeigen sich unter der Referenzstufe R₁ mittlere Reibungszahlen im Bereich von 0,4 bis 0,45. Unter den Laststufen brechen diese auf ein Niveau von knapp über 0,3 ein. Die Übergangsdauer nimmt zwischen fünf und zwölf Bremszyklen in Anspruch. GGG40 startet je nach Einlaufprozedur mit einem Niveau von 0,25 beziehungsweise 0,35. Dieses steigt infolge der ersten Laststufen ab jeweils Bremszyklus Nr. 75 auf Reibungszahlen von bis zu 0,43 beziehungsweise 0,44 an. Ab dann werden auch in den Laststufen vergleichbare Einbrüche beobachtet, welche mit der Erhöhung der Beanspruchung zunehmen. Die Übergangsdauern sind wesentlich länger als bei C45. Sie nehmen die gesamten Referenzstufen in Anspruch.

Der Vergleich zwischen EK₄ und R₁, welcher mit C45 auf Seite 145 hochsignifikante Unterschiede zeigt, wird mit GGG40 Nr.1 wiederholt. Aus der Varianzanalyse geht hervor, dass mit GGG40 keine signifikanten Unterschiede hinsichtlich der erzielten mittleren Reibungszahlen und der Übergangsdauer vorliegen, siehe Tabelle 7.16. Das Erholungsverhalten wird somit nicht verbessert. Die mittlere Reibungszahl sinkt zudem über den Versuch hinweg von einem Niveau von 0,38 auf 0,27 ab, was wiederum zu erhöhten Standardabweichungen der mittleren Reibungszahlen führt, siehe Tabelle 7.12.

Tabelle 7.16: Vergleich der Reibeigenschaften und der Übergangsdauer sowie Prüfgrößen und kritische Werte für S₂ mit R₁ und EK₄ für GGG40

	$\bar{\mu}_{\text{mittl},5}$	$\sigma_{\text{mittl},5}$	$\bar{z}_{B,\ddot{U}D}$	$\sigma_{\ddot{U}D}$	$F_{\text{Prüf},\text{mittl},5}$	$F_{\text{Prüf},\ddot{U}D}$	$F_{0,95}$	$F_{0,99}$
R ₁	0,3123	0,0352	3,10	2,17	0,3445	0,0026	4,03	7,17
EK ₄	0,3176	0,0346	3,13	2,28				

Der Vergleich der Verschleißkoeffizienten zeigt weitere Unterschiede auf: Während mit C45 bei der Ermittlung und Identifizierung der temporären Schädigungsgrenze 82,13 mm³/MJ gemessen werden, liegt GGG40 im gleichen Versuch bei 323,15 mm³/MJ und in der Varianzanalyse bei 312,72 mm³/MJ. Durch den erhöhten Verschleiß werden die Nuten des Reibbelags vollständig abgetragen, was die Veränderungen der Reibeigenschaften erklärt.

Hinsichtlich der mit den Thermoelementen gemessenen Spitzentemperaturen während den Laststufen zeigen sich weitere Unterschiede. Bei der Gegenreibeischeibe aus C45 betragen diese bis zu 286°C. Bei derjenigen aus GGG40 werden bis zu 502°C gemessen. Bedingt durch die bessere Wärmeleitfähigkeit des C45 bleibt dieser also kälter. Die gemessenen Temperaturen können jedoch je nachdem, ob die Friktionspaarung direkt unter dem Thermoelement trägt, stark abweichen. Die Ungleichmäßigkeiten in der Wärmeverteilung sind bei C45 deutlich an der Oberfläche zu erkennen. Im Querschnitt ist deutlich zu erkennen, dass sie zu Veränderungen des Gefüges im Randbereich führen können, siehe Abbildung 7.48. Im Randbereich bildet sich hierbei Martensit, während das Bauteilinnere sein ferritisch-perlitisches Gefüge beibehält, siehe Abbildung 7.48 und Abbildung 7.49. Die Härte steigt hierdurch im Randbereich von 160 HV0.3 auf 760 HV0.3 an. Bei der Gegenreibeischeibe ist dieses Verhalten nicht zu beobachten. Sowohl im Randbereich als auch im Bauteilinneren befinden sich Kugelgraphit sowie wenige Perlitinseln in einer ferritischen Matrix, siehe Abbildung 7.50.

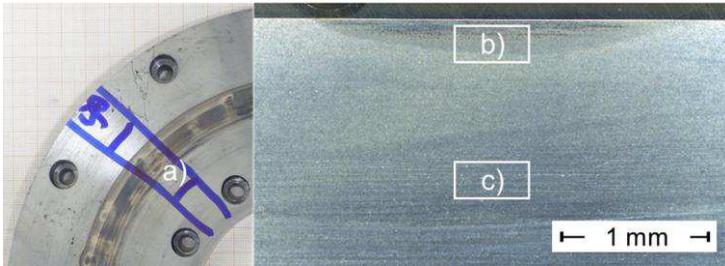


Abbildung 7.48: Querschliff einer Gegenreibrscheibe aus C45 (a): Gefüge im Randbereich (b) sowie im Bauteilinneren (c)

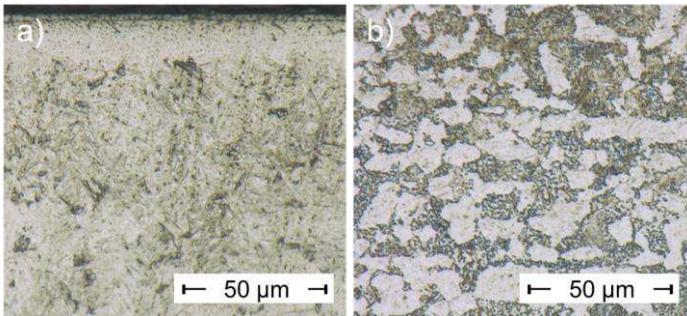


Abbildung 7.49: Martensit (a) im beanspruchten Randbereich sowie ferritisch-perlitisches Gefüge im Bauteilinneren (b) der Gegenreibrscheibe aus C45

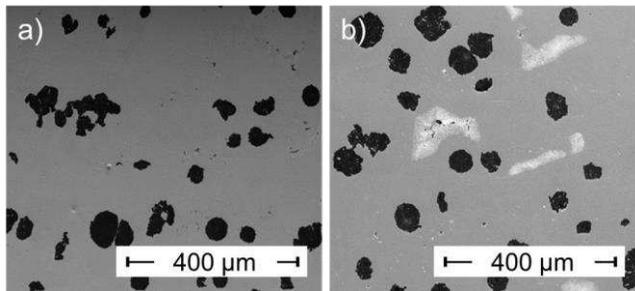


Abbildung 7.50: Kugelgraphit in ferritischer Matrix mit wenigen Perlitinseln im beanspruchten Randbereich (a) sowie im Bauteilinneren (b) der Gegenreibrscheibe aus GGG40

Als Fazit der Stichversuche liegt neben dem erhöhten Verschleiß bei der Schädigung der wesentliche Unterschied zwischen C45 und GGG40 im Einlauf- und Erholungsverhalten. Dieses nimmt bei GGG40 eine höhere Anzahl an Bremszyklen in Anspruch. Die kurzfristig stark erhöhte Beanspruchung scheint auf Basis der Stichversuche dazu beizutragen, die Reibschicht auszubilden. Der gezielte Einsatz von erhöhten Beanspruchungen könnte somit Potential bieten, den Einlauf zu verkürzen. Um dieses Potential beispielhaft aufzuzeigen, wird die Methode zur Variation des Beanspruchungskollektivs im Einlauf entwickelt und angewandt. Gemäß dieser Methode, welche in Kapitel 6.5 beschrieben ist, wird die Friktionspaarung im Folgenden unter verschiedenen Beanspruchungskollektiven untersucht, welches das Einlaufverhalten verbessern soll. Deren Parameter sind in Tabelle 7.17 zusammengefasst. Abbildung 7.51 zeigt des Weiteren die Verläufe der Reibungszahlen, welche mit diesen Beanspruchungskollektiven erzielt werden.

Tabelle 7.17: Parameter der im Kurzzeittest verwendeten Beanspruchungskollektive

Parameter	T_{Start}	p_{Nom}	v_{Gleit}	q_A	\dot{q}_A	t_{Rutsch}
Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²	s
Referenzstufe	80	0,31	9	1,4	1,0	-
Laststufe 1	80	0,31	6	0,7	0,7	-
Laststufe 2	80	0,22	12	2,4	1,3	-

Laststufe 3	80	0,22	9	1,4	0,7	-
Laststufe 4	80	0,41	9	1,4	1,3	-
Dauerschlupf	80	0,31	-9	2,9	1,0	3

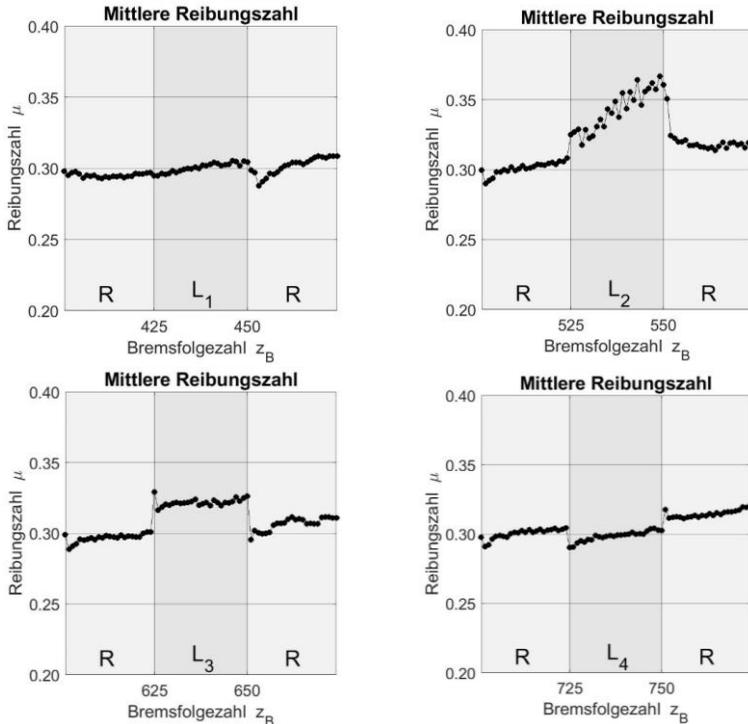


Abbildung 7.51: Vergleich der vier Varianten im Kurzzeittest

Laststufen L_x Zu- und Abnahmen der Reibungszahlen. Zunahmen zeigen sich beispielsweise in der Laststufe L_2 mit erhöhter Gleitgeschwindigkeit und in der Laststufe L_3 mit abgesenkter Flächenpressungen. Darüber hinaus zeigen sich in der drauffolgenden Referenzstufe R weitere Unterschiede. Hier finden sich ebenso Zu- und Abnahmen der Reibungszahl. Die größten Zunahmen liegen bei den Laststufen L_2 mit erhöhter Gleitgeschwindigkeit und in L_4 mit erhöhter Flächenpressungen vor. Der Referenzstufe R folgt der Dauerschlupf. Dieser sorgt dafür, dass die Reibungszahlen wieder auf ein Niveau von circa 0,3 fallen.

Die Reibungszahlen liegen zu Beginn bei allen vier Varianten bei circa 0,3. Je nach Variante zeigen sich darauf unter den veränderten Beanspruchungen in den. Abbildung 7.52 zeigt beispielhaft einen Messschrieb mit einem solchen Dauerschlupf DS. Während diesem steigt die Reibungszahl deutlich an. Der Vergleich der beiden Referenzstufen R vor und nach diesem zeigt, dass hierdurch die Reibungszahl gemindert werden kann.

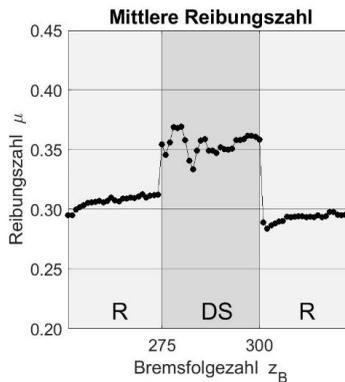


Abbildung 7.52: Reibungsminderung nach abgeschlossenem Dauerschlupf

Der Anstieg während des Dauerschlupf DS könnte durch eine Nullpunktverschiebung der Drehmomentmessnabe erklärt werden, welche den Unterschied bedingt durch den Vorzeichenwechsel erklären würde. Durch die Kalibrierung der Messtechnik lässt sich dies jedoch ausschließen. Der Einlauf scheint der Friktionspaarung dagegen eine Ausrichtung aufgeprägt zu haben. So erfolgt die Bildung der sekundären Plateaus nach Eriksson und Jacobsen (Eriksson & Jacobson, 2000) beispielsweise nur entgegen der Reibrichtung. Durch deren Umkehr könnten sich die zuvor entstandenen sekundären Plateaus durch die Schubspannung der Reibung von den primären Plateaus gelöst haben. Durch die Änderung der Gleitrichtung könnten sich des Weiteren die Fasern aufstellen und so die Reibung während des Dauerschlupfs DS erhöhen. Diese Effekte sind jedoch schwer anhand von Oberflächenanalysen nachzuweisen. Anhand der Analyse der Reibeigenschaften wird jedoch deutlich, dass sowohl eine Reibungserhöhung als auch die gewünschte Reibungsminderung vorliegen.

Aufgrund der Reibungszunahme, welche bei der Laststufe L_2 sowohl in der Laststufe als auch in der darauffolgenden Referenzstufe in allen Wiederholungen zu beobachten ist, wird beschlossen, diese für den Einlauf eines weiteren Exemplars der Friktionspaarung zu verwenden. Die Bremszyklen 25 bis 125 weisen dabei das Beanspruchungskollektiv der Laststufe L_2 auf. Alle weiteren Bremszyklen weisen, wie bisher die Parameter der Referenzstufe auf. Abbildung 7.53 zeigt den Vergleich des bisherigen Einlaufs mit dem neuen, optimierten Einlauf. Obwohl nur 100 der 500 Bremszyklen verändert sind, weist dieser deutlich höhere mittlere Reibungszahlen von circa 0,41 auf. Dieses Beispiel zeigt somit auf, dass Verbesserungen durch vorübergehende Veränderungen des Beanspruchungskollektivs erzielt werden können. Dies wird durch die Anwendung der Methode zur Variation des Beanspruchungskollektivs im Einlauf unterstützt, welche es ermöglicht solche Kollektive in kurzer Zeit zu finden.

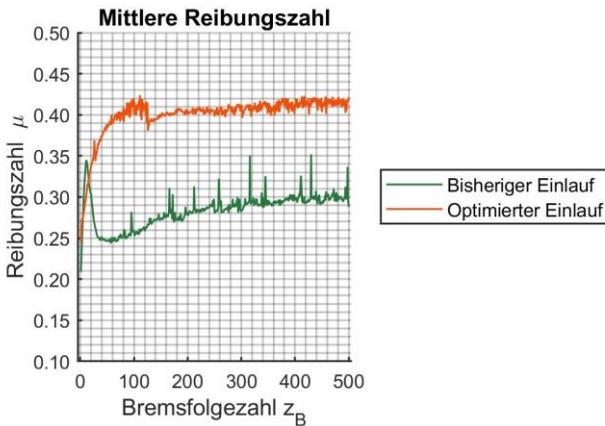


Abbildung 7.53: Vergleich des bisherigen Einlaufs mit der Referenzstufe mit dem optimierten Einlauf mit den 100 Bremszyklen (26 bis 125) bei der Laststufe L_2

Es folgt die Oberflächenanalyse der Reibflächen, um herauszufinden, wie diese Unterschiede zustande kommen. Der Vergleich von Fotoaufnahmen der Reibbeläge nach den Versuchen zum Einlauf zeigt, dass sich die Reibbeläge nur unwesentlich

unterscheiden. Bei allen drei Varianten bildet sich bei beiden Werkstoffen und Beanspruchungen die glänzende Reibschicht aus. Diese überdeckt mit Ausnahme der Glasfasern gleichmäßig die gesamte Oberfläche, siehe Abbildung 7.54.

Bei den Fotoaufnahmen der Gegenreibeischeiben zeigen sich dagegen große Unterschiede. Während sich die Reibfläche der Gegenreibeischeibe aus C45 deutlich von der unbeanspruchten Fläche abhebt, ist die von GGG40 mit dem bisherigen Einlauf etwas dunkler als zuvor. Nach dem optimierten Einlauf fällt außerdem die stärkere bräunliche Färbung der Reibfläche auf. Diese tritt bei der Gegenreibeischeibe aus C45 ebenso auf. Bei derjenigen aus GGG40 mit dem bisherigen Einlauf ist sie jedoch kaum wahrzunehmen, siehe Abbildung 7.55.



Abbildung 7.54: Fotoaufnahmen der gewickelten 12 mm breiten Reibbeläge nach (a) dem Einlauf mit C45, (b) dem Einlauf mit GGG40 und (c) dem optimierten Einlauf mit GGG40



Abbildung 7.55: Fotoaufnahmen der 12 mm breiten Gegenreibeischeiben nach (a) dem Einlauf mit C45, (b) dem Einlauf mit GGG40 und (c) dem optimierten Einlauf mit GGG40

Abbildung 7.56 und Abbildung 7.57 zeigen die Aufnahmen des Lichtmikroskops und des Rasterelektronenmikroskops. Daran sind zum einen die farblichen Unterschiede zu erkennen, welche infolge der Beanspruchung auftreten. Zum anderen ändert sich die Struktur der Oberfläche.

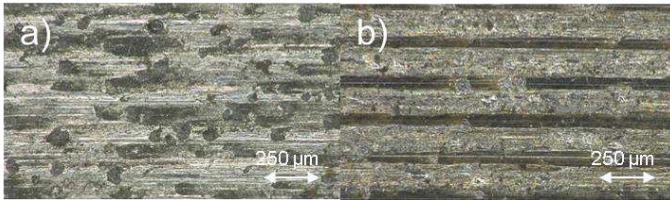


Abbildung 7.56: Lichtmikroskopische Aufnahmen der (a) unbeanspruchten und der (b) beanspruchten Oberfläche der Gegenreibrscheibe aus GGG40 nach dem optimierten Einlauf

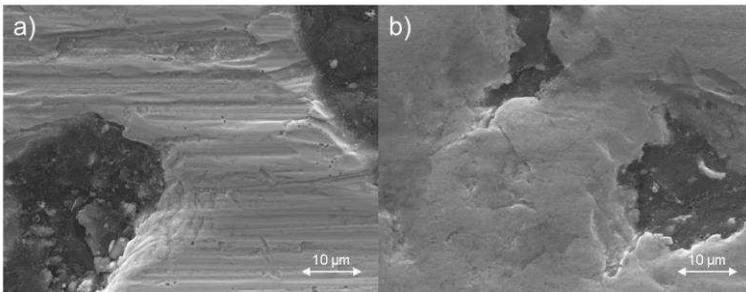


Abbildung 7.57: Rasterelektronenmikroskopische Aufnahmen der (a) unbeanspruchten und der (b) beanspruchten Oberfläche der Gegenreibrscheibe aus GGG40 nach dem optimierten Einlauf

Durch die chemischen Analysen mittels energiedispersiver Röntgenanalyse werden zudem verschiedene Belagsbestandteile wie unter anderem Kohlenstoff aus der Matrix und Silizium aus den Glasfasern nachgewiesen, siehe Tabelle 7.18.

Tabelle 7.18: Chemische Zusammensetzung der beanspruchten Oberfläche der Gegenreibrscheibe

Element	Prozentualer Gewichtsanteil
C	14,75
O	8,88
Al	0,26
Si	2,49
S	1,43
Ca	0,35
Fe	71,17
Cu	0,67

Es liegt somit ein Materialübertrag vom Reibbelag hin zur Gegenreibrscheibe vor, welcher die farblichen Veränderungen verursacht. Dessen Bildung scheint durch die Steigerung der Beanspruchung in der Laststufe L_2 gestärkt zu werden. Auf Basis der Ergebnisse ist davon auszugehen, dass dieser an der Erhöhung der Reibung im optimierten Einlauf beteiligt ist. Die Analogie hierzu ist Gummiabrieb auf einer Rennstrecke, welcher zur Erhöhung der Reibung zwischen Reifen und Rennstrecke führt. Der Materialübertrag scheint bei der Gegenreibrscheibe aus GGG40 unter dem bisherigen Einlauf in geringerem Maß aufzutreten. Eine Variation der Beanspruchung kann auf Basis der Ergebnisse dazu beitragen, diesen zu fördern und somit die Reibung zu erhöhen. Die Stichversuche zeigen somit auf, dass die gewünschten Reibeigenschaften durch eine Variation der Beanspruchung im Einlauf präziser und schneller erreicht werden können. Inwieweit die erhöhte Reibung und der Materialübertrag zu ungeschwünschten Effekte wie unter anderem adhäsivem Verschleiß oder tribochemischen Reaktionen führen können, wird in den Stichversuchen nicht untersucht. Mit entsprechenden Untersuchungen soll in zukünftigen Forschungsarbeiten angeknüpft werden.

7.1.5 Friktionspaarung E

Die fünfte Friktionspaarung besteht aus einem sintermetallischen, bronzebasierten Reibbelag und einer Gegenreibe aus C45. Der Reibbelag ist laut den Herstellerangaben auch bei dauerhaften Temperaturen von bis zu 500°C und kurzzeitigen Temperaturspitzen von bis zu 900°C beständig. Neben einer hohen Reibungszahl soll er zudem einen geringen Verschleiß von Reibbelag und Gegenreibpartner bewirken. Typische Anwendungen des Reibbelags sind hochbeanspruchte Kupplungen und Scheibenbremsen von PKW und NKW. (Reibbelaghersteller C, 1993) Im Querschliff des Reibbelags sind neben der Bronze (Kupfer und Zinn) weitere Bestandteile wie zum Beispiel Graphit (Kohlenstoff), Glas- und Keramikpartikel (Silizium- und Zirkoniumoxid) sowie Eisen zu erkennen, siehe Abbildung 7.58.

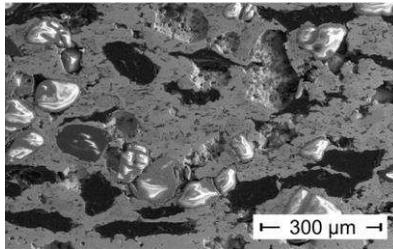


Abbildung 7.58: Reibbelag E im Querschliff, Einfärbung nach Elementen

Neben dem Fertigungsverfahren (Sintern) und dem entsprechend nicht vorhandenen Kunstharz unterscheidet sich der Reibbelag auch durch dessen Anbindung von den zuvor vorgestellten Reibbelägen. Diese Anbindung wird zuvor in Arbeit von Matkovic (Matkovic, 2017)⁵ mithilfe der Problemlösung nach SPALTEN entwickelt und untersucht. Ziel dessen Arbeit ist es, die anwendungsnahe Untersuchung der Friktionspaarung bei entsprechend hohen Drehzahlen zu ermöglichen. Mit dieser Anbindung werden je zwei Segmente mittels Formschluss und Schrauben auf dem Belagträger befestigt, siehe Abbildung 7.59. Als alternative Lösung wird ebenso ein Konzept mit Federblechen entwickelt. Da hiermit jedoch keine wesentlichen Verbesserungen erzielt werden und in den typischen Anwendungen keine Anforderung zum

⁵ Co-Betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

Einsatz kommt, wird in dieser Arbeit ausschließlich die feste Anbindung mittels von Schrauben und einer Zentrierung eingesetzt.



Abbildung 7.59: Anbindung des Reibbelags

Bezüglich der Segmente muss der Unterschied zwischen deren nominellen Reibfläche und der überstrichenen Fläche berücksichtigt werden. Deren nominelle Reibfläche beträgt in Summe 3.026 mm^2 . Die überstrichene Fläche der Gegenreibrscheibe beträgt dagegen 17.945 mm^2 . Die spezifischen Beanspruchungen werden im Folgenden immer auf den Flächeninhalt der beiden Segmente bezogen. Durch Multiplikation dieser mit dem Faktor $0,169$ können bei Bedarf die spezifischen Beanspruchungen bezogen auf die überstrichene Fläche der Gegenreibrscheibe berechnet werden.

Bei dieser Friktionspaarung erfolgt der Einlauf innerhalb von 250 Bremszyklen bei einer Starttemperatur von $T_1=80^\circ\text{C}$. Die mittlere Reibungszahl steigt dabei zunächst an, nimmt daraufhin wieder ab und steigt dann wieder langsam an. Nach circa 150 Bremszyklen verharrt sie dann im Bereich zwischen $0,37$ und $0,43$, siehe Abbildung 7.60.

Die spezifischen Beanspruchungen der Laststufen zur Ermittlung und Identifizierung der temporären Schädigungsgrenze gemäß der in Kapitel 6.2 beschriebenen Methode zeigt Abbildung 7.61. Bedingt durch die hohe Beanspruchbarkeit des Reibbelags werden vergleichsweise hohe spezifische Beanspruchungen eingesetzt. Zudem wird bei der bisher höchsten obere Starttemperatur $T_2=350^\circ\text{C}$ untersucht.

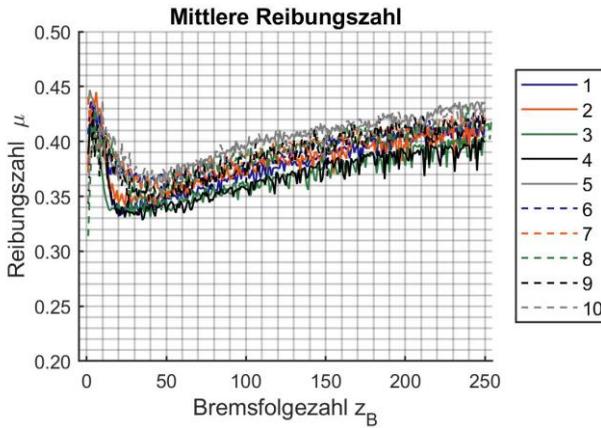


Abbildung 7.60: Einläufe verschiedener Exemplare der Friktionspaarung E

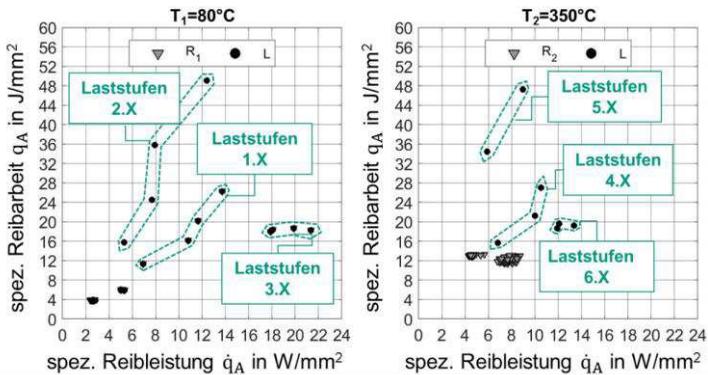


Abbildung 7.61: Laststufen zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung E

Abbildung 7.62 zeigt die Verläufe der Reibungszahlen der Last- und Referenzstufen. Nach 49 bis 99 Bremszyklen werden die Laststufen in steigender Reihenfolge durchfahren. Jeder 25te Bremszyklus (50, 75, 100 usw.) ist ab dann eine Laststufe.

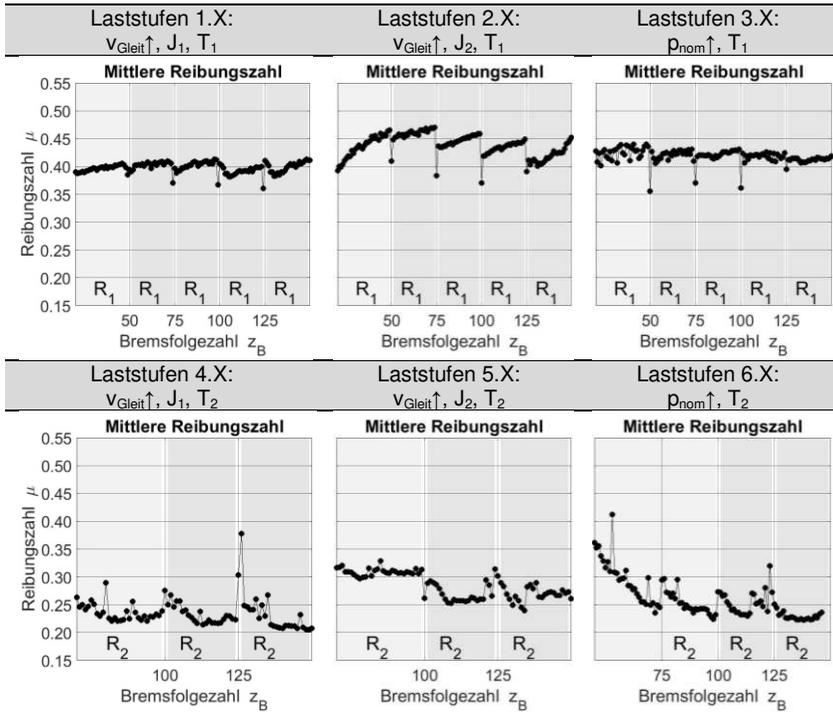


Abbildung 7.62: Reibeigenschaften der Last- und Referenzstufen der Friktionspaarung E, Versuchsplan auf Seite XXXVI

Die kurzzeitig stark erhöhte Beanspruchung sorgt bei der unteren Starttemperatur $T_1=80^\circ\text{C}$ für Einbrüche der mittleren Reibungszahl auf bis zu 0,36. Der Einbruch ist trotz der höheren Beanspruchung deutlich geringer als bei den organischen Reibbelägen. Die Ursache hierfür wird in der aufgrund der fehlenden organischen Bestandteile nicht vorhandenen Gasbildung vermutet. Während bei den organischen Reibbelägen die Gasbildung mittels Videoaufnahmen nachgewiesen werden kann, kommt es bei dem sintermetallischen Reibbelag zu einem Funkenschlag. Nach den Laststufen steigt die mittlere Reibungszahl, wie zum Beispiel in den Laststufen 2.X (Abbildung 7.61) langsam wieder an. Bei der oberen Starttemperatur $T_2=350^\circ\text{C}$ fällt

die mittlere Reibungszahl dagegen bereits während des Aufheizens ab und kann dadurch bereits vor der ersten Laststufe bei unter 0,25 liegen, wie zum Beispiel bei den Laststufen 4.X (Abbildung 7.61). Infolge der Laststufen nimmt die mittlere Reibungszahl dann sogar kurzzeitig zu und fällt, wie zum Beispiel bei den Laststufen 6.X, innerhalb einer Übergangsdauer von circa acht Bremszyklen wieder ab. Bei dieser Versuchsreihe liegen die Verschleißkoeffizienten der Einläufe im Durchschnitt bei $51,1 \text{ mm}^3/\text{MJ}$. Bei den Laststufen liegt der höchste gemessene Verschleißkoeffizient des Reibbelags auch bei der oberen Temperaturstufe $T_2=300^\circ\text{C}$ bei lediglich $43,30 \text{ mm}^3/\text{MJ}$. In denselben Laststufen, den Laststufen 5.X, lag der Verschleiß der Gegenreibe bei $73,63 \text{ mm}^3/\text{MJ}$. Er ist somit deutlich größer als bei den organischen Reibbelägen. Gemäß der Methode zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Beanspruchungskollektiven aus Kapitel 6.3 werden drei Schädigungsstufen festgelegt, um mit diesen das Erholungsverhalten der Friktionspaarung bei verschiedenen Erholungsstufen zu untersuchen. Die Erholung erfolgt bei den Referenzstufen (R_1 bei 80°C und R_2 bei 350°C), bei erhöhter Gleitgeschwindigkeit (E_1 bei 80°C und E_3 bei 300°C) und bei erhöhter Flächenpressung (E_2 bei 80°C und E_4 bei 300°C).

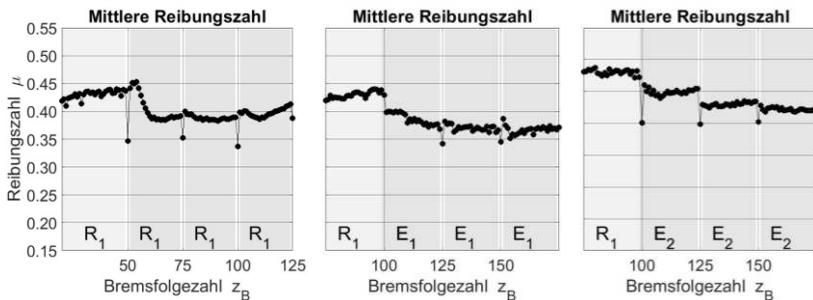


Abbildung 7.63: Erholungsstufen der Friktionspaarung E bei Schädigung durch S_1

Abbildung 7.63 zeigt die Ergebnisse von S_1 (Schädigung durch Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit bei 80°C). E_1 mit erhöhter Gleitgeschwindigkeit weist eine geringere Streuung und eine geringere Übergangsdauer auf als R_1 . Die mittlere Reibungszahl von E_1 ist jedoch ebenso geringer. Drei verschiedene Erholungskollektive, E_{K_1} (erhöhte Gleitgeschwindigkeit), E_{K_2} (erhöhte Flächenpressung) und E_{K_3} (Richtungsumkehr) werden zudem erprobt, siehe Abbildung 7.64. Auf Dauerschlupf wird verzichtet, denn die Friktionspaarung neigt speziell bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten zu einem negativen Reibungszahlgradienten. Somit würde im Dauerschlupf starkes Rupfen auftreten.

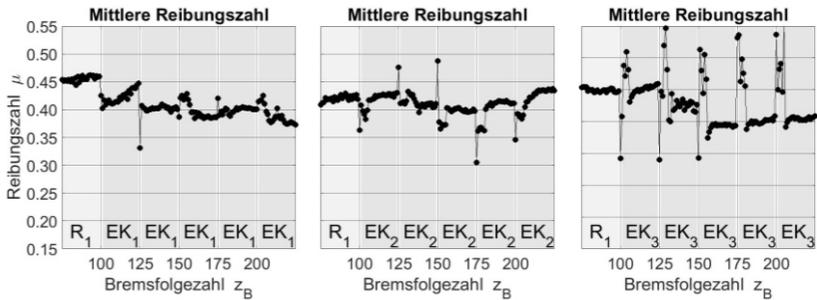


Abbildung 7.64: Erholungskollektive der Friktionspaarung E bei Schädigung durch S₁

EK₂ weist zunächst eine vergleichsweise geringe Streuung sowie eine höhere Reibungszahl auf, weshalb dieses Erholungskollektiv weiter mithilfe einer Varianzanalyse gemäß Kapitel 6.4 mit R₁ verglichen wird. Das Ergebnis zeigt anhand der beiden Prüfwerte jedoch, dass die Steigerung der Reibungszahl zum einen nicht signifikant ist, siehe Tabelle 7.19. Zum anderen nimmt durch die verschiedenen Phasen des Erholungskollektivs die Übergangsdauer hochsignifikant um circa vier Bremszyklen zu. Die Erholungskollektive bieten bei dieser Friktionspaarung somit keinen nachweisbaren Vorteil.

Tabelle 7.19: Vergleich der Reibeigenschaften und der Übergangsdauer sowie Prüfgrößen und kritische Werte für S1 mit R₁ und EK₂

	$\bar{\mu}_{mittl,5}$	$\sigma_{mittl,5}$	$\bar{z}_{B,ÜD}$	$\sigma_{ÜD}$	$F_{Prüf,mittl,5}$	$F_{Prüf,ÜD}$	$F_{0,95}$	$F_{0,99}$
R ₁	0,4205	0,0060	2,47	1,28	0,2727	126,31	7,17	12,20
EK ₃	0,4217	0,0111	6,52	1,50				

Auf Basis der Ergebnisse wird die Erholung bei dieser Friktionspaarung im Wesentlichen durch die Starttemperatur beeinflusst. Bei T₂=350°C wie zum Beispiel bei 3a, 3b und 3c treten beispielsweise niedrigere Reibungszahlen und vergleichsweise lange Übergangsdauern auf, siehe Tabelle 7.20.

Tabelle 7.20: Reibeigenschaften der Erholungsstufen und -kollektive der Friktionspaarung E

Messgröße	$\mu_{\text{mittl},5}$	$\sigma_{\text{mittl},5}$	$Z_{b,\text{ÜD}}$	$\sigma_{\text{ÜD}}$
Einheit	-	-	-	-
1a: S ₁ ; R ₁	0,40	0,011	4,0	3,46
1b: S ₁ ; E ₁	0,37	0,004	1,3	0,58
1c: S ₁ ; E ₂	0,39	0,016	1,7	0,58
2a: S ₂ ; R ₁	0,40	0,012	2,0	0,00
2b: S ₂ ; E ₁	0,39	0,004	2,0	0,00
2c: S ₂ ; E ₂	0,40	0,008	2,7	1,15
3a: S ₃ ; R ₂	0,26	0,012	7,3	8,50
3b: S ₃ ; E ₃	0,21	0,001	8,7	4,73
3c: S ₃ ; E ₄	0,22	-	8,0	-
4a: S ₃ ; R ₁	0,42	0,008	8,0	1,73
4b: S ₃ ; E ₁	0,37	0,013	2,0	0,00
4c: S ₃ ; E ₂	0,39	0,022	3,7	2,08
S ₁ ; EK ₁	0,40	0,025	5,6	3,91
S ₁ ; EK ₂	0,42	0,015	5,4	2,41
S ₂ ; EK ₁	0,40	0,011	7,2	3,03
S ₂ ; EK ₂	0,42	0,011	6,2	1,79
S ₃ ; EK ₁	0,44	0,005	7,0	3,61
S ₃ ; EK ₂	0,41	0,010	2,7	0,58
Berechnet mit $\Delta\mu=\pm 0.03$				

Die Friktionspaarung zeigt bei den beiden Versuchsreihen mit den Erholungsstufen und -kollektiven folgende Verschleißkennwerte, siehe Tabelle 7.21. Dabei werden beispielsweise mit S₁ und S₂ – jeweils bei der unteren Starttemperatur T₁=80°C - Werte von bis zu 31,3 mm³/MJ gemessen. Bei T₂=350°C beträgt der Verschleißkoeffizient bis zu 102,4 mm³/MJ. Die Verschleißkoeffizienten der Gegenreibe betragen bei diesen Messreihen bis zu 14,4 mm³/MJ.

Tabelle 7.21: Verschleißkennwerte der Erholungsstufen und- kollektive der Friktionspaarung E

Messgröße	$k_{V, \text{Belag}}$	$k_{V, \text{GRS}}$
Einheit	mm^3/MJ	mm^3/MJ
Ø Einlauf	10,5	-
1a: S ₁ ; R ₁	25,6	13,5
1b: S ₁ ; E ₁	14,1	
1c: S ₁ ; E ₂	31,3	
2a: S ₂ ; R ₁	6,2	10,6
2b: S ₂ ; E ₁	11,2	
2c: S ₂ ; E ₂	5,7	
3a: S ₃ ; R ₂	31,0	7,7
3b: S ₃ ; E ₃	14,4	
3c: S ₃ ; E ₄	18,7	

Messgröße	$k_{V, \text{Belag}}$	$k_{V, \text{GRS}}$
Einheit	mm^3/MJ	mm^3/MJ
Ø Einlauf	19,0	-
S ₁ ; EK ₁	27,0	12,0
S ₁ ; EK ₂	29,7	
S ₂ ; EK ₁	19,4	14,4
S ₂ ; EK ₂	19,2	
S ₃ ; EK ₁	63,0	10,8
S ₃ ; EK ₂	102,4	

Abbildung 7.65 zeigt die Oberfläche des Reibbelags nach dem Einlauf, nach extremer Beanspruchung in den beiden Laststufen 2.4 und 5.2 sowie nach dem Erholungskollektiv EK₂. Die Oberfläche von Laststufe 5.2 bei T₂=350°C zeigt – wie auch deren Reibeigenschaften – deutliche Unterschiede. Diese wirkt unter dem Mikroskop aufgrund der Beleuchtung heller. Ähnlich wie eine polierte Oberfläche reflektiert sie das Licht.

Die Fotoaufnahmen zeigen zudem, dass die Oberfläche nach der Schädigungsstufe S₃ dunkler und das Licht stärker reflektiert als zum Beispiel nach dem Einlauf, siehe Abbildung 7.67. Nach der Schädigungsstufe S₃ werden zudem geringere maximale Höhen S_z und eine höhere Schiefe S_{sk} gemessen, siehe Abbildung 7.66. Auf Basis der Ergebnisse, scheinen sich die Reibflächen bei der oberen Temperaturstufe T₂=250°C zu glätten.

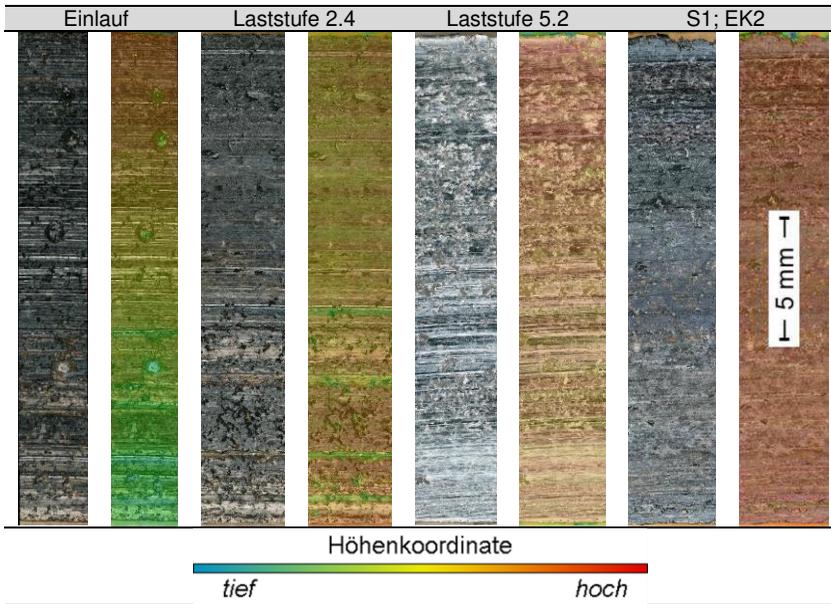


Abbildung 7.65: Mikroskopische Aufnahmen des Reibbelags E

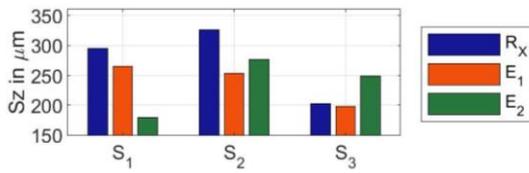


Abbildung 7.66: Oberflächenkennwerte der Erholungsstufen

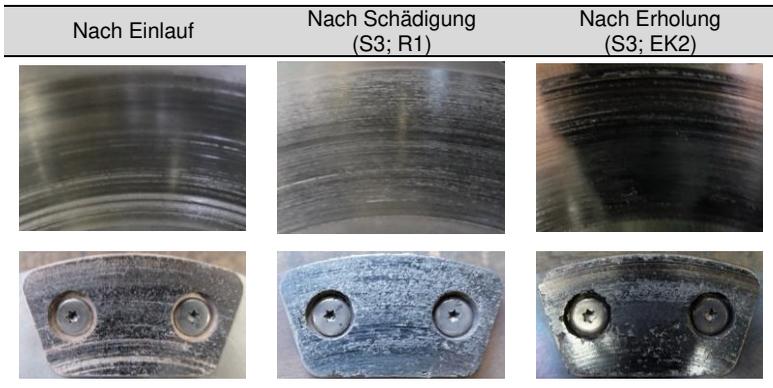


Abbildung 7.67: Fotoaufnahmen der 18 mm breiten Reibflächen der Gegenreibe (oben) und des Reibelags (unten) nach Einlauf, Schädigung und Erholung

Bei der oberen Temperaturstufe $T_2=350^\circ\text{C}$ werden zudem Materialüberträge festgestellt: Der Belag weist stellenweise Gewichtsanteile an Eisen von fast 50% auf. Es werden zudem Kupfer, Zirkonium und Silizium auf der Gegenreibe erkannt, siehe Abbildung 7.68 und Tabelle 7.22. Beide Reibpartner weisen zudem einen Sauerstoffanteil auf. Die Metalle scheinen somit oxidiert zu sein, was auch die farblichen Veränderungen der Oberflächen erklärt.

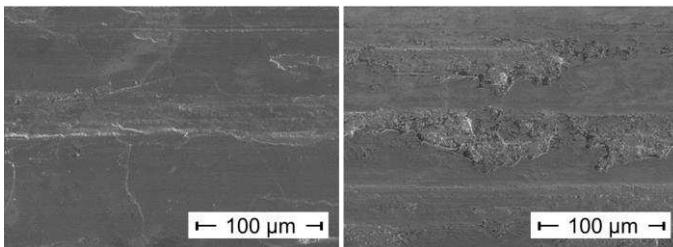


Abbildung 7.68: Laststufe 5.2 bei $T_2=350^\circ\text{C}$, Belag (links) und Gegenreibe (rechts)

Tabelle 7.22: Chemische Zusammensetzung des Reibbelags und der Gegenreibe-
scheibe nach Laststufe 5.2

Element	Prozentualer Gewichtsanteil- auf dem Reibbelag	Prozentualer Gewichtsanteil- auf der Gegenreibe- scheibe
C	1,92	6,33
O	23,61	16,24
Al	0,59	0,00
Si	1,72	0,73
Fe	49,19	71,04
Cu	17,04	4,82
Zr	3,93	0,84
Sn	2,00	0,00

7.2 Versuche auf Teilsystemebene

Am Power Pack Prüfstand werden eine Haltebremse und eine schaltbare Kupplung jeweils mit den Friktionswerkstoffen A und B untersucht. Es wird darauf hingewiesen, dass die eingesetzten Reibbeläge nie zuvor von der Firma Desch Antriebstechnik getestet wurden. Sowohl die Bremse als auch die Kupplung werden im täglichen Einsatz mit Reibbelägen anderer Zusammensetzung betrieben, welche in Testläufen auf diese abgestimmt werden. Die zur Schädigung eingesetzten Beanspruchungen liegen über den Empfehlungen der beiden Hersteller. Sie dienen als akademische Beispiele, welche in der Praxis nicht zwingend Anwendung finden müssen. Sie wurden so gewählt, um die Vergleichbarkeit zur Wirkflächenpaarebene zu gewährleisten.

7.2.1 Haltebremse

Die Haltebremse ROBA-stop der Firma Mayr wird untersucht, um hiermit die am TRP erzielten Ergebnisse zu der temporären, thermomechanischen Schädigungsgrenze und der Untersuchung der Erholungskollektive zu hinterfragen. Die zu diesen Untersuchungen notwendige Validierungsumgebung wird bereits zuvor in Kapitel 5.2 ab Seite 75 beschrieben. Auf die Rotorscheibe dieser Bremse werden jeweils Reibbelag A oder B als Ringe mit einem Innen- und Außendurchmesser von

107 mm und 139 mm geklebt. Die jeweiligen Reibbeläge bilden gemeinsam mit den zwei Stahlscheiben der Bremse zwei unterschiedliche Friktionspaarungen aus, denn die Ankerscheibe besteht aus C15E und die Flanschscheibe aus C45. Abbildung 7.69 zeigt die vier Reibflächen nach dem Einlauf.

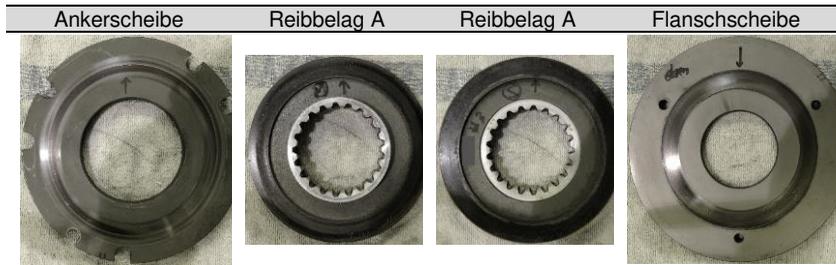


Abbildung 7.69: Reibflächen der Haltebremse nach dem Einlauf mit einer Breite von 16 mm

Die Stahlscheiben werden ab Werk phosphatiert und konserviert. Nach Rücksprache mit dem Hersteller wird der Einlauf daher zweistufig gefahren, um die Friktionspaarungen nicht zu schädigen und den Einlauf zu begünstigen. Begonnen wir mit einer spezifischen Reibarbeit von $0,7 \text{ J/mm}^2$, welche ab Bremszyklus $z_B=100$ auf $1,3 \text{ J/mm}^2$ angehoben wird. Abbildung 7.70 zeigt zwei beispielhafte Einläufe der Bremse. Mit Reibbelag A erreicht die Bremse gegen Ende des Einlaufs ähnliche mittlere Reibungszahlen wie zuvor Friktionspaarung A am TRP, siehe Kapitel 7.1.1. Mit Reibbelag B liegt die mittlere Reibungszahl dagegen am unteren Ende des Wertebereichs von Friktionspaarung B, siehe Kapitel 7.1.2. Die am TRP und die am PPP erzielten Ergebnisse sind somit trotz der Unterschiede hinsichtlich der Maße, der Anzahl der Reibflächen, des Kraftaufbaus und der geänderten Gegenreibpartner hinsichtlich des Einlaufverhaltens vergleichbar.

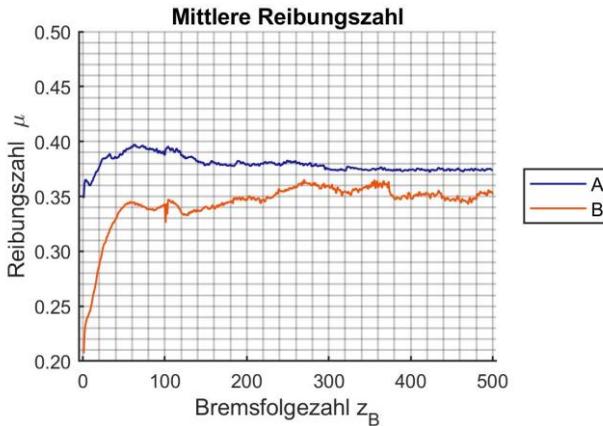


Abbildung 7.70: Einläufe der Haltebremse für die Reibbeläge A und B

Es folgt die Ermittlung und Identifizierung der temporären Schädigungsgrenze gemäß der in Kapitel 6.2 ab Seite 93 beschriebenen Methode. Die Gleitgeschwindigkeit der Laststufen wird dabei stufenweise erhöht. Jede Laststufe wird zudem dreifach wiederholt, sodass die Streuung der Messergebnisse abgeschätzt werden kann. Abbildung 7.71 und Abbildung 7.72 zeigen die Ergebnisse der beiden Reibbeläge. In Laststufe 1.4 mit $12,5 \text{ J/mm}^2$, siehe Bremsfolgezahlen 275, 300 und 325, brechen die mittleren Reibungszahlen mit beiden Reibbelägen und in je allen drei Wiederholungen auf Werte von unter 0,3 ein. Das Erholungsverhalten ist bei beiden Reibbelägen durch einen Wiederanstieg der Reibungszahl gekennzeichnet, welchem immer wieder unregelmäßige Überhöhungen folgen. In den beiden Abbildungen werden zudem die Temperaturen dargestellt. Die Laststufen heben sich deutlich bezüglich der erhöhten maximalen Temperaturen ab. Die veränderten maximalen Temperaturen in den Referenzstufen können durch die Verschiebungen der reibaktiven Bereiche erklärt werden. Tragen die Bereiche direkt unter den Thermoelementen stärker, so werden höhere maximale Temperaturen gemessen. Auf Basis der Ergebnisse wird beschlossen, Laststufe 1.4 bei den folgenden Versuchen als Schädigungsstufe einzusetzen.

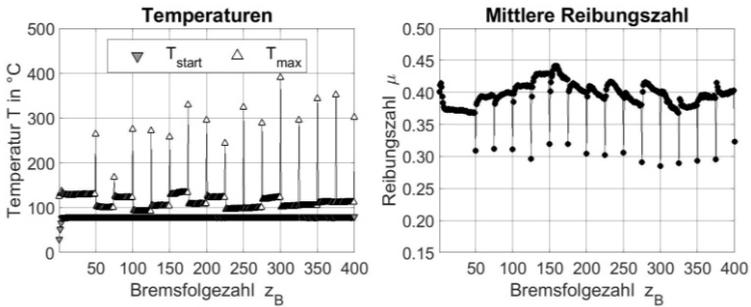


Abbildung 7.71: Ermittlung der Schädigungsgrenzen für Reibbelag A

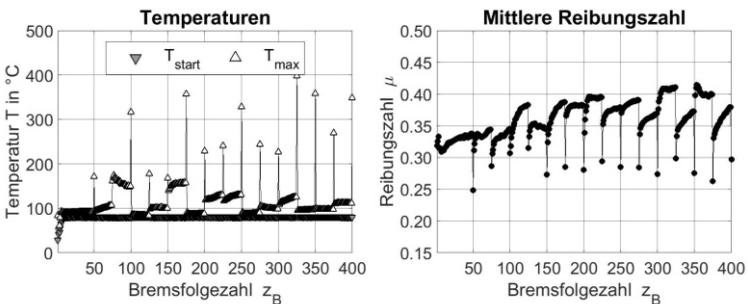


Abbildung 7.72: Ermittlung der Schädigungsgrenzen für Reibbelag B

An beiden Reibbelägen werden verschiedene Erholungskollektive erprobt. Bei Reibbelag A ist dies EK₁ mit Dauerschlupf bei 40°C Starttemperatur. Diese Strategie zeigt ähnlich gute Ergebnisse wie zuvor bei Friktionspaarung A in Kapitel 7.1.1. Die Reibeigenschaften streuen darunter weniger stark und die Übergangsdauer scheint sich zu verkürzen, weshalb damit eine Varianzanalyse zum Vergleich mit der Referenzstufe durchgeführt wird. Abbildung 7.73 zeigt das Ergebnis dieser Varianzanalyse. Zu Beginn, siehe linke Hälfte der Abbildung, ähneln die Messdaten stark denen

von Friktionspaarung A. Die mittlere Reibungszahl steigt durch den Dauerschlupf schneller an. Gegen Ende des Versuchs, welcher insgesamt 60 Schädigungsstufen beinhaltet, nimmt jedoch die mittlere Reibungszahl der Bremse ab, siehe rechter Teil von Abbildung 7.73. Dies erhöht insgesamt die Varianz beider Varianten und führt somit zu geringen Prüfwerten und somit keinem signifikanten Unterschied. Die Ursache für den geringeren Reibungsverlust wird im Verschleiß des Reibbelags gesehen. Dieser verliert innerhalb des Versuchs 13,77 g. Der Reibbelag verliert dadurch an Höhe und die Haltebremse verliert hierdurch an Vorspannung.

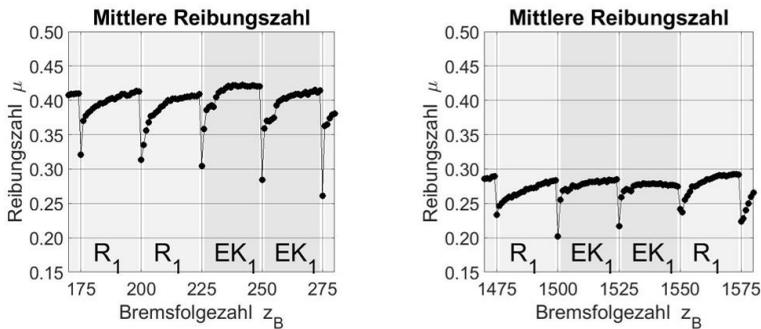


Abbildung 7.73: Varianzanalyse mit EK₁ und Reibbelag A zu Beginn (links) und gegen Ende des Prüflaufs (rechts)

Auch an Reibbelag B wird das Erholungskollektiv EK₁ erprobt. Außerdem wird das Erholungskollektiv EK₂ mit reinem Abkühlen auf 40°C ohne Dauerschlupf an diesem Reibbelag getestet. Tabelle 7.23 zeigt die gemessenen Reibeigenschaften für beide Reibbeläge. Daraus wird geschlossen, dass mit den Erholungskollektiven generell auch an der Haltebremse Verbesserungen wie eine Verringerung der Standardabweichung der mittleren Reibungszahlen erzielt werden können. Diese Standardabweichungen liegen jedoch bei den Ergebnissen der Haltebremse im Allgemeinen in der zweiten Nachkommastelle und nicht wie beim TRP in der dritten. Somit ist es bei dieser deutlich schwieriger, diese Unterschiede anhand von Varianzanalysen nachzuweisen, da gemäß der Daumenregel aus Kapitel 6.4 hierfür vergleichsweise geringe Standardabweichungen notwendig sind.

Tabelle 7.23: Reibeigenschaften der Referenzstufe und der Erholungskollektive für den Reibbelag A

Messgröße	$\mu_{\text{mittl},5}$	$\sigma_{\text{mittl},5}$	$Z_{b,\text{ÜD}}$	$\sigma_{\text{ÜD}}$
Einheit	-	-	-	-
S ₁ ; R ₁	0,38	0,015	2,0	0,00
S ₁ ; EK ₁	0,39	0,011	3,0	2,24
S ₁ ; R ₁	0,38	0,025	9,3	0,58
S ₁ ; EK ₁	0,38	0,012	3,2	1,64
S ₁ ; EK ₂	0,32	0,016	2,0	0,00
Berechnet mit $\Delta\mu=\pm 0.03$				

Es werden ebenso die Reibflächen analysiert. Reibbelag A zeigt ähnliche Veränderungen auf wie zuvor am TRP. Es bilden sich wieder glänzende und matte Bereiche aus. Diese sind anhand der mikroskopischen Aufnahmen zu erkennen, siehe Abbildung 7.74.

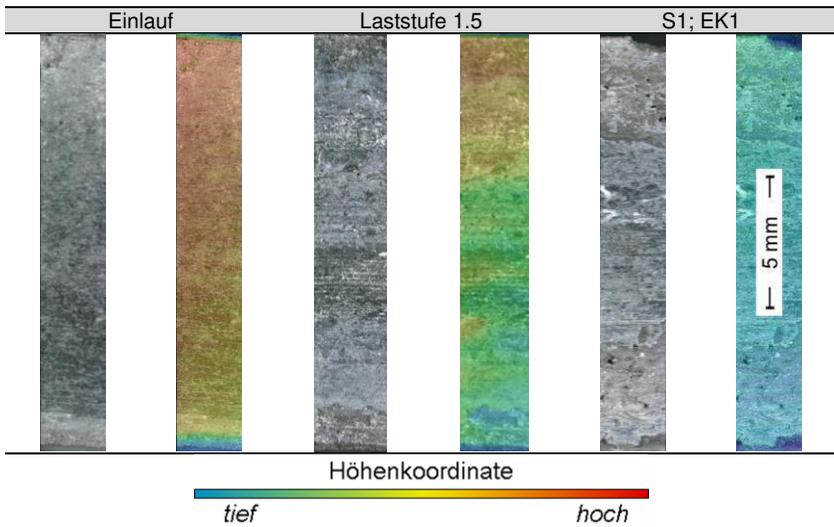


Abbildung 7.74: Mikroskopische Aufnahmen des Reibbelags A auf der Seite der Flanschscheibe

Insbesondere direkt nach der kurzzeitig stark erhöhten Beanspruchung treten die glänzenden Bereiche hervor. Sie sind bei Tageslicht gut mit dem bloßen Auge wahrnehmbar. Die Verschleißkoeffizienten des Reibbelags und der Gegenreibeischeiben

werden berechnet und ausgewertet. Daraus geht hervor, dass die Ergebnisse vergleichbar sind mit den am TRP erzielten Ergebnissen. Im Einlauf liegt der Verschleißkoeffizient des Reibbelags bei $39,0 \text{ mm}^3/\text{MJ}$, bei den Laststufen bei $216,5 \text{ mm}^3/\text{MJ}$.

Bei Reibbelag B bilden sich wie zuvor am TRP nach der Schädigung wieder die runden Täler aus, siehe Abbildung 7.75. Außerdem kommt es, wie zuvor, zur Bildung des Materialübertrags des Kupfers vom Reibbelag auf die Gegenreibrscheibe, siehe Abbildung 7.76.

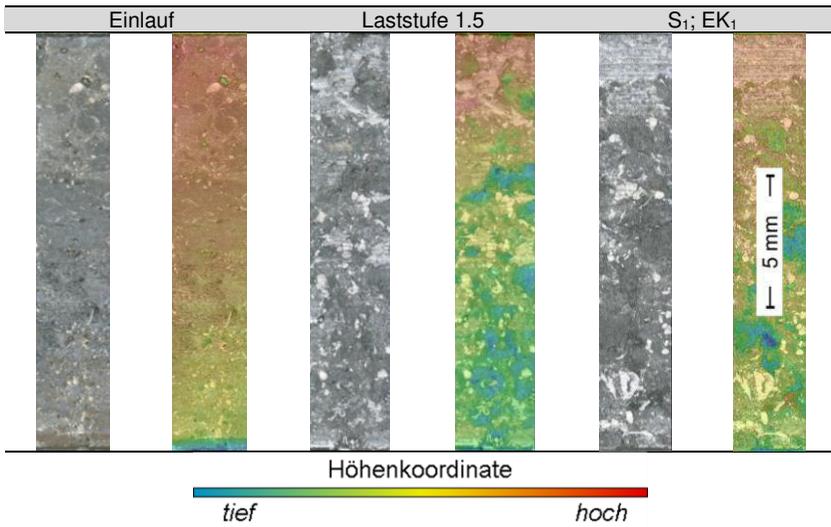


Abbildung 7.75: Mikroskopische Aufnahmen des Reibbelag B auf der Seite der Flanschscheibe



Abbildung 7.76: Materialübertrag von Kupfer auf die Flanschscheibe: Zu sehen in Fotos (links) und mikroskopischen Aufnahmen (rechts)

Der Einsatz der faseroptischen Messtechnik und Wärmebildkamera an der Haltebremse liefern darüber hinaus neue Erkenntnisse über das Schädigungs- und Erholungsverhalten der Bremse. Die beiden in Kapitel 5.2 beschriebenen Sensoren werden bei der Wiederholung ausgewählter Versuche mit Reibbelag A eingesetzt. Abbildung 7.77 zeigt die Wärmeverteilung in der Flanschscheibe bei verschiedenen Bremszyklen des Einlaufs. In dieser Abbildung werden die Messdaten der Temperatur über den Abmessungen der Scheibe dargestellt und dabei zwischen den Messpunkten interpoliert.

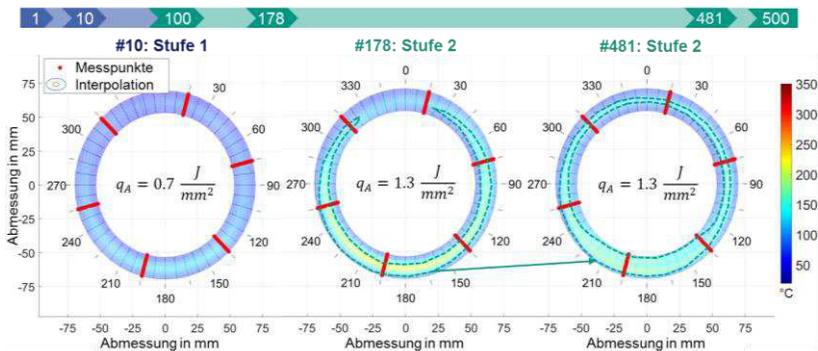


Abbildung 7.77: Wärmeverteilung während des Einlaufs

Im Bremszyklus Nr. 10 ist die Scheibe aufgrund der geringeren spezifischen Reibarbeit von Stufe 1 des Einlaufs vergleichsweise kalt. Dennoch ist zu erkennen, dass sie in der unteren Hälfte wärmer ist. In Stufe 2 bei Bremszyklus Nr. 178 ist dies deutlich zu erkennen. Circa 300 Bremszyklen später zeigt sich die Veränderung des Tragbilds, welche sich im Einlauf eingestellt hat: Der warme Bereich ist breiter und die maximale Temperatur nimmt ab. Im unteren Bereich ist die Scheibe jedoch immer noch wärmer. Auf Basis der Messdaten scheint sich das Tragbild im Einlauf langsam (über viele Bremszyklen hinweg) zu verändern. Infolge der Schädigungsstufe sind dagegen deutlich größere und schneller fortschreitende Veränderungen zu beobachten, siehe Abbildung 7.78.

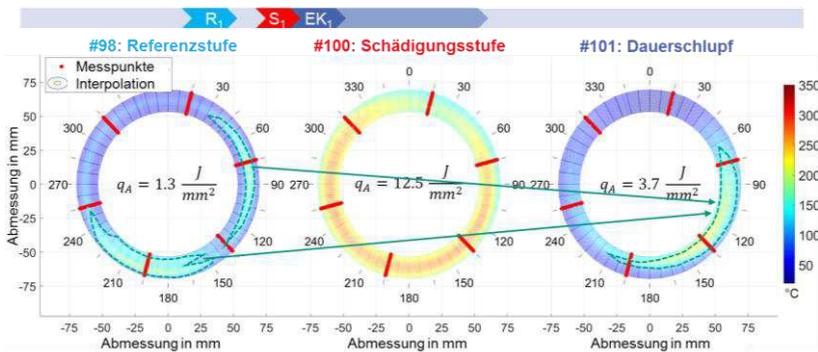


Abbildung 7.78: Wärmeverteilung vor, während und nach der Schädigungsstufe

Die Wärmeverteilung unterscheidet sich während der Referenzstufe deutlich von der des Dauerschleupf nach der Schädigungsstufe. Während der Erholung sind ähnlich wie im Einlauf nur unwesentliche Veränderungen zu beobachten, siehe Abbildung 7.79. Im Dauerschleupf treten zwar aufgrund des höheren Energieeintrags auch höhere Temperaturen auf. Die Wärmeverteilung verändert sich ansonsten jedoch kaum. Der wärmste Bereich liegt beispielsweise nach wie vor bei der Winkelposition von circa 130° . Bei der Schädigung und Erholung mit der Schädigungsstufe S_1 und der Referenzstufe R_1 zeigen sich ähnliche Ergebnisse. Infolge der Schädigung bildet sich ein zweites lokales Maximum auf der gegenüberliegenden Seite aus, siehe Abbildung 7.80. Die Bremszyklen der Erholungsstufe sehen nahezu identisch aus, siehe Abbildung 7.81.

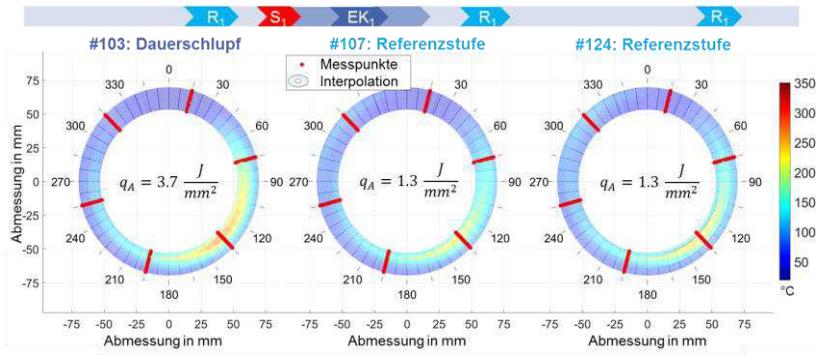


Abbildung 7.79: Wärmeverteilung während der Erholung mit EK_1

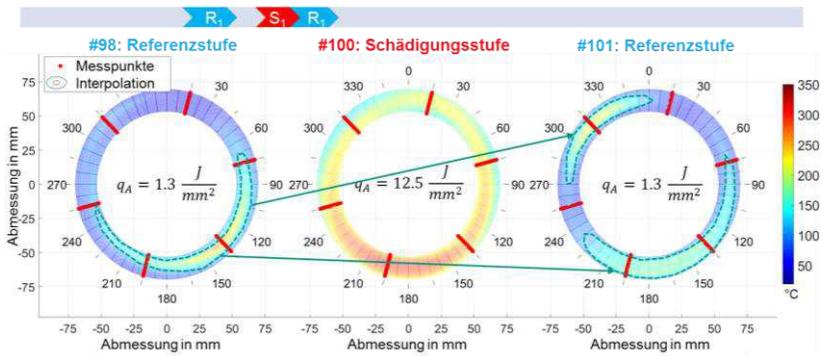


Abbildung 7.80: Wärmeverteilung während der Schädigung

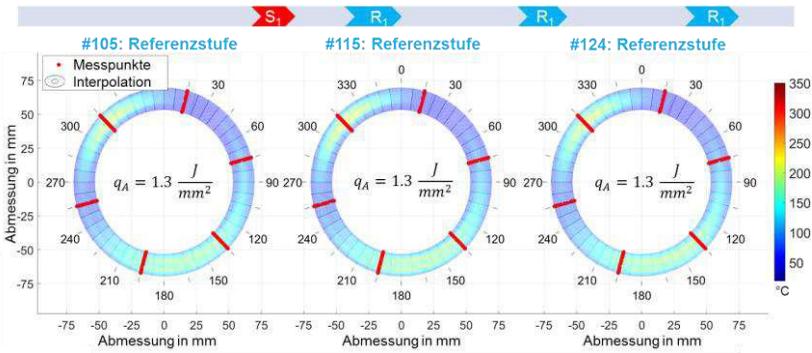


Abbildung 7.81: Wärmeverteilung während der Erholung mit der Referenzstufe

Mögliche Ursachen der heterogenen Wärmeverteilung werden anhand der Simulationsergebnisse von Wichmann (Wichmann, 2018) aufgezeigt. Dieser modelliert den Prüfkopf des TRP mit Friktionspaarung A mit der Software Abaqus. Dabei wird ein thermisches Modell mithilfe von Matlab integriert. Die Wärmeleitung, die Konvektion und die Wärmestrahlung werden analog zu dem 2D-Simulationsmodell von Merkel (Merkel, 2015) berechnet. Neben der Erweiterung um die dritte Dimension besteht ein weiterer wesentlicher Unterschied darin, dass die Oberfläche der Stahlscheibe eine stochastische Verteilung unterschiedlich hoher, elastischer Asperiten (Greenwood & Williamson, 1966) aufweist. Die Höhe der Asperiten beträgt bis zu 3 μm und weist eine Standardabweichung von 1 μm auf. Abbildung 7.82 zeigt die Ergebnisse dieser Simulation. Die Wärmeverteilung im Querschnitt (a) erklärt, wieso die Temperatur in der Mitte der Reibfläche meist höher ist: Nahe den Rändern der Reibfläche kühlen Wärmeflüsse in radialer Richtung diese Bereiche, indem sie die Wärme in die äußeren Bereiche der Gegenreibrscheibe leiten. Dadurch sind diese tendenziell kälter als die Bereiche in der Mitte der Reibfläche. Zusätzlich sorgen die Asperiten für lokale Erhöhungen der Flächenpressung (b), welche wiederum zu lokalen Erhöhungen der flächenbezogenen Reibarbeit und -leistung führen. Die Wärmeverteilung an der Oberfläche (c) ist daher ebenso heterogen.

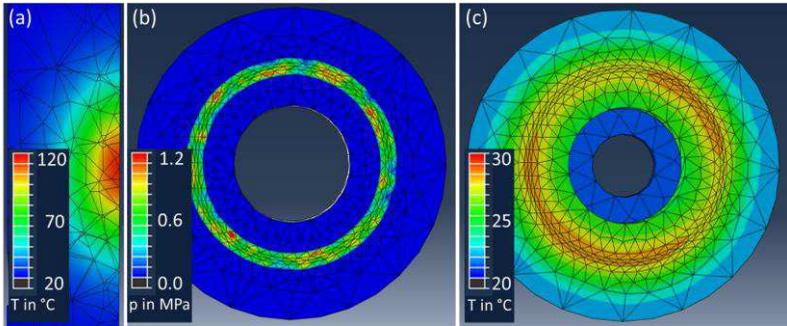


Abbildung 7.82: Ergebnisse der 3D-FEM-Simulation: Wärmeverteilung im Querschnitt (a), Druckverteilung (b) und Wärmeverteilung an der Oberfläche 14 Sekunden nach abgeschlossenem Bremsvorgang (Albers, Klotz, Fink & Ott, 2021; Wichmann, 2018)

Ihre Form ähnelt der Wärmeverteilung aus den Experimenten mit der faseroptischen Messtechnik. Beide können zwei gegenüberliegende heiße Bereiche aufweisen, vergleiche Abbildung 7.81 und Abbildung 7.82 (c). Die Ergebnisse dieser Simulation scheinen somit die gemessenen Phänomene zu erklären. Geringe Höhenunterschiede von wenigen Mikrometern führen demnach zu der heterogenen Wärmeverteilung. Dies ist jedoch nicht zwingend die einzige Ursache. Es ist denkbar, dass weitere Mechanismen wie lokale Unterschiede der chemischen Zusammensetzung der Reibschicht oder beispielsweise eine Schiefstellung von Reibbelag oder Gegenreibrscheibe dazu beitragen.

Die Wärmeverteilung auf der Oberfläche des Reibbelags wird zudem experimentell mithilfe der Wärmebildkamera gemessen. Auf Basis der Voruntersuchungen aus Kapitel 5.2 ab Seite 75 ist mit Abweichungen von $\pm 30^\circ\text{C}$ zu rechnen. Hinzukommt, dass sich dieser infolge der Veränderungen der Rauigkeit und der chemischen Zusammensetzung der Oberfläche während der Schädigung und Erholung ständig verändern kann. Rein qualitativ zeigen die Ergebnisse auf, dass das Tragbild des Reibbelags heterogen ist, siehe Abbildung 7.83. Unterschiede zwischen den Bremszyklen vor und nach den Schädigungsstufen konnten aufgrund der schnellen Veränderungen, welche bereits in einem einzigen Bremszyklus vorliegen, nicht erkannt werden.

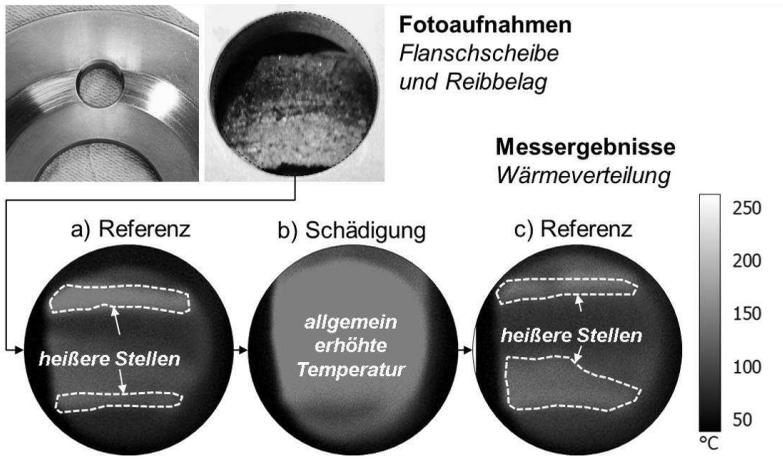


Abbildung 7.83: Wärmeverteilung auf der Oberfläche des Reibbelags vor (links) während (mittig) und nach der Schädigung (rechts)

7.2.2 Schaltbare Kupplung

Die entwickelten Methoden werden ebenso an einer schaltbaren Kupplung angewandt. Hierzu wird die Kupplung Planox PP der Firma Desch Antriebstechnik GmbH & Co. KG am Power Pack Prüfstand aus Kapitel 5.2 untersucht. Auf die Rotor-scheibe der Kupplung werden Reibbelag A beziehungsweise B als Ringe mit dem Innen- und Außendurchmesser 85 mm und 122 mm geklebt. Der jeweilige Reibbelag bildet je zwei Friktionspaarungen mit den beiden Gegenreibscheiben der Kupplung aus. Diese Gegenreibscheiben bestehen aus GG25, Gusseisen mit Lamellen-graphit. Die beiden Reibbeläge werden jeweils mit und ohne Nuten untersucht. Abbildung 7.84 zeigt die vier Reibflächen der Variante mit Nuten nach dem Einlauf. Dieser Einlauf erfolgt, wie bereits bei der Haltebremse, in zwei Stufen. Ab Bremszyklus Nr. 100 wird die spezifische Reibarbeit von $0,7 \text{ J/mm}^2$ auf $0,9 \text{ J/mm}^2$ erhöht. Die mittleren Reibungszahlen schwanken bei der Kupplung deutlich stärker als zuvor bei den Ergebnissen der Friktionspaarungen A und B am TRP, siehe Abbildung 7.85.

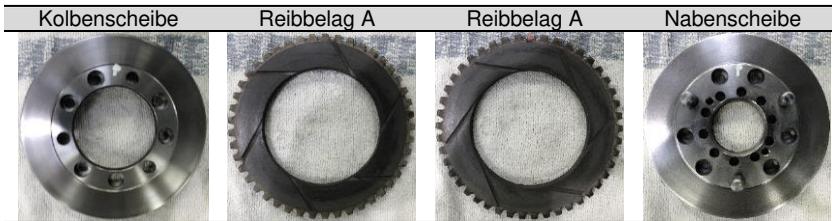


Abbildung 7.84: Reibflächen nach dem Einlauf, Reibbelag A mit Nuten, Ringbreite 18,5 mm

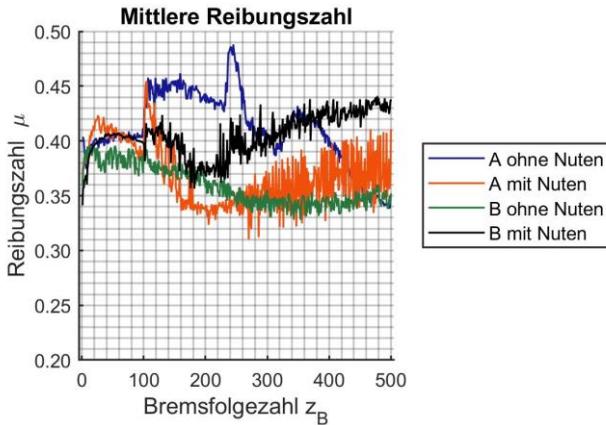


Abbildung 7.85: Einläufe der Kupplung für Reibbelag A und B mit und ohne Nuten

Die mittlere Reibungszahl der Variante mit Reibbelag A steigt vorübergehend auf 0,48 an. Bei der Variante mit Nuten bleibt dieser Anstieg aus, jedoch streut die mittlere Reibungszahl bei dieser stärker. Bei Reibbelag B sind diese Schwankungen weniger stark ausgeprägt. Die Variante mit Nuten erreicht gegen Ende ein höheres Reibungszahlniveau von circa 0,44.

Für alle vier Varianten folgt die Ermittlung der Schädigungsgrenzen gemäß der Methode aus Kapitel 6.2. Bei Reibbelag A ohne Nuten steigt die mittlere Reibungszahl nach den Schädigungsstufen zunächst bis auf 0,5 an, siehe Abbildung 7.86.

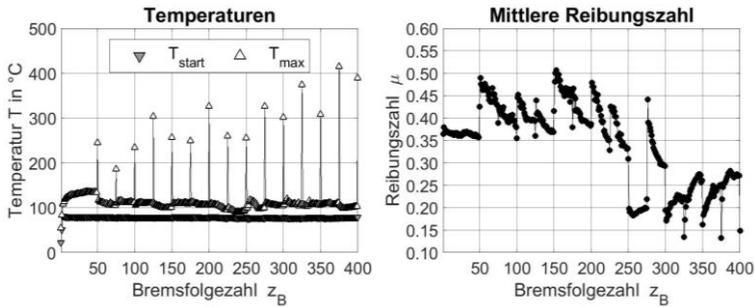


Abbildung 7.86: Ermittlung der Schädigungsgrenzen für Reibbelag A ohne Nuten

Ab Bremszyklus Nr. 250 brechen die mittleren Reibungszahlen ein. Beim Ausbau fällt zudem der hohe Verschleiß auf, siehe Abbildung 7.87. Der Reibbelag ist stellenweise bis auf das Trägermaterial verschlissen und gleichzeitig kleben Stücke des Reibbelags an der Gegenreibrscheibe. Die Adhäsion scheint, wie zuvor bei Friktionsspaarung A am TRP, die Kohäsion stellenweise zu übersteigen und so Stücke des Reibbelags herauszureißen. Aufgrund des höheren Reibungszahlenniveaus durch den Wechsel auf Grauguss scheint dieses Phänomen verstärkt auch bereits bei der Starttemperatur $T_1=80^\circ\text{C}$ aufzutreten.



Abbildung 7.87: Adhäsiver Verschleiß bei Reibbelag A, Ringbreite 18,5 mm

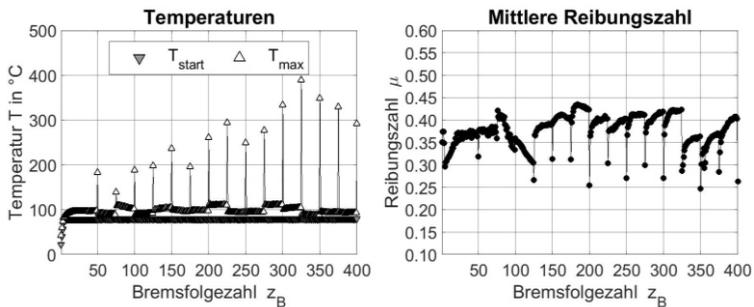


Abbildung 7.88: Ermittlung der Schädigungsgrenzen für Reibbelag A mit Nuten

Mit Nuten besteht Reibbelag A dagegen den Prüflauf, siehe Abbildung 7.90. Die mittleren Reibungszahlen steigen dabei infolge der Schädigungsstufen langsam auf Werte von bis zu 0,44 an. Wieder befinden sich Stücke der Reibbelag an den Gegenreibrscheiben. Deren Größe und Form entspricht den matten Stellen der Reibbeläge. Auch beide Varianten von Reibbelag B überstehen die Ermittlung der Schädigungsgrenzen. Der Verschleißkoeffizient beträgt dabei $468,3 \text{ mm}^3/\text{MJ}$ für die Variante ohne Nuten und $664,5 \text{ mm}^3/\text{MJ}$ für die Variante mit Nuten. Bei der Variante mit Nuten brechen die mittleren Reibungszahlen in den Schädigungsstufen auf bis zu 0,28 anstelle von 0,25 ein, siehe Abbildung 7.89 und Abbildung 7.90.

Zudem wird eine weitere Variante mit Nuten der Ermittlung der Schädigungsgrenzen ohne einen vorangegangenen Einlauf unterzogen. Bei dieser zeigen sich zwar höhere maximale Temperaturen in den Schädigungsstufen und ebenso bricht die mittlere Reibungszahl auf bis zu 0,28 ein. Dennoch übersteht auch diese Variante den Prüflauf, siehe Abbildung 7.91.

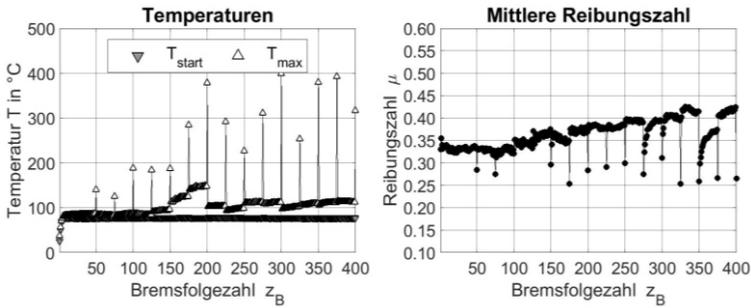


Abbildung 7.89: Ermittlung der Schädigungsgrenzen für Reibbelag B ohne Nuten

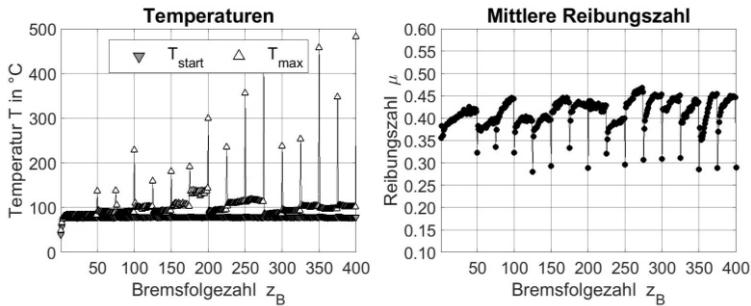


Abbildung 7.90: Ermittlung der Schädigungsgrenzen für Reibbelag B mit Nuten

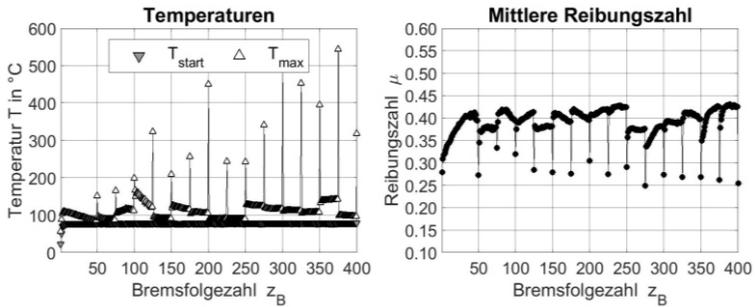


Abbildung 7.91: Ermittlung der Schädigungsgrenzen ohne vorherigen Einlauf für Reibbelag B mit Nuten

Es folgen die Versuche zum Erholungsverhalten. In Anlehnung an die Untersuchungen am TRP wird ein Erholungslastkollektiv mit Dauerschleupf und Abkühlen auf 40°C getestet. Mit diesem wird ebenso die Varianzanalyse aus Kapitel 6.4 durchgeführt, siehe Abbildung 7.92. Es wird jedoch keine signifikante Verbesserung nachgewiesen. Signifikant ist lediglich die Erhöhung der Übergangsdauer durch das Erholungskollektiv um circa drei Bremszyklen, siehe Tabelle 7.24. Die Erholung nimmt somit eine höhere Anzahl an Bremszyklen in Anspruch.

Tabelle 7.24: Vergleich der Reibeigenschaften und der Übergangsdauer sowie Prüfgrößen und kritische Werte

	$\bar{\mu}_{mittl,5}$	$\sigma_{mittl,5}$	$\bar{z}_{B,\ddot{U}D}$	$\sigma_{\ddot{U}D}$
R ₁	0,377 7	0,019 4	2,35	1,0 2
EK ₁	0,370 6	0,021 9	5,71	3,4 0

$F_{Prüf,mittl,5}$	$F_{Prüf,\ddot{U}D}$	$F_{0,95}$	$F_{0,99}$
1,78	26,83	4,0 3	12,2 0

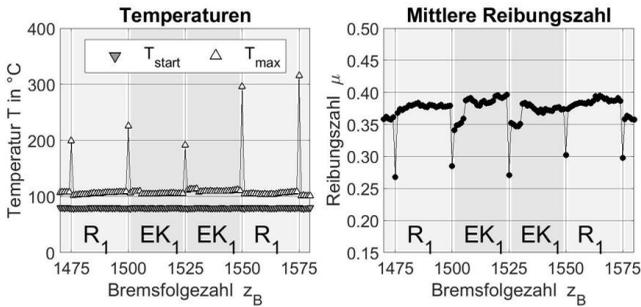


Abbildung 7.92: Ausschnitt aus dem Vergleich von EK1 und R1 für Reibbelag B ohne Nuten

In der Oberflächenanalyse zeigen die Reibflächen große Ähnlichkeit zu den vorangegangenen Untersuchungen mit Friktionspaarung B am TRP. Direkt nach der Schädigung in Laststufe 1.5 sowie nach der Erholung mit EK₁ sind wieder runde Täler zu erkennen, siehe Abbildung 7.93. Auf den Gegenreibradscheiben ist außerdem wieder der Materialübertrag des Kupfers zu erkennen.

Abschließend werden an dieser Validierungsumgebung Versuche mit der Wärmebildkamera durchgeführt. Dabei wird die Kupplung von der Seite gefilmt, um die Wärmeverteilung der Kolbenscheibe zu messen. Es werden Aufnahmen während der Referenz- und der Schädigungsstufe erstellt. Die Verteilung der Wärme scheint anhand von diesen Aufnahmen in der Kolbenscheibe in tangentialer Richtung nahezu homogen zu sein. Während dem Energieeintrag ist ein Gefälle in axialer Richtung zu erkennen, siehe Abbildung 7.94.

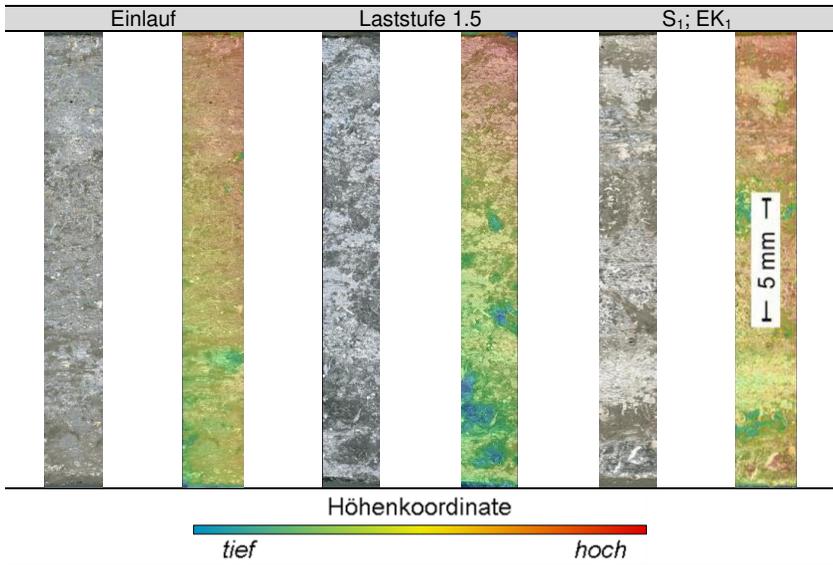


Abbildung 7.93: Mikroskopische Aufnahmen des Reibbelags B auf der Seite der Nabscheibe

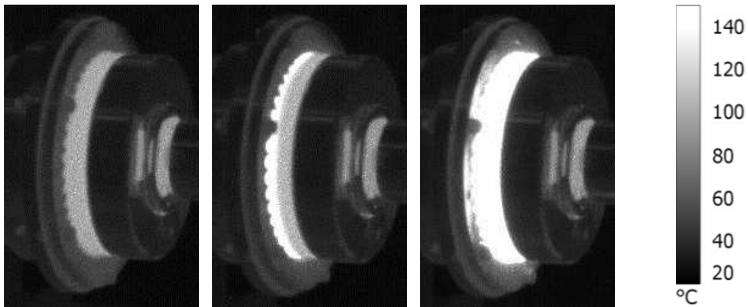


Abbildung 7.94: Thermographieaufnahmen der Kupplung zu Beginn (links), während (mittig) und gegen Ende (rechts) der Schädigungsstufe

8 Diskussion

Dieses Kapitel beinhaltet die Interpretation der experimentellen Ergebnisse sowie die Reflexion der angewandten Methoden. Dies erfolgt im Rahmen der Beantwortung der verbleibenden Forschungsfragen und der Forschungshypothese. Die ersten beiden Forschungsfragen, welche sich auf die Validierungsumgebungen beziehen, werden bereits in Kapitel 5.4 auf Seite 83 beantwortet.

8.1 Schädigung und Erholung

Forschungsfrage 3: Definition von Schädigung und Erholung

Wie müssen Schädigung und Erholung unter Berücksichtigung verschiedener Anwendungen definiert werden?

Aus dem Beispiel der Einscheibentrockenkupplung für PKW-Anwendungen, bei deren Entwicklung je nach Firma mit gänzlich verschiedenen Grenzwerten der mittleren Reibungszahl gearbeitet wird, geht hervor, dass die Festlegung fester Grenzwerte für alle Anwendungen nicht zielführend ist. Schädigung und Erholung werden in dieser Arbeit daher anhand mehrerer Beurteilungskriterien und deren Grenzwerte definiert, deren Auswahl und Festlegung an die jeweilige Anwendung anzupassen ist. Diese Beurteilungskriterien und Grenzwerte werden anwendungsspezifisch gewählt. Die Methoden sind somit universell einsetzbar. Bei der Auswertung der experimentellen Ergebnisse dieser Arbeit wird vorwiegend mit der mittleren Reibungszahl gearbeitet, da diese relevant für die Funktionserfüllung der untersuchten schaltbaren Kupplung und der Haltebremse ist. Gemäß der Methode zur Ermittlung und Identifizierung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze, siehe Kapitel 6.1, werden ebenso der Reibungszahlgradient und der Verschleißkoeffizient ermittelt, in Kennfeldern dargestellt und zur Identifizierung der Leistungsgrenze herangezogen. Zudem werden die Reibungszahlgradienten in sämtlichen Versuchen ausgewertet, sodass diese bei der Entwicklung bei komfortkritischen Anwendungen zur Verfügung stehen. Diese Beurteilungskriterien sind insbesondere bei der Nutzung von schaltbaren Kupplungen als mechatronische Steiler von großer Bedeutung, denn sie beeinflussen unter anderem das Regelverhalten. Es ist zudem möglich, die Beurteilungskriterien um weitere Größen zu erweitern, wenn zum Beispiel neue Erkenntnisse oder Änderungen vorliegen. Äußerliche Merkmale der Reibflächen oder auch die Form, die Größe und die Anzahl der Verschleißpartikel können diesen bei-

spielsweise hinzugefügt werden. Dies setzt jedoch voraus, dass diese Beurteilungskriterien entsprechend quantifiziert werden können. Da im Wesentlichen die Reibeigenschaften zur Beurteilung der Erholung herangezogen werden, muss nicht zwangsläufig gegeben sein, dass die erholten Reibflächen auch hinsichtlich ihres äußeren Erscheinungsbildes den frisch eingelaufenen oder gar den fabrikneuen Reibflächen ähneln. Insbesondere bei Anwendungen, in welchen der Kunde die Reibflächen sieht und aufgrund deren Erscheinung das Friktionssystem reklamieren könnte, ist dies zu berücksichtigen. Risse oder Ausbrüche können bestehen bleiben und es können trotzdem zu vor der Schädigung vergleichbare Reibeigenschaften erzielt werden. Die erzielten Reibeigenschaften setzen sich zu bestimmten Anteilen aus den vier grundlegenden Reibungsmechanismen zusammen. Quantitativ betrachtet müssen diese Anteile nach der Erholung nicht zwangsläufig die gleichen wie zuvor sein. Wie im Erklärungsmodell von Mahale und Bijwe (Mahale & Bijwe, 2020) beschrieben ist es denkbar, dass beispielsweise die Abrasion durch die Härtung der metallische Bestandteile zunimmt. Dass eine Härtung infolge der Schädigung auftreten kann, zeigt sich beispielsweise anhand der Querschleife der Gegenreibräder aus C45, siehe Abbildung 7.48 auf Seite 156. Hinsichtlich der Schädigung und Erholung bei kurzzeitig stark erhöhter Beanspruchung wird in dieser Arbeit zwischen temporärer und dauerhafter Schädigung unterschieden. Erholt sich die Friktionsspaarung innerhalb der Erholungsstufe beziehungsweise dem -kollektiv durch die erneute Einhaltung der Grenzwerte der Beurteilungskriterien, so ist diese temporär. Ansonsten liegt eine dauerhafte Schädigung vor. Die Erholungstufen und -kollektiven haben in dieser Arbeit jeweils eine Dauer von 24 Bremszyklen. In Stichversuchen wird diese Zahl auf 50 und 100 Bremszyklen erhöht. Hierdurch gelingt es am Beispiel der Friktionsspaarung E höhere Reibungszahlen zu erzielen. (Plümke, 2019)¹ Die Erholung hängt somit auch von der Anzahl der Bremszyklen ab. Diese Anzahl sollte folglich an die Anwendung angepasst werden. In welchen Abständen Notfälle, Fehler und Missbrauch in den realen Anwendungen auftreten, ist jedoch schwer abzuschätzen. Beispiele, in welchen Kupplungen und Bremsen mittels Datenloggern (Tissot & Bosse, T., Heße, D., 2017) überwacht werden sind selten und die Datensätze selbst werden meist nicht veröffentlicht. Aus pragmatischen Gründen wird in dieser Arbeit daher der Wert von 24 Bremszyklen verwendet. Die experimentellen Ergebnisse zeigen jedoch, dass nur äußerst selten Übergangsdauern von mehr als 15 Bremszyklen notwendig sind, um die Friktionsspaarungen zu erholen. Auch wenn allgemeingültige Aussagen, Grenzwerte und Leistungsgrenzen sicherlich wünschenswert sind und vieles vereinfachen würden, so darf dennoch die Anwendung mit ihren individuellen Bedingungen nicht außer Acht gelassen

¹ Co-Betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

werden, wenn es darum geht, sicherheitskritische Friktionssysteme wie vor Allem Bremsen auszulegen.

8.2 Schädigungsgrenzen

Forschungsfrage 4: Identifizierung der Schädigungsgrenzen

Bei welchen thermomechanischen Beanspruchungen kommt es zur Schädigung der Friktionspaarungen? Bis zu welchen thermomechanischen Beanspruchungen in der Schädigungsstufe erholen sich diese in einer gegebenen Anzahl an Bremszyklen?

Die experimentellen Ergebnisse zeigen, dass eine Erhöhung der Beanspruchung der Schädigungsstufe in der Regel zu immer tieferen Einbrüchen und einer höheren Übergangsdauer führt. Dieser Einfluss wird mehrfach beobachtet. Zum einen ist dieser bei der Variation der zur Schädigung führenden Beanspruchung, wie zum Beispiel durch die Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit oder der Flächenpressung, zu beobachten. Den größten Einfluss auf sowohl das Schädigungs- als auch das Erholungsverhalten hat den experimentellen Ergebnissen nach die Starttemperatur. Die Erholung erfolgt bei der niedrigeren Starttemperatur $T_1=80^\circ\text{C}$ oder darunter allgemein schneller und zuverlässiger. Zum anderen ist der Einfluss des Maßes der kurzzeitigen Erhöhung zu erkennen. Bei Friktionspaarung C nimmt beispielsweise unter der stufenweisen Steigerung der kurzzeitigen Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit die Dauer der Erholung ebenso stufenweise zu, siehe Abbildung 8.1.

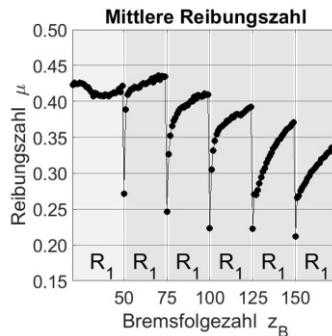


Abbildung 8.1: Die Laststufen 1.X von Friktionspaarung C

Bei einer temporären Schädigung ist es, wie in vielen Beispielen gezeigt, möglich die Friktionspaarungen sowie die Haltebremse und die schaltbare Kupplung so zu erholen, dass deren Reibeigenschaften wieder in ähnlichen Wertebereichen liegen wie zuvor zum Ende des Einlaufs. Die Grenzwerte der zur Funktionserfüllung notwendigen Reibeigenschaften sind jedoch anwendungsspezifisch und somit ist diese Aussage nicht zwingend für jede Anwendung gültig. Wie zum Beispiel anhand des dauerhaften Reibungsverlusts innerhalb der Varianzanalyse bei der Bremse zu erkennen ist, lassen sich die Ergebnisse nicht beliebig übertragen. Bei einer temporären Schädigung ist es, wie in vielen Beispielen gezeigt wird, möglich die Friktionspaarungen sowie die Bremse und die Kupplung so zu erholen, dass deren Reibeigenschaften wieder in ähnlichen Wertebereichen liegen wie zuvor zum Ende des Einlaufs. Die Grenzwerte der zur Funktionserfüllung notwendigen Reibeigenschaften sind jedoch anwendungsspezifisch zu wählen und somit ist diese Aussage nicht zwingend für jede Anwendung gültig. Wie zum Beispiel anhand des dauerhaften Reibungsverlusts innerhalb der Varianzanalyse bei der Bremse gezeigt wird, lassen sich die Ergebnisse nicht beliebig übertragen. Die dauerhafte Schädigung tritt bei den Versuchen dieser Arbeit dann auf, wenn die Beanspruchung oder Temperatur während der Erholungsstufe zu hoch gewählt sind oder wenn zum Beispiel das Verschleißvolumen aufgebraucht ist. Die Auswahl der Beanspruchung bei der Erholung sowie die vorgesehene Anzahl der Zyklen beeinflussen somit, ob die Erholung erfolgen kann. Diese Werte müssen wiederum an die Anwendung angepasst werden. Bei Anwendungen, in welchen die Grenzwerte der Beurteilungskriterien temporär nicht überschritten werden dürfen oder in welchen zur Erholung nicht genügend Energie umgesetzt werden kann, ist auf die temporäre Schädigung und entsprechende Beanspruchungskollektive zu verzichten.

Die experimentellen Ergebnisse ermöglichen es zudem, das Fazit zu der Übertragbarkeit zwischen den am Systemtribometer TRP gemessenen Reib- und Verschleißigenschaften und den an den Validierungsumgebungen der schaltbaren Kupplung und der Haltebremse gemessenen zu ziehen. Somit kann ein Vergleich zwischen den Ergebnissen verschiedener Ebenen aus dem IPEK-X-in-the-Loop-Framework beziehungsweise verschiedener Kategorien der tribologischen Prüftechnik (Czichos & Habig, 1992; Czichos & Habig, 2015) gezogen und die Übertragbarkeit beurteilt werden. Trotz der guten Übereinstimmung der Schädigungsgrenzen, zeigt der Vergleich der am Systemtribometer untersuchten Friktionspaarungen (Kategorie IV: Bauteilversuch) zu den am PPP untersuchten Friktionssystemen (Kategorie III: Aggregatversuch) zeigt drei wesentliche Unterschiede auf: Zum einen weicht das Einlaufverhalten der Haltebremse deutlich von dem von Friktionspaarung A und B ab. Außerdem wird bei dieser innerhalb der Varianzanalysen ein Abfall der Reibung beobachtet. Zum anderen verschleißten die Reibbeläge der schaltbaren Kupplung schneller als am Systemtribometer. Die Unterschiede lassen sich anhand

der Gestalt der Friktionssysteme erklären: Das veränderte Einlaufverhalten der Bremse lässt auf das Phosphatieren und die Konservierung der Stahlscheibe ab Werk zurückführen. Der Abfall der Reibung lässt sich durch den Verlust der Vorspannkraft erklären, welcher durch den Verschleiß und somit die Abnahme der Dicke der Reibbeläge verursacht wird. Der erhöhte Verschleiß der Reibbeläge der Kupplung lässt sich auf das ungünstigere Verhältnis der Masse der Gegenreibradscheiben zur nominellen Reibfläche sowie auf die niedrigere Wärmeleitfähigkeit des GG25 zurückführen. Rückblickend überraschen diese Unterschiede also nicht. Sie müssen jedoch bei der Verwendung der Ergebnisse berücksichtigt werden.

8.3 Erklärungsmodelle

Forschungsfrage 5: Erklärungsmodelle

Welche Mechanismen bestimmen das Schädigungs- und Erholungsverhalten? Durch welche Erklärungsmodelle kann dieses hinreichend genau beschrieben werden?

Die Erklärungsmodelle aus dem Stand der Forschung werden in Kapitel 2.3 ab Seite 24 vorgestellt. Auf Basis der experimentellen Ergebnisse werden Indizien gesammelt, um aufzuzeigen inwieweit diese mit den Ergebnissen dieser Arbeit übereinstimmen.

Lührsen (Lührsen, 1987) und Gauger (Gauger, Lührsen & Severin, 1996) sehen eine der Ursachen in der Verschiebung des Bremskraftradius beziehungsweise des mittleren Reibradius. Solche Effekte treten nach Merkel (Merkel, 2015) auch am TRP auf². Dieser untersucht unter anderem die Verformung der Gegenreibradscheiben des Prüfkopfs simulativ. Es gilt zu hinterfragen, ob dieser Effekt das gesamte Ausmaß der Schädigung erklären kann. Dies wird anhand der Untersuchung der Haltebremse aus Kapitel 7.2.1 betrachtet: Deren mittlere Reibungszahl bricht bei der Schädigung auf ein Niveau von circa 0,28 ein. Bei der Erholung steigt sie dann, wie gezeigt, von circa 0,37 auf 0,42 an. Der Innendurchmesser des Reibbelags beträgt dabei 53,5 mm und der Außendurchmesser 69,5 mm. Im Extremfall würden die reibaktiven Bereiche vom Außendurchmesser zum Innendurchmesser wandern. Die Reibungszahl würde dem Verhältnis der beiden Durchmesser nach auf 77 % von 0,42 fallen. Dies entspricht einer mittleren Reibungszahl von 0,32. Dies erklärt nicht vollständig den gesamten Einbruch auf 0,28. Anhand der Messergebnisse der faseroptischen Messtechnik wird zudem klar, dass die reibaktiven Bereiche in radialer Richtung nur unwesentlich wandern. Aufgrund der vergleichsweise schmalen Reibbeläge ist der Einfluss der Verschiebung des mittleren Reibradius nicht ausreichend

² Verschiebungen von circa 0,004 mm bei 0,61 J/mm², 0,85 W/mm² und 0,35 MPa

groß, um den gesamten Einbruch in der Schädigungsstufe zu erklären. Es müssen weitere Effekte daran beteiligt sein.

Musiol (Musiol, 1994) beschreibt die lokale Schädigung von Volumenelementen der eingelaufenen quasistabilen Reibschicht. Dieses Verhalten ist zum Beispiel bei Friktionspaarung A zu beobachten. Die glänzende Oberfläche des Reibbelags zeigt hierbei matte Täler, welche durch eine solche lokale Schädigung entstanden sein könnten. Die hierfür notwendige heterogene Verteilung der Druckspannung in der Kontaktzone ist den Messungen der faseroptischen Messtechnik und der Wärmebildkamera nach plausibel. Das Erklärungsmodell stimmt insgesamt sehr gut mit den Beobachtungen überein. Ein Unterschied liegt jedoch in dem von ihm beschriebenen Materialübertrag von Eisenpartikeln aus der Gegenreibeischiibe auf den Reibbelag und dessen Oxidation mit dem Luftsauerstoff. Dieser Materialübertrag kann am Beispiel der Friktionspaarung A nicht nachgewiesen werden.

Mehrere Erklärungsmodelle beschreiben die Vergrößerung beziehungsweise die Verkleinerung der realen Kontaktfläche durch die Bildung und Zerstörung sogenannter Plateaus, Patches oder auch Reibschichtplatten. Zuerst publiziert und wohl am bekanntesten ist das von Eriksson und Jacobson (Eriksson & Jacobson, 2000). Die von ihnen beschriebenen Primär- und Sekundärplateaus werden beispielsweise auf der Oberfläche von Reibbelag A erkannt. Dieser bietet Quarzpartikel, welche die Funktion der Primärplateaus einnehmen können. An diesen lagert sich Material an, was als Sekundärplateau interpretiert werden kann, siehe linker Teil von Abbildung 8.2.

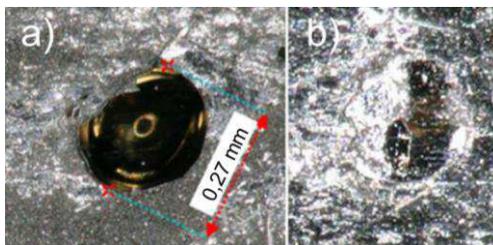


Abbildung 8.2: Mikroskopische Aufnahmen eines offenliegenden (a) und eines verdeckten Quarzpartikels (b) (Albers, Klotz, Fink & Ott, 2021)

Anders als im Modell beschrieben kann sich dieses Material auch auf dem Quarzpartikel anlagern, siehe rechter Teil der Abbildung. Direkt nach der Schädigungsstufe, sind große Teile der Reibfläche damit bedeckt. Ein solches Sekundärplateau wird, wie zuvor von Eriksson und Jacobson durchgeführt, manuell herausgelöst. Wie von beiden Autoren beschrieben, ist dessen Oberseite glatt. Die Unterseite ist rau, siehe Abbildung 8.3.

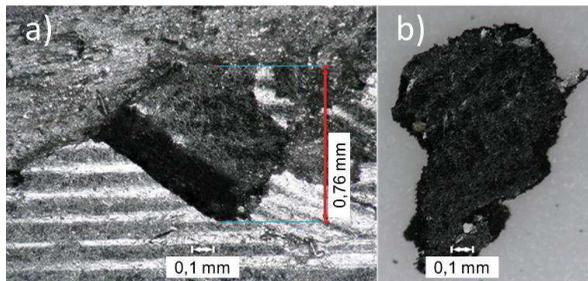


Abbildung 8.3: Ober- (a) und Unterseite (b) des herausgelösten Plateaus (Albers, Klotz, Fink & Ott, 2021)

Die Beobachtungen im Rahmen dieser Arbeit stimmen in diesen Aspekten sehr gut mit dem Modell überein. Dem Erklärungsmodell nach müsste die Schädigungsstufe jedoch dazu geführt haben, dass die Plateaus zerstört werden. Dagegen wird deren Bildung angeregt. Dies lässt sich besser mit dem Erklärungsmodell von Ostermeyer (Ostermeyer, 2002) erklären. Nach diesem kann die erhöhte Beanspruchung zu einem erhöhten Vorkommen von Verschleißpartikeln führen, was die Bildung der Patches anregt. Das großflächige Vorkommen der Sekundärplateaus lässt zudem Zweifel aufkommen, ob sich diese tatsächlich nur an den Primärplateaus bilden. Der lokal erhöhte Druck und die Temperaturen, welche zu deren Bildung beitragen, können dem Erklärungsmodell von Cristol-Bulthé, Desplanques und Degallaix (Cristol-Bulthé, Desplanques & Degallaix, 2007) nach auch durch die Welligkeit von Reibbelag und Gegenreibeis scheibe entstehen. Die lokalen Temperaturunterschiede werden durch den Einsatz zweier Messmethoden aufgezeigt. Dies sind die faseroptische Messtechnik zur bauteilintegrierten Messung sowie durch die Messung mit der Wärmebildkamera. Die Ursache der Temperaturunterschiede ist jedoch nicht eindeutig bestimmt.

Bei den Untersuchungen wird anhand vieler Beispiele ein Materialübertrag vom Reibbelag hin zur Gegenreibscheibe beobachtet, siehe Abbildung 8.4.



Abbildung 8.4: Beispiele für Materialübertrag vom Reibbelag hin zur Gegenreibscheibe: Gusscheibe der Kupplung mit Fetzen des Reibbelags (a), Materialübertrag von Kupfer bei Friktionspaarung B (b) sowie Materialübertrag und dessen Oxidation bei Friktionspaarung D (c) und E (d) (Albers, Klotz, Fink & Ott, 2021)

In den Erklärungsmodellen wird dieser nicht explizit beschrieben. Die Gegenreibscheibe wird gar als saubere Oberfläche dargestellt. Verschleißpartikel können daran haften (Ostermeyer, 2002) oder darin gefangen sein (Cristol-Bulthé, Desplanches & Degallaix, 2007). Aus anderen Quellen wie beispielsweise (Wirth, Eggleston & Whitaker, 1994) ist ersichtlich, dass es zu diesem Materialübertrag kommen kann. Dennoch taucht dieser Materialübertrag in keinem der Erklärungsmodelle auf. Dabei liefert er jedoch ein Erklärungsmodell für das Verhalten von Friktionspaarung D mit dem gewickelten Reibbelag: Der Anstieg der mittleren Reibungszahl kann durch diesen Materialübertrag erklärt werden. Er setzt sich demnach in der Oberfläche der Gegenreibscheibe ab, erhöht somit die effektive Reibfläche und beeinflusst die Adhäsion im Reibkontakt.

Die Gaskisseneffekt wird auf Basis von Videoaufnahmen erfasst. Diese zeigen deutlich, dass es bei den organischen Reibbelägen während der Schädigungsstufe zur Gasbildung kommt. Bei dem sintermetallischen Reibbelag, welcher anorganisch ist, tritt anstelle dieser ein Funkenschlag ein. Die Gasbildung kann somit qualitativ aufgezeigt werden. Inwieweit das Gaskissen (Fidlin, Bäuerle & Boy, 2015) jedoch tatsächlich zum Einbruch der mittleren Reibungszahl beiträgt, ist unklar. Der Einbruch könnte auch durch die Schmierwirkung von Harzzersetzungsprodukten (Tanaka, Ueda & Noguchi, 1973) hervorgerufen werden. Dies soll in weiterführenden Forschungsarbeiten untersucht werden. Diese sollen an die Untersuchungen von Fidlin und Clausnitzer anknüpfen. Hierfür soll unter anderem der Gasdruck und Gasvolumenstrom im Prüfkopf gemessen werden, um unter anderem die Permeabilität von

eingelaufenen Friktionspaarungen und deren Gasdruck während der Schädigung zu messen.

Die Zunahme der Abrasion durch eine Härtung metallischer Bestandteile äußert sich Mahale und Bijwe (Mahale & Bijwe, 2020) nach durch einen geringeren Einbruch der Reibung während dem zweiten Durchlauf der Schädigung. Dass eine Härtung auftreten kann, zeigt sich anhand der Härtemessungen an den Querschleifen der Gegenreibeischeiben aus C45, siehe Abbildung 7.48 auf Seite 156. Zudem zeigen sich tatsächlich solche Unterschiede zwischen dem ersten und dem zweiten Durchlauf. So zeigen beispielsweise Friktionspaarung B und D dieses Verhalten, siehe Abbildung 7.17 auf Seite 125 und Abbildung 7.47 auf Seite 154. Dies beweist jedoch nicht, dass dieses Verhalten der Zunahme der Abrasion geschuldet ist. Denkbar ist ebenso, dass die Friktionspaarung zum Beispiel infolge der ersten Schädigung einen erhöhten Traganteil aufweist oder, dass der Gaskisseneffekt durch den Verlust von gasbildenden Bestandteilen während des vorangehenden ersten Durchlaufs im zweiten dann nachlässt.

Die Selbstheilung wird in Anlehnung an Saurín, Sanes und Bermúdez (Saurín, Sanes & Bermúdez, 2015) untersucht. Hierzu wird der Konus eines Härtemessgeräts in die fünf Reibbeläge gepresst. Die Tiefe der hinterlassenen Eindrücke wird unmittelbar sowie drei und fünf Stunden danach mittels des Digitalmikroskops gemessen. Die Ergebnisse zeigen, dass die Tiefen nur um maximal $8 \mu\text{m}$ ($\pm 4\%$ für Reibbelag D) abnehmen, siehe Tabelle 8.1. Im Hinblick auf die Standardabweichungen der Kennwerte der Oberflächenbeschaffenheit aus Tabelle 5.2 können dies auch bloße Messfehler sein, welche durch das Wiederauflegen der Reibbeläge und das erneute Messen entstehen. Der Effekt kann auf Basis der Ergebnisse nicht nachgewiesen werden.

Tabelle 8.1: Tiefenmessungen nach der Indentation der Reibbeläge

Reibbelag	Zeitpunkt der Messung		
	0 h	3 h	5 h
A	251 μm	251 μm	246 μm
B	242 μm	236 μm	236 μm
C	351 μm	353 μm	338 μm
D	207 μm	198 μm	199 μm
E	319 μm	316 μm	314 μm

Die Tribooxidation kann insbesondere anhand von Friktionspaarung D und E gezeigt werden. Diese Friktionspaarungen werden bei der oberen Starttemperatur bei 300°C beziehungsweise 350°C untersucht. Hierbei laufen sowohl die Reibbeläge als auch die Materialüberträge auf der Gegenreibeischeibe schwarz an. Die Reibeigenschaften reagieren, wie von Wirth, Eggleston und Whitaker (Wirth, Eggleston & Whitaker, 1994) beschrieben, sensibel auf die Veränderung der Zusammensetzung der reibaktiven Schicht. Im Fall des gewickelten Reibbelags von Friktionspaarung D kommt es zu einem Anstieg der Reibung infolge der Erwärmung. Der Einbruch in der Schädigungsstufe nimmt jedoch zu. Bei dem sintermetallischen Reibbelag nimmt die Reibung dagegen ab. Die Schädigungsstufe führt zu einer vorübergehenden Erhöhung der mittleren Reibungszahl.

Im Stand der Forschung sind unter den Erklärungsmodellen auch Simulationsmodelle wie unter anderem die von Müller und Ostermeyer (Müller & Ostermeyer, 2007), Fidlin, Bäuerle und Boy (Fidlin, Bäuerle & Boy, 2015) und Jörgger et al. (Joergger, Reichert, Wittig, Sistanizadeh Aghdam & Albers, 2021) oder auch Cheng und Chandross (Cheng & Chandross, 2021) beschrieben, welche es ebenso zu hinterfragen gilt. An lauffähige Modelle zu gelangen, stellt sich sich im Rahmen dieser Arbeit als große Herausforderung dar, denn die Modelle sind in den entsprechenden Publikationen meist nicht vollumfänglich beschrieben und setzen zudem die Expertise des Anwenders und die Verfügbarkeit der entsprechenden Software voraus. Die Modelle bei den Autoren zu erfragen stellt sich am Beispiel des Modells von Fidlin, Bäuerle und Boy (Fidlin, Bäuerle & Boy, 2015) nicht als zielführend heraus, da die beiden Co-Autoren Bäuerle und Boy nicht mehr am Institut für technische Mechanik tätig sind und die Arbeiten am Modell auch nicht anderweitig fortgeführt werden³. Konkret umgesetzt wird die Weiterentwicklung des Modells von Merkel (Merkel, 2015) im Rahmen der Arbeit von Wichmann (Wichmann, 2018)⁴ hin von einem 2D-Modell zu einer 3D-Co-Simulation. Teile der Ergebnisse werden in Kapitel 7.2.1 gezeigt und dienen dem Vergleich mit den Messergebnissen der faseroptischen Messtechnik. Zudem werden gegen Ende der Arbeit in Zusammenarbeit mit Jörgger Anpassungen dessen Modells (Fehrenbacher, Joergger & Ott, 2020; Joergger, Reichert, Wittig, Sistanizadeh Aghdam & Albers, 2021) vorgenommen, um zu hinterfragen, in wie weit dieses in der Lage ist, das Schädigungs- und Erholungsverhalten abzubilden. Die ersten Ergebnisse zeigen, dass dies prinzipiell möglich ist. Die berechneten Zahlenwerte zeigen auf, dass das Modell weiterer Anpassung und Weiterentwicklung bedarf, welche im Rahmen dieser Arbeit nicht mehr zu leisten ist. Zu diesem

³ Aus dem persönlichen Gespräch mit Prof. Dr.-Ing. habil. A. Fidlin am 13.11.2019 in Karlsruhe

⁴ Co-Betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

Zeitpunkt kann es daher nicht verifiziert beziehungsweise falsifiziert werden und es bleibt festzuhalten, dass hier noch weiterer Forschungsbedarf vorliegt.

Die großen Unterschiede zwischen den Ergebnissen zu den einzelnen Friktionspaarungen verdeutlichen, dass diese immer individuell betrachtet werden müssen. Dann können Parallelen zu den Erklärungsmodellen gezogen werden, auch wenn gewisse Unterschiede wie zum Beispiel diese hinsichtlich der Materialüberträge vorliegen. Zudem bleibt festzuhalten, dass die bestehenden Erklärungsmodelle die auftretenden Mechanismen in Teilen zwar sehr gut beschreiben. Es existiert jedoch kein Erklärungsmodell, welches dies inklusive der Wirkung beziehungsweise der Wechselwirkung dieser simultan auftretenden Mechanismen beschreibt. Die Erklärungsmodelle sind zudem nicht durchgängig nutzbar, sowohl nicht durchgängig vom konzeptionellen Modell bis hin zum Simulationsmodell als auch nicht durchgängig für sowohl Einlauf, Schädigung und Erholung. Zudem mangelt es an einer experimentellen Quantifizierung und Differenzierung zwischen den einzelnen Mechanismen. Für das Schädigungsverhalten bei kurzzeitig stark erhöhter Beanspruchung scheint aus Basis der experimentellen Ergebnisse beispielsweise besonders die Gasbildung relevant zu sein. Die wenigen Veröffentlichungen zu diesem Thema zeigen den weiteren Forschungsbedarf deutlich auf. In den weiterführenden Forschungsarbeiten soll daher ein Schwerpunkt auf der quantitativen Bestimmung der Einflüsse der einzelnen Mechanismen liegen.

8.4 Effektive Erholung

Forschungsfrage 6: Erholungsstufen und -kollektive

Bei welchen Beanspruchungskollektiven erholen sich die Friktionspaarungen besonders zuverlässig und innerhalb möglichst weniger Bremszyklen?

Bei der unteren Starttemperatur $T_1=80^\circ\text{C}$ werden, wie die Ergebnisse zeigen, meist kürzere Übergangsdauern und geringere Streuungen der Reibeigenschaften erzielt. Insbesondere Friktionspaarung A zeigt dieses Verhalten. Bei dieser werden beispielsweise bei einem vorübergehenden Abkühlen auf 40°C Verbesserungen des Erholungsverhaltens beobachtet. Durch einen höheren Energieumsatz je Bremszyklus wird bei manchen Friktionspaarungen die Übergangsdauer reduziert. Bei der Friktionspaarung D mit dem gewickelten Reibbelag konnte daher schneller mit der erhöhten Gleitgeschwindigkeit erholt werden und es konnte hierdurch außerdem die mittlere Reibungszahl erhöht werden. Friktionspaarungen mit massegepressten Reibbelägen, wie zum Beispiel Friktionspaarung A können hierauf jedoch auch mit einem Abfall der mittleren Reibungszahl reagieren, wenn die Beanspruchung entsprechend hoch ist. Durch eine Erhöhung der Flächenpressung kann nach Eriksson (Eriksson, Lord & Jacobson, 2001) das Wachstum der sekundären Kontaktplateaus

begünstigt werden. Hierdurch ist eine Erhöhung der realen Kontaktfläche und somit der mittleren Reibungszahl zu erwarten. Unter erhöhter Flächenpressung und insbesondere unter Dauerschlupf mit erhöhter Flächenpressung werden in den Pilotversuchen von Friktionspaarung A hohe mittlere Reibungszahlen gemessen. Bei allen drei Friktionspaarungen mit massegepressten Reibbelägen ist dieser Effekt zudem bei deren Erholungskollektiven zu beobachten. Bei vielen Friktionssystemen, wie zum Beispiel der untersuchten Bremse, kann die Flächenpressung jedoch nicht während dem Betrieb eingestellt werden. Der verwendete Dauerschlupf weist eine hohe spezifische Reibarbeit bei einer geringen spezifische Reibleistung auf. Somit ermöglicht er es, in wenigen Zyklen viel Energie umzusetzen und kann daher, wie zum Beispiel bei Friktionspaarung A, die Übergangsdauer reduzieren. Durch die geringe spezifische Reibleistung sinkt zudem das Risiko der lokalen Überbeanspruchung des Reibbelags. Anhand der Varianzanalysen wird zudem nachgewiesen, dass Erholungskollektive existieren, welche signifikante Verbesserungen der Reibeigenschaften und eine Verkürzung der Übergangsdauern ermöglichen. Der Nachweis setzt voraus, dass der Effekt entsprechend groß ist und die Streuung der Messergebnisse entsprechend klein sind. Der Nachweis gelingt in einigen Beispielen, jedoch nicht immer.

8.5 Handlungsempfehlungen

Forschungsfrage 7: Handlungsempfehlungen für die Entwicklung

Welche Handlungsempfehlungen lassen sich anhand der gewonnenen Erkenntnisse ableiten? Wie können diese bei der Auslegung trockenlaufender Friktionssysteme berücksichtigt werden?

Es werden Handlungsempfehlungen erarbeitet, welche aufzeigen, wie die gewonnenen Erkenntnisse gewinnbringend bei der Entwicklung trockenlaufender Friktionssysteme eingesetzt werden können. Teile davon sind in (Albers, Ott & Klotz, 2020) publiziert.

Abbildung 8.5 zeigt die Vorgehensweise auf: Zu Beginn muss die Anwendung festgelegt werden. Anhand dieser werden die Anforderungen abgeleitet und festgelegt. Hierzu zählen zum Beispiel das zu übertragende Drehmoment, der Komfort, die Lebensdauer, der Bauraum, die Masse und die Kosten. Aus diesen Anforderungen werden wiederum die Anforderungen an die Friktionspaarung abgeleitet und in Form von Beurteilungskriterien und Grenzwerten beschrieben. Zu den Beurteilungskriterien zählen die mittlere Reibungszahl, der Reibungszahlgradient und der Verschleißkoeffizient. Die Grenzwerte der Beurteilungskriterien beeinflussen somit die Beanspruchbarkeit, denn sie fließen in den entwickelten Methoden bei der Identifi-

zierung der jeweiligen Schädigungsgrenze ein. Es folgt die Gestaltung des Friktionssystems, welche in Abbildung 8.5 als iterativer Prozess dargestellt ist.



Abbildung 8.5: Ablauf bei der Auslegung trockenlaufender Friktionssysteme unter Beanspruchungskollektiven mit kurzzeitig stark erhöhter Beanspruchung

Begonnen wird mit einem initialen Entwurf, welcher schrittweise angepasst wird. Anhand dieses Entwurfs wird die Beanspruchung der Friktionsspaarung in Form der spezifischen Reibarbeit und -leistung sowie der Temperatur berechnet. Die Beanspruchung wird durch die Referenzstufe und die Laststufe repräsentiert. Die Referenzstufe entspricht der gewöhnlichen Beanspruchung, mit welcher im späteren Einsatz im Antriebssystem zu rechnen ist. Die Laststufe stellt dagegen eine äußerst hohe Beanspruchung dar, welche beispielsweise bei Notfällen, Fehlern oder Missbrauch zu erwarten ist. Bei der in diesem Vorhaben untersuchten Bremse entspricht dies zum Beispiel einem Notaus oder auch einem Stromausfall bei dem Betrieb der Anlage bei maximaler Drehzahl. Dann würde diese elektromagnetisch betätigte Haltebremse bedingt durch den Spannungsabfall schließen und somit einen Großteil der kinetischen Energie der Anlage aufnehmen. Die Laststufe darf im Vergleich zur Referenzstufe nur selten auftreten. Die Modellierung des Antriebssystems ist entscheidend für die Berechnung der Beanspruchung.

Die Beanspruchbarkeit wird mithilfe der entwickelten Methoden ermittelt. Dargestellt wird diese in Form der Schädigungsgrenze bei homogenem Beanspruchungskollektiv gemäß der Methode zur Ermittlung und Identifizierung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze sowie der temporären und dauerhaften Schädigungsgrenze aus dieser Arbeit. Die Ermittlung der Beanspruchbarkeit erfolgt im System oder an einem geeigneten Systemtribometer. Zur groben Abschätzung können auch die Messdaten ähnlicher Friktionspaarungen, wie zum Beispiel den fünf Paarungen aus dieser Arbeit, herangezogen werden. Wie gezeigt, können scheinbar ähnliche Friktionspaarungen deutlich unterschiedliche Reib- und Verschleißeigenschaften aufweisen. So neigt bei den organischen und massegepressten Reibbelägen (A, B, C) Reibbelag B zu einem deutlich höheren Verschleiß und Reibbelag A bricht bei höheren Temperaturen schnell ein. Auch die Wahl des Gegenreibmaterials, die Nuten, die thermischen Eigenschaften, die Starttemperatur, die Anfederung und das Tragbild beeinflussen die Beanspruchbarkeit entscheidend.

Es folgt der Vergleich im Diagramm der spezifischen Reibarbeit über der -leistung. Hierbei werden drei Fälle unterschieden, siehe Abbildung 8.6. In Fall a) ist anhand der Ergebnisse mit keiner Schädigung zu rechnen. Die Referenzstufe liegt nämlich unter der Schädigungsgrenze bei homogenem Lastkollektiv. Die Laststufe liegt ebenso unter dieser oder zumindest unter der temporären Schädigungsgrenze. Diese Auslegung erfordert jedoch entsprechend viel Bauraum, Masse und Kosten. Um Ressourcen zu schonen, kann beispielsweise eine kleinere Baugröße gewählt werden. Die Beanspruchbarkeit sinkt somit und es kann zur temporären Schädigung kommen, wenn wie in Fall b) gezeigt, die Laststufe über der temporären Schädigungsgrenze liegt. Diese Auslegung nutzt die Beanspruchbarkeit stärker aus und benötigt folglich weniger Ressourcen. Sie setzt jedoch voraus, dass die temporäre Schädigung von der Anwendung toleriert wird und dass eine Erholungsphase implementiert wird. Nach jedem Bremszyklus und insbesondere nach der temporären Schädigung muss für die Abkühlung der Friktionspaarung gesorgt werden. Je nach Friktionspaarung, Schädigung, Erholungsstufe und den verlangten Grenzwerten sollte das Friktionssystem nach einigen Bremszyklen wieder einsatzfähig sein. Eine Reduktion der Dauer der Übergangsphase sowie eine Verbesserung der Reibeigenschaften kann, wie gezeigt, durch den Einsatz von Erholungskollektiven entsprechend Kapitel 6.4 erzielt werden.

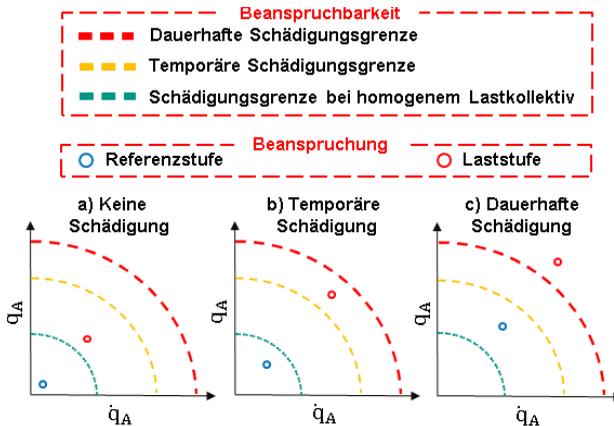


Abbildung 8.6: Fallunterscheidung beim Vergleich von Beanspruchung und Beanspruchbarkeit

Den letzten Fall stellt Fall c) dar. In diesem liegt entweder die Referenzstufe über der Schädigungsgrenze bei homogenem Lastkollektiv oder die Laststufe liegt über der dauerhaften Schädigungsgrenze. Die Beurteilungskriterien liegen somit außerhalb der Grenzwerte beziehungsweise die Friktionspaarung erholt sich nicht mehr innerhalb der gegebenen Anzahl an Bremszyklen. In diesem Fall muss die Beanspruchbarkeit gesteigert oder es muss die Beanspruchung gesenkt werden. Dies kann durch folgende Maßnahmen erfolgen:

- Wahl einer größeren Baugröße und somit Vergrößerung der Reibflächen und der Wärmekapazität der Gegenreibräder,
- Substitution des Friktionswerkstoffs (Mitariu-Faller, 2009) oder des Gegenreibmaterials,
- Verbesserung des Nutdesigns,
- Anfederung des Reibbelages,
- Optimierung des Tragbilds durch die Umgestaltung der Gegenreibräder (Kniel, 2017),
- Überwachung und Senkung der Temperatur (Beitler, Weidler, Lessi & Keller, 2018; Tissot & Bosse, T., Heße, D., 2017)

Hierbei muss jedoch berücksichtigt werden, dass diese Maßnahmen nicht nur die Beanspruchbarkeit beeinflussen, sondern ebenso sämtliche Reib- und Verschleiß-eigenschaften und den Komfort. Abschließend wird daher geprüft, ob alle Anforderungen erfüllt sind.

Neben der Auslegung können die gewonnen Erkenntnisse bei der Oberflächenanalysen eingesetzt werden. Ein Vergleich von Fotoaufnahmen und mikroskopischen Aufnahmen von zum Beispiel Reibflächen von Reklamationen kann im Vergleich mit den zahlreichen Schadensbildern aus dieser Arbeit Aufschluss über die in der Anwendung wirkenden Schädigungsmechanismen geben. Chemische Analysen und Vergleichstests mit weiteren Friktionspaarungen und -systemen können zudem auf Basis des in dieser Arbeit gewonnenen Wissens und der vorhandenen Methoden und Validierungsumgebungen in kurzer Zeit durchgeführt werden.

8.6 Leistungsdichte und Robustheit

Forschungshypothese: Potential durch neue Untersuchungen

Die Entwicklung neuer Methoden und dazugehöriger Validierungsumgebungen zur Erforschung des Schädigungs- und Erholungsverhaltens trockenlaufender Friktionspaarungen unter kurzzeitig stark erhöhter Beanspruchung bietet Potential zur Steigerung der Leistungsdichte und der Robustheit trockenlaufender, schaltbarer Kupplungen und Bremsen.

Die entwickelten Methoden und die Validierungsumgebungen ermöglichen es, die Beanspruchbarkeit der Friktionspaarungen und -systeme bei kurzzeitig stark erhöhter Beanspruchung zu ermitteln. Die Ergebnisse zeigen, dass die Friktionspaarungen kurzzeitig, ohne elementare Auswirkungen auf das Reibverhalten, deutlich höher beansprucht werden können als dauerhaft. Diese Erkenntnis kann mithilfe der beschriebenen Handlungsempfehlungen gewinnbringend eingesetzt werden. Am Beispiel der Friktionspaarung E mit dem sintermetallischen Reibbelag wird dies besonders deutlich. Bei dieser Friktionspaarung kommt es bei der Ermittlung und Identifizierung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze bei einer dauerhaften Beanspruchung von 12 J/mm² je Bremszyklus zu einem erhöhten Materialübertrag und zu einem Einbruch der mittleren Reibungszahl. Dagegen kann die gleiche Friktionspaarung, wie anhand der Ermittlung und Identifizierung der temporären Schädigungsgrenzen gezeigt, kurzzeitig mit bis zu 50 J/mm² beansprucht werden. Dabei kommt es lediglich zu einem Einbruch der mittleren Reibungszahl um 17%. Die mittlere Reibungszahl fällt zudem nicht unter einen Wert von 0,37. Der Verschleiß des Reibbelags beträgt lediglich 21,3 mm³/MJ. Dieser Wert liegt unter dem Durchschnittswert der Einläufe von 51,1 mm³/MJ. Diese Friktionspaarung kann somit, wie gezeigt, kurzfristig um das Vierfache beansprucht werden. Somit besteht großes

Potential, die Leistungsdichte in vielen Anwendungen zu steigern, indem entsprechend den Handlungsempfehlungen zum Beispiel eine kleinere Baugröße der Kupplung oder Bremse gewählt wird.

Anhand der Untersuchungen mit der faseroptischen Messtechnik wird außerdem deutlich, dass das Tragbild der Haltebremse ungleichmäßig ist. Weiteres Potential zur Erhöhung der Leistungsdichte wird in der Optimierung des Tragbilds vermutet. Das Tragbild der Haltebremse soll in weiterführenden Forschungsarbeiten, durch beispielsweise eine Anfederung des Reibbelags oder die Umgestaltung der Gegenreibrscheibe exemplarisch verbessert werden. Eine Optimierungsmethode, welche diese Umgestaltung unterstützt, wird bereits von Kniel (Kniel, 2017) beschrieben.

Aus den Ergebnissen geht jedoch auch hervor, dass große Unterschiede zwischen den Reibbelägen vorliegen. Friktionspaarung A neigt beispielsweise zu vergleichsweise unbeständigen Reib- und Verschleißeigenschaften. Die mittlere Reibungszahl kann zwischenzeitlich auch ansteigen. Zudem werden insbesondere bei der schaltbaren Kupplung mit Reibbelag A sehr hohe volumetrische Verschleißkoeffizienten gemessen. Friktionspaarung C zeigt dagegen ein beständiges, reproduzierbares Erholungsverhalten und vergleichsweise geringen Verschleiß. Die Robustheit trockenlaufender, schaltbarer Kupplungen und Bremsen könnte somit auch durch die geschickte Auswahl der Reibmaterialien wesentlich verbessert werden. Die entwickelten Methoden unterstützen diese Auswahl wiederum, da mit diesen die Reibmaterialien sehr gut verglichen werden können und deren Beanspruchbarkeit detailliert beschrieben werden kann.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Abschließend werden die wichtigsten Ergebnisse und Erkenntnisse dieser Arbeit zusammengefasst. Darüber hinaus werden im Ausblick Anknüpfungspunkte für weiterführende Forschungsarbeiten vorgeschlagen.

9.1 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird das Schädigungs- und Erholungsverhalten trockenlaufender Friktionspaarungen und -systeme bei kurzzeitig stark erhöhter Beanspruchung untersucht. Diese kurzzeitige Erhöhung tritt in industriellen Anwendungen unter anderem bei Notfallbremsungen auf. (Glomm, 2015) Der zu diesem Thema erarbeitete Stand der Forschung zeigt, dass zu diesem Manöver – trotz dessen Relevanz für die Sicherheit und den schonenden Umgang mit Ressourcen – weder Methoden noch Ergebnisse vorliegen. Die Schädigung erfolgt dagegen meist über eine langsame Erhöhung der Temperatur. Eine Variation des Beanspruchungskollektivs, welches bei Erholung der Friktionspaarungen zum Einsatz kommt, wird ebenso nicht untersucht. Dies zu untersuchen, stellt neue, erhöhte Anforderungen die Validierungsumgebungen. Die Voruntersuchungen zeigen, dass diese Anforderungen zu Beginn der Arbeit noch nicht erfüllt werden. Auf Basis des Modells der Produktgenerationsentwicklung, der Problemlösung nach SPALTEN und der Analyse mit dem C&C²-Ansatz wird das Systemtribometer daher weiterentwickelt, sodass sämtliche Anforderungen erfüllt werden. Eine weitere Validierungsumgebung zur Untersuchung einer Haltebremse und einer schaltbaren Kupplung wird ebenso entwickelt. Diese ermöglicht unter anderem die Analyse der Wärmeverteilung nahe dem Reibkontakt mittels der faseroptischen Messtechnik.

Am Systemtribometer werden anhand der entwickelten Methoden die fünf verschiedenen Friktionspaarungen untersucht. Dabei kommen drei massegepresste, ein gewickelter und ein sintermetallischer Reibbelag zum Einsatz. Diese bilden einen Querschnitt der in der industriellen Praxis verwendeten Friktionswerkstoffe ab. Zunächst werden die temporären Schädigungsgrenzen der Friktionspaarungen bei stufenweiser Erhöhung der Beanspruchung ermittelt. Die Ergebnisse zeigen, dass die kurzzeitige Beanspruchbarkeit deutlich höher ist als die dauerhafte. Die Friktionspaarung E mit dem sintermetallischen Reibbelag, kann beispielsweise kurzzeitig

das Vierfache an Energie eingetragen werden. Auf Basis der Ermittlung der Schädigungsgrenzen werden je drei Schädigungsstufen definiert und mit je drei verschiedenen Erholungsstufen kombiniert und untersucht. Hinsichtlich des Erholungsverhaltens zeigen sich je nach Kombination Unterschiede hinsichtlich der Dauer der Erholungsphase, der Reibeigenschaften und dem Verschleiß. Um das Erholungsverhalten zu verbessern, werden sogenannte Erholungskollektive erstellt und eingesetzt. Diese bestehen aus mehreren Phasen unterschiedlicher Beanspruchung. Zu deren Synthese wird ein Ansatz entwickelt. Mit diesem gelingt es, in mehreren Versuchen signifikante Verbesserungen hinsichtlich der zur Erholung notwendigen Anzahl an Bremszyklen und der erzielten Reibeigenschaften nachzuweisen. Friktionspaarungen in der systemischen Integration einer Bremse und einer Kupplung werden ebenso untersucht. Deren temporären Schädigungsgrenzen werden ermittelt. Dies bestätigt die Ergebnisse zu den Friktionspaarungen. An den beiden Systemen werden des Weiteren Messungen mittels der sogenannten faseroptischen Messtechnik sowie mittels einer Wärmebildkamera durchgeführt, um die Wärmeverteilung nahe dem Reibkontakt während der Schädigung und der Erholung zu untersuchen. Veränderungen während dem Einlauf, der Schädigung und der Erholung werden damit gemessen. Eine qualitative Abschätzung der Wärmeverteilung an der Oberfläche des Reibelags gelingt ebenso. An den Friktionspaarungen werden Oberflächenanalysen und Verschleißanalysen durchgeführt. Die Friktionspaarungen werden in verschiedenen Zuständen mittels Fotoaufnahmen, Gewichtsmessungen, mikroskopischen Aufnahmen, Topographiemessungen, Rasterelektronenmikroskopie und energiedispersiver Röntgenanalyse untersucht. Es werden damit mehrere Schädigungsmechanismen aufgedeckt: Qualitativ beobachtet werden adhäsiver Verschleiß, Materialüberträge, Ausbrüche, Risse, Oxidation, die Gasbildung und Veränderungen des Tragbilds. Deren simultanes Auftreten erschwert jedoch den Vergleich mit den Erklärungsmodellen aus dem Stand der Forschung. Es ist zum aktuellen Zeitpunkt beispielsweise noch unklar, ob die Schmierwirkung von Harzzerfallsprodukten nach Tanaka et al. (Tanaka, Ueda & Noguchi, 1973) oder die Gaskissenbildung nach Fidlin et al. (Fidlin, Bäuerle & Boy, 2015) maßgeblich zum Einbruch der Reibung führt. Abschließend wird anhand von Handlungsempfehlungen vorgeschlagen, wie das gewonnene Wissen um die kurzzeitige Beanspruchbarkeit und die Erholungskollektive bei der Entwicklung von Friktionssystemen gewinnbringend eingesetzt werden kann. Wie am Beispiel von Friktionspaarung D gezeigt, besteht Potential, die Leistungsdichte hierdurch zu steigern.

9.2 Ausblick

Um die Erkenntnisse zu den Schädigungsmechanismen zu vertiefen, sollen diese in weiterführenden Arbeiten (Albers, 2020) noch detaillierter untersucht werden. Hierzu soll das Systemtribometer um die Messung des Gasdrucks im Reibkontakt, die Messung der Permeabilität der Friktionspaarung (Clausnizer, Fidlin, Figuli, Jehle, Wilhelm & Keller, 2018) und eine künstliche Beaufschlagung mit Druckluft erweitert werden. Hiermit soll erforscht werden, welche Gasdrücke im Betrieb erreicht werden und ob diese zum Verlust der Reibung führen oder ob dies durch die Schmierwirkung der Harzersetzungserzeugnisse bewirkt wird. Um weiteres zu untersuchen, sollen die Verschleißpartikel hinsichtlich ihrer Anzahl, Form und Größe in Abhängigkeit der Beanspruchung untersucht werden. Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse soll dann untersucht werden, inwieweit eine verbesserte Abfuhr von Gas und Partikeln dazu beitragen kann, die Beanspruchbarkeit der Friktionspaarungen zu steigern. Anhand der entwickelten Validierungsumgebung der Bremse und der faseroptischen Messtechnik soll zudem gezeigt werden, wie das bisher heterogene Tragbild der Bremse optimiert werden kann. Verbesserungen durch die Umgestaltung der Gegenreibrscheibe (Kniel, 2017), eine Anfederung des Reibbelags oder den Einsatz einer Tragschicht (Albers & Schepanski, 2013) sind denkbar und könnten unter Umständen nachgewiesen werden.

Die Stichversuche mit GGG40 und Reibbelag D motivieren außerdem zu weiteren Untersuchungen mit verschiedenen Werkstoffen und Beschichtungen der Gegenreibrscheiben. Außerdem gilt es zu zeigen, inwieweit die gewonnenen Erkenntnisse über die Verbesserung von Reibeigenschaften mithilfe der Variation des Beanspruchungskollektivs auch bei anderen Manövern gewinnbringend eingesetzt werden können. Die ersten Ergebnisse zur Verbesserung des Einlaufverhaltens aus Kapitel 7.1.4 ab Seite 139 zeigen erste Potentiale auf.

Literaturverzeichnis

- Albers, A. (2010). Five Hypotheses about Engineering Processes and their Consequences. In *Proceedings of the TMCE* (n. p.). Delft: Horvath.
- Albers, A. (2012). *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben* (Springer-Lehrbuch, 7. Aufl.). Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg.
- Albers, A. (2016). *Beschreibung zum Forschungsantrag Erholung Trockenlauf*. Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Produktentwicklung, Karlsruhe.
- Albers, A. (2020). *Beschreibung zum Forschungsantrag Erweiterte Schädigungsmechanismen im Trockenlauf*. Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Produktentwicklung, Karlsruhe.
- Albers, A. (2021). *Vorformulierte Textpassagen zum Modell der Produktgenerationsentwicklung*, Institut für Produktentwicklung, Karlsruhe.
- Albers, A., Behrendt, M., Klingler, S. & Matros, K. (2016). Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess. In U. Lindemann (Hrsg.), *Handbuch Produktentwicklung* (S. 541–569). München: Hanser.
- Albers, A. & Braun, A. (2011). Der Prozess der Produktentstehung. In F. Henning & E. Moeller (Hrsg.), *Handbuch Leichtbau* (S. 5–30). Hanser Verlag.
- Albers, A., Burkardt, N., Meboldt, M. & Saak, M. (2005). SPALTEN problem solving methodology in the product development. *International Conference on Engineering Design. Melbourne, Australien*, n. p.
- Albers, A., Bursac, N. & Rapp, S. (2017). PGE – Produktgenerationsentwicklung am Beispiel des Zweimassenschwungrads. *Forschung im Ingenieurwesen*, 81(1), 13–31. Verfügbar unter: <http://dx.doi.org/10.1007/s10010-016-0210-0>
- Albers, A., Bursac, N., Urbanec, J., Lüdcke, R. & Rachenkova, G. (2014). Knowledge Management in Product Generation Development – an empirical study. In D. Krause, K. Paetzold & S. Wartzack (Hrsg.), *Design for X - Beiträge zum 25. DfX-Symposium Oktober 2014* (S. 13–24). TUHH Universitätsbibliothek.
- Albers, A., Düser & Burkardt, N. (2006). Competence-profile oriented education with the Karlsruhe Education Model for Product Development (KaLeP). *World Transactions on Engineering and Technology Education (WTE&TE)*, 5(2), 271–274.

- Albers, A., Düser, T. & Ott, S. (2008). X-in-the-loop als integrierte Entwicklungsumgebung von komplexen Antriebsystemen. In *8. Tagung Hardware-in-the-loop-Simulation* (o. S.). Berlin: Haus der Technik.
- Albers, A., Ebertz, J., Rapp, S., Heimicke, J., Kürten, C., Zimmermann, V., Bause, K. & Blattner, R. (2020). *Produktgeneration 1 im Modell der PGE – Produktgenerationsentwicklung: Verständnis, Zusammenhänge und Auswirkungen in der Produktentwicklung*. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
- Albers, A., Fischer, J., Behrendt, M. & Lieske, D. (2014). Measurement and Interpretation of the Transfer Path of an Acoustic Phenomenon in the Drivetrain of an Electric Vehicle. *ATZworldwide*, 116(3), 48–55.
- Albers, A., Fischer, J., Klinger, S. & Behrendt, M. (2014). Durchgängige Validierung und Verifizierung am Beispiel der akustischen Eigenschaften eines Elektrofahrzeugs. In *7tes Graz Symposium Virtuelles Fahrzeug* (o. S.). Graz.
- Albers, A., Gladysz, B., Kniel, J., Aschoff, M. & Meyer, A. (2016). Integration von Versuchsergebnissen in C&C²-Modellen zur Wiederverwendung in der Produktgenerationsentwicklung am Beispiel eines trockenlaufenden Kupplungssystems. In K. Brökel, J. Feldhusen, K.-H. Grote, F. Rieg, R. Stelzer, P. Köhler et al. (Hrsg.), *14. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2016*. Aachen: Shaker Verlag.
- Albers, A. & Herbst, D. (1998). Kupplungsrupfen - Ursachen, Modellbildung und Gegenmaßnahmen. In *Schwingungen in Antrieben '98. Tagung Frankenthal 10./11. Sept. 1998* (VDI-Berichte, Bd. 1416, o. S.). Düsseldorf: VDI-Verl.
- Albers, A., Lorentz, B. & Nowicki, L. (2010). Numerical investigations in mixed friction systems. *The International Journal of Multiphysics*, 4(1), 83–94.
<https://doi.org/10.1260/1750-9548.4.1.83>
- Albers, A., Mandel, C., Yan, S. & Behrendt, M. (2018). System of Systems Approach for the Description and Characterization of Validation Environments. In *Proceedings of the DESIGN 2018 15th International Design Conference* (Design Conference Proceedings, S. 2799–2810). Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture, University of Zagreb, Croatia; The Design Society, Glasgow, UK.
- Albers, A., Mitariu-Faller, M. & Ott, S. (2010). System- und Friktionsverhalten eines prototypenhaft umgesetzten Kupplungssystems mit ingenieurkeramischen Friktionswerkstoffen. *Tribologie und Schmierungstechnik*, 57(3), 15–20.
- Albers, A., Ott, S. & Basiewicz, M. (2017). Ermittlung des Übertragungs- und Systemverhaltens nasslaufender Lamellenpakete im Schlupfbetrieb unter Berücksichtigung der Systemwechselwirkungen. In *VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2017* (VDI-Berichte, o. S.). Düsseldorf: VDI-Verlag.

- Albers, A., Ott, S., Basiewicz, M., Schepanski, N. & Klotz, T. (2017a). Methode zur Ermittlung der zulässigen thermomechanischen Beanspruchbarkeit trockenlaufender Friktionspaarungen. In *VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2017* (VDI-Berichte, o. S.). Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Albers, A., Ott, S. & Fehrenbacher, R. (2021). *Statische Reibmomentmessung. Entwicklung einer Prüfmethode zur Ermittlung des statischen Reibmomentes (Losreibmoment) trockenlaufender Kupplungen und Bremsen auf Komponentenebene*. Abschlussbericht FVA 806 I. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe.
- Albers, A., Ott, S. & Karrar, C. (2006). *Reibschwingungen Trockenlauf. Reibschwingungen in trockenlaufenden Kupplungen und Bremsen*. Abschlussbericht FVA 442 I. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe.
- Albers, A., Ott, S. & Karrar, C. (2007). Experimentelle und simulative Untersuchung des Systemverhaltens einer Kombination aus unterschiedlichen Friktionspaarungen. In VDI Verlag (Hrsg.), *VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme Wiesloch 2007* (o. S.). VDI Verlag.
- Albers, A., Ott, S. & Kniel, J. (2015). *Kupplungsmodell Trockenlauf II. Einfluss der Reibringgeometrie auf das tribologische Verhalten*. Abschlussbericht FVA 607 II. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe.
- Albers, A., Ott, S., Kniel, J. & Basiewicz, M. (2018). Studie zur Ermittlung von Potenzialen zur Leistungssteigerung von trockenlaufenden Kupplungssystemen mittels Temperaturverteilungsmessung. *Forschung im Ingenieurwesen*, 82(1), 33–43. <https://doi.org/10.1007/s10010-017-0256-7>
- Albers, A., Ott, S., Lorentz, B., Kniel, J. & Eisele, M. (2016). Investigation of the thermo-mechanical behaviour of clutches using fiber optic sensing technology with high spatial measurement density. In *Proceedings of the 17th Nordic Symposium on Tribology* (n. p.). Hämeenlinna, Finland.
- Albers, A., Ott, S. & Merkel, P. (2015). *Kupplungsmodell. Kupplungsmodell zur Bearbeitung der Übertragbarkeit tribologischer Prüfergebnisse von Teilbelag- auf Bauteiluntersuchungen*. Abschlussbericht FVA 607 I. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe.
- Albers, A., Ott, S. & Schepanski, N. (2013). *Werkstoffkenngrößen Trockenlauf II. Analyse des Einflusses der Leitstützstruktur organischer Friktionswerkstoffe auf den Reibwert, die Reibwertstabilität und das Verschleißverhalten organischer Friktionspaarungen*. Abschlussbericht FVA 442 III. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe.
- Albers, A., Ott, S. & Späth, C. (2010). *Werkstoffkenngrößen Trockenlauf. Analyse des Einflusses werkstofftechnischer Parameter auf das Reibschwingverhalten von organischen Friktionswerkstoffen*. Abschlussbericht FVA 442 II. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe.

- Albers, A. & Pinner, T. (2014). Schaltroboter schaltet im automatisierten Prüfstandbetrieb wie ein Mensch. *ZWF*, 109, 289–290.
- Albers, A., Rapp, S., Birk, C. & Bursac, N. (2017). Die Frühe Phase der PGE – Produktgenerationsentwicklung. In *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung 2017* (S. 1–10).
- Albers, A., Rapp, S., Spadinger, M., Richter, T., Birk, C., Marthaler, F., Heimicke, J., Kurtz, V. & Wessels, H. (2019). *The Reference System in the Model of PGE: Proposing a Generalized Description of Reference Products and their Interrelations*. <https://doi.org/10.5445/IR/1000097325>
- Albers, A., Reiß, N., Bursac, N. & Breitschuh, J. (2016). 15 Years of SPALTEN Problem Solving Methodology in Product Development. Proceedings NordDesign 2016. In C. Boks (Ed.), *Proceedings of NordDesign 2016. August 10-12, 2016, Trondheim, Norway* (n. p.). Bristol, United Kingdom: The Design Society.
- Albers, A., Reiß, N., Bursac, N. & Richter, T. (2016a). The integrated Product engineering Model (iPeM) in context of the product generation engineering. In *Proceedings of the 26th CIRP Design conference* (o. S.). Stockholm: Elsevier B.V.
- Albers, A., Reiß, N., Bursac, N. & Richter, T. (2016b). iPeM – Integrated Product Engineering Model in Context of Product Generation Engineering. *Procedia CIRP*, 50, 100–105. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2016.04.168>
- Albers, A. & Schepanski, N. (2013). Einfluss der Tragschicht auf das Reibwertverhalten organischer Friktionswerkstoffe in trockenlaufenden Kupplungen. In *VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2013* (Verien Deutscher Ingenieure: VDI-Berichte, Bd. 2206, S. 91–100). VDI-Verlag, Düsseldorf.
- Albers, A. & Wintergerst, E. (2014). The contact and channel approach (C&C2-A): relating a system's physical structure to its functionality. In A. Chakrabarti & L. T. M. Blessing (Hrsg.), *An Anthology of Theories and Models of Design* (S. 151–171). London: Springer London.
- Aleksendrić, D. & Duboka, Č. (2007). Fade performance prediction of automotive friction materials by means of artificial neural networks. *Wear*, 262(7-8), 778–790. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.08.013>
- Aleksendrić, D., Barton, D. C. & Vasić, B. (2010). Prediction of brake friction materials recovery performance using artificial neural networks. *Tribology International*, 43(11), 2092–2099. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2010.05.013>
- Arslan, A. (2005). *Experimentelle Untersuchungen zur Leistungssteigerung von trockenlaufenden Friktionssystemen durch Einsatz von Ingenieurkeramik*. VDI-Bericht. Universität Karlsruhe (TH), Karlsruhe.
- Barber, J. R. (1967). The influence of thermal expansion on the friction and wear process. *Wear*, 10(2), 155–159. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(67\)90087-7](https://doi.org/10.1016/0043-1648(67)90087-7)
- Bartz, W. J. (2001). History of Tribology. the Bridge Between the Classical Antiquity and the 21st Century. *Proceeding 2nd World Tribol. Congr.*, 3–12.

- Basiewicz, M. (2020). Ein Beitrag zur Validierung nasslaufender Lamellenpakete aus Anfahrerelementen von Fahrzeugen im Betriebszustand „geregelter Dauerschluß“. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung*. ISSN: 1615-8113 (Bd. 128). Karlsruhe.
- Behrendt, M. (2009). Entwicklung eines Systemtribometers mit Abbildung mehrachsiger instationärer Beanspruchungskollektive zur Analyse von Reibung und Verschleiß im Mischreibungsgebiet im Kontext nasslaufender Umschlingungs-CVT. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung*. ISSN: 1615-8113 (Bd. 36). Karlsruhe.
- Beitler, H., Weidler, A., Lessi, S. & Keller, U. (2017). Clutch Protection Function - Clutch Design one Size smaller!? *VDI Berichte*, 2313, o. S.
- Berger, J., Theuerkauf, R. & Ott, S. (2018). Neue Prüf(-stands)-Konzepte ermöglichen Validierung mehrdimensional angeregter Triebstrangteilsysteme. In 19. *VDI-Kongress SIMVEC - Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung*. Baden-Baden, 20.-21. November 2018 (VDI-Berichte, Bd. 2333, Nichtrevidierter Manuskriptdruck, o. S.). Düsseldorf: VDI Verlag GmbH.
- Bergheim, M. (1997). Organisch gebundene Kupplungsbeläge. Möglichkeiten und Grenzen. In *Kupplungen in Antriebssystemen*. Tagung Fulda (S. 527–548). Düsseldorf: VDI Verlag.
- Bernhardt, J. (2017). Entwicklung von Friktionssystemen am Beispiel einer nasslaufenden Lamellenkupplung. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung*. ISSN: 1615-8113 (Bd. 101). Karlsruhe.
- Bijwe, J., Nidhi, Majumdar, N. & Satapathy, B. K. (2005). Influence of modified phenolic resins on the fade and recovery behavior of friction materials. *Wear*, 259(7-12), 1068–1078. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2005.01.011>
- Bischofberger, A., Ott, S. & Albers, A. (2020). Einfluss von Beanspruchungsgrößen auf die Schwingungsentkopplung im nasslaufenden Kupplungssystem und deren Korrelation mit dem Reibverhalten im Friktionskontakt: Einfluss von Beanspruchungsgrößen auf die Schwingungsentkopplung im nasslaufenden Kupplungssystem und deren Korrelation mit dem Reibverhalten im Friktionskontakt. *Tribologie und Schmierungstechnik*, 67, 7–15. <https://doi.org/10.30419/TuS-2020-0001>
- Blanco, C., Bermejo, J., Marsh, H. & Menendez, R. (1997). Chemical and physical properties of carbon as related to brake performance. *Wear*, 213(1-2), 1–12. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(97\)00221-4](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(97)00221-4)
- Blau, P. J. (2001). *Compositions, Functions, and Testing of Friction Brake Materials and Their Additives*. Oak Ridge: UT-Batelle. <https://doi.org/10.2172/788356>

- Blessing, L. T.M. & Chakrabarti, A. (2009). *DRM, a Design Research Methodology*. London: Springer London. <https://doi.org/10.1007/978-1-84882-587-1>
- Buckley, D. H. (1971). *Friction, Wear, and Lubrication in Vacuum*. Washington, DC: Scientific and Technical Information Office.
- Bureau of Indian Standards. (1994). IS 2742-4 (1994): Automotive vehicles - Brake linings, Part 4: Coefficient of friction - Method of test.
- Bursac, N. (2016). *Model Based Systems Engineering zur Unterstützung der Baukastenentwicklung im Kontext der Frühen Phase der Produktgenerationsentwicklung*. Forschungsberichte des IPEK, Band 93. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe.
- Chan, D. & Stachowiak, G. W. (2004). Review of automotive brake friction materials. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 218(9), 953–966. <https://doi.org/10.1243/0954407041856773>
- Chen, X. & Han, Z. (2021). A low-to-high friction transition in gradient nano-grained Cu and Cu-Ag alloys. *Friction*, 9(6), 1558–1567. <https://doi.org/10.1007/s40544-020-0440-x>
- Cheng, S. & Chandross, M. (2021). Atomic Origins of Friction Reduction in Metal Alloys. *Tribology Letters*, 69(2), 10. <https://doi.org/10.1007/s11249-021-01442-w>
- Clausnizer, H., Fidlin, A., Figuli, R., Jehle, G., Wilhelm, M. & Keller, J. S. (2018). Experimental investigation of the permeability of a tribo-contact in dry friction clutches. *Tribology International*, 118, 157–162. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.09.031>
- Cristol-Bulthé, A.-L., Desplanques, Y. & Degallaix, G. (2007). Coupling between friction physical mechanisms and transient thermal phenomena involved in pad–disc contact during railway braking. *Wear*, 263(7-12), 1230–1242. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.12.052>
- Czichos, H. & Habig, K.-H. (Hrsg.) (2015). *Tribologie-Handbuch. Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik* (4., vollst. überarb. und erw. Aufl.). Wiesbaden: Springer Vieweg. <https://doi.org/10.1007/978-3-8348-2236-9>
- Czichos, H. & Habig, K.-H. (1992). *Tribologie Handbuch. Reibung und Verschleiss: Systemanalyse, Prüftechnik, Werkstoffe und Konstruktionselemente*. Wiesbaden: Vieweg.
- Deters, L., Fischer, A., Santner, E. & Stolz, U. (2002). *GfT Arbeitsblatt 7 Tribologie. Verschleiß, Reibung, Definitionen, Begriffe, Prüfung*. Magdeburg: Gesellschaft für Tribologie e.V.
- Deutsche Norm, DIN EN ISO 25178-1. *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft - Teil 1: Angabe von Oberflächenbeschaffenheit (ISO 25178-1:2016); Deutsche Fassung EN ISO 25178-1:2016*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.

- Diemer, M. (2006). Reibmaterialentwicklung für neue Kupplungssysteme. Development of friction materials for new clutch systems. *VDI Berichte, 1943*, 429–442. Deutsche Norm, DIN EN ISO 4287 (November 2009). *DIN EN ISO 4287*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- Dmitriev, A. I., Österle, W. & Kloß, H. (2008). Numerical simulation of typical contact situations of brake friction materials. *Tribology International, 41*(41), n. p. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2007.04.001>
- Dörsch, S. (2004). *Periodische Veränderung lokaler Kontaktgrößen in Reibpaarungen trockenlaufender Bremsen* (Reihe 1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente, Bd. 372). Düsseldorf: VDI Verlag.
- Du, S., Zagrodzki, P., Barber, J. R. & Hulbert, G. M. (1997). Finite Element Analysis of Frictionally Excited Thermoelastic Instability. *Journal of Thermal Stresses, 20*(2), 185–201. <https://doi.org/10.1080/01495739708956098>
- Düser, T. (2010). X-in-the-Loop – ein durchgängiges Validierungsframework für die Fahrzeugentwicklung am Beispiel von Antriebsstrangfunktionen und Fahrerassistenzsystemen. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. ISSN: 1615-8113* (Bd. 47). Karlsruhe.
- Eriksson, M., Bergman, F. & Jacobson, S. (1999). Surface characterisation of brake pads after running under silent and squealing conditions. *Wear, 232*(2), 163–167. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(99\)00141-6](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(99)00141-6)
- Eriksson, M. & Jacobson, S. (2000). Tribological surfaces of organic brake pads. *Tribology International, 33*(12), 817–827. [https://doi.org/10.1016/S0301-679X\(00\)00127-4](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(00)00127-4)
- Eriksson, M., Lord, J. & Jacobson, S. (2001). Wear and contact conditions of brake pads: dynamical in situ studies of pad on glass. *Wear, (249)*, 272–278. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(01\)00573-7](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(01)00573-7)
- Fehrenbacher, R., Joerger, A. & Ott, S. (2020). Topografieänderungen während der Vorkonditionierung: Eine Analyse des Zusammenhangs der Oberflächenbeschaffenheit und deren Kenngrößen bei trockenlaufenden Reibpaarungen. In GfT Gesellschaft für Tribologie e. V. (Hrsg.), *Reibung, Schmierung und Verschleiß Forschung praktische Anwendung. 61. Tribologie Fachtagung 2020* (o. S.). Göttingen.
- Fernandes, G. P., Zanotto, P. S. & Sinatora, A. (2015). Contribution on understanding the friction film development in the performance of a dry automotive clutch system. *Wear, 342*(2), 364–376. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2015.09.007>
- Fidlin, A., Bäuerle, S. & Boy, F. (2015). Modelling of the gas induced fading of organic linings in dry clutches. *Tribology International, 92*, 559–566. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.08.003>

- Gauger, D., Lührsens, B. & Severin, D. (1996). *Reibkupplungen (Trockenlauf)*. Abschlussbericht FVA 215 I. Technische Universität Berlin, Berlin.
- Geilker, U. (2015). *Letter of Intent der Firma DESCH Antriebstechnik GmbH & Co. KG*. Arnberg.
- General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China and the Standardisation. (1998). GB 5763. Brake Linings for Automobiles.
- Gierling, D. (2015). *Letter of Intent der Firma ZF Friedrichshafen AG*. Schweinfurt.
- Glomm, M. (2015). *Letter of Intent der Firma GKN Stromag AG*. Unna.
- Gopal, P., Dharani, L. R. & Blum, F. D. (1994). Fade and wear characteristics of glass-fiber-reinforced phenolic friction material. *Wear*, 174, 119–127.
- Grauberger, P., Wessels, H., Gladysz, B., Bursac, N., Matthesen, S. & Albers, A. (2019). The contact and channel approach – 20 years of application experience in product engineering. *Journal of Engineering Design*, 31(5), 1–25. <https://doi.org/10.1080/09544828.2019.1699035>
- Greenwood, J. A. & Williamson, J. B. P. (1966). Contact of nominally flat surfaces. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 295(1442), 300–319. <https://doi.org/10.1098/rspa.1966.0242>
- Gurunath, P. V. & Bijwe, J. (2007). Friction and wear studies on brake-pad materials based on newly developed resin. *Wear*, 263(7-12), 1212–1219. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.12.050>
- Han, Y., Tian, X. & Yin, Y. (2008). Effects of Ceramic Fiber on the Friction Performance of Automotive Brake Lining Materials. *Tribology Transactions*, 51(6), 779–783. <https://doi.org/10.1080/10402000802011778>
- Herring, J. M. (1967). *Mechanism of Brake Fade in Organic Brake Linings*. Warrendale: SAE International. <https://doi.org/10.4271/670146>
- Jacko, M. G. (1978). Physical and chemical changes of organic disc pads in service. *Wear*, 46(1), 163–175. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(78\)90118-7](https://doi.org/10.1016/0043-1648(78)90118-7)
- Joerger, A., Reichert, S., Wittig, C., Sistanizadeh Aghdam, N. & Albers, A. (2021). An Approach for the Transfer of Real Surfaces in Finite Element Simulations. *Lubricants*, 9(8), 77. <https://doi.org/10.3390/lubricants9080077>
- Kelux GmbH (2019). *Technische Daten der Kelux Hochleistungswerkstoffe*. Verfügbar unter: <https://www.kelux-hochleistungswerkstoffe.de/wp-content/uploads/Technische-Daten-Kelutherm.pdf>, Zuletzt geprüft am 11.12.2021
- Kemper, C., Wantzen, K., Bischofberger, A., Ott, S. & Albers, A. (2019). Vergleich von Reibungszahlverläufen von nasslaufenden Friktionskontakten im gezielten Schlupfbetrieb unter dynamischer Anregung. *Forschung im Ingenieurwesen*, 239–246. <https://doi.org/10.1007/s10010-019-00311-2>

- Kim, S. H. & Lee, H. S. (2011). Effect of pressure on tribological characteristics between sintered friction materials and steel disk. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 12(4), 643–650. <https://doi.org/10.1007/s12541-011-0083-y>
- Kleinjan, O. (1996). *Die Dimensionierung von Industriebremsen unter Berücksichtigung der Reibwerkstoffeigenschaften* (Reihe 1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente, Bd. 265). Düsseldorf: VDI Verlag.
- Kleinlein, C. (2006). *Beschreibung von Reibpaarungen in trocken laufenden Kuppelungen und Bremsen durch ihre globalen und lokalen Reibungs- und Verschleißigenschaften* (Reihe 1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente, Bd. 388). Düsseldorf: VDI Verlag.
- Kleppmann, W. (2013). *Versuchsplanung. Produkte und Prozesse optimieren* (Praxisreihe Qualitätswissen, 8., überarb. Aufl.). München: Hanser.
- Kniel, J. (2017). Potentiale der Temperaturverteilungsmessung zur Analyse trockenlaufender Friktionssysteme auf Basis neuer Messtechnik. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung*. ISSN: 1615-8113 (Bd. 109). Karlsruhe.
- Kniel, J. (2016). *Einfluss der Reibbelagsgeometrie auf das tribologische Verhalten*. Abschlussbericht FVA 607 II. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe.
- Kniel, J., Gommeringer, M. & Lorentz, B. (2015). A new approach for the optimization of the thermo-mechanical behaviour of dry-running clutches using fibre-optic sensing technology with high spatial measurement density. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 229(8), 1003–1010. <https://doi.org/10.1177/1350650115580186>
- Kolling, R. (2015). *Letter of Intent der Firma Schaeffler Friction Products GmbH*. Morbach.
- Kronis-Rudigier, G. & Emmerich, R. (1998). *DE 198 53 159 A 1. Offenlegungsschrift*. Bundesdruckerei, München.
- Krüger, A. (2003). Kupplungsrupfen - Ursachen, Einflüsse und Gegenmaßnahmen. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung*. ISSN: 1615-8113 (Bd. 10). Karlsruhe.
- Kryachek, V. M. (2004). Friction composites: Traditions and new solutions (review). I. Powder materials. *Powder Metallurgy and Metal Ceramics*, 43(11), 581–592. <https://doi.org/10.1007/s11106-005-0025-2>
- Kukutschová, J., Roubíček, V., Malachová, K., Pavlíčková, Z., Holuša, R., Kubáčková, J., Mička, V., MacCrimmon, D. & Filip, P. (2009). Wear mechanism in automotive brake materials, wear debris and its potential environmental impact. *Wear*, 267(5-8), 807–817. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2009.01.034>
- Kumar, M., Satapathy, B. K., Patnaik, A., Kolluri, D. K. & Tomar, B. S. (2011). Hybrid composite friction materials reinforced with combination of potassium titanate whiskers and aramid fibre: Assessment of fade and recovery performance.

- Tribology International*, 44(4), 359–367. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2010.11.009>
- Kumar, N., Singh, T., Grewal, J. S., Patnaik, A. & Fekete, G. (2019). Experimental investigation on the physical, mechanical and tribological properties of hemp fiber-based non-asbestos organic brake friction composites. *Materials Research Express*, 6(8), n. p. <https://doi.org/10.1088/2053-1591/ab2399>
- Liu, Y., Wang, L., Liu, D., Ma, Y., Tian, Y., Tong, J., Senthamarakannan, P. & Saravanakumar, S. (2019). Evaluation of wear resistance of corn stalk fiber reinforced brake friction materials prepared by wet granulation. *Wear*, 432-433, n. p. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2019.05.033>
- Lührsen, B. (1987). *Wirkung der thermischen Belastung auf die Reibpaarung großer Trommel- und Scheibenbremsen*. Dissertation. Technische Universität Berlin, Berlin.
- Mahale, V. & Bijwe, J. (2020). Role of thermal conductivity in controlling the tribo-performance of non-asbestos organic brake-pads. *Journal of Composite Materials*, 54(27), 4145–4155. <https://doi.org/10.1177/0021998320928124>
- Mahale, V., Bijwe, J. & Sinha, S. (2019). A step towards replacing copper in brake-pads by using stainless steel swarf. *Wear*, 424-425, 133–142. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2019.02.019>
- Manoharan, S., Vijay, R., Lenin Singaravelu, D. & Kchaou, M. (2019). Experimental Investigation on the Tribo-Thermal Properties of Brake Friction Materials Containing Various Forms of Graphite: A Comparative Study. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 44(2), 1459–1473. <https://doi.org/10.1007/s13369-018-3590-7>
- Matsui, A. & Yasutake, A. (1998). Improvement of Tribological Properties of C/C Composites at High Temperatures. *Tribology Transactions*, 41(1), 124–128. <https://doi.org/10.1080/10402009808983730>
- Matthiesen, S. (2002). Ein Beitrag zur Basisdefinition des Elementmodells Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen zum Zusammenhang von Funktion und Gestalt technischer Systeme. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung*. ISSN: 1615-8113 (Bd. 6). Karlsruhe.
- Merkel, P. (2015). Modellierung des Temperaturverhaltens und experimentelle Untersuchungen zum Einfluss der Reibbelagsgeometrie auf das Reibwertverhalten am Beispiel trockenlaufender Friktionssysteme. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung*. ISSN: 1615-8113 (Bd. 88). Karlsruhe.
- Mitariu-Faller, M. (2009). Methoden und Prozesse zur Entwicklung von Friktionssystemen mit Ingenieurkeramik am Beispiel einer trockenlaufenden Fahrzeug-

- kupplung. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung*. ISSN: 1615-8113 (Bd. 38). Karlsruhe.
- Mücke, W. (1980). Zur Temperaturabhängigkeit mechanischer und tribologischer Kennwerte polymerer Reibwerkstoffe. In R. Meyer (Hrsg.), *Schmierungstechnik 11 (1980), Nr.10* (Bd. 10, o. S.).
- Müller, M. & Ostermeyer, G. P. (2007). Cellular automata method for macroscopic surface and friction dynamics in brake systems. *Tribology International*, 40(6), 942–952. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2006.02.045>
- Musiol, F. (1994). *Erklärung der Vorgänge in der Kontaktzone von trockenlaufenden Reibpaarungen über gesetzmäßig auftretende Phänomene im Reibprozeß*. Dissertation. TU Berlin, Berlin.
- Nidhi & Bijwe, J. (2007). NBR-modified Resin in Fade and Recovery Module in Non-asbestos Organic (NAO) Friction Materials. *Tribology Letters*, 27(2), 189–196. <https://doi.org/10.1007/s11249-007-9225-x>
- Nidhi, Bijwe, J. & Mazumdar, N. (2006). Influence of amount and modification of resin on fade and recovery behavior of non-asbestos organic (NAO) friction materials. *Tribology Letters*, 23(3), 215–222. <https://doi.org/10.1007/s11249-006-9055-2>
- Oerding, J. (2009). *Ein Beitrag zum Modellverständnis der Produktentstehung - Strukturierung von Zielsystemen mittels C&CM*. Forschungsberichte des IPEK, Band 37. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe.
- Österle, W., Dörfel, I., Prietzel, C., Rooch, H., Cristol-Bulthé, A.-L., Degallaix, G. & Desplanques, Y. (2009). A comprehensive microscopic study of third body formation at the interface between a brake pad and brake disc during the final stage of a pin-on-disc test. *Wear*, 267(5-8), 781–788. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2008.11.023>
- Ostermeyer, G. P. (2001). Friction and wear of brake systems. *Forschung im Ingenieurwesen*, 66, 267–272.
- Ostermeyer, G. P. (2002). Dynamik der Reibung in Bremsen. *VDI-Berichte*, 1736.
- Pahl, G., Beitz, W., Feldhusen, J. & Grote, K. H. (2003). *Konstruktionslehre Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung Methoden und Anwendung*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag.
- Panier, S., Dufrénoy, P. & Weichert, D. (2004). An experimental investigation of hot spots in railway disc brakes. *Wear*, 256(7-8), 764–773. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(03\)00459-9](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(03)00459-9)
- Pinner, T. (2017). Ein Beitrag zur Entwicklung von Koppelsystemen für die Validierung im Kontext des X-in-the-Loop-Frameworks am Beispiel eines Schaltroboters. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung*. ISSN: 1615-8113 (Bd. 104). Karlsruhe.

- Poeste, T. (2005). *Untersuchungen zu reibungsinduzierten Veränderungen der Mikrostruktur und Eigenspannungen im System Bremse*. Dissertation. TU Berlin, Berlin.
- Ramakrishnan, S. R. (1994). *IS 2742-1 (1994): Automotive Vehicles - Brake Linings (Non-Rubberized), Part 1: Specification*. New Delhi: Bureau of Indian Standards.
- Reibbelaghersteller A. (1992a). *Friktionswerkstoff A. Hersteller und Bezeichnung auf Wunsch des Expertenkreises pseudonymisiert*. Technisches Datenblatt.
- Reibbelaghersteller A. (1992b). *Friktionswerkstoff B. Hersteller und Bezeichnung auf Wunsch des Expertenkreises pseudonymisiert*. Technisches Datenblatt.
- Reibbelaghersteller A. (2009). *Friktionswerkstoff D. Hersteller und Bezeichnung auf Wunsch des Expertenkreises pseudonymisiert*. Angaben aus dem Internet-auftritt des Herstellers, geprüft am 03.08.2020.
- Reibbelaghersteller B (2016). *Friktionswerkstoff C. Hersteller und Bezeichnung auf Wunsch des Expertenkreises pseudonymisiert*. Technisches Datenblatt.
- Reibbelaghersteller C. (1993). *Friktionswerkstoff E. Hersteller und Bezeichnung auf Wunsch des Expertenkreises pseudonymisiert*. Technisches Datenblatt.
- Reichert, S., Lorentz, B., Heldmaier, S. & Albers, A. (2016). Wear simulation in non-lubricated and mixed lubricated contacts taking into account the microscale roughness. *Tribology International*, 100(5), 272–279. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.02.009>
- Rhee, S. K. (1974). Friction properties of a phenolic resin filled with iron and graphite—Sensitivity to load, speed and temperature. *Wear*, 28(2), 277–281. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(74\)90169-0](https://doi.org/10.1016/0043-1648(74)90169-0)
- Ropohl, G. (1975). Einleitung in die Systemtechnik. In *Systemtechnik – Grundlagen und Anwendung* (S. 1–77). München Wien: Carl Hanser Verlag.
- SAE International (2012). *J661 Surface vehicle recommended practice. Brake Lining Quality Test Procedure*. Warrendale: SAE International.
- Samiec, D. (2011). Verteilte faseroptische Temperatur- und Dehnungsmessung mit sehr hoher Ortsauflösung. In *Photonik 6/2011* (S. 34–37). Fellbach: AT-Fachverlag GmbH.
- Satapathy, B. K. & Bijwe, J. (2005). Fade and Recovery Behavior of Non-Asbestos Organic (NAO) Composite Friction Materials based on Combinations of Rock Fibers and Organic Fibers. *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, 24(6), 563–577. <https://doi.org/10.1177/0731684405043561>
- Satapathy, B. K., Patnaik, A., Dadkar, N., Rath, P. & Tomar, B. S. (2012). Investigations on friction-fade and friction-recovery performance of phenolic composites based on fly ash–graphite combinations for braking applications. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 226(5), 439–450. <https://doi.org/10.1177/1350650111435194>

- Saurín, N., Sanes, J. & Bermúdez, M. D. (2015). Self-Healing of Abrasion Damage in Epoxy Resin–Ionic Liquid Nanocomposites. *Tribology Letters*, 58(4), 387–396. <https://doi.org/10.1007/s11249-015-0490-9>
- Schatt, W., Wieters, K.-P. & Kieback, B. (2007). *Pulvermetallurgie. Technologien und Werkstoffe* (VDI-Buch, 2., bearbeitete und erweiterte Auflage). Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-68112-0>
- Schepanski, N., Albers, A., Ott, S. & Basiewicz, M. (2016). Methode zur Ermittlung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze trockenlaufender Reibpaarungen. In *Reibung, Schmierung und Verschleiß - Forschung und praktische Anwendungen: 57. Tribologie-Fachtagung, Göttingen, 26. - 28. September 2016. Bd. 1* (o. S.). GfT Gesellschaft für Tribologie e.V., Aachen.
- Schneider, S. (2020). *Angaben zu der Rasterelektronenmikroskopie und der energiedispersiven Röntgenanalyse am IAM - Institut für angewandte Materialien*. Karlsruhe (E-Mail).
- Severin, D. & Kleinjan, O. (1996). Sicherheit von Kranbremsen. Beanspruchungsgerechte Dimensionierung und Abnahme von mechanischen Bremsen in Kranen. *dtsch. hebe-und fördertechnik*, 7, 48–57.
- Severin, D. & Kleinlein, C. (2001). *Einfluss der Reibwerkstoffkombination und der Umweltbedingungen. Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben Nr. 215 II Reibpartner im Trockenlauf*. Forschungsbericht Nr. 636.
- Severin, D. & Gauger, D. (1996). *Leistungsgrenzen von Trockenkupplungen* (FVA-Arbeitsblatt 215). Frankfurt: Forschungsvereinigung Antriebstechnik E.V.
- Singh, T., Kumar, N., J, A. R., Grewal, J. S., Patnaik, A. & Fekete, G. (2019). Natural fiber reinforced non-asbestos brake friction composites: Influence of ramie fiber on physico-mechanical and tribological properties. *Materials Research Express*, 6(11), n. p. <https://doi.org/10.1088/2053-1591/ab45a4>
- Singh, T., Rath, M. K., Patnaik, A., Chauhan, R., Ali, S. & Fekete, G. (2019). Application of waste tire rubber particles in non-asbestos organic brake friction composite materials. *Materials Research Express*, 6(3), n. p. <https://doi.org/10.1088/2053-1591/aaf684>
- Stachowiak, H. (1973). *Allgemeine Modelltheorie*. Wien: Springer.
- Stadler, Z., Krnel, K. & Kosmač, T. (2008). Friction and wear of sintered metallic brake linings on a C/C-SiC composite brake disc. *Wear*, 265(3-4), 278–285. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2007.10.015>
- Steinhilper, W., Sauer, B. & Albers, A. (2012). *Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben* (Springer-Lehrbuch, / Waldemar Steinhilper; Bernd Sauer (Hrsg.); 2, 7. Aufl.). Berlin: Springer Vieweg.
- Stier, C. (2015). Ein Beitrag zur Validierung von Antriebssystemen mit Bezug auf kupplungs- und motorinduzierte Schwingungen. Dissertation. In A. Albers & S.

- Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung*. ISSN: 1615-8113 (Bd. 82). Karlsruhe.
- Stuffer, A. (2007). Prototyp eines stufenlos verstellbaren Getriebes als Technologieträger für die Potenzialabschätzung von ingenieurkeramischen Werkstoffen in geschmierten Friktionssystemen. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung*. ISSN: 1615-8113 (Bd. 25). Karlsruhe.
- Surya Rajan, B., Sai Balaji, M. A. & Mohamed, A. N. (2019). Tribological performance of graphene/graphite filled phenolic composites - A comparative study. *Composites Communications*, 15, 34–39.
<https://doi.org/10.1016/j.coco.2019.05.012>
- Tanaka, K., Ueda, S. & Noguchi, N. (1973). Fundamental studies on the brake friction of resin-based friction materials. *Wear*, 23(3), 349–365.
[https://doi.org/10.1016/0043-1648\(73\)90022-7](https://doi.org/10.1016/0043-1648(73)90022-7)
- Teo, K.-M. & Lafdi, K. (2001). Friction and Wear Transitions in Carbons (Temperature and Stress Analysis). *Tribology Transactions*, 44(4), 664–670.
<https://doi.org/10.1080/10402000108982508>
- Tissot, A. & Bosse, T., Heße, D. (2017). Analytical Process and KLT Generation based on a Manual Transmission Dry Clutch System. *VDI Berichte*, 2313, o. S.
- U.S. Department of Transportation (2005). *National Highway Traffic Safety Administration Laboratory Test Procedure for FVMSS 135 Light Vehicle Brake Systems*. Washington, DC: Office of Vehicle Safety Compliance.
- United Nations Economic Commission for Europe (2012). *Regulation 90. Uniform provisions concerning the approval of replacement brake lining assemblies, drum brake linings and discs and drums for powerdriven vehicles and their trailers*. E/ECE/324/Rev.1/Add.89/Rev.3-E/ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.89/Rev.3. Geneva: United Nations.
- Verein Deutscher Ingenieure (2004). *VDI 2206. Entwicklungsmethodik für mechanische Systeme*. Düsseldorf: VDI Verlag.
- Vijay, R., Singaravelu, D. L. & Filip, P. (2019). Influence of molybdenum disulfide particle size on friction and wear characteristics of non-asbestos-based copper-free brake friction composites. *Surface Review and Letters*, 218, n. p.
<https://doi.org/10.1142/S0218625X19500859>
- Wirth, A., Eggleston, D. & Whitaker, R. (1994). A fundamental tribochemical study of the third body layer formed during automotive friction braking. *Wear*, 179, 75–81.
- Wirth, A., Stone, K. & Whitaker, R. (1992). A Study of the Relationship Between Transfer Film Chemistry and Friction Performance in Automotive Braking Systems. In SAE International (Hrsg.), *Proceedings 10th Annual SAE Brake Colloquium & Engineering Display* (n. p.). Warrendale: SAE International.

- Wuttke, W. (1986). *Tribophysik. Reibung und Verschleiss von Metallen* (1. Aufl.). Leipzig: VEB Fachbuchverlag.
- Zum Gahr, K.-H. (2001). *Hochbeanspruchte Gleit- und Friktionssysteme auf Basis ingenieurkeramischer Werkstoffe. 1. Statuskolloquium am 22. Januar 2002*. Karlsruhe: DFG-SFB 483.

Eigene Vorveröffentlichungen, die im Kontext dieser Dissertation entstanden sind:

- Albers, A., Klotz, T., Fink, C. & Ott, S. (2021). Investigation of the heat distribution in dry friction systems during fade and recovery using fiber-optic sensing and infrared technology. *Friction*, 259(7–12), 1068. <https://doi.org/10.1007/s40544-021-0506-4>
- Albers, A., Ott, S., Basiewicz, M., Schepanski, N. & Klotz, T. (2017b). Methode zur Ermittlung der zulässigen thermomechanischen Beanspruchbarkeit trockenlaufender Friktionspaarungen. In *VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2017* (VDI-Berichte, o. S.). Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Albers, A., Ott, S. & Klotz, T. (2018). *Leistungsgrenzen Trockenlauf. Anwendungsfallspezifische Leistungsgrenzen von Friktionspaarungen mit organischen, -sin-termetallischen, -keramischen oder kombinierten Friktionswerkstoffen*. Abschlussbericht FVA 737 I. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe.
- Albers, A., Ott, S. & Klotz, T. (2020). *Kupplungsmodell III: Erholung Trockenlauf. Reib- und Verschleißverhalten während der Erholung trockenlaufender Friktionssysteme nach thermomechanischer Überlastung*. Abschlussbericht FVA 607 III. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe.
- Albers, A., Ott S. & Klotz, T. (2018). *Experimental determination and identification of temporary fade limits of dry friction pairings. 45th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*. Vortrag auf Konferenz, 19 Folien, Leeds.
- Klotz, T., Bauer, T., Ott, S. & Albers, A. (2019). Synthese von Beanspruchungskollektiven zur Erholung trockenlaufender Friktionspaarungen und -systeme. In Gesellschaft für Tribologie (Hrsg.), *60. Tribologie-Fachtagung 2019. Reibung, Schmierung und Verschleiß*. Forschung und praktische Anwendungen, Göttingen (S. 182–190).
- Klotz, T., Fink, C., Ott, S. & Albers, A. (2020). Investigation of the Heat Distribution of Dry Friction Systems During Fade and Recovery Using Fiber Optic Sensing and Infra-Red Technology. In Technische Akademie Esslingen e. V. (Hrsg.), *Tribology - Industrial and Automotive Lubrication* (S. 289–290).
- Klotz, T., Ott, S. & Albers, A. (2019a). *Das Phänomen der Erholung. VDI White Paper*. VDI, Düsseldorf.

- Klotz, T., Ott, S. & Albers, A. (2018a). Eine Methode zur Ermittlung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze trockenlaufender Friktionspaarungen. *Forschung im Ingenieurwesen*, 83, 11-20. <https://doi.org/10.1007/s10010-018-0292-y>
- Klotz, T., Ott, S. & Albers, A. (2018b). Experimentelle Ermittlung und Identifizierung der temporären Schädigungsgrenze trockenlaufender Friktionspaarungen. In *Reibung, Schmierung und Verschleiß. Fachvorträge, wissenschaftliche Poster (P2/1-10)*. Aachen: Gesellschaft für Tribologie e.V.
- Klotz, T., Ott, S. & Albers, A. (2019b). Analyse des Schädigungs- und Erholungsverhaltens trockenlaufender Friktionspaarungen. *Forschung im Ingenieurwesen*, 83, 209-218. <https://doi.org/10.1007/s10010-019-00307-y>
- Rapp, S., Barg, M., Klotz, T., Birk, C. & Albers, A. (2020). Influencing factors on the retrospective analysis of variation shares with C&C²A-based criteria in Product Generation Engineering. *Procedia CIRP*, 91, 781–788. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2020.02.235>
- Tröster, P., Klotz, T., Rapp, S., Ott, S. & Albers, A. (2021). Modellierung einer Einscheibentrockenkupplung mithilfe des C&C²-Ansatzes zur Identifikation von kritischen Gestalt-Funktion-Zusammenhängen bezüglich des Schwingungsphänomens zwangserregtes Kupplungsrupfen. *Forschung im Ingenieurwesen*, 85, 881–894.

Studentische Abschlussarbeiten, die im Kontext dieser Dissertation am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) vom Autor co-betreut wurden:

- Bauer, T. (2019). *Ermittlung effektiver Erholungskollektive für verschiedene temporäre Schädigungen trockenlaufender Friktionspaarungen*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Brack, K. (2018). *Ermittlung der temporären Schädigungsgrenze trockenlaufender organischer Friktionspaarungen*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Faust, P. (2018). *Erweiterung und Validierung eines Temperatur und Dehnung verteilt erfassenden faseroptischen Messsystems*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Fink, C. (2018). *Experimentelle Untersuchung des Schädigungs- und Erholungsverhaltens trockenlaufender Friktionspaarungen am Beispiel sintermetallischer Friktionswerkstoffe*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

- Frech, N. (2018). *Analyse des Schädigungs- und Erholungsverhaltens trockenlaufender organischer Friktionspaarungen*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Krause, F. (2017). *Charakterisierung von Verschleißpartikeln im trockenlaufenden Friktionskontakt am Beispiel des Trockenreibprüfstands*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Matkovic, N. (2017). *Entwicklung zweier Belagträger für den Trockenreibprüfstand zur Ermittlung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze sintermetallischer Friktionswerkstoffe*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Plümke, S. (2019). *Systematische Untersuchung des Schädigungs- und Erholungsverhaltens trockenlaufender Friktionspaarungen und Vergleich von Erholungsstrategien für sintermetallische und organische Friktionswerkstoffe*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Schönstein, M. (2018). *Modellierung des Erholungsverhaltens trockenlaufender Friktionspaarungen*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- Wichmann, S. (2018). *Modellierung des thermischen Verhaltens trockenlaufender Friktionspaarungen mittels der Finiten-Element-Methode am Beispiel des Trockenreibprüfstands*. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Des Weiteren wird auf nachfolgende studentische Arbeiten referenziert, die nicht durch den Autor dieser Arbeit co-betreut wurden:

- Seitz, S. (2014). *Phänomen der Erholung im Trockenlauf: Experimentelle Untersuchungen zum Erholungsverhalten organischer Friktionswerkstoffe*. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Glossar

Anwendungsspezifische Leistungsgrenze	Die anwendungsspezifische Leistungsgrenze einer Friktionsspaarung beschreibt die Grenze zwischen zulässigem und unzulässigem tribologischen Verhalten. Das Zielsystem beinhaltet die durch die Anwendung definierten Anforderungen an das tribologische Verhalten, die zur Funktionserfüllung eingehalten werden müssen. Die Identifizierung der anwendungsspezifischen Leistungsgrenze erfolgt typischerweise anhand der Beurteilungskriterien Reibungszahl, Reibungsgradient und Verschleißkoeffizient sowie deren Grenzwerte. Die Grenzwerte werden durch die Anwendung festgelegt, quantifiziert und im Zielsystem des zu entwickelnden Friktionssystems festgehalten. Sie müssen über die Lebensdauer hinweg und unter Berücksichtigung des Einlaufs sowie der Beanspruchung eingehalten werden. (Albers, Ott, Basiewicz, Schepanski & Klotz, 2017a; Klotz, Ott & Albers, 2018)
Friktionssystem	Das Friktionssystem wird definiert als ein tribologisches System, bei dem zur Funktionserfüllung die Übertragung von Reibungskräften erforderlich ist. (Bernhardt, 2017)
Methode	Methoden beschreiben ein zielgerichtetes Vorgehen. Sie haben einen deskriptiven Charakter und bilden das verallgemeinerte Wissen zu bestimmten Anwendungsfällen ab. Sie sollen dem Anwender als Hilfestellung zur Erreichung eines Ziels dienen. Der Ausgang der Anwendung einer Methode ist offen. (Oerding, 2009)
Reibungszahl	Der Begriff Reibungszahl beschreibt für Tribosysteme mit heterogenen Systemeigenschaften den Proportionalitätsfaktor, der bei Relativbewegung der in Kontakt befindlichen Oberflächen das Verhältnis von Normal- und Tangentialkraft beschreibt. Aufgrund der heterogenen Systemeigenschaften ist die Reibungszahl in der Regel eine Funktion in Abhängigkeit von beispielsweise Ort, Zeit, Geschwindigkeit, Flächenpressung oder Temperatur. (Bernhardt, 2017; Kniel, 2017)

Reibungszahlgradient	<p>Der Reibungszahlgradient beschreibt die Änderungsrate der Reibungszahl über n Faktoren mit $n \geq 1$. Zu den Faktoren gehören Gleitgeschwindigkeit, Temperatur, Flächenpressung und weitere Beanspruchungsgrößen im Reibkontakt.</p> <p>In der Literatur wird der Reibungszahlgradient definiert als die Steigung der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit. Der Reibungszahlgradient ist positiv, wenn die Reibungszahl mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit steigt. (Basiewicz, 2020; Bischofberger, Ott & Albers, 2020)</p>
Systemtribologie	<p>Der Begriff Systemtribologie beschreibt die Betrachtung tribologischer Systeme im Wechselspiel mit den verbundenen technischen Systemen. Die Systemtribologie umfasst daher das tribologische System selbst sowie Elemente, die mit dem System interagieren. Die Systemtribologie beschreibt somit tribologische Systeme unter Berücksichtigung von bspw. anwendungsfall-spezifischen Randbedingungen. Die Systemtribologie kann somit als Erweiterung der tribologischen Prüfkette (Czichos & Habig, 1992; Czichos & Habig, 2015) um anwendungsfall-spezifische Anforderungen und Beanspruchungen gesehen werden. (Basiewicz, 2020; Behrendt, 2009; Stuffer, 2007)</p>
Systemtribometer	<p>Ein Systemtribometer ist eine Validierungsumgebung, welche die Untersuchung tribologischer Systeme mit vereinfachten Probengeometrien oder auch vereinfachten Bauteilen unter Abbildung der Verhältnisse und der Kinematik des tribologischen Systems der Referenzanwendung ermöglicht. (Behrendt, 2009)</p>
Testfall	<p>Ein Testfall ist ein repräsentatives Modell eines Kollektivs von Anwendungsfällen. Er definiert den Input-Verlauf eines Systems und die Start- und Randbedingungen sowie das erwartete Verhalten des Systems. (Albers, Behrendt, Klingler & Matros, 2016)</p>
Tribosystem	<p>Ein tribologisches System (kurz: Tribosystem) ist ein technisches System, welches Bewegung durch Kontakte ermöglicht, beeinflusst oder verhindert. Es setzt sich aus allen an einer tribologischen Beanspruchung beteiligten Wirkflächenpaaren und Leitstützstrukturen, ihren Eigenschaften sowie einem Beanspruchungskollektiv und den relevanten Eigenschaften des Restsystems zusammen. Tribosystem</p>

Validierung	<p>system werden weiterhin in Gleit- und Friktionssysteme unterteilt. (Basiewicz, 2020; Kemper, Wantzen, Bischofberger, Ott & Albers, 2019)</p> <p>Validierung meint ursprünglich die Gültigkeitsprüfung einer Messmethode in der empirischen Sozialforschung, das heißt inwieweit die Testresultate tatsächlich das erfassen, was durch den Test bestimmt werden soll. Übertragen auf technische Systeme ist hierunter die Prüfung zu verstehen, ob das Produkt für seinen Einsatzzweck geeignet ist bzw. den gewünschten Wert erzielt. Hier geht die Erwartungshaltung des Fachexperten und des Anwenders ein. Die Validierung beinhaltet z.B. die Prüfung, ob die Beschreibung eines Algorithmus mit dem zu lösenden Problem übereinstimmt. Sie ist im Allgemeinen nicht formal durchzuführen. Umgangssprachlich ist die Validierung die Beantwortung der Frage: Wird das richtige Produkt entwickelt? (Verein Deutscher Ingenieure, 2004)</p>
Validierungskonfiguration	<p>Eine Validierungsumgebung besteht aus zumindest einer Validierungskonfiguration, welche als eine bestimmte Kombination der Methoden, der Testfälle, der Ressourcen sowie der Parametrisierung der Validierungsumgebung definiert ist. (Albers, Mandel, Yan & Behrendt, 2018)</p>
Validierungsumgebung	<p>Eine geeignete Validierungsumgebung nach dem IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz bietet die Voraussetzungen für die Durchführung von Validierungsaktivitäten, bei denen ein (Teil-) System im Kontext des übergeordneten Systems und seiner Connected Systems validiert wird. Eine Validierungsumgebung ist somit eine konkrete Ausprägung eines Handlungssystems für die Validierung im Sinne von Methoden und des Ressourcensystems für mindestens eine Kombination aus Produkt und einem Validierungsziel zu einem bestimmten Zeitpunkt im Produktlebenszyklus. (Albers, Fischer, Klinger & Behrendt, 2014; Albers, Mandel, Yan & Behrendt, 2018)</p>

Anhang

Angaben zu den Validierungsumgebungen

TRP:

Sensoren:

- Drehmomentaufnehmer: MF-500-132 der Firma Manner
- Kraftaufnehmer: DMF 10000-132 der Firma Manner
- Drehgeber: ROD 426 5000 01-03 der Firma Heidenhain
- Thermoelemente TJC1-ICSS-IM050U-300 der Firma Omega

Aktoren:

- Antrieb: DS 160 M-23R30-5 der Firma Baumüller Nürnberg
- Abtrieb: DS 161 L-305 der Firma Baumüller Nürnberg
- Linearachse: VRDM 3913/50 LWB der Firma SIG Berger Lahr
- Klimaschrank: CRS-60/200 der Firma CTS

PPP:

Sensoren:

- Drehmomentaufnehmer: MF-500-132 der Firma Manner
- Thermoelemente TJC1-ICSS-IM050U-300 der Firma Omega

Aktoren:

- Antrieb: PMW132L3P3-330 der Firma Krebs & Aulich GmbH
- Proportionalventil: 552 50 der Firma Metal Work Pneumatic

Erläuterungen zur Auswertung

Die Bremszyklen werden vollautomatisiert ausgewertet. Die Gleitgeschwindigkeit v_{Gleit} wird dabei aus der Drehzahl n und dem mittleren Reibradius r_m berechnet.

$$v_{Gleit} = \frac{r_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (11)$$

Die Berechnung des mittleren Reibradius und der nominellen Reibfläche A_{nom} erfolgen anhand des Innen- und des Außendurchmessers r_i und r_a .

$$r_m = \frac{2r_a^3 - r_i^3}{3r_a^2 - r_i^2} \quad (12)$$

$$A_{nom} = \pi(r_a^2 - r_i^2) \quad (13)$$

Mit der nominellen Reibfläche A_{nom} und Normalkraft F_N wird die nominelle Flächenpressung berechnet.

$$p_{nom} = \frac{F_N}{A_{nom}} \quad (14)$$

Die spezifische Reibarbeit wird zur Planung der Versuche vereinfacht mithilfe der Drehzahl n , dem Massenträgheitsmoment J und der nominellen Reibfläche A_{nom} berechnet. Bei der Auswertung erfolgt ihre Berechnung durch die Integration der spezifischen Reibleistung über der Zeit.

$$q_A = \frac{1J \cdot n^2}{2A_{nom}} \quad (15)$$

Die spezifische Reibleistung selbst wird mithilfe der nominellen Flächenpressung p_{nom} , der Reibungszahl μ und Gleitgeschwindigkeit v_{Gleit} berechnet.

$$\dot{q}_A = p_{nom} \cdot \mu \cdot v_{Gleit} \quad (16)$$

Die Reibungszahl wird aus der Normalkraft F_N dem Reibmoment M_R , dem mittleren Reibradius r_m und der Anzahl der Reibflächen z berechnet.

$$\mu = \frac{M_R}{F_N \cdot r_m \cdot z} \quad (17)$$

Aus den Messpunkten zwischen Start und Stopp der Schaltung wird die mittlere Reibungszahl μ_m als deren Mittelwert gebildet. Diese Messgrößen werden für jeden einzelnen Bremszyklus über der Zeit dargestellt, siehe Abbildung A.1.

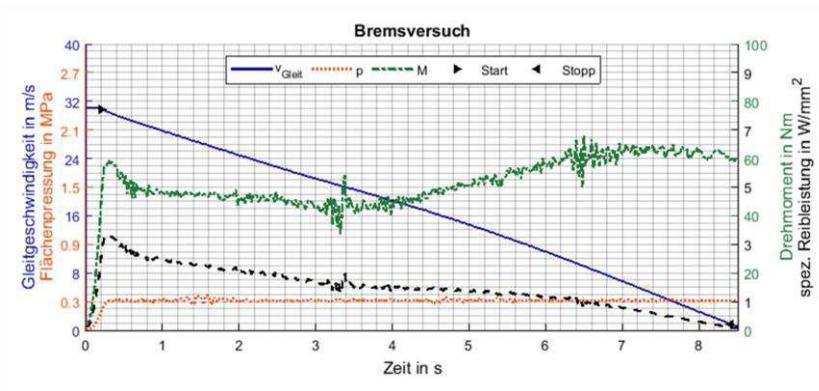


Abbildung A.1: Darstellung der Messergebnisse über der Zeit

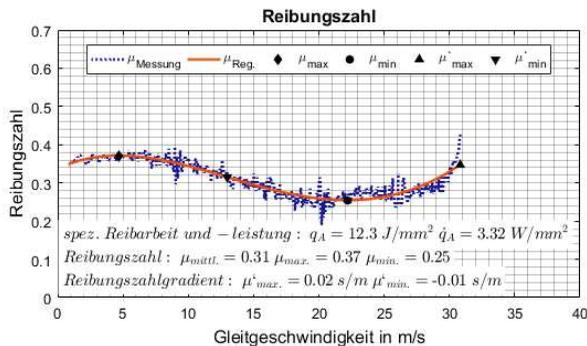


Abbildung A.2: Darstellung der Reibungszahlen über der Gleitgeschwindigkeit (Klotz, Ott & Albers, 2019)

Die Reibungszahlen werden zudem über der Gleitgeschwindigkeit dargestellt, siehe Abbildung A.2. Hinzu kommt dabei die Regression mittels eines Polynoms vierten Grades. Mit diesem und dessen Ableitung über der Gleitgeschwindigkeit werden die

Minima und Maxima der Reibungszahl, μ_{\min} und μ_{\max} , und des Reibungszahlgradienten, μ'_{\min} und μ'_{\max} berechnet. Weitere Kennwerte sind die Maximalwerte der Temperatursignale für die einzelnen Messstellen und für die gesamte Scheibe. Die Verläufe der Temperaturen der Thermoelemente in der Gegenreibrscheibe werden über der Zeit dargestellt, siehe Abbildung A.3.

Desweiteren wird der volumetrische Verschleißkoeffizient k_V mithilfe der Gewichtsänderung Δm , dem Energieeintrag ΔE sowie der Dichte ρ des Friktionswerkstoffs berechnet.

$$k_V = \frac{\Delta m}{\rho \Delta E} \quad 18$$

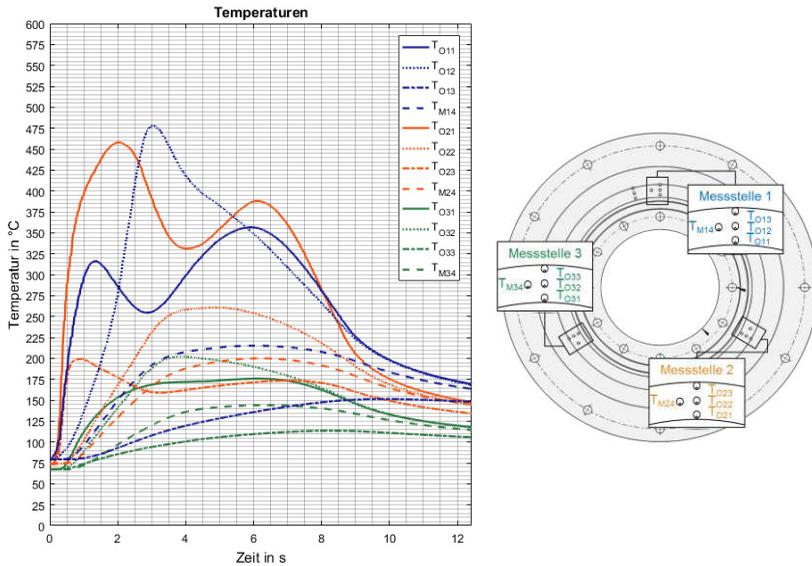


Abbildung A.3: Temperaturen über der Zeit (links) und deren Positionen in der Gegenreibrscheibe; T_M in 4mm und T_O in 0,2mm Tiefe zum Reibkontakt (rechts) (Klotz, Ott & Albers, 2019)

Versuchspläne

Friktionspaarung A

Tabelle A.1: Versuchsplan zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung A

	Sollwert	TStart	pnom	vGleit	qA	q'A
	Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²
	Einlauf	80	0,30	10,0	1,1	1,0
	Referenzstufe 1	80	0,30	10,0	1,1	1,0
	Referenzstufe 2	150	0,30	10,0	1,1	1,0
	Referenzstufe 3	80	0,30	4,7	1,3	0,5
	Referenzstufe 4	150	0,30	4,7	1,3	0,5
v _{Gleit} ↑	Laststufe 1.1	80	0,30	15,7	2,6	1,6
	Laststufe 1.2	80	0,30	19,7	4,1	2,0
	Laststufe 1.3	80	0,30	23,6	5,9	2,5
	Laststufe 1.4	80	0,30	27,5	8,0	2,9
	Laststufe 1.5	80	0,30	31,5	10,4	3,3
	Laststufe 1.6	80	0,30	35	13,2	3,7
v _{Gleit} ↑	Laststufe 2.1	80	0,30	7,1	2,9	0,7
	Laststufe 2.2	80	0,30	9,4	5,1	1,0
	Laststufe 2.3	80	0,30	11,8	8,0	1,2
	Laststufe 2.4	80	0,30	14,2	11,5	1,5
	Laststufe 2.5	80	0,30	16,5	15,7	1,7
	Laststufe 2.6	80	0,30	19	20,5	2,0
p _{nom} ↑	Laststufe 3.1	80	0,42	19,7	4,1	2,9
	Laststufe 3.2	80	0,64	19,7	4,1	4,4
	Laststufe 3.3	80	0,85	19,7	4,1	5,8
	Laststufe 3.4	80	1,06	19,7	4,1	7,3
	Laststufe 3.5	80	1,27	19,7	4,1	8,8
	Laststufe 3.6	80	2,49	19,7	4,1	10,2
	Laststufe 3.7	80	1,70	19,7	4,1	11,7
v _{Gleit} ↑	Laststufe 4.1	150	0,30	15,7	2,6	1,6
	Laststufe 4.2	150	0,30	19,7	4,1	2,0
	Laststufe 4.3	150	0,30	23,6	5,9	2,5
	Laststufe 4.4	150	0,30	27,5	8,0	2,9

	Laststufe 4.5	150	0,30	31,5	10,4	3,3
	Laststufe 4.6	150	0,30	35	13,2	3,7
V _{Gleit} ↑	Laststufe 5.1	150	0,30	7,1	2,9	0,7
	Laststufe 5.2	150	0,30	9,4	5,1	1,0
	Laststufe 5.3	150	0,30	11,8	8,0	1,2
	Laststufe 5.4	150	0,30	14,2	11,5	1,5
	Laststufe 5.5	150	0,30	16,5	15,7	1,7
	Laststufe 5.6	150	0,30	19	20,5	2,0
p _{nom} ↑	Laststufe 6.1	150	0,42	19,7	4,1	2,9
	Laststufe 6.2	150	0,64	19,7	4,1	4,4
	Laststufe 6.3	150	0,85	19,7	4,1	5,8
	Laststufe 6.4	150	1,06	19,7	4,1	7,3
	Laststufe 6.5	150	1,27	19,7	4,1	8,8
	Laststufe 6.6	150	2,49	19,7	4,1	10,2
	Laststufe 6.7	150	1,70	19,7	4,1	11,7

Tabelle A.2: Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungsstufen der Friktionspaarung A

Sollwert	T _{Start}	p _{nom}	V _{Gleit}	q _A	q̇ _A
Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²
Einlauf	80	0,30	10,0	1,3	1,0
Referenzstufe 1	80	0,30	10,0	1,3	1,0
Referenzstufe 2	150	0,30	11,0	1,5	1,1
Schädigungsstufe 1	80	0,30	27,5	9,5	2,9
Schädigungsstufe 2	80	1,70	15,7	3,1	9,3
Schädigungsstufe 3	150	0,30	31,5	10,4	3,3
Erholungsstufe 1	80	0,30	12,6	2,0	1,3
Erholungsstufe 2	80	0,42	10,0	1,3	1,5
Erholungsstufe 3	150	0,30	12,6	2,0	1,3
Erholungsstufe 4	150	0,42	11,0	1,5	1,6

Tabelle A.3: Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungskollektiven der Friktionspaarung A

Sollwert	T_{Start}	p_{nom}	v_{Gleit}	q_A	\dot{q}_A	t_R
Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²	s
Einlauf	80	0,30	10,0	1,3	1,0	-
Referenzstufe 1	80	0,30	10,0	1,3	1,0	-
Referenzstufe 2	150	0,30	11,0	1,5	1,1	-
Schädigungsstufe 1	80	0,30	27,5	9,5	2,9	-
Schädigungsstufe 2	80	1,70	15,7	3,1	9,3	-
Schädigungsstufe 3	150	0,30	31,5	10,4	3,3	-
Erholungsstufe 2	80	0,42	10,0	1,3	1,5	-
Dauerschlupf 1	80	0,30	2,0	2,5	0,2	10
Dauerschlupf 2	40	0,30	2,0	2,5	0,2	10
Zusammensetzung der Erholungskollektive						
Erholungskollektiv 1	5x Dauerschlupf 1			19x Referenzstufe 1		
Erholungskollektiv 2	5x Erholungsstufe 2			19x Referenzstufe 1		
Erholungskollektiv 3	5x Dauerschlupf 2			19x Referenzstufe 1		

Friktionspaarung B

Tabelle A.4: Versuchsplan zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung B

Sollwert	T_{Start}	p_{nom}	v_{Gleit}	q_A	\dot{q}_A	
Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²	
Einlauf	80	0,30	10,0	1,1	1,0	
Referenzstufe 1	80	0,30	10,0	1,1	1,0	
Referenzstufe 2	150	0,30	10,0	1,1	1,0	
Referenzstufe 3	80	0,30	4,7	1,3	0,5	
Referenzstufe 4	150	0,30	4,7	1,3	0,5	
$v_{\text{Gleit}} \uparrow$	Laststufe 1.1	80	0,30	15,7	2,6	1,6
	Laststufe 1.2	80	0,30	19,7	4,1	2,0
	Laststufe 1.3	80	0,30	23,6	5,9	2,5
	Laststufe 1.4	80	0,30	27,5	8,0	2,9

	Laststufe 1.5	80	0,30	31,5	10,4	3,3
	Laststufe 1.6	80	0,30	35	13,2	3,7
V _{Gleit} ↑	Laststufe 2.1	80	0,30	7,1	2,9	0,7
	Laststufe 2.2	80	0,30	9,4	5,1	1,0
	Laststufe 2.3	80	0,30	11,8	8,0	1,2
	Laststufe 2.4	80	0,30	14,2	11,5	1,5
	Laststufe 2.5	80	0,30	16,5	15,7	1,7
	Laststufe 2.6	80	0,30	19	20,5	2,0
p _{nom} ↑	Laststufe 3.1	80	0,42	19,7	4,1	2,9
	Laststufe 3.2	80	0,64	19,7	4,1	4,4
	Laststufe 3.3	80	0,85	19,7	4,1	5,8
	Laststufe 3.4	80	1,06	19,7	4,1	7,3
	Laststufe 3.5	80	1,27	19,7	4,1	8,8
	Laststufe 3.6	80	2,49	19,7	4,1	10,2
	Laststufe 3.7	80	1,70	19,7	4,1	11,7
V _{Gleit} ↑	Laststufe 4.1	150	0,30	15,7	2,6	1,6
	Laststufe 4.2	150	0,30	19,7	4,1	2,0
	Laststufe 4.3	150	0,30	23,6	5,9	2,5
	Laststufe 4.4	150	0,30	27,5	8,0	2,9
	Laststufe 4.5	150	0,30	31,5	10,4	3,3
	Laststufe 4.6	150	0,30	35	13,2	3,7
V _{Gleit} ↑	Laststufe 5.1	150	0,30	7,1	2,9	0,7
	Laststufe 5.2	150	0,30	9,4	5,1	1,0
	Laststufe 5.3	150	0,30	11,8	8,0	1,2
	Laststufe 5.4	150	0,30	14,2	11,5	1,5
	Laststufe 5.5	150	0,30	16,5	15,7	1,7
	Laststufe 5.6	150	0,30	19	20,5	2,0
p _{nom} ↑	Laststufe 6.1	150	0,42	19,7	4,1	2,9
	Laststufe 6.2	150	0,64	19,7	4,1	4,4
	Laststufe 6.3	150	0,85	19,7	4,1	5,8
	Laststufe 6.4	150	1,06	19,7	4,1	7,3
	Laststufe 6.5	150	1,27	19,7	4,1	8,8
	Laststufe 6.6	150	2,49	19,7	4,1	10,2
	Laststufe 6.7	150	1,70	19,7	4,1	11,7

Tabelle A.5: Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungsstufen der Friktionspaarung B

Sollwert	T_{Start}	p_{nom}	v_{Gleit}	q_A	\dot{q}_A
Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²
Einlauf	80	0,30	10,0	1,3	1,0
Referenzstufe 1	80	0,30	10,0	1,3	1,0
Referenzstufe 2	150	0,30	11,0	1,5	1,1
Schädigungsstufe 1	80	0,30	27,5	9,5	2,9
Schädigungsstufe 2	80	1,70	15,7	3,1	9,3
Schädigungsstufe 3	150	0,30	27,5	9,5	2,9
Erholungsstufe 1	80	0,30	12,6	2,0	1,3
Erholungsstufe 2	80	0,42	10,0	1,3	1,5
Erholungsstufe 3	150	0,30	12,6	2,0	1,3
Erholungsstufe 4	150	0,42	11,0	1,5	1,6

Tabelle A.6: Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungskollektiven der Friktionspaarung B

Sollwert	T_{Start}	p_{nom}	v_{Gleit}	q_A	\dot{q}_A	t_R
Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²	s
Einlauf	80	0,30	10,0	1,3	1,0	-
Referenzstufe 1	80	0,30	10,0	1,3	1,0	-
Referenzstufe 2	150	0,30	11,0	1,5	1,1	-
Schädigungsstufe 1	80	0,30	27,5	9,5	2,9	-
Schädigungsstufe 2	80	1,70	15,7	3,1	9,3	-
Schädigungsstufe 3	150	0,30	27,5	9,5	2,9	-
Erholungsstufe 2	80	0,42	10,0	1,3	1,5	-
Dauerschlupf 1	80	0,30	2,0	2,5	0,2	10
Dauerschlupf 2	40	0,30	2,0	2,5	0,2	10
Zusammensetzung der Erholungskollektive						
Erholungskollektiv 1	5x Dauerschlupf 1			19x Referenzstufe 1		
Erholungskollektiv 2	5x Erholungsstufe 2			19x Referenzstufe 1		
Erholungskollektiv 3	5x Dauerschlupf 2			19x Referenzstufe 1		

Friktionspaarung C

Tabelle A.7: Versuchsplan zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung C

	Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²
	Einlauf	80	0,42	7,9	1,2	1,2
	Referenzstufe 1	80	0,42	7,9	1,2	1,2
	Referenzstufe 2	250	0,42	15,7	2,4	1,6
	Referenzstufe 3	80	0,42	7,9	2,4	1,2
	Referenzstufe 4	250	0,42	7,9	2,4	1,2
V _{Gleit} ↑	Laststufe 1.1	80	0,42	15,7	4,9	2,3
	Laststufe 1.2	80	0,42	19,7	7,7	2,9
	Laststufe 1.3	80	0,42	23,6	11,1	3,5
	Laststufe 1.4	80	0,42	27,5	15,1	4,1
	Laststufe 1.5	80	0,42	31,5	19,7	4,7
V _{Gleit} ↑	Laststufe 2.1	80	0,42	13	6,1	1,9
	Laststufe 2.2	80	0,42	14,9	8,7	2,2
	Laststufe 2.3	80	0,42	17,3	11,6	2,6
	Laststufe 2.4	80	0,42	19,7	15,0	2,9
	Laststufe 2.5	80	0,42	22,0	18,8	3,3
p _{nom} ↑	Laststufe 3.1	80	0,85	11,8	2,8	3,5
	Laststufe 3.2	80	1,06	12	2,8	4,4
	Laststufe 3.3	80	1,27	11,8	2,8	5,3
	Laststufe 3.4	80	1,49	11,8	2,8	6,1
	Laststufe 3.5	80	1,70	11,8	2,8	7,0
V _{Gleit} ↑	Laststufe 4.1	250	0,42	15,7	4,9	2,3
	Laststufe 4.2	250	0,42	19,7	7,7	2,9
	Laststufe 4.3	250	0,42	23,6	11,1	3,5
	Laststufe 4.4	250	0,42	27,5	15,1	4,1
	Laststufe 4.5	250	0,42	31,5	19,7	4,7
V _{Gleit} ↑	Laststufe 5.1	250	0,42	12,6	6,1	1,9
	Laststufe 5.2	250	0,42	14,9	8,7	2,2
	Laststufe 5.3	250	0,42	17,3	11,6	2,6
	Laststufe 5.4	250	0,42	19,7	15,0	2,9
	Laststufe 5.5	250	0,42	22	18,8	3,3
p _{nom} ↑	Laststufe 6.1	250	0,85	11,8	2,8	3,5
	Laststufe 6.2	250	1,06	11,8	2,8	4,4

	Laststufe 6.3	250	1,27	11,8	2,8	5,3
	Laststufe 6.4	250	1,49	11,8	2,8	6,1
	Laststufe 6.5	250	1,70	11,8	2,8	7,0

Tabelle A.8: Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungsstufen der Friktionspaarung C

Sollwert	T_{Start}	p_{nom}	v_{Gleit}	q_A	\dot{q}_A
Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²
Einlauf	80	0,30	10,0	1,3	1,0
Referenzstufe 1	80	0,30	10,0	1,3	1,0
Referenzstufe 2	250	0,30	11,0	1,5	1,1
Schädigungsstufe 1	80	0,30	27,5	9,5	2,9
Schädigungsstufe 2	80	1,70	15,7	3,1	9,3
Schädigungsstufe 3	250	0,30	27,5	9,5	2,9
Erholungsstufe 1	80	0,30	12,6	2,0	1,3
Erholungsstufe 2	80	0,42	10,0	1,3	1,5
Erholungsstufe 3	250	0,30	12,6	2,0	1,3
Erholungsstufe 4	250	0,42	11,0	1,5	1,6

Tabelle A.9: Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungskollektiven der Friktionspaarung C

Sollwert	T_{Start}	p_{nom}	v_{Gleit}	q_A	\dot{q}_A	t_R
Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²	s
Einlauf	80	0,30	10,0	1,3	1,0	-
Referenzstufe 1	80	0,30	10,0	1,3	1,0	-
Referenzstufe 2	250	0,30	13,0	2,0	1,3	-
Schädigungsstufe 1	80	0,30	27,5	9,5	2,9	-
Schädigungsstufe 2	80	1,70	15,7	3,1	9,3	-
Schädigungsstufe 3	250	0,30	27,5	9,5	2,9	-
Erholungsstufe 1	80	0,30	12,6	2,0	1,3	-
Erholungsstufe 2	80	0,42	10,0	1,3	1,5	-
Dauerschlupf 1	80	0,30	2,0	2,5	0,2	10
Zusammensetzung der Erholungskollektive						

Erholungskollektiv 1	5x Dauerschlupf 1	19x Referenzstufe 1
Erholungskollektiv 2	5x Erholungsstufe 1	19x Referenzstufe 1
Erholungskollektiv 3	5x Erholungsstufe 2	19x Referenzstufe 1

Friktionspaarung D

Tabelle A.10: Versuchsplan zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung D

Sollwert	T _{Start}	p _{nom}	v _{Gleit}	q _A	q' _A	
Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²	
Einlauf	80	0,31	10,7	1,3	1,2	
Referenzstufe 1	80	0,31	10,7	1,3	1,2	
Referenzstufe 2	300	0,31	14,3	2,3	1,6	
Referenzstufe 3	80	0,31	6,2	1,3	1,2	
Referenzstufe 4	300	0,31	13,8	2,2	1,5	
v _{Gleit} ↑	Laststufe 1.1	80	0,31	22,3	5,7	2,4
	Laststufe 1.2	80	0,31	26,7	8,2	2,9
	Laststufe 1.3	80	0,31	31,2	11,1	3,4
	Laststufe 1.4	80	0,31	35,7	14,5	3,9
	Laststufe 1.5	80	0,31	40,1	18,4	4,4
v _{Gleit} ↑	Laststufe 2.1	80	0,31	13	5,1	1,4
	Laststufe 2.2	80	0,31	16,0	8,5	1,8
	Laststufe 2.3	80	0,31	19,6	12,7	2,1
	Laststufe 2.4	80	0,31	23,2	17,7	2,5
	Laststufe 2.5	80	0,31	26,7	23,6	2,9
p _{nom} ↑	Laststufe 3.1	80	0,62	16,0	2,9	3,5
	Laststufe 3.2	80	0,78	16	2,9	4,4
	Laststufe 3.3	80	0,94	16,0	2,9	5,3
	Laststufe 3.4	80	1,09	16,0	2,9	6,1
	Laststufe 3.5	80	1,25	16,0	2,9	7,0
v _{Gleit} ↑	Laststufe 4.1	300	0,31	22,3	5,7	2,4
	Laststufe 4.2	300	0,31	26,7	8,2	2,9
	Laststufe 4.3	300	0,31	31,2	11,1	3,4
	Laststufe 4.4	300	0,31	35,7	14,5	3,9
	Laststufe 4.5	300	0,31	40,1	18,4	4,4

V _{Gleit} ↑	Laststufe 5.1	300	0,31	12,5	5,1	1,4
	Laststufe 5.2	300	0,31	16,0	8,5	1,8
	Laststufe 5.3	300	0,31	19,6	12,7	2,1
	Laststufe 5.4	300	0,31	23,2	17,7	2,5
	Laststufe 5.5	300	0,31	27	23,6	2,9
p _{nom} ↑	Laststufe 6.1	300	0,62	16,0	2,9	3,5
	Laststufe 6.2	300	0,78	16,0	2,9	4,4
	Laststufe 6.3	300	0,94	16,0	2,9	5,3
	Laststufe 6.4	300	1,09	16,0	2,9	6,1
	Laststufe 6.5	300	1,25	16,0	2,9	7,0

Tabelle A.11: Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungsstufen der Friktionspaarung D

Sollwert	T _{Start}	p _{nom}	V _{Gleit}	q _A	q̇ _A
Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²
Einlauf	80	0,31	8,9	1,4	1,0
Referenzstufe 1	80	0,31	8,9	1,4	1,0
Referenzstufe 2	300	0,31	11,6	2,4	1,3
Schädigungsstufe 1	80	0,31	31,2	17,5	3,4
Schädigungsstufe 2	80	1,25	17,8	5,7	7,8
Schädigungsstufe 3	300	0,31	26,7	12,9	2,9
Erholungsstufe 1	80	0,31	13,4	3,2	1,5
Erholungsstufe 2	80	0,47	8,9	1,4	1,5
Erholungsstufe 3	300	0,31	15,2	4,1	1,7
Erholungsstufe 4	300	0,47	11,6	2,4	1,9

Tabelle A.12: Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungskollektiven der Friktionspaarung D

Sollwert	T _{Start}	p _{nom}	V _{Gleit}	q _A	q̇ _A	t _R
Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²	s
Einlauf	80	0,31	8,9	1,4	1,0	-
Referenzstufe 1	80	0,31	8,9	1,4	1,0	-
Referenzstufe 2	300	0,31	11,6	2,4	1,3	-

Schädigungsstufe 1	80	0,31	31,2	17,5	3,4	-
Schädigungsstufe 2	80	1,25	17,8	5,7	7,8	-
Schädigungsstufe 3	300	0,31	26,7	12,9	2,9	-
Erholungsstufe 1	80	0,31	13,4	3,2	1,5	-
Erholungsstufe 2	80	0,47	8,9	1,4	1,5	-
Erholungsstufe 5	40	0,47	8,9	1,4	1,5	-
Dauerschlupf	80	0,31	3,0	5,3	0,4	20
Richtungsumkehr	80	0,31	-8,9	1,4	1,0	-
Zusammensetzung der Erholungskollektive						
Erholungskollektiv 1	5x Dauerschlupf			19x Referenzstufe 1		
Erholungskollektiv 2	5x Erholungsstufe 2			19x Referenzstufe 1		
Erholungskollektiv 3	5x Erholungsstufe 5			19x Referenzstufe 1		
Erholungskollektiv 4	5x Erholungsstufe 1			19x Referenzstufe 1		
Erholungskollektiv 5	5x Richtungsumkehr			19x Referenzstufe 1		

Friktionspaarung E

Tabelle A.13: Versuchsplan zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Friktionspaarung E

Sollwert	T_{Start}	p_{nom}	v_{Gleit}	q_A	\dot{q}_A	
Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²	
Einlauf	80	1,02	15,1	5,6	5,4	
Referenzstufe 1	80	1,02	15,1	5,6	5,4	
Referenzstufe 2	350	1,02	21,4	11,1	7,7	
Referenzstufe 3	80	1,02	7,1	3,5	2,6	
Referenzstufe 4	350	1,02	13,4	12,5	4,8	
$v_{Gleit} \uparrow$	Laststufe 1.1	80	1,02	20,5	10,2	7,3
	Laststufe 1.2	80	1,02	24,1	14,0	8,6
	Laststufe 1.3	80	1,02	27,6	18,5	9,9
	Laststufe 1.4	80	1,02	31,2	23,5	11,2
$v_{Gleit} \uparrow$	Laststufe 2.1	80	1,02	14,3	14,2	5,1
	Laststufe 2.2	80	1,02	18	22,2	6,4
	Laststufe 2.3	80	1,02	21,4	31,9	7,7
	Laststufe 2.4	80	1,02	25,0	43,5	8,9
$p_{nom} \uparrow$	Laststufe 3.1	80	1,65	25,0	15,1	14,4

	Laststufe 3.2	80	1,98	25,0	15,1	17,3
	Laststufe 3.3	80	2,31	25,0	15,1	20,2
	Laststufe 3.4	80	2,64	25	15,1	23,1
$V_{\text{Gleit}} \uparrow$	Laststufe 4.1	350	1,02	20,5	10,2	7,3
	Laststufe 4.2	350	1,02	24,1	14,0	8,6
	Laststufe 4.3	350	1,02	27,6	18,5	9,9
	Laststufe 4.4	350	1,02	31,2	23,5	11,2
$V_{\text{Gleit}} \uparrow$	Laststufe 5.1	350	1,02	14,3	14,2	5,1
	Laststufe 5.2	350	1,02	17,8	22,2	6,4
	Laststufe 5.3	350	1,02	21,4	31,9	7,7
	Laststufe 5.4	350	1,02	25,0	43,5	8,9
$p_{\text{nom}} \uparrow$	Laststufe 6.1	350	1,65	25,0	15,1	14,4
	Laststufe 6.2	350	1,98	25,0	15,1	17,3
	Laststufe 6.3	350	2,31	25,0	15,1	20,2
	Laststufe 6.4	350	2,64	25,0	15,1	23,1

Tabelle A.14: Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungsstufen der Friktionspaarung E

Sollwert	T_{Start}	p_{nom}	V_{Gleit}	q_A	\dot{q}_A
Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²
Einlauf	80	1,02	10,7	5,7	3,8
Referenzstufe 1	80	1,02	10,7	5,7	3,8
Referenzstufe 2	350	1,02	14,3	10,1	5,1
Schädigungsstufe 1	80	1,02	26,7	35,4	9,6
Schädigungsstufe 2	80	2,31	19,6	19,0	18,1
Schädigungsstufe 3	350	1,02	23,2	26,6	8,3
Erholungsstufe 1	80	1,02	15,1	11,4	5,4
Erholungsstufe 2	80	1,65	10,7	5,7	6,2
Erholungsstufe 3	350	1,02	16,9	14,2	6,1
Erholungsstufe 4	350	1,65	14,3	10,1	8,2

Tabelle 9.15: Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungskollektiven der Friktionspaarung E

Sollwert	T_{Start}	p_{nom}	v_{Gleit}	q_A	q'_A	t_R
Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²	s
Einlauf	80	1,02	10,7	5,7	3,8	-
Referenzstufe 1	80	1,02	10,7	5,7	3,8	-
Referenzstufe 2	350	1,02	14,3	10,1	5,1	-
Schädigungsstufe 1	80	1,02	26,7	35,4	9,6	-
Schädigungsstufe 2	80	2,31	19,6	19,0	18,1	-
Schädigungsstufe 3	350	1,02	23,2	26,6	8,3	
Erholungsstufe 1	80	1,02	15,1	11,4	5,4	
Erholungsstufe 2	80	1,65	10,7	5,7	6,2	
Zusammensetzung der Erholungskollektive						
Erholungskollektiv 1	5x Erholungsstufe 1			19x Referenzstufe 1		
Erholungskollektiv 2	5x Erholungsstufe 2			19x Referenzstufe 1		

Haltebremse

Tabelle A.16: Versuchsplan zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Bremse

Sollwert	T_{Start}	p_{nom}	v_{Gleit}	q_A	q'_A
Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²
Einlauf 1	80	0,54	3,9	0,7	0,7
Einlauf 2	80	0,54	5,2	1,3	1,0
Referenzstufe	80	0,54	5,2	1,3	1,0
Laststufe 1.1	80	0,54	10,4	5,1	2,0
Laststufe 1.2	80	0,54	12,3	7,2	2,3
Laststufe 1.3	80	0,54	14,2	9,7	2,7
Laststufe 1.4	80	0,54	16,2	12,5	3,1
Laststufe 1.5	80	0,54	18,1	15,6	3,4

Tabelle A.17: Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungskollektiven der Bremse mit Friktionswerkstoff A

Sollwert	T_{Start}	p_{nom}	v_{Gleit}	q_A	\dot{q}_A	t_R
Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²	s
Einlauf 1	80	0,54	3,9	0,7	0,7	-
Einlauf 2	80	0,54	5,2	1,3	1,0	-
Referenzstufe	80	0,54	5,2	1,3	1,0	-
Schädigungsstufe	80	0,54	16,2	12,5	3,1	-
Dauerschlupf	40	0,54	1,9	3,7	0,4	10
Zusammensetzung des Erholungskollektivs						
Erholungskollektiv 1	5x Dauerschlupf			19x Referenzstufe		

Tabelle A.18: Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungskollektiven der Bremse mit Friktionswerkstoff B

Sollwert	T_{Start}	p_{nom}	v_{Gleit}	q_A	\dot{q}_A	t_R
Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²	s
Einlauf 1	80	0,54	3,9	0,7	0,7	-
Einlauf 2	80	0,54	5,2	1,3	1,0	-
Referenzstufe	80	0,54	5,2	1,3	1,0	-
Schädigungsstufe	80	0,54	16,2	12,5	3,1	-
Erholungsstufe	40	0,54	5,2	1,3	1,0	-
Dauerschlupf	40	0,54	1,9	3,7	0,4	10
Zusammensetzung der Erholungskollektive						
Erholungskollektiv 1	5x Dauerschlupf			19x Referenzstufe		
Erholungskollektiv 2	5x Erholungsstufe			19x Referenzstufe		

Schaltbare Kupplung

Tabelle A.19: Versuchsplan zur Ermittlung der Schädigungsgrenzen der Kupplung

Sollwert	T_{Start}	p_{nom}	v_{Gleit}	q_A	$q \cdot A$
Einheit	$^{\circ}\text{C}$	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²
Einlauf 1	80	0,41	4,9	0,7	0,7
Einlauf 2	80	0,41	6,6	1,3	0,9
Referenzstufe	80	0,41	6,6	1,3	0,9
Laststufe 1.1	80	0,41	13,7	5,7	2,0
Laststufe 1.2	80	0,41	16,4	8,2	2,3
Laststufe 1.3	80	0,41	19,2	11,2	2,7
Laststufe 1.4	80	0,41	21,9	14,6	3,1
Laststufe 1.5	80	0,41	24,6	18,5	3,5

Tabelle A.20: Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungskollektiven der Kupplung mit Friktionswerkstoff A

Sollwert	T_{Start}	p_{nom}	v_{Gleit}	q_A	$q \cdot A$	tR
Einheit	$^{\circ}\text{C}$	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²	s
Einlauf 1	80	0,41	4,9	0,7	0,7	-
Einlauf 2	80	0,41	6,6	1,3	0,9	-
Referenzstufe	80	0,41	6,6	1,3	0,9	-
Schädigungsstufe	80	0,41	16,4	8,2	2,3	-
Dauerschluß	40	0,54	1,6	3,1	0,3	10
Zusammensetzung der Erholungskollektive						
Erholungskollektiv 1	5x Dauerschluß			19x Referenzstufe		

Tabelle A.21: Versuchsplan zur Ermittlung des Erholungsverhaltens bei unterschiedlichen Erholungskollektiven der Kupplung mit Frikionswerkstoff B

Sollwert	T _{Start}	p _{nom}	v _{Gleit}	q _A	q' _A	t _R
Einheit	°C	MPa	m/s	J/mm ²	W/mm ²	s
Einlauf 1	80	0,41	4,9	0,7	0,7	-
Einlauf 2	80	0,41	6,6	1,3	0,9	-
Referenzstufe	80	0,41	6,6	1,3	0,9	-
Schädigungsstufe	80	0,41	16,4	8,2	2,3	-
Erholungsstufe	80	0,61	6,6	1,3	1,4	-
Zusammensetzung der Erholungskollektive						
Erholungskollektiv 1	5x Erholungsstufe			19x Referenzstufe		