

Einfluss der Temperaturverteilung auf das tribologische Verhalten von Synchronisierungen

Vom Fachbereich Maschinenbau
der Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte
Dissertation

von
Dipl.-Ing. Marcus Spreckels
geboren am 18.06.1967 in Bremen

2001

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. G. Poll
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. H. Louis
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. M. Gietzelt
Tag der Promotion: 20. Dezember 2001

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Universität Hannover. Mein Dank gilt all jenen, die mich auf diesem Weg begleitet und unterstützt haben.

Meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll, gilt mein besonderer Dank für die stets gewährte Unterstützung, das entgegengebrachte Vertrauen und die vielen fruchtbaren Diskussionen über die Forschungsarbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Louis danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Gietzelt danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Meinen Danke spreche ich auch allen Mitarbeitern des Institutes sowie den Studenten aus, die mich bei den theoretischen und experimentellen Untersuchungen tatkräftig unterstützt haben.

Nicht zuletzt danke ich der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA) und ihren Mitgliedsfirmen für die finanzielle und fachliche Unterstützung des Projekts.

Abstract

Marcus Spreckels:

Einfluss der Temperaturverteilung auf das tribologische Verhalten von Synchronisierungen

Eine wesentliche Baugruppe von handgeschalteten Fahrzeuggetrieben ist die Sperrsynchro- nisierung. Aufgabe einer Synchronisierung ist es, die Differenzdrehzahl zwischen Welle und Losrad beim Schaltvorgang durch Reibung abzubauen, bevor die formschlüssige Verbindung hergestellt wird. Für eine einwandfreie Funktion ist ein ausreichend hoher Reibwert in den Reibflächen erforderlich. Das Reibungs- und Verschleißverhalten einer Synchronisierung bei unterschiedlichen Beanspruchungen wird in der Praxis auf Prüfständen oder durch Fahrzeug- versuche ermittelt. Eine optimale Auslegung des Systems hinsichtlich der Forderung nach ausreichender Funktion und Lebensdauer auf der einen sowie geringem Bauraum, Gewicht und Kosten auf der anderen Seite ist mit erheblichem Prüfaufwand verbunden.

Nach dem bisherigen Erkenntnisstand aus verschiedenen experimentellen Untersuchungen kann in den meisten Fällen die Temperatur als maßgebliche Einflussgröße auf das Reibungs- und Verschleißverhalten identifiziert werden. Ziel dieser Arbeit war es daher, die Aus- wirkungen der Beanspruchungsgrößen einer Synchronisierung auf die Temperatur im Kontakt rechnerisch zu ermitteln und einen Zusammenhang zwischen dem experimentell ermittelten tribologischen Verhalten und der Temperatur herzustellen.

Daher wurde das thermische Verhalten einer Synchronisierung mit Hilfe einer Modell- rechnung auf Basis der Finite Elemente Methode analysiert. Ein Ergebnis der Rechnung ist die zeitliche und örtliche Verteilung der Temperatur in der Kontaktfläche.

Aussagen zum tribologischen Verhalten einer Synchronisierung mit Molybdän-Stahl Reibpaarung bei unterschiedlichen Beanspruchungen wurden durch umfangreiche Prüfstands- versuche gewonnen. Das Reibungs- und Verschleißverhalten dieser Paarung ist geprägt durch eine dauerhafte Reibwert- und Verschleißhochlage, eine dauerhafte Tieflage ohne messbaren Verschleiß oder eine anfängliche Hochlage mit einem Übergang zur Tieflage im Versuchsverlauf.

Mithilfe der Simulationsrechnung konnte eine Begründung für das charakteristische Verhalten gegeben werden, die darauf beruht, dass für ein Verhalten der Tieflage ein Grenzwert der Reibflächentemperatur nicht überschritten werden darf. Unter bestimmten Randbedingungen korrelierte das damit vorhergesagte tribologische Verhalten sehr gut mit den Versuchs- ergebnissen.

Eine Berechnung der Reibflächentemperaturen soll insbesondere eine Beurteilung der Bean- spruchungen hinsichtlich ihrer thermischen oder allgemein tribologischen Wirkung, eine praxisgerechtere Lebensdauerabschätzung, eine Substitution von Prüfstandsversuchen durch Simulationsrechnungen und somit letztendlich eine Verringerung des Entwicklungsaufwandes ermöglichen.

Abstract

Marcus Spreckels:

Influence of temperature distribution on the tribological performance of automotive synchronizers

An essential component of a manually operated vehicle transmission is the synchronizer. Synchronizers have the task of minimizing the speed difference between the shifted gearwheel and the shaft by means of frictional torque before engaging the gear. Proper operation requires a sufficiently high coefficient of friction. It is common practice to investigate the friction and wear behaviour under various loading conditions on test rigs or in vehicle tests. An optimised design of the system with regard to appropriate function and durability on the one hand as well as low cost, low mass and compact over-all dimensions on the other hand requires extensive testing.

According to the present state of knowledge, derived from numerous experimental investigations, temperature can be attributed the most significant influence on tribological performance. Therefore, the purpose of this work was to investigate the influence of various loading conditions on contact temperature and to establish a relation between temperature and tribological performance.

The Finite Element Method was applied to simulate the thermal behaviour of a synchronizing system depending on different operating conditions. A result of this simulation is the spatial and time-dependent temperature distribution in the area of contact.

Characteristics of the tribological performance of a molybdenum coated synchronesh ring in contact with a steel cone were derived from extensive experimental investigations. Significantly different friction and wear patterns can be distinguished. At heavy loading conditions the coefficient of friction is quite high and continuously severe wear occurs; light operating conditions result in a low friction coefficient, whilst no more wear is observed. Between those two extremes an indifferent regime exists, in which both patterns of tribological behaviour occur.

A reason for this characteristic behaviour of the system described here was found by means of the Finite Element simulation. Apparently, the friction and wear pattern depends on the temperature in the contact area; for mild wear and low friction coefficients the contact temperature must not exceed a critical value. Within limits the predicted tribological behaviour and the test results are in good agreement.

The calculation of the temperature in the contact area provides a basis for a classification of the load conditions in terms of their thermal and tribological effect, a practically applicable estimation of service life and a design procedure based on numerical simulation rather than on testing. Thus, a reduction of development efforts will be possible.

Schlagworte:

Synchronisierungen, Temperaturverteilung, tribologisches Verhalten

Synchroniser, temperature distribution, tribological performance

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen	III
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik	4
2.1 Grundbegriffe der Tribologie.....	4
2.1.1 Beanspruchungsgrößen.....	5
2.1.2 Verschleißkenngrößen.....	5
2.1.3 Verschleißerscheinungsform.....	6
2.2 Tribologisches System „Synchronisierung“.....	7
2.2.1 Bauformen.....	7
2.2.2 Ausfallmechanismen.....	9
2.2.3 Werkstoffe und Schmierstoffe.....	11
2.3 Reibung und Verschleiß im Synchrokontakt.....	12
2.3.1 Wechselwirkungen im Kontakt.....	12
2.3.2 Berechnungsansätze für den Verschleiß.....	15
2.3.3 Untersuchungen zum tribologischen Verhalten von Synchronisierungen.....	17
2.4 Temperatur reibungsbeanspruchter Oberflächen.....	18
2.4.1 Messverfahren.....	19
2.4.2 Theoretische Betrachtungen.....	20
3 Problemstellung und Zielsetzung	25
4 Experimentelle Untersuchungen	27
4.1 Prüfstandskonzept.....	27
4.1.1 Einteilung der Prüfmethode.....	27
4.1.2 Aufbau des Prüfstandes.....	28
4.2 Struktur des untersuchten tribologischen Systems.....	31
4.3 Definition der Kenngrößen.....	33
4.3.1 Beanspruchungskenngrößen.....	33
4.3.2 Verschleiß- und Reibungskenngrößen.....	36
4.3.3 Temperaturgrößen.....	39
4.4 Versuchsprogramm.....	40
4.4.1 Gliederung des Versuchsprogramms.....	40
4.4.2 Variationsbereich der Beanspruchungsparameter.....	41
4.4.3 Zusammenstellung der Kollektive.....	43

5 Modellbildung	46
5.1 Grundlagen der Finite-Elemente-Methode.....	46
5.2 Modellbeschreibung.....	47
5.2.1 Struktur des Modells.....	48
5.2.2 Randbedingungen und Lastdefinition.....	50
5.2.3 Lösung.....	53
5.3 Bewertung des Modells.....	57
6 Versuchsergebnisse und -auswertung	63
6.1 Einstufenversuche.....	63
6.1.1 Einstufenversuche mit Variation der primären Beanspruchungsparameter.....	63
6.1.2 Einstufenversuche mit Variation eines Parameters.....	74
6.1.2.1 Umgebungsbedingungen.....	76
6.1.2.2 Reibleistungsverlauf.....	81
6.1.3 Einstufenversuche mit Variation mehrerer Parameter.....	85
6.1.4 Modelle für das tribologische Verhalten bei einstufiger Beanspruchung.....	87
6.1.4.1 Reibungsverhalten.....	88
6.1.4.2 Verschleißverhalten.....	91
6.2 Kollektivversuche.....	96
6.2.1 Reibungsverhalten.....	98
6.2.2 Verschleißverhalten.....	107
7 Schlussfolgerungen	117
7.1 Einfluss der Beanspruchungsparameter auf die Temperatur.....	117
7.2 Einfluss der Temperatur auf das tribologische Verhalten.....	118
7.3 Konstruktive Maßnahmen.....	120
7.4 Anmerkungen zur Übertragbarkeit auf andere Systeme.....	121
8 Zusammenfassung	123
Literatur	125

Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
a	m^2/s	Temperaturleitfähigkeit
A_N	mm^2	nomielle Kontaktfläche
A_R	mm^2	reale Kontaktfläche aus makroskopischer Sicht
c	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	spezifische Wärmekapazität
d_B	mm	Reibdurchmesser Schiebemuffe – Schaltgabel
d_D	mm	mittlerer Durchmesser der Dachschrägen der Sperrverzahnung
d_K	mm^{-2}	Anzahl der Kontaktpunkte pro Flächeneinheit
d_N	mm	Nenndurchmesser der Synchronisierung (wirksamer Reibdurchmesser der Kegelreibfläche)
e_R^*	J/mm^3	scheinbare Reibungsenergiegedichte
F_{ax}	N	Axialkraft
\hat{F}_{ax}	N	Nennwert der Axialkraft
F_N	N	Normalkraft im Reibkontakt
ΔF_N	N	lokale Normalkraft in einem Mikrokontaktpunkt
F_{VS}	N	Kraft der Vorsynchronisierung
e		Exponent der Pressung
f		Exponent der Gleitgeschwindigkeit
H	mm	axiale Verschleißhöhe
ΔH	mm	Verschleißhöhendifferenz
H_E	mm	axialer Einlaufverschleiß
H_{ges}	mm	axiale Verschleißreserve
H_μ	–	Häufigkeit der Reibwerte
h	μm	Schmierspalthöhe
h_0	μm	Nennschmierspalthöhe
h_N	mm	Axialverschleiß pro Schaltung / Verschleißgradient
h_q	mm	Axialverschleiß pro Reibarbeit
i_A	–	Zahl der Lastschritte im Kraftanstieg
J	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	Massenträgheitsmoment
n_0	$1/\text{min}$	Anfangsdrehzahl
N	–	Schaltungszahl

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
ΔN	–	Schaltungszahldifferenz
N_{ges}	–	Schaltungszahl bis zum Ausfall
n_K	–	Anzahl der Kontaktpunkte
Δn	1/min	Differenzdrehzahl von Synchronring und -konus
P	W	Reibleistung
p_F	N/mm ²	Fließpressung
p_K	N/mm ²	Flächenpressung im Kontakt
p_N	N/mm ²	nominelle Pressung
p_R	N/mm ²	reale Pressung im Reibkontakt aus makroskopischer Sicht
\hat{p}_N	N/mm ²	Nennwert der nominellen Pressung
\dot{p}	N/(mm ² ·s)	Maximalwert der nominellen Pressung
Q_N	J	Reibarbeit pro Schaltung
q_E	J/mm ²	zulässige spezifische Reibarbeit pro Schaltung bei einem einmaligen Schaltvorgang
q_N	J/mm ²	spezifische Reibarbeit pro Schaltung
q_{zul}	J/mm ²	zulässige spezifische Reibarbeit pro Schaltung
\dot{q}	W/mm ²	spezifischer Wärmestrom / Reibleistung
\dot{q}_0	W/mm ²	mittlere spezifische Reibleistung über Schaltvorgang
\dot{q}_m	W/mm ²	mittlere spezifische Reibleistung über Schaltzyklus
r	mm	Radius eines Mikrokontaktpunktes
S_H	1/s	Schalhäufigkeit
$S_{H,\text{äq}}$	1/s	äquivalente Schalhäufigkeit
s_R	m	Reibweg
s_{Ring}	mm	Verschiebung des Synchronringes
t_A	s	Dauer des Pressungsaufbaus
t_S	s	Beanspruchungsdauer (Schaltungsdauer)
t_T	s	Taktzeit
T_R	Nm	Reibmoment in der Kegelreibfläche der Synchronisierung
T_{Schlepp}	Nm	Schleppmoment des Prüfstandes
T_Z	Nm	Rückstellmoment bzw. Verzahnungsmoment
u	–	Überdeckungsgrad
v	m/s	Gleitgeschwindigkeit

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
v_0	m/s	Anfangsgleitgeschwindigkeit
v_N	mm ³	Verschleißvolumen pro Schaltung
v_q	mm ³ /J	Verschleißvolumen pro spezifischer Reibarbeit
v_{rel}	m/s	Relativgeschwindigkeit
ΔV	mm ³	Verschleißvolumen
$\dot{V}_{\text{Öl}}$	l/min	Ölvolumenstrom
W_R	Nm	Reibarbeit
α	W/(mm ² K)	Wärmeübergangskoeffizient
β	°	halber Kegelwinkel der Kegelreibfläche
γ	°	Dachschrägenwinkel
η_Z	mm	Veränderung der Verschleißhöhe
λ	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit
μ	–	Reibwert in der Kegelreibfläche
μ_D	–	Reibwert der Dachschrägen
μ_K	–	Reibwert der Kegelreibfläche
$\bar{\mu}$	–	mittlerer Reibwert während einer Schaltung
$\bar{\mu}_T, \bar{\mu}_H$	–	mittlerer Reibwert während der Tieflage bzw. der Hochlage
μ_{SG}	–	Reibwert zwischen Schiebemuffe und Schaltgabel bzw. Gleitsteinen
η	Ns/m ²	dynamische Viskosität
ν	mm ² /s	kinematische Viskosität
ρ	kg/m ³	Dichte
$\Delta\vartheta$	K	Temperaturerhöhung
$\Delta\vartheta_R$	K	Temperaturerhöhung der Reibfläche
$\Delta\vartheta_{lok}$	K	lokale Temperaturüberhöhung im Reibkontakt
ϑ_0	°C	Umgebungstemperatur
ϑ_B	°C	Bauteiltemperatur
$\vartheta_{\text{Öl}}$	°C	Öltemperatur
ϑ_R	°C	Reibflächentemperatur
τ_{Grenz}	N/mm ²	Schubspannung in der Grenzschicht
τ_{Fluid}	N/mm ²	Scherspannung im Fluid
ω_0	1/s	Anfangswinkelgeschwindigkeit
χ		Wärmeaufteilungsfaktor

1 Einleitung

Trotz neuer Entwicklungen auf dem Gebiet der automatischen Fahrzeuggetriebe und hier insbesondere der stufenlos verstellbaren Getriebe ist das konventionelle Handschaltgetriebe sowohl im Pkw- als auch im Nkw-Bereich gegenwärtig die verbreitetste Bauform im europäischen Fahrzeugmarkt. Eine wesentliche Baugruppe von handgeschalteten Stufengetrieben ist die Sperrsynchrisierung, die für einen komfortablen und störungsfreien Ablauf des Schaltungsvorganges sorgen soll. Aber auch die im Augenblick in der Entwicklung befindlichen Getriebekonzepte, wie Doppelkupplungsgetriebe oder eine Automatisierung herkömmlicher Stufengetriebe, erfordern weiterhin den Einsatz von Synchronisierungen.

Abbildung 1 zeigt ein konventionelles fünfgängiges Stufengetriebe in Vorgelegebauweise für den Hinterachs Antrieb. Prinzipbedingt besteht eine Drehzahldifferenz zwischen der Welle und dem zu schaltenden Losrad entsprechend dem Übersetzungssprung des Gangwechsels. Die Sperrsynchrisierung sorgt für einen kraftschlüssigen Drehzahlgleich zwischen Zahnrad und Welle vor dem Aufbau einer formschlüssigen Verbindung.

Neben der Grundforderung nach Funktionssicherheit unter allen Einsatzbedingungen und einer ausreichenden Lebensdauer ergänzen weitere Forderungen nach hohem Schaltkomfort, hoher Leistungsfähigkeit, Verträglichkeit mit anderen Getriebekomponenten, geringem Bau- raum und Gewicht sowie geringen Kosten das Anforderungsprofil (**Abbildung 2**). Die sich

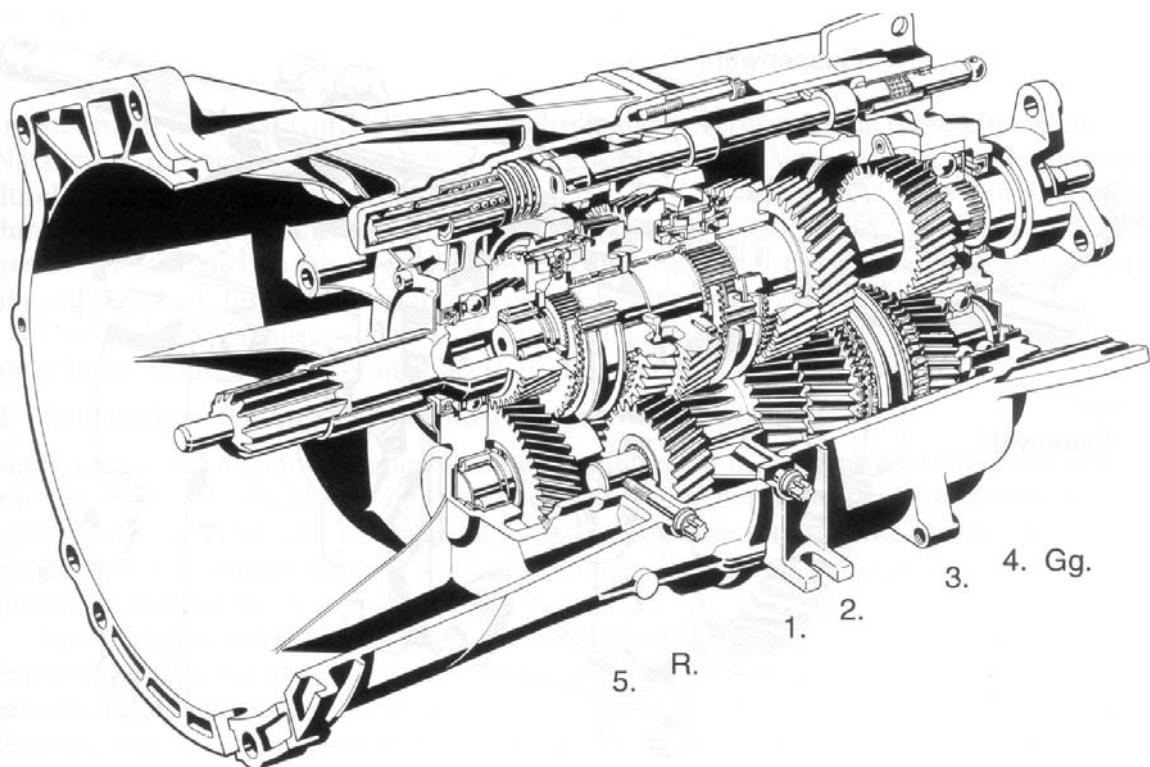


Abbildung 1: Pkw-Handschaltgetriebe für Hinterachs Antrieb (ZF S 5-31)

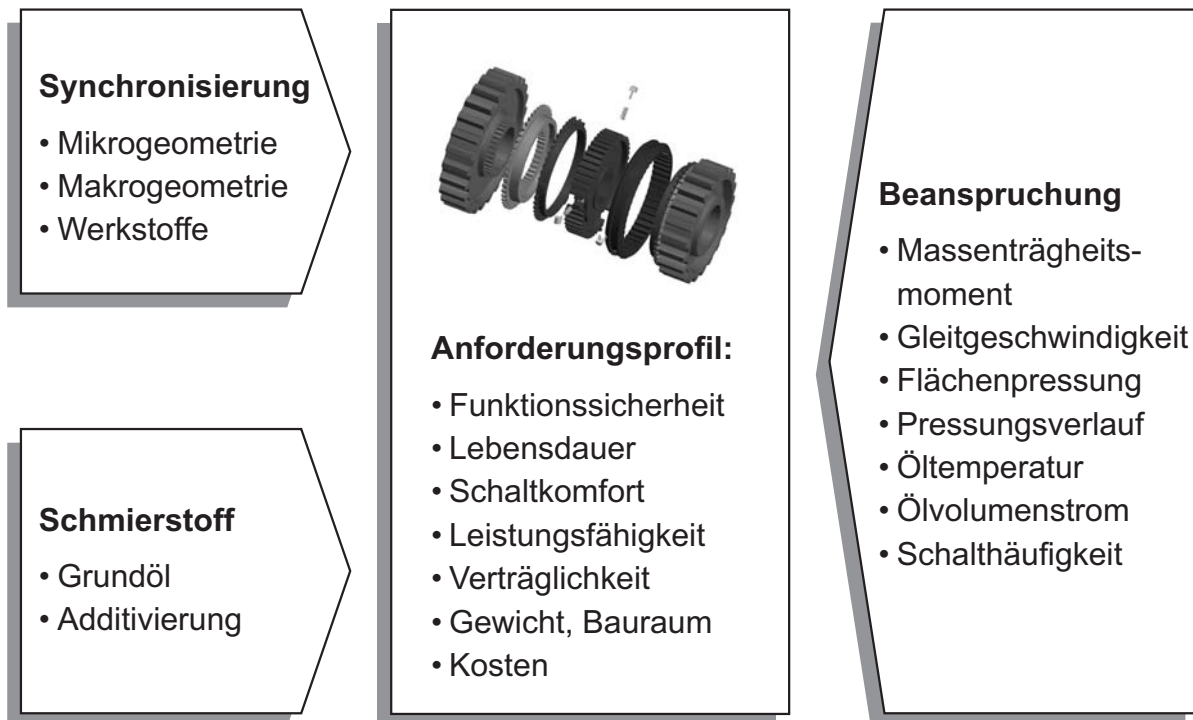


Abbildung 2: Anforderungsprofil und Einflussgrößen von Synchronisierungen

fortwährend ändernden Randbedingungen und der Kostendruck erfordern eine ständige Weiterentwicklung insbesondere durch den Einsatz neuer Werkstoffe, Schmierstoffe und Fertigungstechnologien. Die Automatisierung des Schaltvorganges durch Aktoren verbunden mit einer Reduzierung der Schaltzeiten führt beispielsweise zu einem Anstieg der Beanspruchung, das heißt die Forderung nach hoher Leistungsfähigkeit einer Synchronisierung gewinnt an Bedeutung, während die Frage des Schaltkomforts in den Hintergrund rückt.

Die konstruktive Auslegung des komplexen tribologischen Systems „Synchronisierung“ ist von einer Vielzahl unterschiedlichster Faktoren abhängig. Neben den Eigenschaften des Werkstoffes und der Makro- bzw. Mikrogeometrie der Reibflächen spielen die Eigenschaften des Schmierstoffes und die Beanspruchungsbedingungen eine entscheidende Rolle. Die Geometrie sowie die Werkstoff- und Schmierstoffeigenschaften können entsprechend den Bedürfnissen gezielt ausgewählt werden. Dagegen hängt die Beanspruchung in erster Linie vom Fahrer bzw. vom Schaltkennfeld bei automatisierten Getrieben und vom Streckenprofil ab.

Die Beanspruchbarkeit des tribologischen Systems wird in der Praxis auf Verschleißprüfständen oder Komponentenprüfständen ermittelt. Eine optimale Auslegung des Systems hinsichtlich der Forderung nach ausreichender Funktions- und Lebensdauer auf der einen Seite sowie geringen Bauraum, Gewicht und Kosten auf der anderen Seite ist mit erheblichem Prüfaufwand, der einen entscheidenden Teil der Entwicklungskosten verursacht, verbunden.

Daher wurden von LÖSCHE [38] grundlegende Untersuchungen zum Einfluss der beiden Beanspruchungsgrößen Gleitgeschwindigkeit und Flächenpressung auf das tribologische Verhalten durchgeführt und ein Verfahren zur rechnerischen Lebensdauerabschätzung erarbeitet. Ein

wesentliches Ergebnis dieser Untersuchungen ist, dass die Temperatur als mögliche entscheidende Einflussgröße erkannt wurde und sich ein Modell zur Verschleißberechnung basierend auf der Reibarbeit und einem Temperaturansatz anbietet. Diese sowie andere Untersuchungen zeigten bereits, dass neben Pressung und Gleitgeschwindigkeit auch andere Beanspruchungsparameter einen direkten oder indirekten Einfluss auf die Betriebsbedingungen und somit auf das Funktions- und Lebensdauerverhalten von Synchronisierungen haben können.

Das Ziel dieser Arbeit ist zum einen, die von LÖSCHE aufgestellten Hypothesen insbesondere hinsichtlich des Temperatureinflusses zu überprüfen und zu untermauern. Zum anderen sollen weitere Beanspruchungsgrößen, die im realen Fahrbetrieb eine Rolle spielen, mit einbezogen werden. Es geht dabei im Wesentlichen um die Schalthäufigkeit, die Öltemperatur, das zu synchronisierende Massenträgheitsmoment und der Schaltkraftverlauf.

Die Arbeit gliedert sich in einen experimentellen und einen theoretischen Teil. Die experimentellen Untersuchungen wurden auf den Universal-Reibflächenprüfständen des Instituts für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie durchgeführt. Durch gezielte Variation wurden die Auswirkungen der oben genannten Einflussgrößen auf das tribologische Verhalten sowohl bei konstanter als auch bei Kollektivbeanspruchung ermittelt. Parallel wurden theoretische Betrachtungen auf der Grundlage eines FE-Modells zur Simulation der thermischen Belastung durchgeführt, mit dem Ziel, den Einfluss der Beanspruchungsgrößen auf thermische Größen zurückzuführen und anhand dieser Größen das tribologische Verhalten zu bewerten. Dies soll insbesondere eine Beurteilung der realen Beanspruchungen hinsichtlich ihrer thermischen oder allgemein tribologischen Wirkung, eine praxisgerechtere Lebensdauerabschätzung, eine Substitution von Prüfstandsversuchen durch Modellrechnungen und somit letztendlich eine Verringerung des Prüfaufwandes ermöglichen.

Ein vielfach angestrebtes Ziel, die Entwicklung neuer Systeme ohne Prüfstandsversuche, wird jedoch auch in naher Zukunft nicht möglich sein, da ein umfassendes Verständnis aller wirkenden Systemgrößen und Wechselwirkungen nicht absehbar ist. Theoretische Modelle können aber hilfreich sein, den qualitativen und quantitativen Einfluss einzelner Größen des Gesamtsystems zu erkennen und die Ergebnisse weniger Versuche auf andere Betriebsbedingungen und Neuentwicklungen zu übertragen.

2 Stand der Technik

Dieser Abschnitt gibt zunächst einen Überblick über die allgemein anerkannten Vorstellungen bezüglich Reibung und Verschleiß sowie die Grundbegriffe der Tribologie, anschließend wird der aktuelle Kenntnisstand zum tribologischen System „Synchronisierung“ dargestellt.

2.1 Grundbegriffe der Tribologie

Verschleiß ist nach DIN 50320 definiert als „der fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers, hervorgerufen durch mechanische Ursachen, das heißt Kontakt und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers“. Die Beanspruchung der Oberfläche des festen Körpers durch Kontakt mit einem Gegenkörper unter Relativbewegung wird als tribologische Beanspruchung bezeichnet. Im Unterschied zu den Festigkeitseigenschaften wie Zug- oder Druckfestigkeit, die als stoffbezogene Werkstoffkenngrößen angesehen werden, resultiert der unter tribologischen Beanspruchungen auftretende Verschleiß aus dem Zusammenwirken aller am Verschleißvorgang beteiligten Elemente und kann nur durch systembezogene Verschleißkenngrößen beschrieben werden. **Abbildung 3** zeigt schematisch ein tribologisches System.

Die Struktur eines tribologischen Systems ist gekennzeichnet durch die am Verschleißvorgang beteiligten Elemente sowie ihre tribologisch relevanten Eigenschaften und Wechselwirkungen. Voraussetzung für das Auftreten von Verschleißerscheinungen ist das Einwirken einer Beanspruchung auf die Struktur des Systems. Das Verschleißbild ist gekennzeichnet durch die Verschleißerscheinungsform, die vom wirkenden Verschleißmechanismus abhängig ist, und die Verschleiß-Messgröße, die den Materialabtrag quantifiziert.

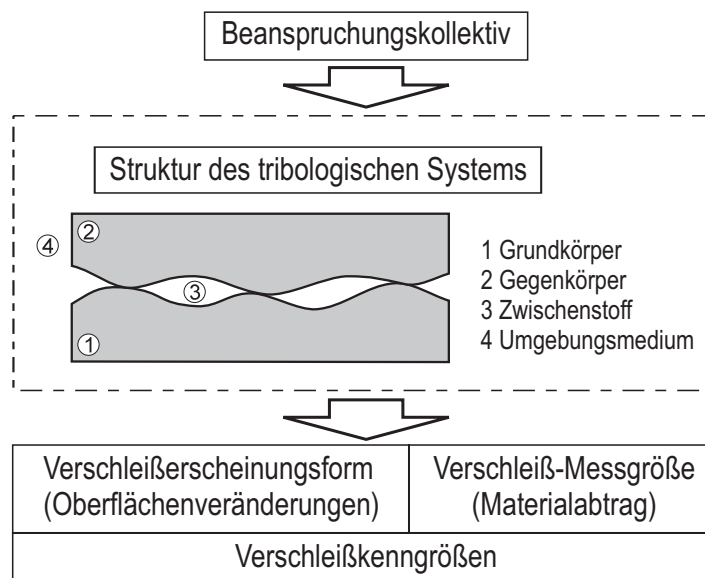


Abbildung 3: Aufbau eines tribologischen Systems [12]

2.1.1 Beanspruchungsgrößen

Die charakteristischen Merkmale einer Beanspruchung sind die Bewegungsform und der zeitliche Bewegungsablauf sowie die technisch-physikalischen Beanspruchungsparameter.

Alle Bewegungsformen können auf die Elementar-Bewegungsformen – Gleiten, Rollen, Stoßen, Strömen – oder deren Überlagerung zurückgeführt werden. Der zeitliche Ablauf kann kontinuierlich, oszillierend oder intermittierend sein. Die technisch-physikalischen Beanspruchungsparameter eines Verschleißvorganges sind die Normalkraft, die Relativgeschwindigkeit, die Temperatur und die Beanspruchungsdauer.

Ein Beanspruchungskollektiv setzt sich aus mehreren Beanspruchungen zusammen, die sich durch mindestens ein Merkmal voneinander unterscheiden. Da die Bewegungsform und der Bewegungsablauf in den meisten Fällen durch die konstruktive Ausführung und die Funktion des Systems vorgegeben sind, liegen die Unterschiede vor allem in den Beanspruchungsparametern.

2.1.2 Verschleißkenngrößen

Der in einem tribologischen System aufgrund der Beanspruchung auftretende Verschleiß lässt sich durch systemspezifische Verschleißkenngrößen beschreiben. Die Verschleißkenngrößen gliedern sich in Verschleiß-Messgrößen und Verschleißerscheinungsform.

Die Verschleiß-Messgrößen sind ein direktes oder indirektes Kennzeichen für die Gestalt- oder Massenänderung eines Körpers durch Verschleiß. Zu beachten ist, dass Verschleiß-Messgrößen keine Werkstoff- sondern Systemkenngrößen darstellen und eine Angabe von Zahlenwerten für diese Messgrößen nur in Verbindung mit den Merkmalen des Beanspruchungskollektivs und der Struktur des tribologischen Systems sinnvoll ist. Nach DIN 50321 wird zwischen direkten, bezogenen und indirekten Messgrößen unterschieden.

Die Gestalt- oder Massenänderung eines verschleißenden Körpers kann durch direkte Messgrößen angegeben werden. Eine direkte Verschleiß-Messgröße ist zum Beispiel der Verschleißbetrag als Maß für die Längen-, Flächen-, Volumen- oder Massenänderung des verschleißenden Körpers.

Die bezogenen Verschleiß-Messgrößen beschreiben die Abhängigkeit des Verschleißbetrages von einer Bezugsgröße. Sie können durch die mathematische Ableitung des Verschleißbetrages nach der Bezugsgröße ermittelt werden. Da der Verschleißverlauf im allgemeinen nicht linear ist, sollte das Intervall der Bezugsgröße angegeben werden, für den der ermittelte Zahlenwert gilt. Übliche Bezugsgrößen sind die Beanspruchungsdauer, der Beanspruchungsweg oder der Durchsatz.

Die Dauer der Beanspruchung, in der ein tribologisches System durch Verschleiß seine Funktionsfähigkeit verliert, oder die Durchsatzmenge, die zum Ausfall eines Bauteiles führt, sind den indirekten Verschleiß-Messgrößen zuzuordnen.

Die Messung von direkten Verschleiß–Messgrößen ist zu empfehlen, wenn es hauptsächlich auf den Zustand des Verschleißkörpers nach Unterbrechung oder Beendigung der Beanspruchung ankommt. Sollen Aussagen über den Verschleißverlauf gemacht werden, ist die Erfassung von bezogenen Größen aufschlussreich. Indirekte Messgrößen kommen zum Einsatz, falls die Erfassung von direkten Größen einen nicht tragbaren Aufwand erfordert oder den Versuchsablauf stört. Diese Messgrößen werden ebenfalls verwendet, wenn lediglich die verschleißbedingte Abnahme der Funktionstüchtigkeit von Interesse ist.

2.1.3 Verschleißerscheinungsform

Die auftretenden Verschleißerscheinungsformen sind abhängig vom wirkenden Verschleißmechanismus. Adhäsion ist eine Mikrokaltverschweißung durch Bildung atomarer Bindungen nach dem Durchbrechen schützender Oberflächenschichten infolge lokaler hoher Pressungen an einzelnen Rauheitserhebungen. Da diese Stellen unter Umständen eine höhere Festigkeit als der Grundwerkstoff aufweisen, kann es bei der Trennung dieser Verbindungen zur Bildung von neuen Grenzflächen kommen. Der Verschleißmechanismus Adhäsion lässt sich vereinfacht durch eine Abfolge von Einzelprozessen beschreiben. Diese Einzelprozesse sind die Deformation kontaktierender Rauheitserhebungen unter den wirkenden lokalen Normal- und Tangentialspannungen, die Zerstörung von Oberflächendeckschichten, die Bildung adhäsiver Grenzflächenverbindungen in Abhängigkeit von der chemischen Natur der Kontaktpartner, die Zerstörung von Grenzflächenverbindungen und Materialübertrag, die Modifikation übertragender Materialfragmente (z. B. Verfestigung) und letztendlich die Abtrennung übertragender Materialfragmente in Form von Verschleißpartikeln [10].

Die Ritzung und Mikrozerspanung des Grundkörpers bedingt durch einen härteren und raueren Gegenkörper oder harte Partikel im Zwischenstoff wird als Abrasion bezeichnet. Abrasiver Verschleiß kann durch einen oder mehrere überlagerte Teilprozesse – Bildung von starken plastischen Verformungen und Aufwerfungen an den Furchungsrändern, Werkstoffermüdungsprozesse mit Materialabtrag, Mikrospanen sowie Rissbildung und -ausbreitung – hervorgerufen werden.

Die Oberflächenzerrüttung ist gekennzeichnet durch Ermüdung, Rissbildung, Risswachstum und Abtrennen von Werkstoffpartikeln. Durch zyklisch wechselnde Normal- und Tangentialkräfte, die in und unterhalb der kontaktierenden Grenzflächenbereiche ständig wechselnde Zug- und Druckspannungen bewirken, kommt es zu einer Schadensakkumulation in Form von Versetzungsbewegungen und Versetzungsstaus. Ein Anriss entsteht schließlich durch die Vereinigung mehrerer Versetzungen. Die lokalen hohen Spannungen an der Risspitze führen zu einem Risswachstum, bis bei einer kritischen Risslänge ein Verschleißpartikel abgetrennt wird. Dieser Verschleißmechanismus ist hauptsächlich bei der Wälzbeanspruchung in den Oberflächenbereichen von Grund- und Gegenkörper wirksam, wo sich aufgrund der Linien- oder Punktberührung hohe Pressungen ergeben.

Als tribochemische Reaktion werden chemische Prozesse bezeichnet, die die Eigenschaften der äußeren Grenzschichten des Systems verändern und durch dissipierte Reibungsenergie aktiviert werden. Die entstehenden Reaktionsprodukte bilden Bereiche, die mechanische Spannungen häufig nur begrenzt abbauen können und beim Erreichen eines kritischen Zustandes spröde ausbrechen. Neben der Verschleißerhöhung kann es aber auch zu einer Verschleißreduzierung kommen. Eine Verschleißminderung tritt vor allem dann auf, wenn die Reaktionsschichten einen direkten metallischen Kontakt der Reibpartner mit schwerem adhäsiven Verschleiß verhindern [10].

2.2 Tribologisches System „Synchronisierung“

Synchronisierungen sind ein unverzichtbarer Bestandteil von modernen, automatisierten oder handgeschalteten Fahrzeuggetrieben. Durch sie wird ein komfortabler und störungsfreier Schaltvorgang gewährleistet, was zu Anfang der Entwicklung von Kfz-Schaltgetrieben vom Geschick des Fahrers beim „Zwischengas“ geben abhing.

Stufenschaltgetriebe sind so ausgeführt, dass sich die Laufverzahnungen der einzelnen Gänge, auch wenn sie nicht an der Leistungsübertragung beteiligt sind, ständig im Eingriff befinden. Dabei ist ein Zahnrad fest mit der Welle verbunden, während das zugehörige Losrad zunächst frei auf der Welle rotieren kann. Der Leistungsfluss wird hergestellt, in dem das jeweilige Losrad über eine Zahnkupplung mit der Welle verbunden wird. Aufgrund der unterschiedlichen Übersetzungen ergibt sich bei einem Gangwechsel zwangsläufig eine Drehzahldifferenz zwischen zu schaltendem Losrad und Welle. Die Aufgabe einer Sperr-synchronisierung besteht darin, diese Drehzahldifferenz abzubauen und bis zum Synchronlauf den Aufbau der formschlüssigen Verbindung zu verhindern. Beim Hochschalten müssen die motorseitigen Getriebeelemente verzögert, beim Herunterschalten beschleunigt werden.

Das Funktionsverhalten der Synchronisierung hängt entscheidend von der optimalen Abstimmung des kompletten Systems mit seiner Geometrie, der verwendeten Werkstoffpaarung und dem Schmierstoff auf die zu erwartenden Betriebsbedingungen ab.

2.2.1 Bauformen

Im Laufe der Entwicklung sind eine Vielzahl verschiedenartiger, konstruktiver Varianten von Synchronisierungen entstanden. Ihr primäres Unterscheidungsmerkmal ist die Ausführung mit bzw. ohne Sperreinrichtung, die ein Einrücken der Kupplungsverzahnung vor Erreichen des Gleichlaufs verhindern soll. In aktuellen Getrieben werden ausschließlich Systeme mit Sperrmechanismus eingesetzt. Weitere Unterscheidungsmerkmale sind die Geometrie und die Anzahl der Reibelemente sowie deren räumliche Lage bezüglich der Sperreinrichtung.

Als gebräuchlichste Bauform in der Praxis hat sich die Sperr-synchronisierung nach dem System BORG-WARNER (**Abbildung 4**) teilweise mit geringfügigen Abwandlungen durchgesetzt. Die charakteristischen Konstruktionsmerkmale dieser Bauform sind eine konusförmige Reibfläche zwischen dem Synchronkonus (2), der mit dem Gangrad (1) verbunden

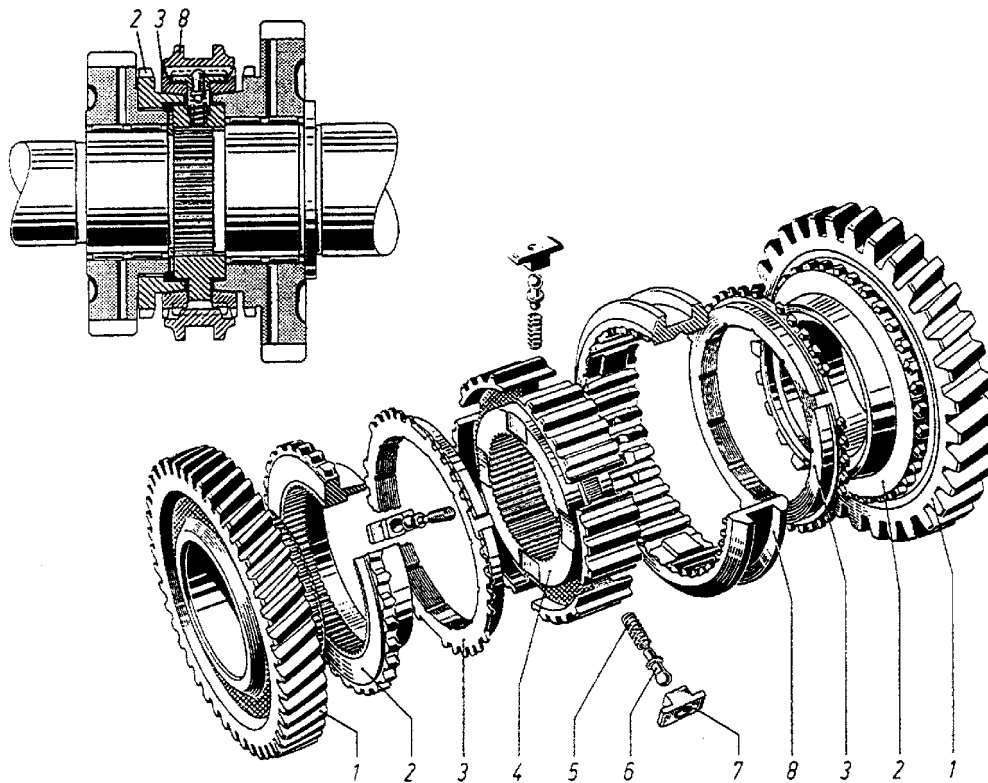


Abbildung 4: Sperrsynchronisierung System Borg-Warner [37]

ist, und dem Synchronring (3), der über den Kupplungskörper (4) mit der Welle in Verbindung steht, sowie eine abgeschrägte Sperrverzahnung am Synchronring. Die formschlüssige Verbindung wird über die Verzahnung der Schiebemuffe und die Kupplungsverzahnung des Synchronkonus hergestellt. Im Zuge steigender Leistungsdichte von Getrieben werden im zunehmenden Maße auch Synchronisierungen mit zwei oder drei Reibflächen eingesetzt.

Der Ablauf des Synchronisationsvorganges lässt sich in mehrere Phasen unterteilen (**Abbildung 5**):

1. Durch die Schaltkraft bewegt sich die Schiebemuffe (8) mitsamt der federbelasteten Druckstücke (7) in die Richtung des zu schaltenden Gangrades. Nach Überwindung aller Schaltspiele werden die Konusflächen von Synchronring (3) und Synchronkonus (2) durch die Druckstücke aufeinandergepresst. Der Synchronring wird im Kupplungskörper (4) durch das Reibmoment T_R im Rahmen des tangentialen Spieles verdreht. Die Verzahnung von Ring und Schiebemuffe sind nun um eine halbe Verzahnungsbreite gegeneinander verschoben. Diesen Vorgang nennt man Vorsynchronisation.
2. Ist die Schaltkraft größer als die Vorsynchronisationskraft, die abhängig von der Vorspannung der Druckfeder (5) ist, bewegt sich die Schiebemuffe weiter, bis die Sperrverzahnung am Synchronring und die Verzahnung der Schiebemuffe aufeinandertreffen. Solange das Sperrmoment T_R , resultierend aus der Reibung zwischen den Konusflächen, größer ist als das sich aufgrund der Dachschrägenwinkel an der Verzahnung einstellende Rückstellmoment T_Z , findet keine weitere axiale Verschiebung der Schiebemuffe statt. Die

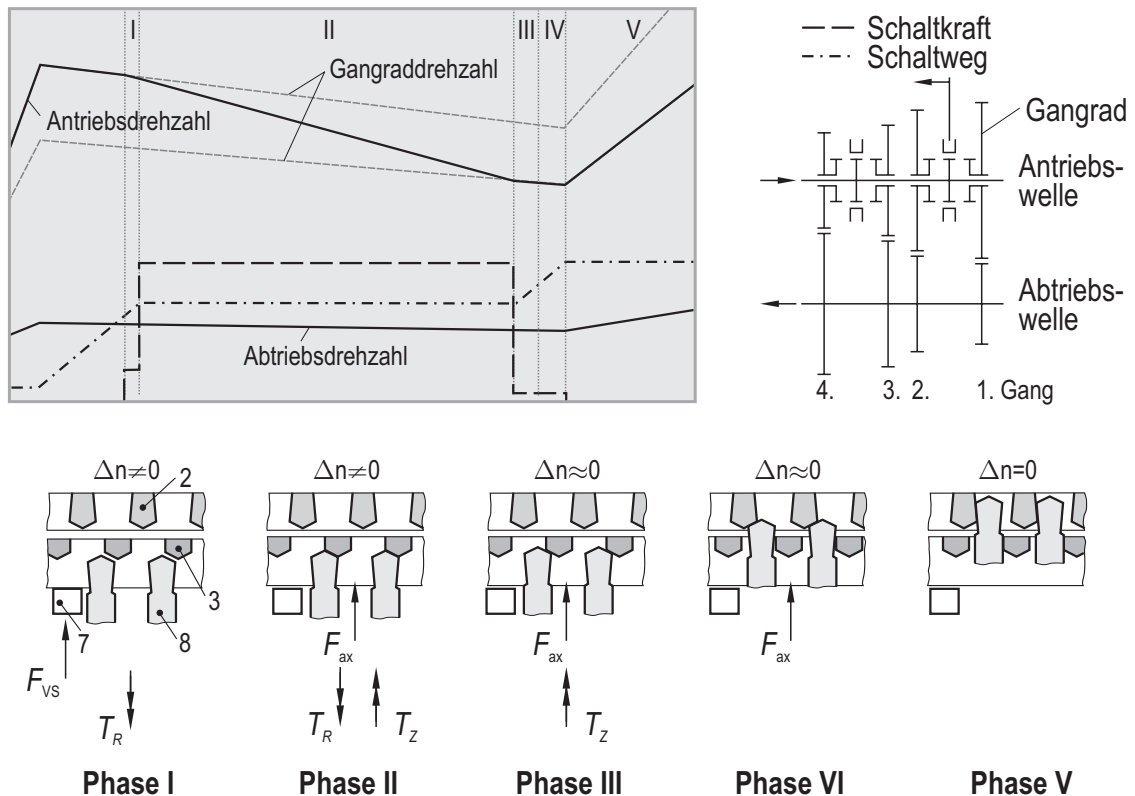


Abbildung 5: Ablauf eines Synchronisationsvorgangs beim Hochschalten mit Synchronisierereinrichtung auf der Antriebswelle [33]

motorseitigen Getriebeelemente werden durch das Reibmoment beschleunigt bzw. verzögert. Es findet die Hauptsynchronisation statt.

3. Bei Gleichlauf von Synchronring und Synchronkonus wird das Sperrmoment $T_R \approx 0$. Das Rückstellmoment T_Z bewirkt nun eine Verdrehung des Synchronringes bis sich jeweils Zahn und Zahnücke gegenüberstehen. Die Verzahnung der Schiebemuffe rutscht durch die Sperrverzahnung des Synchronringes
4. Die Verzahnung der Schiebemuffe gleitet mit den Dachschrägen auf der Kupplungsverzahnung am Synchronkonus ab und verdreht den Kupplungskörper mitsamt Synchronring und Schiebemuffe bis Zahn und Zahnücke gegenüberstehen.
5. Die formschlüssige Verbindung zwischen Abtriebswelle und Losrad wird hergestellt.

Eine Störung im Funktionsablauf macht sich durch ein „ratschendes“ Geräusch, wenn die Verzahnung der Schiebemuffe unter Differenzdrehzahl in die Kupplungsverzahnung einfädelt, bemerkbar.

2.2.2 Ausfallmechanismen

Eine einwandfreie Funktion der Sperrsynchrosierung ist nur gewährleistet, wenn das Sperrmoment in der Reibfläche größer als das Rückstellmoment an der Sperrverzahnung ist, solange eine Differenzdrehzahl besteht. Das Sperrmoment T_R berechnet sich aus dem

wirksamen Durchmesser der Reibfläche d_N , dem halben Kegelwinkel β , der Axialkraft F_{ax} und dem Reibwert in der Reibfläche μ .

$$T_R = F_{ax} \cdot \frac{d_N}{2} \cdot \frac{\mu}{\sin \beta} \quad (2.1)$$

Das Rückstellmoment T_Z ist neben der Axialkraft eine Funktion des Dachschrägenwinkels γ , des mittleren Dachschrägendurchmessers d_D und des Reibwertes an den Dachschrägen μ_D .

$$T_Z = F_{ax} \cdot \frac{d_D}{2} \cdot \left(\frac{\cos \frac{\gamma}{2} - \mu_D \cdot \sin \frac{\gamma}{2}}{\sin \frac{\gamma}{2} + \mu_D \cdot \cos \frac{\gamma}{2}} \right) \quad (2.2)$$

Wird die Sperrbedingung $T_R > T_Z$ verletzt, kommt es zu einem vorzeitigen Durchrutschen der Schiebemuffe. Der Ausfall einer Synchronisierung kann auf drei Ursachen zurückgeführt werden:

- **Axialverschleiß:** Der Reibkontakt erfolgt bedingt durch Verschleiß an Synchronring und/oder Synchronkonus nach dem Aufzehren der Verschleißreserve nicht mehr ausschließlich an den Konusflächen, sondern in zunehmenden Maße an den planen Flanschflächen. Die Verstärkung der Axialkraft über den Winkel der Konusflächen entfällt, folglich nimmt auch das Reibmoment ab.
- **Reibwertabfall:** Der Reibwert der Kegelreibkupplung sinkt aufgrund veränderter tribologischer Eigenschaften der Reibflächen oder des Schmieröles ab. Unterschreitet das Reibmoment einen Minimalwert, kommt es zum vorzeitigen Durchschalten.
- **Dachschrägenverschleiß:** Die Winkel der Dachschrägen nehmen durch Verschleiß ab. Bei gleichbleibendem Reibmoment kommt es zu einer Erhöhung des Rückstellmomentes.

Die Ausfallmechanismen Axial- und Dachschrägenverschleiß treten erst nach einer größeren Anzahl von Schaltungen auf und stellen unvermeidlich das Ende der Lebensdauer dar, da sich die geometrischen Eigenschaften der Synchronisierung geändert haben. Die Ausfallursache Reibwertabfall dagegen beruht auf einer Änderung der tribologischen Eigenschaften des Systems und kann schon nach kurzer Gebrauchsdauer zum Ausfall führen. In diesem Fall kann unter Umständen ein Schmierstoffwechsel oder eine Temperaturänderung die Funktionsfähigkeit des Systems über längere Zeit wiederherstellen¹.

Darüber hinaus können weitere Funktionsstörungen auftreten, die aber in den meisten Fällen lediglich eine Beeinträchtigung des Schaltkomforts oder eine einmalige Funktionsstörung und keinen endgültigen Ausfall darstellen. Das Hochschaltkratzen tritt auf, wenn sich nach dem ordnungsgemäßen Passieren der Sperrverzahnung zum Beispiel durch Verlustmomente wiederum eine Differenzdrehzahl aufbaut; dies wird begünstigt durch eine hohe Ölviskosität,

¹ Auch bei den anderen Ausfallursachen kann ein Ölwechsel zu einer Erhöhung des Reibwertes und einer vorübergehenden Funktionsfähigkeit führen, die aber bei fortschreitendem Verschleiß nur von begrenzter Dauer ist.

eine niedrige Schaltgeschwindigkeit oder einen großen Überschiebeabstand. Verschlissene Verzahnungen können Schaltkraftüberhöhungen nach dem eigentlichen Synchronisationsvorgang bewirken oder sogar einen Aufbau der formschlüssigen Verbindung verhindern. Weiterhin können Selbsthemmung in Folge eines zu hohen statischen Reibwerts oder Wärmedehnungen sowie Fressen den Aufbau des Formschlusses verhindern, wenn dadurch eine Verdrehung des Synchronringes auf dem Konus unmöglich wird.

Das Verschleiß- und Reibungsverhalten der konusförmigen Reibfläche stellt in den meisten Fällen den begrenzenden Faktor für das Funktions- und Lebensdauerverhalten der Synchronisierung dar.

2.2.3 Werkstoffe und Schmierstoffe

Das tribologische System muss vielfältigen Anforderungen gerecht werden. Hinsichtlich einer optimierten geometrischen Auslegung des Systems sollte der Reibwert während eines Synchronisationsvorganges sowie über der gesamten Lebensdauer konstant bleiben. Außerdem sollten die Werkstoffe der Reibpartner eine ausreichende Verschleißfestigkeit aufweisen und bei Bedarf die Fähigkeit besitzen, in Wechselwirkung mit dem Schmierstoff eine verschleißhemmende Schutzschicht zu bilden. Eine ausreichende Sicherheit gegen Überlastung, Temperaturbeständigkeit und Ölverträglichkeit sowie Korrosionsbeständigkeit gegenüber gealterten Schmierstoffen und den Additiven sind weitere Forderungen an den Werkstoff. Die Werkstoffe der beiden Reibflächen sollten eine geringe Neigung zu adhäsiven Wechselwirkungen besitzen, um die Gefahr des Fressens zu minimieren [2][41][60][67].

Die geforderten Eigenschaften des Werkstoffes können jedoch nicht unabhängig vom Schmierstoff erreicht werden. Es ist immer eine Betrachtung des kompletten tribologischen Systems erforderlich.

Der Synchronkonus wird üblicherweise aus Einsatzstahl mit einer Oberflächenhärte von etwa 60 HRC und einem Mittenrauhwert von 0,16...0,25 μm gefertigt. Auch eine Beschichtung der Konusoberfläche z.B. mit Molybdän wird in der Praxis angewendet [47][50][58].

Für die Synchronringe kommen Werkstoffe wie Messing, Schmiedestahl oder Sinterstahl zum Einsatz. Synchronringe aus Messing kommen in der Regel ohne zusätzliche Beschichtung der Reibfläche aus. Der Grundwerkstoff weist akzeptable Reibungs- und Verschleißigenschaften bei moderaten Beanspruchungsbedingungen auf. Dadurch wird eine kostengünstige Fertigung ermöglicht.

Synchronringe aus Stahl werden zumeist mit Reibbelägen oder Beschichtungen versehen. Eine duktile Grundmatrix des Belages bzw. der Beschichtung sorgt für eine gute Anpassung an den Gegenreibkörper, während integrierte Hartstoffpartikel die Verschleißfestigkeit erhöhen; gegebenenfalls können Festschmierstoffe enthalten sein. Gebräuchliche Beschichtungen sind thermische Spritzschichten aus Molybdän oder neuerdings auch Messinglegierungen mit oder ohne spanende Nachbearbeitung; weit verbreitet sind auch Reibbeläge aus Streusinter. Die aktuellen Entwicklungen sind Beläge auf Karbonbasis.

Im Gegensatz zu anderen Maschinenelementen im Getriebe, für die ein geringes Reibungsniveau wünschenswert ist, erfordern Synchronisierungen einen konstanten Reibwert auf höherem Niveau. Die spezielle Aufgabe des Schmierstoffes ist, in Verbindung mit den verwendeten Reibwerkstoffen einen akzeptablen Kompromiss zu finden [25].

In synchronisierten Handschaltgetrieben kommen meist entweder Getriebeöle der Spezifikation API GL-4 oder ATF-Öle zum Einsatz. Der Schmierstoff besteht aus einem mineralischen oder synthetischen Grundöl dem Additive beigemischt werden, die spezielle Eigenschaften sicherstellen sollen. Besondere Bedeutung kommt in diesem Zusammenhang denjenigen Additiven zu, die in Wechselwirkung mit den Reibflächen chemisch oder physikalisch gebundene Oberflächenschichten bilden und so die Bauteile vor starkem Verschleiß schützen sollen.

2.3 Reibung und Verschleiß im Synchrokontakt

Trotz intensiver Forschungsanstrengungen auf dem Gebiet der Tribologie ist es nicht gelungen, einheitliche Theorien für die verschiedenen Mechanismen von Reibung und Verschleiß zu erstellen. Die Zahl der Einflussparameter und die Zusammenhänge sind derart komplex, dass vielfach nur theoretische Ansätze oder empirische Formeln für spezielle Mechanismen gefunden wurden. Dieser Abschnitt soll eine Übersicht über den Stand der Kenntnisse zu Reibung und Verschleiß im Kontakt von Synchronisierungen geben.

2.3.1 Wechselwirkungen im Kontakt

Die allgemein als Reibung bezeichnete Energiedissipation bei der Relativbewegung kontaktierender Körper entsteht aus mehreren im Kontaktbereich ablaufenden Einzelprozessen. In technischen Systemen überlagern sich die als Reibungsmechanismen bezeichneten Einzelprozesse mit zeitlich und örtlich wechselnden Anteilen. Die zeitlichen Änderungen könne kurz- oder langfristiger Natur sein. Kurzfristige Änderungen des Reibungszustandes, wobei hier der Zeitraum eines Schaltzyklus gemeint ist, treten bei instationären Prozessen durch die sich ständig ändernden Betriebsbedingungen auf. Bei Betrachtung eines längeren Zeitraumes über mehrere Schaltungen kann die Mikro- und Makrokontaktgeometrie durch Deformation, Materialabtrag oder Schichtbildung einen ständig wechselnden Charakter aufweisen. Die örtliche Abhängigkeit resultiert aus der Eigenschaft technisch rauher Oberflächen, diskrete Kontaktstellen an einzelnen Rauheitserhebungen auszubilden. Die Kontaktpunktdichte und -größe sowie deren Beanspruchung wird von der Mikrogeometrie geprägt.

Die Funktionsfähigkeit einer Synchronisierung wird durch einen Grenzreibwert – die sogenannte Funktionsgrenze – bestimmt, der während eines Schaltungsvorganges lediglich kurzzeitig unterschritten werden darf. Deshalb sind die Reibflächen von Synchronring und -konus so gestaltet, dass der Schmierstoff zügig aus dem Spalt abgeführt wird. Dennoch erfolgt die Kraftübertragung sowohl über direkten Kontakt der Oberflächen als auch durch Scher-

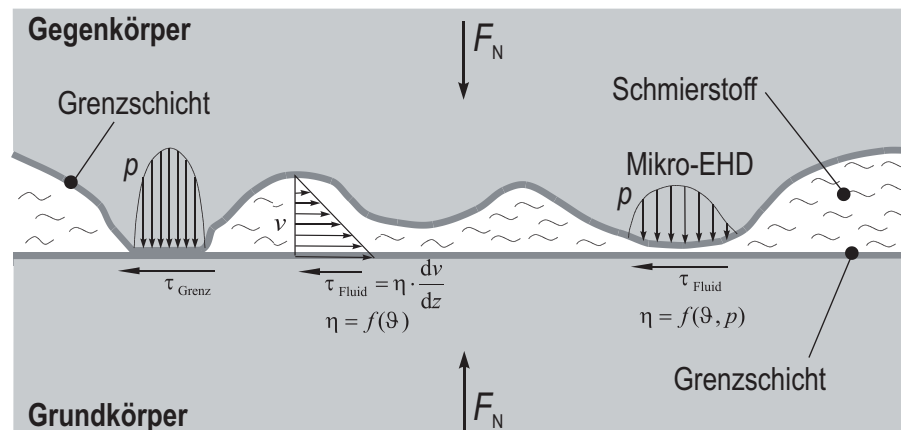


Abbildung 6: Darstellung der Kontaktverhältnisse einer technisch rauhen mit einer ideal glatten Oberfläche

spannungen im Schmierstoff in den Vertiefungen der Oberflächenstruktur und hydrodynamischen Schmierfilmen an einzelnen Rauheitserhebungen (**Abbildung 6**). Während im Gebiet der Flüssigkeitsreibung lediglich das Viskositätsverhalten des Schmierstoffes das tribologische Verhalten prägt, spielen im Gebiet der Festkörper- bzw. Grenzreibung auch die Eigenschaften der sich berührenden Oberflächen eine entscheidende Rolle.

Die Größe des hydrodynamischen und elastohydrodynamischen Druckaufbaus wird von der Relativgeschwindigkeit, der wirkenden Normalkraft, der Makro- und Mikrogeometrie, der Schmierstoffviskosität und dem Verformungsverhalten im Mikrobereich bestimmt. Der Bewegungswiderstand entsteht durch Scherung des Schmierstoffs abhängig vom Schergefälle und der Viskosität des Schmierstoff, die wiederum eine Funktion der Temperatur und des Druckes ist. Eine Energiedissipation durch hydrodynamische Reibung ist in der Regel um einige Größenordnungen geringer als durch Festkörperreibung.

In den Bereichen eines direkten Kontaktes existieren mechanische und stoffliche Wechselwirkungen zwischen den Oberflächen. Die mechanische Komponente entsteht durch elastische oder plastische Deformationen, die von der Mikrogeometrie, den Festigkeitseigenschaften des weicheren Reibpartners und der Normal- und Tangentialbelastung der Oberfläche abhängen.

Die stoffliche Komponente, auch als Adhäsion bezeichnet, entsteht durch molekulare Wechselwirkungen in den diskreten Einzelkontakten. Maßgebliche Faktoren für die Höhe dieser Reibungskomponente sind die Größe der realen mikroskopischen Kontaktfläche und die Neigung der Reibpartner bzw. deren Oberflächenschichten Bindungen einzugehen. Die für die Ausbildung der realen Kontaktfläche verantwortlichen Größen sind die Normal- und Tangentialbeanspruchung, mikro- und makrogeometrische Formabweichungen sowie die mechanischen Eigenschaften der Werkstoffe.

Korrespondierend mit den Reibungsmechanismen treten die in Abschnitt 2.1.3 beschriebenen Verschleißmechanismen auf.

Ein technischer Reibkontakt ist in der Regel durch eine die Festkörper trennende Zwischenschicht gekennzeichnet. Durch chemische und physikalische Wechselwirkungen der Grundwerkstoffe mit aktiven Bestandteilen des Schmierstoffs oder der Umgebung bilden alle technischen Oberflächen Grenzsichten, deren Reibungs- und Verschleißverhalten erheblich von der Charakteristik der Grundwerkstoffe abweichen kann. Die in Getrieben verwendeten Schmierstoffe enthalten spezielle Zusätze, die den Verschleiß durch ständigen Abrieb und Neubildung scherinstabiler Schichten vermindern und adhäsive Wechselwirkungen zwischen den Festkörperoberflächen verhindern sollen und so den Grundwerkstoff vor Materialabtrag schützen.

Von großer Bedeutung für die Reibpaarung ist in diesem Zusammenhang die Kontaktzeit und die Zeit zwischen zwei Kontaktierungen, die von der Relativgeschwindigkeit, der Kontaktpunktgröße und -dichte abhängig ist. Sie bestimmt den Zeitraum, der für eine Regeneration der Oberflächenschichten zur Verfügung steht. Eine weitere maßgebliche Größe für die Schichtbildung ist die Temperatur des Kontaktes, die einerseits für die Reaktionsgeschwindigkeit und andererseits für die Art der Oberflächenschicht² verantwortlich ist.

Der Beitrag der einzelnen Reibungsmechanismen zur Gesamtreibung unterliegt, wie schon angesprochen, ständigen Veränderungen. Fortwährende plastische Deformationen können allerdings nur auftreten, wenn durch Materialabtrag die Ausbildung einer beanspruchungsgerechten Kontaktflächengröße verhindert wird, bei der in keinem Kontaktpunkt die Fliesspressung durch die kombinierte Normal- und Tangentialspannung überschritten wird. Nach dem Einlaufprozess kann aber in jedem Fall davon ausgegangen werden, dass sich das Verhältnis von elastischer und plastischer Formänderung zu Gunsten des elastischen Anteils verschoben hat. Adhäsion setzt eine Zerstörung der schützenden Oberflächenschichten durch Deformation oder hohe Beanspruchungen voraus. Verringert sich die Beanspruchung der einzelnen Kontaktpunkte durch Zunahme der realen Kontaktfläche, so kann zum Beispiel auch der Anteil adhäsiver Wechselwirkungen abnehmen. Letztendlich ist auch der hydrodynamische Anteil von der Oberflächenmikrostruktur abhängig und wird daher durch Deformation und Materialabtrag beeinflusst.

Vielfach wurde auch beobachtet, dass eine nennenswerte Änderung des Reibwertverhaltens innerhalb kurzer Zeit selbst bei konstanter äußerer Belastung auftritt. Als Einflussgrößen für diese Vorgänge wurden die Beanspruchung, die Mikrogeometrie, die Festigkeitseigenschaften und vor allem die Temperatur erkannt.

² Die meisten Schmierstoffe für Getriebe enthalten sowohl Bestandteile, die durch Adsorption physikalisch gebundene Schichten bilden, als auch Bestandteile, die chemisch mit der Oberfläche reagieren. Der untere Temperaturbereich ist dabei den physikalischen Schichten vorbehalten, während bei höheren Temperaturen vorwiegend chemisch gebundene Schichten entstehen.

Die Temperatur kann sich dabei in vielfältiger Hinsicht auf den Reibungsprozess auswirken [30]. Im Einzelnen sind

- die Temperaturabhängigkeit der mechanischen und thermischen Eigenschaften der Reibwerkstoffe, wie Elastizitätsmodul, Fließgrenze, Wärmeleitfähigkeit und –kapazität,
- die Temperaturabhängigkeit der physikalischen Eigenschaften des Schmierstoffes,
- Umwandlungs- oder Ausscheidungsprozesse im Werkstoffgefüge,
- temperaturinduzierte Eigenspannungen und
- thermisch aktivierte, chemische Prozesse, wie Oxidation, Grenzschichtbildung oder Zersetzung des Schmierstoffes und der darin enthaltenen Additive

zu nennen.

Die qualitative Vorhersage der Reibung wird durch die Überlagerung verschiedener Mechanismen erschwert. Es existieren zwar Berechnungsansätze für die durch die einzelnen Mechanismen hervorgerufenen Bewegungswiderstände, ihr Beitrag zum Gesamtreibungsverhalten ist jedoch weitgehend unbekannt.

2.3.2 Berechnungsansätze für den Verschleiß

Analog zu den Reibungsmechanismen ist der Verschleiß verursacht durch mechanische und stoffliche Wechselwirkungen. Dabei sind die in Abschnitt 2.1.3 beschriebenen Verschleißerscheinungsformen Abrasion und Oberflächenzerrüttung mechanischen Ursprungs, während die Adhäsion und tribochemischen Reaktionen den stofflichen Wechselwirkungen zuzuordnen sind.

Unter der Annahme, dass die Anzahl der beanspruchten Mikrokontaktpunkte proportional der Normalkraft ist, was nach den Ergebnissen der Kontaktmechanik bei technischen Oberflächen häufig der Fall ist [21][22][7], und jeder Mikrokontakt mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit zu einem Verschleißpartikel führt, kann vereinfacht eine Proportionalität zwischen Verschleißvolumen und dem Produkt aus Normalkraft und Reibweg angesetzt werden:

$$\Delta V \sim F_N \cdot s_R \quad (2.3)$$

Der Proportionalitätsfaktor ist abhängig vom wirkenden Verschleißmechanismus und kann unter Berücksichtigung der spezifischen Einflussgrößen für jeden einzelnen Mechanismus berechnet werden. Da der Verschleißprozess in technischen Systemen durch eine Überlagerung der Einzelmechanismen geprägt ist, ist eine theoretische Abschätzung nur schwer möglich [10].

Eine Betrachtung der Wirkung der Reibung als energetische Größe in Form der Reibungsarbeit, die nach dem Energieerhaltungssatz vollständig in andere Energieformen übergeht, erfordert keine Kenntnis über die im Kontakt ablaufenden Prozesse. Danach wird der Verschleiß durch eine Energieakkumulation im beanspruchten Volumen bewirkt. Über-

schreitet die Energiedichte eines Impulses ein kritisches Energieniveau, erfolgt das sofortige Lostrennen eines Verschleißpartikels, ansonsten wird die zugeführte Reibungsenergie entweder dissipiert oder irreversibel gespeichert. Durch Lostrennen eines Verschleißpartikels wird die gespeicherte Energie abgebaut, wenn die Energiedichte das kritische Niveau erreicht hat. Das kritische Energieniveau wird als scheinbare Reibungsenergiedichte bezeichnet und kennzeichnet die Energiedichte, die der Werkstoff unter den gegebenen Bedingungen gerade noch ohne Zerstörung erträgt [54].

Die scheinbare Reibungsenergiedichte ist keine rein werkstoffabhängige Kenngröße, sondern auch von den jeweiligen tribologischen Randbedingungen abhängig. Alle den Verschleißprozess beeinflussenden Größen, die nicht in der Reibarbeit Berücksichtigung finden, sind in dieser Kenngröße enthalten. Eine Untersuchung vorliegender experimenteller Ergebnisse [52][53] führt zu der Schlussfolgerung, dass bei Mikroverschleiß³ dieser energetische Ansatz, wonach der volumetrische Verschleißbetrag ein Produkt aus Reibungsarbeit und einem Proportionalitätsfaktor ist, grundsätzlich zur Beschreibung des Verschleißverhaltens geeignet ist. Der Proportionalitätsfaktor, der der scheinbaren Reibungsenergiedichte entspricht, hängt jedoch von einer großen Anzahl von Einflüssen ab, zu denen neben den Eigenschaften des tribologischen Systems auch die Beanspruchungsbedingungen zählen. Da deren Wirkung zum größten Teil nur experimentell quantifizierbar ist, ist eine praktische Anwendung nur bei einer Verifizierung durch Versuche sinnvoll.

Bei den verschiedenen untersuchten Versuchsergebnissen und Literaturquellen [55][40][42] bestand dahingehend Übereinstimmung, dass der Proportionalitätsfaktor eine Funktion einer Temperatur ist, die sich im allgemeinen durch das Produkt aus Gleitgeschwindigkeit und Flächenpressung in Verbindung mit entsprechenden Exponenten ausdrücken lässt (Abschnitt 2.4). In den betrachteten Versuchen gelang es, den Einfluss der Gleitgeschwindigkeit, der Normalkraft und der Geometrie auf den Proportionalitätsfaktor in einem Temperaturansatz zu vereinigen. Verallgemeinernd kann der Zusammenhang zwischen Verschleißvolumen und Reibarbeit bei Auftreten von Mikroverschleiß wie folgt beschrieben werden:

$$\frac{\Delta V}{W_R} = f(F_N^m \cdot v_{\text{rel}}) \quad \text{mit } 0,5 \leq m \leq 1 \quad (2.4)$$

Der Exponent hängt vom betrachteten Tribosystem ab. Die Verschleißfunktion selbst kann je nach System unterschiedlich sein. Auch eine zunächst steigende und dann wieder fallende Funktion ist denkbar.

³ Als Mikroverschleiß wird der Materialabtrag im Bereich der Oberflächenfeingestalt bei unmittelbaren reibungsbehafteten Festkörperkontakt und Relativbewegung bezeichnet, was nach den Begriffen der Normung den Verschleißmechanismen Adhäsion und Abrasion entspricht. Diese Verschleißarten sind durch kontinuierlichen Materialabtrag gekennzeichnet und können durch eine vollständige Trennung der Körper mittels eines Schmierfilms vermieden werden. Die Oberflächenzerrüttung des Werkstoffes in Folge der normalen und tangentialen Belastung wird Makroverschleiß genannt.

Es besteht jedoch keine übereinstimmende Meinung, welche Temperaturkomponente der ausschlaggebende Faktor ist. Nach einer von BLOK [4] aufgestellten Hypothese tritt sogenannter Fressverschleiß, das ist eine Hochlage des Verschleißes mit vorwiegend adhäsivem Charakter, bei einer für das tribologische System charakteristischen Temperatur auf, die nahezu unabhängig von den Beanspruchungsbedingungen ist. Als relevante Vergleichsgröße nennt er die Kontaktflächentemperatur als Summe aus Reibflächentemperatur und den lokalen Temperaturerhöhungen (Blitztemperatur). Eine Vielzahl von nachfolgenden Arbeiten mit experimentellen Untersuchungen auf unterschiedlichen Prüfeinrichtungen bestätigten oder widerlegten diese Hypothese, wobei die Arbeiten mit widersprüchlichen Ergebnissen überwiegen. Übereinstimmung besteht lediglich darüber, dass die Temperatur in irgendeiner Form eine wesentliche Rolle spielt.

2.3.3 Untersuchungen zum tribologischen Verhalten von Synchronisierungen

Eine Reihe von Untersuchungen wurden speziell zum tribologischen Verhalten von Synchronisierungen durchgeführt, wobei jeweils Teilaspekte des komplexen Gesamtsystems im Vordergrund standen.

PFLAUM [49] untersuchte in Prüfstandsversuchen den Einfluss des Schmierstoffes auf das Reibungsverhalten der Baugruppe Synchronisierung. Die Versuche wurden mit unterschiedlichen Reibbelägen in Kombination mit verschiedenen Schmierstoffen – handelsübliche Schmieröle und Referenzöle mit reinen Wirkstoffen sowie Additivpaketen – durchgeführt. Das Reibungs- und Verschleißverhalten kann je nach Schmierstoff und enthaltenen Wirkstoffen erheblich variieren.

Das Reibungs- und Verschleißverhalten mehrerer Werkstoffpaarungen und ihre Eignung für den Einsatz in Synchronisierungen untersuchte SCHAD [59].

Weitere Aspekte des Schmier- und Werkstoffeinflusses wurden von verschiedenen Autoren beleuchtet [9][11][17][41][47][68].

Ein Prüfverfahren für Synchronisierungen erarbeitete RANK [56] auf der Basis experimenteller Untersuchungen. Er führte Versuche mit verschiedenen Kombinationen von Schmierstoff und Reibwerkstoff unter Variation der Beanspruchungsgrößen mit dem Ziel einer Reduzierung der zu prüfenden Parameter durch. Für eine molybdänbeschichtete Synchronisierung sieht er die spezifische Reibarbeit und die maximale spezifische Reibleistung als wichtigste Einflussgrößen an.

Die Arbeit von V. PERPONCHER [48] behandelt die Auswirkungen einer verschleißbedingten Änderung der Oberflächentopographie im Dauerschaltversuch auf das Reibungsverhalten. Im Hinblick auf eine Korrelation von Oberflächentopographie und Reibungsverhalten wählt er die dreidimensional ermittelte Kernrautiefe als charakteristisches Merkmal der Oberflächengestalt und gibt geeignete Messparameter an. Ein Absinken des Reibwertes bei hohen Gleitgeschwindigkeiten bedingt durch eine Glättung der Oberflächentopografie lässt V. PERPONCHER auf einen zunehmenden hydrodynamischen Traganteil schließen.

BRÜGEL [8] führte Lebensdaueruntersuchungen mit Lastkollektiven durch und korrelierte die Ergebnisse mit Resultaten von Einstufenversuchen. Er folgert daraus, dass durch Kollektivversuche aussagekräftigere Ergebnisse erzielt werden können.

LÖSCHE [38] führte umfangreiche experimentelle Untersuchungen zum Einfluss der Beanspruchungsparameter an zwei sehr unterschiedlichen tribologischen Systemen durch. Eines der untersuchten Tribosysteme zeigte in den Einstufenversuchen ein einheitliches Reibwert- und Verschleißverhalten. Bei dem anderen System konnten die Beanspruchungen hingegen nach ihrer tribologischen Wirkung in drei Bereiche mit signifikant unterschiedlichem Verhalten unterteilt werden.

Auf Grundlage der Versuche wurde ein empirisches Verschleißmodell für konstante Beanspruchungen aufgestellt, bei dem die Parameter Flächenpressung und Anfangsgleitgeschwindigkeit in Form eines Temperaturansatzes sowie die Reibarbeit die Eingangsgrößen bilden. Eine genaue Analyse der physikalischen Mechanismen, die den Zusammenhang zwischen Verschleiß und Temperatur begründen, war in diesem Vorhaben nicht möglich.

In weiteren Versuchen unter Kollektivbeanspruchung spiegelte sich qualitativ das Reibwertverhalten der Einstufenversuche wieder. Die enge Beziehung zwischen Reibung und Verschleiß legte die Vermutung nahe, dass die Modellvorstellung einer linearen Schadensakkumulation grundsätzlich auf das vorliegende Verschleißproblem anwendbar ist. Daher wurden unterschiedliche Schadensakkumulationshypothesen auf ihre Eignung hin überprüft.

Bei dem Tribosystem mit einheitlichem Verschleißverhalten erwies sich bereits eine einfache lineare Schadensakkumulation als geeignet, den Verschleiß im Kollektivversuch zu beschreiben. Das uneinheitliche Verschleißverhalten des anderen Systems musste hingegen in der Schadensakkumulationshypothese gesondert berücksichtigt werden. Es wurde daher ein Vorschlag zur Modifizierung einer linearen Schadensakkumulationshypothese im Ansatz vorgestellt, der eine Berechnung des Verschleißes in diesem Bereich in Abhängigkeit von der Schwere und der Zusammensetzung des Kollektivs vorsieht.

Das auf einem Temperaturansatz basierende Verschleißmodell und verschiedene andere beobachtete Phänomene deuten darauf hin, dass die Temperatur eine entscheidende Einflussgröße auf den Verschleiß darstellt.

2.4 Temperatur reibungsbeanspruchter Oberflächen

Die Ergebnisse aus der Literatur bekannter Untersuchungen zu Reibung und Verschleiß weisen darauf hin, dass die thermische Beanspruchung einen wesentlichen Einfluss auf die Höhe von Reibung und Verschleiß hat. Es hat sich gezeigt, dass mindestens 95% der Reibungsenergie letztendlich im Kontakt in Wärme umgewandelt wird. Die Wärmeenergie wird in die Bauteile abgeleitet, so dass ausgehend von der Kontaktfläche die Temperatur in das Bauteilinnere mit einem von den Beanspruchungs- und Umgebungsbedingungen abhängigen Gradienten abnimmt.

Die Temperatur im direkten Kontakt, der sich aus einer Vielzahl von diskreten Einzelkontakten an den einzelnen Mikroerhebungen zusammensetzt, ist die Summe aus der Reibflächentemperatur und den lokalen, kurzzeitigen Temperaturüberhöhungen im Mikrokontakt in Folge der Energiedissipation.

Während die Reibflächentemperatur insbesondere bei stationären Vorgängen noch messtechnisch erfassbar ist, entziehen sich die lokalen Temperaturüberhöhungen wegen ihres blitzartigen Auftretens direkt an der Oberfläche einzelner Mikrokontaktstellen einer direkten Messung. Diese lokalen Temperaturüberhöhungen werden in der Literatur auch Blitztemperatur genannt. Bei ungleichmäßiger Temperaturverteilung erfordert aber auch die Messung der Reibflächentemperatur an mehreren Stellen einen hohen messtechnischen Aufwand.

In der Vergangenheit wurden eine Vielzahl von sowohl theoretischen als auch experimentellen Arbeiten zur Temperaturverteilung in reibungsbeanspruchten Oberflächen durchgeführt. Die Untersuchungen beziehen sich auf der einen Seite auf die Verhältnisse an einfachen Modellkörpern, auf der anderen Seite wurden aber auch komplette, reale Baugruppen analysiert.

2.4.1 Messverfahren

Eine Messung der Reibflächentemperatur ist in den meisten Fällen nicht ohne Störung oder Unterbrechung des tribologischen Kontaktes möglich, so dass sie einen Eingriff mit Rückwirkungen auf den Reibungsprozess darstellt. Die Trägheit von Temperatursensoren infolge ihrer Wärmekapazität oder des eingeschränkten Wärmeübergangs zwischen Aufnehmer und Bauteil mindert ebenfalls die Aussagefähigkeit der Messungen. Daher stellen kleine Zeitkonstanten und geringe geometrische Ausdehnung bei zeitlich und örtlich veränderlichen Temperaturen eine unabdingbare Forderung an die Sensoren dar. Abhängig vom angewandten Messprinzip liefert eine Messung jedoch immer einen integralen Temperaturwert über ein mehr oder weniger ausgedehnten Materialbereich. Außer durch eine direkte Messung an der Oberfläche kann auch durch Extrapolation von Messungen im Bauteilinneren unter Berücksichtigung der Randbedingungen und physikalischen Eigenschaften auf die Reibflächentemperatur geschlossen werden.

Der thermoelektrische Effekt eines Kontaktes zweier unterschiedlicher elektrischer Leiter wurde in mehreren Untersuchungen zur Bestimmung der Reibflächentemperatur ausgenutzt [6][19][64][45]. Die so gebildeten Thermolemente können als komplette, eigenständige Messaufnehmer oder unter Einbeziehung der Reibpartner gebildet werden. Ihre Reaktionszeiten variieren je nach Ausführung. Jede Methode weist jedoch spezifische Unzulänglichkeiten bezüglich der Aussagekraft der Messung auf. So kann die Bestimmung der Verteilung entweder nur mit einer Störung des Kontaktes oder durch Extrapolation der Messung erfolgen bzw. lediglich ein integraler Mittelwert über die gesamte Reibfläche ermittelt werden.

Eine Messung der Temperaturstrahlung durch pyrometrische Verfahren bedarf der Zugänglichkeit der Messstelle, wobei dann die Messung erst unmittelbar nach dem Kontakt erfolgt, oder einen im Infrarotbereich durchsichtigen Reibpartner. Problematisch ist, dass die Strahlungsintensität von vielen Faktoren abhängig ist. Fotothermische Verfahren erlauben nur Momentaufnahmen und keine zeitlich kontinuierliche Messung.

Eine weitere Methode ist das Aufdampfen einer Schicht mit einem temperaturabhängigen Widerstand auf die Reibfläche. Die Aufnehmer unterliegen aber ebenfalls dem Verschleiß, so dass sie lediglich bei moderaten Verschleißbedingungen, zum Beispiel bei reiner Flüssigkeitsreibung, oder nur kurzzeitig einsetzbar sind.

Eine Abschätzung der erreichten Temperaturen kann auch anhand der Reaktionsprodukte oder Phasen- bzw. Gefügewandlungen erfolgen [63]. Nachteilig ist hier, dass nur Aussagen zu einem erreichten Temperaturniveau zu einem unbekanntem Zeitpunkt möglich sind und unter Umständen eine Zerstörung der Reibpaarung notwendig ist.

2.4.2 Theoretische Betrachtungen

Die theoretischen Ansätze basieren auf der Lösung der Fourierschen Differentialgleichung zur Wärmeleitung

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} \right) \quad (2.5)$$

mit $a = \frac{\lambda}{c \cdot \rho}$

bei entsprechenden Rand- und Anfangsbedingungen mit oder ohne Berücksichtigung einer Temperaturabhängigkeit der Materialkennwerte. Die Aufteilung der Reibungswärme auf die Reibungspartner ergibt sich aus der Annahme gleicher Temperaturen im Kontakt.

Die „klassischen“ Arbeiten zu diesem Thema stammen von BOWDEN, TABOR, BLOK und JAEGER [6][5][24]. Sie untersuchten die Verhältnisse für stationäre Vorgänge und fanden eine Abhängigkeit der Temperaturverteilung von den Wärmeleitfähigkeiten, spezifischen Wärmekapazitäten und Dichten der Werkstoffe, der Gleitgeschwindigkeit, der Reibarbeit, dem Reibwert, sowie dem Verhältnis von realer zu scheinbarer Kontaktfläche.

HASSELGRUBER [23] entwickelte eine analytische Berechnungsformel für die Temperaturerhöhung in Reibungskupplungen durch Lösung der Differentialgleichung mit Hilfe des Laplaceschen Singularitätsverfahrens unter folgenden Vereinfachungen und Annahmen:

- Es handelt sich bei den Reibpartnern um halbumendliche Körper.
- Eine Wärmeleitung parallel zur Oberfläche tritt nicht auf. Es handelt sich also um eindimensionales Wärmeleitungsproblem.

Die Voraussetzungen für eine Anwendbarkeit des Ansatzes sind kurze Schaltzeiten, ein einmaliger Schaltvorgang und ein durch einen Polynomansatz beschreibbarer Reibleistungs-

verlauf. HASSELGRUBER beschränkt außerdem die Gültigkeit des von ihm benutzten Singularitätenverfahrens auf kleine Fourierzahlen. Er weist an einigen Beispielen nach, dass die Vereinfachungen unter den genannten Voraussetzungen nur geringe Fehler verursachen. An anderer Stelle wird die Anwendbarkeit der so gefundenen Lösung auf endliche Körper mit einer charakteristischen Ausdehnung L ausgedehnt und als Grenzwert

$$Fo = \frac{a \cdot t_s}{L^2} \leq 1 \quad (2.6)$$

angegeben [32]. Die geometrische Form und die Umgebungsbedingungen spielen dann anscheinend eine untergeordnete Rolle für die Temperaturerhöhung der Reibfläche. Eine explizite Lösung für die Temperaturerhöhung wird unter anderem für ein konstantes Kupplungsmoment (Fall 1) und ein linear ansteigendes Kupplungsmoment (Fall 2) angegeben.

$$\begin{aligned} \text{Fall 1: } \quad \dot{q}(t) &= 2 \cdot \dot{q}_0 \left(1 - \frac{t}{t_s}\right) \\ \Delta\vartheta_R(t) &= \frac{\kappa \cdot \dot{q}_0}{\rho_1 \cdot c_1} \sqrt{\frac{t_s}{\pi \cdot a}} \cdot 4 \sqrt{\frac{t}{t_s}} \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{t}{t_s}\right) \quad \text{für } 0 \leq t \leq t_s \\ \Delta\vartheta_R(t) &= \frac{\kappa \cdot \dot{q}_0}{\rho_1 \cdot c_1} \sqrt{\frac{t_s}{\pi \cdot a_1}} \cdot 4 \left[\sqrt{\frac{t}{t_s}} \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{t}{t_s}\right) - \frac{2}{3} \sqrt{\frac{t}{t_s} - 1} \left(1 - \frac{t}{t_s}\right) \right] \quad \text{für } t \geq t_s \end{aligned} \quad (2.7)$$

$$\begin{aligned} \text{Fall 2: } \quad \dot{q}(t) &= 4 \cdot \dot{q}_0 \frac{t}{t_s} \left[1 - \left(\frac{t}{t_s}\right)^2\right] \\ \Delta\vartheta_R(t) &= \frac{\kappa \cdot \dot{q}_0}{\rho_1 \cdot c_1} \sqrt{\frac{t_s}{\pi \cdot a_1}} \cdot 16 \sqrt{\frac{t}{t_s}} \left[\frac{1}{3} \cdot \frac{t}{t_s} - \frac{8}{35} \cdot \left(\frac{t}{t_s}\right)^3 \right] \quad \text{für } 0 \leq t \leq t_s \\ \Delta\vartheta_R(t) &= \frac{\kappa \cdot \dot{q}_0}{\rho_1 \cdot c_1} \sqrt{\frac{t_s}{\pi \cdot a_1}} \cdot 4 \left\{ \sqrt{\frac{t}{t_s}} \left[\frac{2}{3} \cdot \frac{t}{t_s} - \frac{16}{35} \cdot \left(\frac{t}{t_s}\right)^3 \right] \right. \\ &\quad \left. + \sqrt{\frac{t}{t_s} - 1} \left[-\frac{4}{21} - \frac{52}{105} \cdot \frac{t}{t_s} + \frac{8}{35} \cdot \left(\frac{t}{t_s}\right)^2 + \frac{16}{35} \cdot \left(\frac{t}{t_s}\right)^3 \right] \right\} \quad \text{für } t \geq t_s \end{aligned} \quad (2.8)$$

Der Faktor für die Aufteilung der Wärmeströme auf die beiden Bauteile berechnet sich in beiden Fällen nach der Gleichung:

$$\kappa = \frac{1}{1 + \frac{\rho_2 \cdot c_2}{\rho_1 \cdot c_1} \sqrt{\frac{a_2}{a_1}}} \quad (2.9)$$

Unter den genannten Voraussetzungen eines einmaligen Schaltvorganges entspricht die absolute Reibflächentemperatur dann der Summe aus Temperaturerhöhung und Umgebungstemperatur. Im Fall von periodischen Schaltvorgängen, bei denen die Bauteile vor der nächsten Schaltung nicht auf die Umgebungstemperatur abkühlen können, spielt die geo-

metrische Gestalt der Kupplung und die Wärmeabfuhr eine wesentliche Rolle. HASSELGRUBER gibt hier für drei einfache Sonderfälle die entsprechenden Berechnungsgleichungen an.

STEINHILPER [61] löst die Wärmeleitungsgleichung unter Berücksichtigung einer Wärmeabfuhr an die Umgebung auch für große Fourierzahlen, das heißt für lange Schaltzeiten und kleine Bauteilausdehnungen, und führt eine numerische Berechnung der Temperaturverteilung an einzelnen Lamellen von Lamellenkupplungen durch. Er nutzte das Superpositionsprinzip zur Ermittlung der Temperaturverteilung im gesamten Lamellenpaket. Weiterhin wandte er das Differenzenverfahren und ein elektrisch-thermisches Analogiemodell auf die Problemstellung an und stellt eine gute Übereinstimmung der mit den verschiedenen Verfahren erzielten Ergebnissen fest.

Eine Berechnung der Temperatur für eine komplette Kupplungsbaugruppe führte OEDEKOVEN [46] durch, der ein FE-Modell für eine trockenlaufende Reibungskupplung aufstellte. Er validierte das Modell mit Messungen am Prüfstand. Eine ungleichmäßige Reibleistungsverteilung durch mechanisch und thermisch bedingte Verformungen sowie die Temperaturabhängigkeit der physikalischen Eigenschaften fanden dabei keine Berücksichtigung. Für eine analytische Beschreibung des Problems wird ein Modell entwickelt, in dem die Bauteilstruktur mit Wärmeeinleitungs- und Kühlelementen beschrieben wird. Es erlaubt eine Berechnung der mittleren Bauteiltemperatur unter Berücksichtigung der Umgebungsbedingungen, liefert aber keine Aussagen über die Temperaturverteilung an der Oberfläche.

Alle genannten theoretischen Arbeiten dienen der Berechnung der Bauteil- bzw. der Reibflächentemperatur. Die Ansätze zur rechnerischen Bestimmung der lokalen Temperaturüberhöhungen im direkten Kontakt von reibungsbeanspruchten rauen Oberflächen, häufig auch als „Blitztemperatur“ bezeichnet, wurden von ARCHARD [1] zusammengefasst und vereinfacht. Unter der Voraussetzung

- einer vollständigen Umwandlung der Reibungsenergie in Wärmeenergie,
- einer ebenen, kreisförmigen und quasistationären Wärmequelle,
- gleich großer lokaler Temperaturüberhöhungen beider Reibpartner,
- einer Wärmeableitung durch beide Reibpartner,
- eines plastischen Kontaktes und
- Vernachlässigung der Wärmeabfuhr durch einen eventuell anwesenden flüssigen Schmierstoff

berechnet sich die lokale Temperaturerhöhung eines Kontaktpunktes (**Abbildung 7**) in Analogie zu ähnlichen Problemen in der Elektrotechnik wie folgt:

$$\Delta\vartheta_{\text{lok}} = \frac{\mu \cdot \Delta F_{\text{N}} \cdot v_{\text{rel}}}{2 \cdot 2r(\lambda_1 + \lambda_2)} \quad (2.10)$$

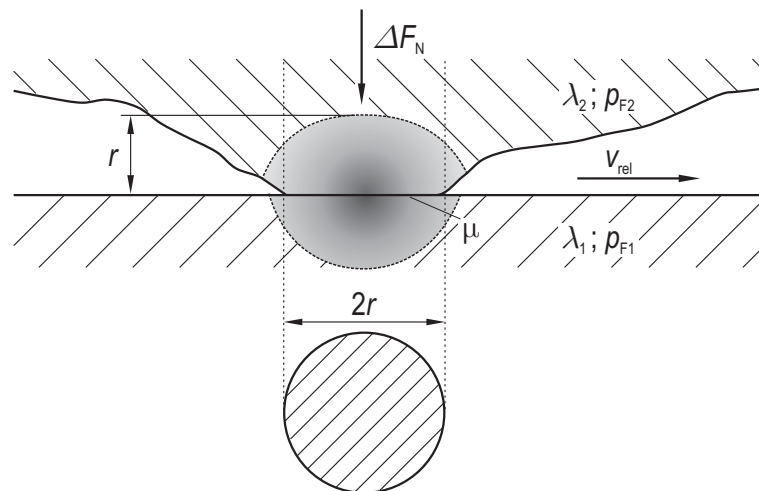


Abbildung 7: Modellvorstellung zur lokalen Temperaturerhöhung im Mikrokontakt [10]

Die in die Berechnung eingehenden Größen sind die Reibleistung, berechnet aus dem Reibwert μ , der auf den Kontaktpunkt einwirkenden Normalkraft ΔF_N und der Gleitgeschwindigkeit v_{rel} sowie dem Radius der Kontaktfläche r und den Wärmeleitahlen λ der beiden Reibpartner. Der Radius der Kontaktfläche ergibt sich bei einem plastischen Kontakt aus folgender Gleichung:

$$r = \sqrt{\frac{\Delta F_N}{\min\{p_{F1}; p_{F2}\} \cdot \pi}} \quad (2.11)$$

Dabei muss die Fließdruckung p_F des weicheren Reibpartners angesetzt werden. Daraus ergibt sich unter Vernachlässigung der Temperaturabhängigkeit der physikalischen Eigenschaften und der Annahme eines von der Beanspruchung unabhängigen Reibwertes:

$$\Delta \vartheta_{lok} = \underbrace{\frac{\mu \cdot \sqrt{\min\{p_{F1}; p_{F2}\} \cdot \pi}}{4 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2)}}_{\text{konstante Größen}} \cdot \sqrt{\Delta F_N} \cdot v_{rel} \sim \sqrt{\Delta F_N} \cdot v_{rel} \quad (2.12)$$

Bei bewegter Wärmequelle entsteht eine Art Kühlwirkung durch die ständig in die Reibzone einlaufenden, bislang unbelasteten Flächen. Berücksichtigung findet diese Kühlwirkung in belastungsabhängigen Faktoren oder in einer Abschwächung der Belastungsabhängigkeit zu

$$\Delta \vartheta_{lok} \sim \Delta F_N^{(1/4)} \cdot v_{rel}^{(1/2)}. \quad (2.13)$$

Bei hohen spezifischen Belastungen, wenn die diskreten Kontaktstellen sehr eng zusammenliegen, gilt dieser Zusammenhang auch nach BLOK [3].

Der Berechnungsansatz lässt sich sinngemäß auf das Mischreibungsgebiet bei geschmierten Kontakten übertragen, in denen neben Traganteilen durch unmittelbare Festkörperberührung auch hydrodynamische Anteile auftreten. Die örtliche Energieabfuhr durch den Schmierstoff lässt dabei niedrigere Temperaturen erwarten als die Berechnung vorhersagt.

Allgemein lässt sich die lokale Temperaturerhöhung als Produkt aus Normalkraft und Gleitgeschwindigkeit in Verbindung mit entsprechenden Exponenten ausdrücken:

$$\Delta\vartheta_{\text{lok}} \sim \Delta F_{\text{N}}^e \cdot v_{\text{rel}}^f \quad (2.14)$$

Für den beschriebenen Fall einer quasistationären Wärmequelle und eines plastischen Kontaktes betragen die Exponenten $e = 0,5$ und $f = 1$. Unter Einbeziehung einer bewegten Wärmequelle oder eines elastischen Kontaktes, können die Exponenten in einem Bereich von $e = 0,25 \dots 0,67$ und $f = 0,5 \dots 1$ variieren.

UETZ [63] belegte diese Hypothese durch eigene Versuche, in denen die lokale Über-temperatur mit Hilfe der temperaturabhängigen Gefügeumwandlungen des Stahls bestimmt wurde. Er nahm an, dass die sich einstellende Verschleißform von der Energiedichte abhängig ist. Die Tatsache, dass die Grenze zwischen den verschiedenen Verschleißformen durch einen Faktor der Form $\sqrt{F_{\text{N}}} \cdot v_{\text{rel}}$ dargestellt werden kann, sieht er aus phänomenologischer Sicht als Bestätigung seiner Hypothese an.

LING [36][35] legte seinem Modell zur Ermittlung der reibungsinduzierten Temperaturerhöhungen eine örtlich und zeitlich stochastische Wärmequellenverteilung unter der Voraussetzung einer konstanten realen Kontaktfläche zu Grunde. Die Grenzflächentemperatur ist dann statistisch gesehen die Summe aus einem stets vorhandenen, auf die nominelle Kontaktfläche bezogenen, mittlerem Temperaturwert und dem zeitlichen und örtlichen Mittelwert der Temperaturerhöhung im augenblicklichen Kontakt. Er vermutet, dass die Temperaturerhöhung das Bezugsniveau für tribologische Grenzflächenreaktionen darstellt.

Untersuchungen zur Temperaturverteilung im Reibkontakt von Synchronisierungen sind nicht bekannt.

3 Problemstellung und Zielsetzung

Das Ziel eines Auslegungsprozesses von Synchronisierungen ist, eine optimale Abstimmung zwischen der Beanspruchbarkeit des Systems und der tatsächlich im Fahrbetrieb auftretenden Beanspruchung zu finden. Eine einwandfreie Funktion sollte während der gesamten Gebrauchsdauer unter allen möglicherweise auftretenden Betriebsbedingungen gewährleistet sein. Auf der anderen Seite ist im Interesse von Gewichts-, Bauraum- und Kosteneinsparungen eine Dimensionierung des Systems mit hohen Sicherheitszuschlägen nicht erwünscht.

Das Beanspruchungsprofil ist sehr komplex mit einer Vielzahl von Kombinationsmöglichkeiten unterschiedlichster Beanspruchungsgrößen. Eine Problematik, die aber nicht Gegenstand dieser Untersuchungen sein soll, ist dabei, auslegungsrelevante Daten über das tatsächlich auftretende Beanspruchungsprofil zu erhalten. Dieses wird von vielen Faktoren, wie zum Beispiel dem Fahrertyp, den Klimabedingungen oder dem Streckenprofil beeinflusst.

Beim gängigen Auslegungsprozess werden das Funktionsverhalten und die Lebensdauer anhand von Ergebnissen aus Fahrzeug- und Prüfstandsversuchen mit überwiegend konstanter Beanspruchung abgeschätzt. Dieses Verfahren beruht vorwiegend auf Erfahrungswerten, da die physikalischen Wirkmechanismen der jeweiligen Beanspruchungsgrößen auf das tribologische Verhalten des Systems zum größten Teil nur unzureichend bekannt sind. Unter Kollektivbeanspruchung kommen Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Laststufen hinzu, über deren Auswirkung auf die Lebensdauer eine gesicherte Aussage nur durch

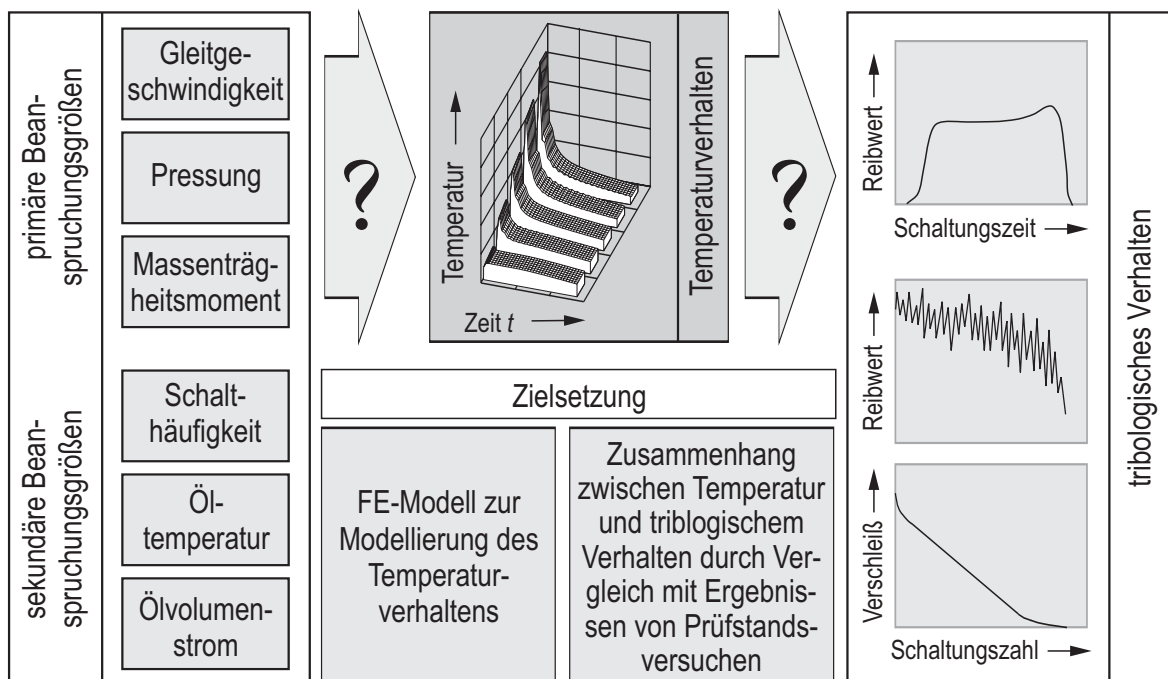


Abbildung 8: Zielsetzung der Untersuchungen

experimentelle Untersuchungen möglich ist. Es entsteht ein Zielkonflikt zwischen einer möglichst genauen Abschätzung und einer Reduzierung zeit- und kostenaufwendiger Versuche.

Ein Lösungsansatz für dieses Problem ist, das tribologische Verhalten als Resultat der zeitlichen und örtlichen Temperaturverteilung anzusehen, unabhängig davon, durch welche Beanspruchung diese hervorgerufen wird. Dadurch könnte die Zahl der Einflussparameter auf das Verschleißverhalten reduziert werden. Ein solcher Ansatz bietet sich nach dem bisherigen Erkenntnisstand aufgrund verschiedener experimenteller Untersuchungen an, die in den meisten Fällen die Temperatur als maßgebliche Einflussgröße auf das Reibungs- und Verschleißverhalten nennen. Jedoch sind weder die Auswirkungen der Beanspruchungsgrößen auf das Temperaturverhalten unter Berücksichtigung der Geometrie von Synchronisierungen noch das daraus resultierende tribologische Verhalten speziell einer Reibpaarung Stahl-Molybdän derzeit ausreichend bekannt.

Ziel dieser Arbeit ist es daher, das thermische Verhalten einer konkreten, im Serieneinsatz befindlichen Synchronisierung mit Hilfe einer Modellierung auf Basis der FE-Methode zu analysieren und die Auswirkungen der primären und sekundären Beanspruchungsgrößen auf das Temperaturverhalten zu beschreiben. Die Ergebnisse der Rechnung sollen dann mit den Ergebnissen von Prüfstandsversuchen verglichen und Zusammenhänge zwischen Temperaturgrößen sowie Reibungs- und Verschleißverhalten aufgezeigt werden.

Zum tribologischen Verhalten dieses Systems liegt von LÖSCHE [38], der den Einfluss der Beanspruchungsgrößen Gleitgeschwindigkeit und Pressung eingehend untersucht hat, eine umfangreiche im Prüfstandsversuch ermittelte Datenbasis vor. Diese Datenbasis soll im Rahmen dieser Arbeit ergänzt und erweitert werden. Es werden sowohl Einstufenversuche mit konstanten Beanspruchungsgrößen zur gezielten Untersuchung des Einflusses einzelner Parameter als auch Kollektivversuche mit wechselnden Beanspruchungen durchgeführt.

Die folgenden beiden Abschnitte beschreiben die durchgeführten experimentellen Untersuchungen sowie den Aufbau des FE-Modells. Anschließend werden die Versuchs- und Rechenergebnisse einander gegenübergestellt und daraus Schlussfolgerungen abgeleitet.

4 Experimentelle Untersuchungen

Die experimentellen Untersuchungen wurden auf den am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie entwickelten Universalreibflächenprüfständen durchgeführt. Im Folgenden werden die Arbeitsweise der Prüfstände, das untersuchte tribologische System und das Versuchsprogramm, welches die Datenbasis für die theoretischen Betrachtungen lieferte, näher erläutert.

4.1 Prüfstandskonzept

Die Universalreibflächenprüfstände des Instituts für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie der Universität Hannover sind so konzipiert, dass Reibwert- und Verschleißuntersuchungen unter stationärer und instationärer Gleitbeanspruchung an nahezu beliebigen Reibflächen durchgeführt werden können. Die Steuerung und Regelung sowie die Messdatenspeicherung übernimmt ein Prüfstandsrechner. Daher ist ein vollständig automatisierter Versuchsablauf möglich, und die Voraussetzungen für die Durchführung von Dauerschaltversuchen sind gegeben..

4.1.1 Einteilung der Prüfmethode

Ein wichtiger Aspekt bei Prüfstandsuntersuchungen ist die Übertragbarkeit der gewonnenen Ergebnisse auf Bauteile der Praxis. Diesbezüglich werden die Prüfverfahren nach DIN 50322 in sechs Kategorien eingeteilt. Im Zuge dieser Abstufung erfolgt eine schrittweise Reduktion

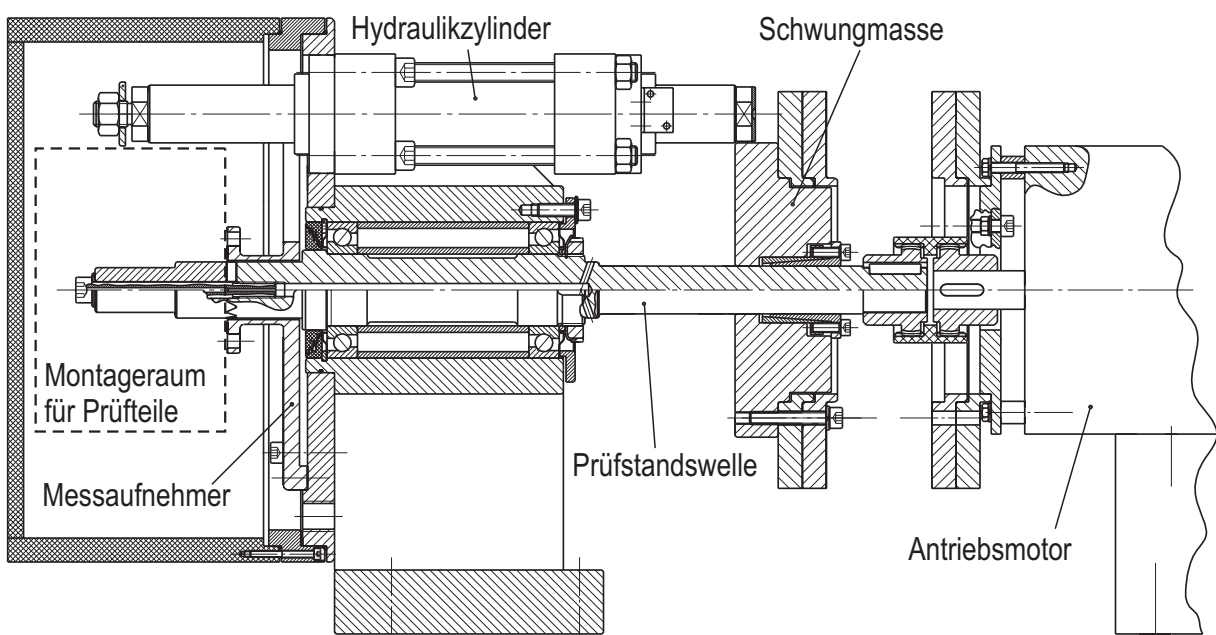


Abbildung 9: Seitenansicht des Reibflächenprüfstandes

der untersuchten Systeme. Mit zunehmender Vereinfachung sinkt die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf praktische Anwendungsfälle. Auf der anderen Seite werden dadurch detaillierte Messungen und die Untersuchung von einzelnen Phänomenen und Einflussparametern erleichtert.

Kategorie I – III beinhalten die Betriebs- bzw. betriebsähnlichen Versuche. Im Betriebsversuch wird das Originalsystem unter Betriebsbedingungen untersucht, die betriebsähnlichen Versuche enthalten eine Untersuchung des Originalsystems oder Teile davon unter Prüfstandsbedingungen. Versuche mit Modellsystemen sind den Kategorien IV – VI zugeordnet. Diese Versuche werden mit unveränderten oder verkleinerten Bauteilen bzw. Probekörpern durchgeführt, die keine Ähnlichkeit mit dem Originalbauteil zu haben brauchen.

Die in dieser Arbeit durchgeführten Prüfstandsversuche wurden mit der aus dem Gesamtgetriebe herausgelösten Baugruppe Synchronisierung durchgeführt und sind daher der Kategorie III zuzuordnen,

4.1.2 Aufbau des Prüfstandes

Das Grundprinzip des Prüfstandes besteht darin, dass die Prüfstandswelle in Verbindung mit einer Schwungmasse auf eine vorgegebene Drehzahl beschleunigt und dann über die zu untersuchende Reibfläche gegen den stillstehenden, fest mit dem Gehäuse des Prüfstandes verbundenen Messaufnehmer abgebremst wird (**Abbildung 9**). Der Schaltungsvorgang wird mittels eines oberhalb der Welle angeordneten Hydraulikzylinders ausgeführt, auf dessen Ende die Schaltgabel direkt montiert ist. Der Hydraulikzylinder wird über ein Proportional-Wegeventil angesteuert. Als Antrieb der Prüfstandswelle dient ein frequenzgesteuerter Asynchronmotor, der nach Erreichen der Solldrehzahl abgeschaltet wird. Durch

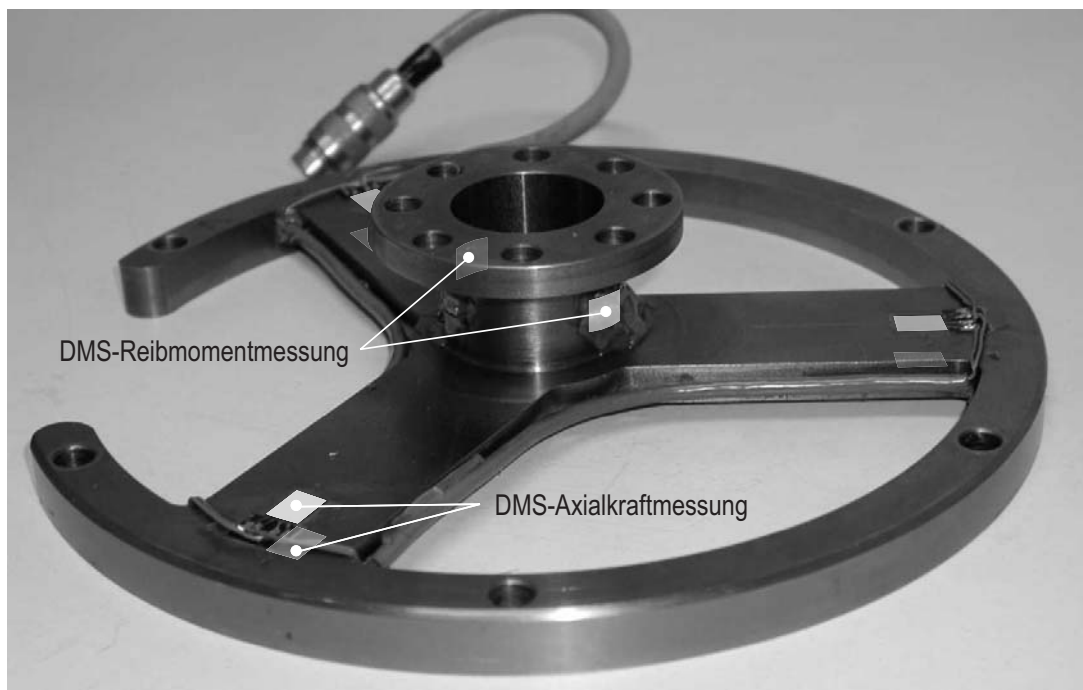


Abbildung 10: Aufnehmer für Axialkraft- und Reibmomentmessung

Schwungmassen wird das für den Schaltvorgang wirksame Massenträgheitsmoment eingestellt. Die Prüfkörper werden über entsprechende Adaptierungen mit der Prüfstandswelle bzw. dem Messaufnehmer verbunden. Die Welle des Prüfstandes ist in Schrägkugellagern gelagert. Hierdurch wird eine hohe Steifigkeit der Wellenlagerung und eine gute Zentrierung der Prüfteile erreicht.

Die Axialkraft und das Reibmoment werden über DMS-Vollbrücken gemessen, die auf dem Messaufnehmer zwischen Prüfkörper und Gehäuse appliziert sind (**Abbildung 10**). Das Moment wird auf dem Torsionsachsenstück, die Axialkraft auf den drei Biegebalken erfasst. Gegenseitige Beeinflussungen der beiden Messgrößen und Verfälschungen durch außermittigen Kraftangriff werden durch diese Anordnung vermieden. Die Axialkraft geht als Regelgröße in einen Softwareregler ein, der Aufbau und Verlauf der Axialkraft in jedem Schaltzyklus regelt.

Die Schmierung erfolgt zur guten Abfuhr der entstehenden Wärme im Umlauf mit Volumenstrom geregelter Öleinspritzung. Der Schmierstoff kann dabei mit einer Heizung auf vorgegebene Werte temperiert werden. Neben dem Fühler für die Öltemperatur, der zur Regelung benötigt wird, ist es möglich, weitere Temperatursensoren zu applizieren. Wegen ihrer geringen Größe werden Thermoelemente mit den entsprechenden Messsignalumformern verwendet. Für die Temperaturmessung am rotierenden Bauteil steht ein telemetrisches Übertragungssystem zur Verfügung.

Die Steuerung bzw. Regelung des Prüfstandes und die Datenspeicherung erfolgt durch ein Softwareprogramm. Die Messdaten werden von einer Messwerterfassungskarte mit einer Frequenz von 500 Hz aufgenommen und abgespeichert. Das Mess- und Steuerungsprogramm

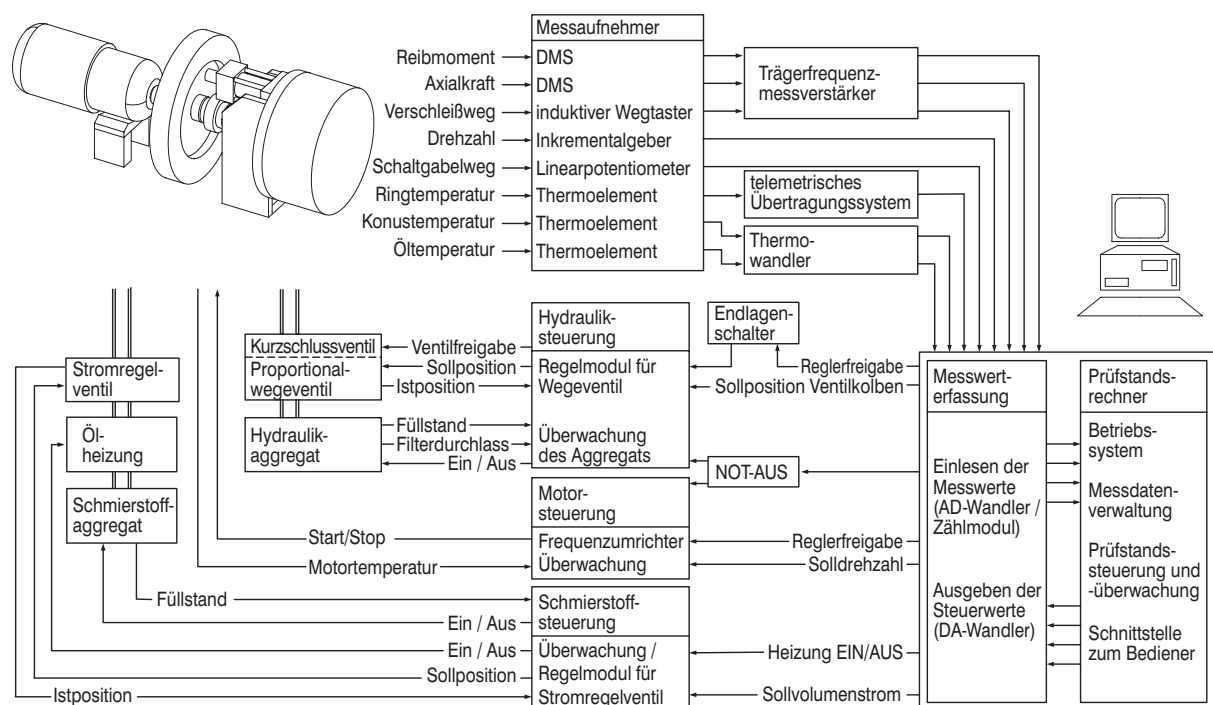


Abbildung 11: Mess- und Steuerungstechnik des Prüfstandes

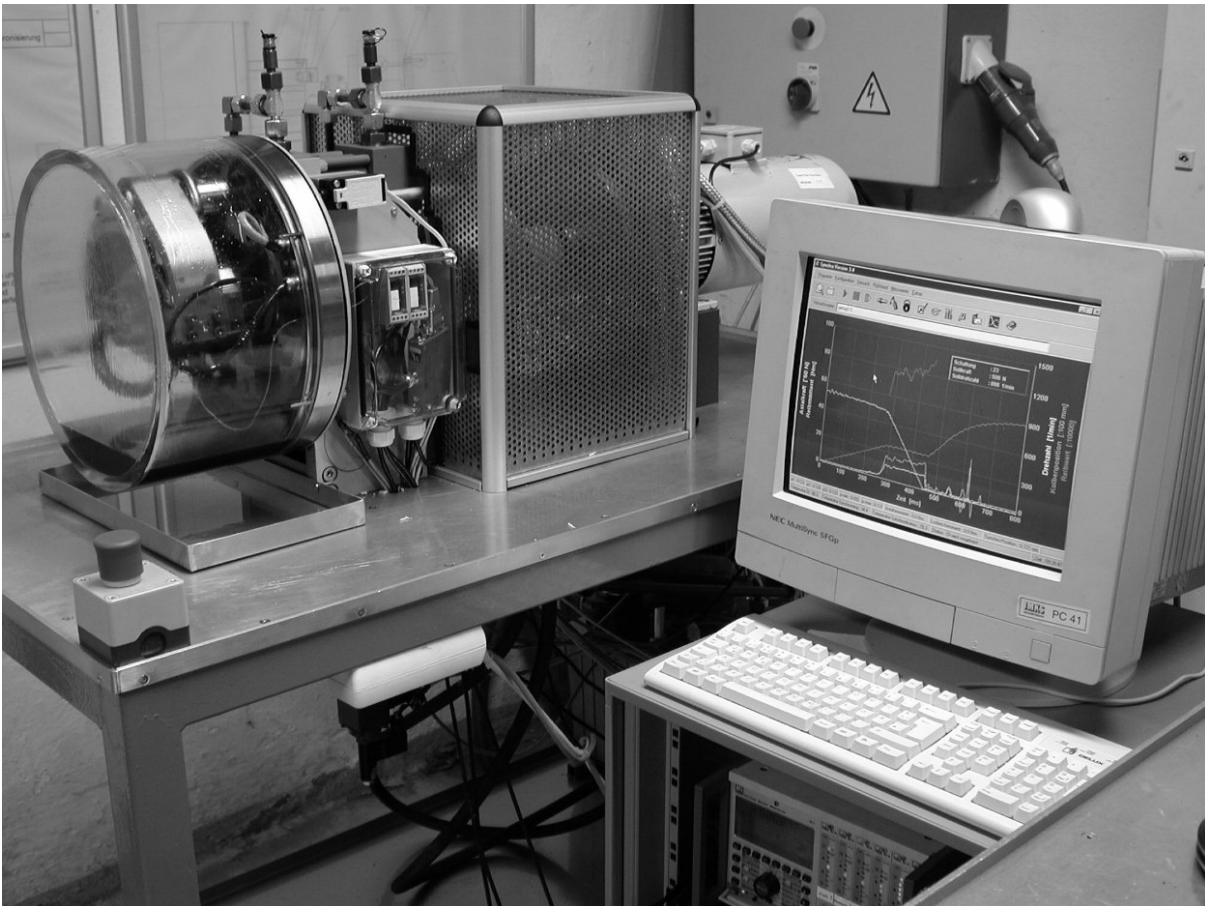


Abbildung 12: IMKT-Universalreibflächenprüfstand

des Prüfstands erzeugt aus Sollgrößen, die in einer Datei abgelegt sind, Steuersignale, die wiederum über die Karte an die außerhalb des Rechners untergebrachten Regelmodule für Hydraulik, Motor und Schmierstoffkreislauf ausgegeben werden. **Abbildung 11** zeigt ein Schema der Mess- und Steuerungstechnik des Prüfstandes.

Die Versuchsparameter können innerhalb folgender Grenzen variiert werden:

Durchmesser der Reibfläche ⁴ :	ca. 40...160 mm
Massenträgheitsmoment:	0,006...0,9 kgm ²
Differenzdrehzahl:	bis 3000 min ⁻¹
Axialkraft:	200 bis 4500 N
Öltemperatur:	bis 120 °C
Ölvolumenstrom:	bis 5 l/min
max. Schalzhäufigkeit ⁵	ca. 24 Zyklen/min

⁴ Die Größe der unterzubringenden Reibfläche kann abhängig von der Geometrie der Bauteile und der Adaptierung variieren. Der Durchmesser der Prüfstandswelle beträgt 28 mm, die Schaltgabel hat eine Spannweite von 165 mm.

⁵ Die maximal realisierbare Schalzhäufigkeit ist im Wesentlichen von der Länge der Hochlaufphase des Antriebsmotors und somit vom Massenträgheitsmoment und der Anfangsdrehzahl der Prüfstandswelle abhängig.

Neben Einstufenversuchen sind mit dem Prüfstand aufgrund der vollautomatischen Versuchsführung auch beliebige Mehrstufenversuche durch Variation von Anfangsdrehzahl, Axialkraft, Öltemperatur, Ölvolumenstrom und Schalthäufigkeit möglich.

Die abgespeicherten Messgrößen sind die Axialkraft, das Reibmoment, die Drehzahl, die Verschleißreserve, der Schaltgabelweg, die Öltemperatur, die Temperatur des stehenden Bauteils und die Temperatur des rotierenden Bauteils.

Abbildung 12 zeigt ein Foto des Prüfstandes mit seinen wesentlichen Komponenten.

4.2 Struktur des untersuchten tribologischen Systems

Das untersuchte tribologische System entspricht weitgehend dem von LÖSCHE [38] beschriebenen tribologischen System (dort bezeichnet als Tribosystem A). Die Eckdaten des Systems mit den für die Berechnung erforderlichen Geometriedaten können **Tabelle 1** entnommen werden.

Serienmäßig werden diese Synchronisierungen in Getrieben aus dem Nutzfahrzeugbereich eingebaut. Die Reibpaarung besteht aus einer molybdänbeschichteten Reibfläche am Synchronring in Kombination mit einer gehärteten Stahloberfläche am Konus. Eine gewindeartig umlaufende Nut mit Rechteckquerschnitt im Ring und kreissegmentförmige


	Dünnschicht-Variante	Dickschicht-Variante [38]
		
Einsatzgebiet	Nkw	
System	Borg-Warner	
Nenn Durchmesser d_N	119 mm	
nominelle Kontaktfläche A_N	3950 mm ²	
Überdeckungsgrad u	~ 50 %	~ 75 %
halber Kegelwinkel β	6,5°	
Konuswerkstoff	Stahl, gehärtet	
Ringwerkstoff	Stahl mit Molybdänbeschichtung (Dünnschicht) Schichtstärke ca. 0,2 mm	Stahl mit Molybdänbeschichtung (Dickschicht) Schichtstärke ca. 0,5 mm
Ölsorte/-spezifikation	SPIRAX MA80W / API GL-4	
Viskosität	$\nu_{40} = 75 \text{ mm}^2/\text{s}$ $\nu_{100} = 9,4 \text{ mm}^2/\text{s}$	

Tabelle 1: Kenndaten des untersuchten tribologischen Systems

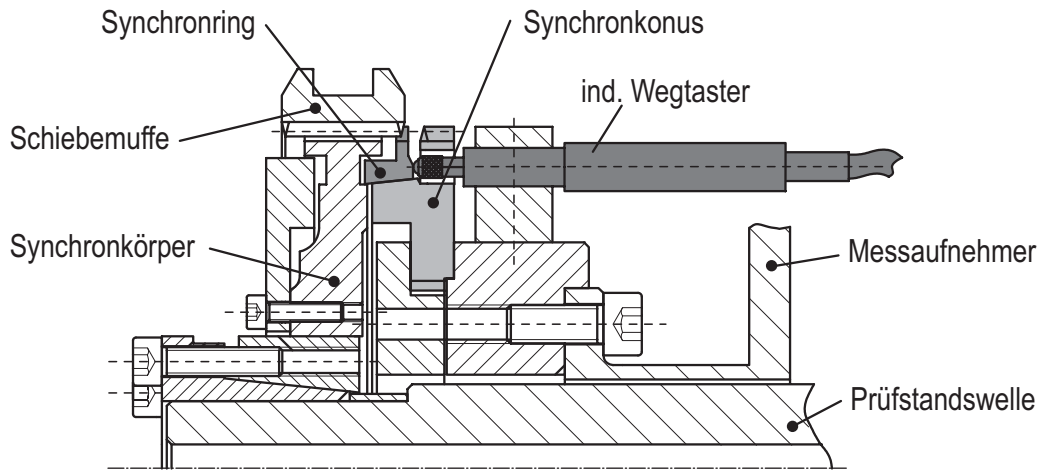


Abbildung 13: Adaptierung der Prüfteile am Prüfstand ohne Darstellung der Schaltgabel und Gleitsteine

Nuten am Konus sollen eine zügige Ölverdrängung aus der Kontaktfläche gewährleisten, so dass eine Phase unter Flüssigkeitsreibung zu Synchronisationsbeginn weitgehend unterdrückt wird. Im Gegensatz zu LÖSCHE'S Untersuchungen kommt ein Synchronring mit Molybdän-Dünnschicht zum Einsatz, die durch thermisches Spritzen auf den bereits profilierten Grundkörper aufgetragen wird⁶. Die nominelle Kontaktfläche beschreibt die Größe der gesamten Reibfläche unter Vernachlässigung der Nuten. Der Überdeckungsgrad gibt das Verhältnis der aus makroskopischer Sicht realen Kontaktfläche (nominelle Kontaktfläche abzüglich der Nuten) zur nominellen Kontaktfläche an. Damit sich die Nuten beim Spritzvorgang nicht zusetzen, sind sie bei der Dünnschichtvariante breiter ausgeführt; folglich sind die reale Kontaktfläche und der Überdeckungsgrad geringer. Als Schmierstoff kommt ein handelsübliches Getriebeöl der Klassifikation API GL-4 zum Einsatz.

Abbildung 13 zeigt die Adaptierung der kompletten Baugruppe Synchronisierung, bestehend aus Synchronkonus, Synchronring, Schiebemuffe, Synchronkörper sowie Federn und Druckstücken am Prüfstand. Die Prüfteile entstammen einer Charge der Serienfertigung des Herstellers. Die Schnittstellen zum Prüfstand bilden der Synchronkonus, der am Messaufnehmer adaptiert ist, und der Synchronkörper, der mit einem selbstzentrierenden Spannsatz auf der Prüfstandswelle befestigt ist. Die beiden die Reibflächen bildenden Bauteile sind hellgrau eingefärbt dargestellt. Die Aufnahme des induktiven Wegtasters für die Verschleißhöhenmessung erforderte eine Bearbeitung der Prüfteile; in den Synchronkonus wurde eine Bohrung für die Durchführung der Tastspitze eingebracht. Zusätzlich mussten von der Planfläche des Synchronrings überschüssige Spritzpartikel entfernt werden, um einen die Messwerte verfälschenden Verschleiß der Tastspitze zu verhindern⁷.

⁶ LÖSCHE verwendete Synchronringe mit Molybdän-Dickschicht, bei denen die Schicht durch thermisches Spritzen aufgebracht und danach durch Schleifen profiliert wurde.

⁷ Die Partikel wurden durch Schleifen ohne Kühlschmierstoff entfernt, um das Eindringen eines Fremdstoffes in die Poren der Spritzschicht zu vermeiden.

4.3 Definition der Kenngrößen

In diesem Abschnitt sollen die Beanspruchungsgrößen und der Beanspruchungsverlauf einer Synchronisierung vorgestellt sowie die in der Versuchsauswertung verwendeten Kenngrößen definiert werden.

4.3.1 Beanspruchungskenngrößen

Die wesentlichen Beanspruchungsparameter (**Abbildung 14**) sind die Gleitgeschwindigkeit v , die Pressung p_N und das zu synchronisierende Massenträgheitsmoment J . Diese Größen sind maßgebend für den Verlauf der Reibleistungsdichte im Kontakt über der Schaltungsdauer und für deren Maximalwert. Bei vollständiger Umwandlung der Reibarbeit in Wärme entspricht die Reibleistungsdichte der Wärmestromdichte. Deshalb sollen diese Größen als primäre Beanspruchungsparameter bezeichnet werden.

Die **nominelle Pressung** p_N im Reibkontakt wird in der Praxis als Maß für die Beanspruchung angegeben und ergibt sich aus der äußeren Axialkraft F_{ax} und der nominellen Kontaktfläche A_N zu:

$$p_N(t) = \frac{F_{ax}(t)}{A_N \cdot \sin \beta} \quad (4.1)$$

Die nominelle Kontaktfläche entspricht der Gesamtkegelfläche und berücksichtigt weder die Dränagenuten im Ring noch die im Konus. Die reale Kontaktfläche A_R ist in der Regel kleiner⁸. Die **reale Pressung** p_R in der Reibfläche als die tatsächliche mittlere Pressung unter makroskopischer Betrachtungsweise ist somit größer als die nominelle Pressung.

$$p_R(t) = \frac{F_{ax}(t)}{A_R \cdot \sin \beta} = p_N(t) \cdot \frac{1}{u} \quad (4.2)$$

Das Verhältnis der realen zur nominellen Pressung entspricht dem Überdeckungsgrad. Es kann bei diesem System unabhängig vom Verschleiß als konstant angesehen werden, da die Dränagenuten annähernd rechteckförmig sind.

Der mit dem Prüfstand realisierbare zeitliche Pressungsverlauf besteht aus einer Phase des Pressungsanstiegs mit konstantem Gradienten \dot{p}_N und einer Phase mit konstanter Pressung \hat{p}_N . Für den Verlauf der Pressung über der Schaltungsdauer t_S ergibt sich damit:

$$\begin{aligned} p_N(t) &= \dot{p}_N \cdot t & \text{für} & \quad 0 \leq t \leq t_A = \frac{\hat{p}_N}{\dot{p}_N} \\ p_N(t) &= \hat{p}_N & \text{für} & \quad t_A \leq t \leq t_S \end{aligned} \quad (4.3)$$

⁸ Die Begriffe „nominell“ und „real“ zur Beschreibung unterschiedlicher Flächen beziehen sich hier nur auf eine makroskopische Betrachtungsweise. Sie stimmen nicht mit den Begriffen überein, die üblicherweise bei der mikroskopischen Beschreibung von Flächenkontakten benutzt werden. Die reale Kontaktfläche ist hier somit die nominelle Kontaktfläche abzüglich der Dränagenuten.

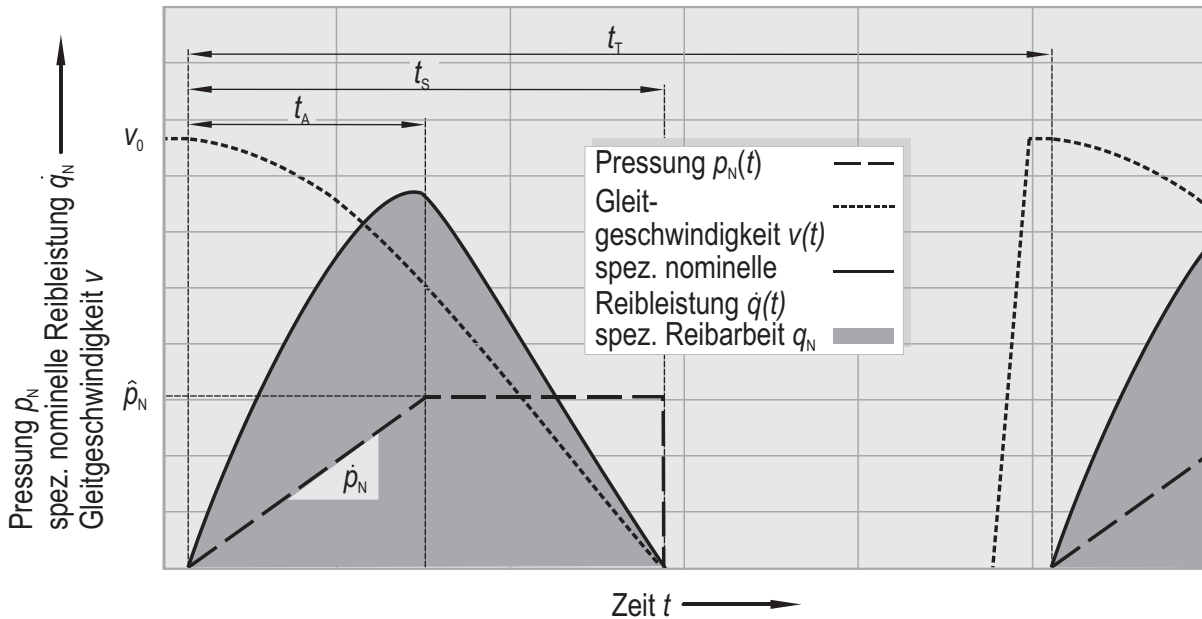


Abbildung 14: Darstellung der Beanspruchungsgrößen und des Beanspruchungsverlaufs

Die **Gleitgeschwindigkeit** v_0 zu Schaltungsbeginn ergibt sich aus der Anfangsdrehzahl n_0 der Prüfstandswelle entsprechend der Gleichung:

$$v_0 = n_0 \cdot \pi \cdot d_N \quad (4.4)$$

Durch Umsetzen der kinetischen Energie in Reibarbeit verringert sich die Gleitgeschwindigkeit nach folgender Gleichung:

$$v(t) = v_0 - \left(\underbrace{\frac{A_N \cdot d_N^2}{4 \cdot J} \int_0^t \mu(t) \cdot p_N(t) \cdot dt}_{\text{Reibung Ring - Konus}} + \underbrace{\frac{A_N \cdot d_N \cdot d_S \cdot \sin \alpha}{4 \cdot J} \int_0^t \mu_{SG}(t) \cdot p_N(t) \cdot dt}_{\text{Reibung Schaltgabel - Schiebemuffe}} + \underbrace{\frac{d_N}{2 \cdot J} \int_0^t T_{\text{Schlepp}}(t) \cdot dt}_{\text{Reibung Prüfstand (Schleppmoment)}} \right) \quad (4.5)$$

Außer durch die Reibarbeit, die in der Reibfläche der Synchronisierung umgesetzt wird, werden Anteile der kinetischen Energie durch das Schleppmoment des Prüfstandes und die Reibung im Kontakt Schiebemuffe/Schaltgabel dissipiert. Das Schleppmoment des Prüfstandes ist im Verhältnis zum Moment in der Kegelpkupplung gering und kann daher vernachlässigt werden. Das Schaltgabelmoment kann je nach Geometrie und Reibungsverhältnissen nennenswerte Größen annehmen⁹, wird in der Regel jedoch nicht berücksichtigt, so dass die pro Schaltung in der Kegelpkupplung umzusetzende Reibarbeit der kinetischen Energie des Systems gleichgesetzt wird. Dies ist insbesondere dann vertretbar, wenn das

⁹ In diesem Fall beträgt das Schaltgabelmoment bei ungefähr gleichem Nenn- und Schiebemuffendurchmesser sowie vergleichbaren Reibwerten ca. 10 % des Momentes in der Kegelpkupplung.

Schaltgabelmoment immer in der gleichen Richtung wie das Kegelreibmoment wirksam wird, wie es in den Prüfstandsversuchen mit einem stillstehenden Bauteil der Fall ist.

Unter der Annahme eines über der Schaltdauer konstanten Reibwertes lässt sich der Verlauf der Gleitgeschwindigkeit für den Bereich des Pressungsanstiegs und der Pressungsbeharrung berechnen.

$$\begin{aligned}
 v(t) &= v_0 - \mu \frac{A_N \cdot d_N^2}{4 \cdot J} \int_0^t \dot{p}_N \cdot t \cdot dt \\
 &= v_0 - \mu \cdot \dot{p}_N \frac{A_N \cdot d_N^2}{4 \cdot J} \left[\frac{t^2}{2} \right] && \text{für } 0 \leq t \leq t_A \\
 v(t) &= v(t_A) - \mu \frac{A_N \cdot d_N^2}{4 \cdot J} \int_{t_A}^t \hat{p}_N \cdot dt \\
 &= v_0 - \mu \cdot \dot{p}_N \frac{A_N \cdot d_N^2}{4 \cdot J} \left[\frac{\hat{p}_N}{\dot{p}_N} \left(t - \frac{1}{2} \frac{\hat{p}_N}{\dot{p}_N} \right) \right] && \text{für } t_A \leq t \leq t_S
 \end{aligned} \tag{4.6}$$

Die **nominelle spezifische Reibleistung** oder **nominelle Reibleistungsdichte** berechnet sich aus den Beanspruchungsgrößen wie folgt:

$$\dot{q}_N(t) = \mu(t) \cdot p_N(t) \cdot v(t) = \mu(t) \cdot p_N(t) \left[v_0 - \frac{A_N \cdot d_N^2}{4 \cdot J} \int_0^t \mu(t) \cdot p_N(t) \cdot dt \right] \tag{4.7}$$

Entsprechend der Annahme eines konstanten Reibwertes kann der Verlauf der nominellen spezifischen Reibleistung über der Schaltdauer folgendermaßen formuliert werden:

$$\begin{aligned}
 \dot{q}_N(t) &= \mu \cdot \dot{p}_N \cdot t \left[v_0 - \mu \cdot \dot{p}_N \frac{A_N \cdot d_N^2}{4 \cdot J} \left[\frac{t^2}{2} \right] \right] && \text{für } 0 \leq t \leq t_A \\
 \dot{q}_N(t) &= \mu \cdot \hat{p}_N \left[v_0 - \mu \cdot \dot{p}_N \frac{A_N \cdot d_N^2}{4 \cdot J} \left[\frac{\hat{p}_N}{\dot{p}_N} \left(t - \frac{1}{2} \frac{\hat{p}_N}{\dot{p}_N} \right) \right] \right] && \text{für } t_A \leq t \leq t_S
 \end{aligned} \tag{4.8}$$

Die tatsächliche Reibleistungsdichte ist von der örtlichen Pressungsverteilung im Kontakt abhängig, die, wie noch gezeigt wird, nicht unbedingt konstant zu sein braucht. Der integrale Mittelwert der Reibleistungsdichte über die nominelle Kontaktfläche muss jedoch in allen Fällen der nominellen Reibleistungsdichte entsprechen.

Die **Beanspruchungsdauer** t_S ist der Zeitraum vom Beginn des Kraftanstiegs bis zum Stillstand der Welle.

$$t_S = \frac{4 \cdot J}{A_N \cdot d_N^2} \cdot \frac{v_0}{\hat{p}_N \cdot \mu} + \frac{\hat{p}_N}{2 \dot{p}_N} \tag{4.9}$$

Die **spezifische Reibarbeit**, die pro Schaltung im Kontakt umgesetzt wird, errechnet sich unter den genannten Voraussetzungen zu:

$$q_N = \mu \cdot \dot{p}_N \cdot \int_0^{t_A} t \left(v_0 - \mu \cdot \dot{p}_N \frac{A_N \cdot d_N^2}{4 \cdot J} \left[\frac{t^2}{2} \right] \right) dt + \mu \cdot \hat{p}_N \int_{t_A}^{t_S} \left(v_0 - \mu \cdot \dot{p}_N \frac{A_N \cdot d_N^2}{4 \cdot J} \left[\frac{\hat{p}_N}{\dot{p}_N} \left(t - \frac{1}{2} \frac{\hat{p}_N}{\dot{p}_N} \right) \right] \right) dt = \frac{J}{2 \cdot A_N} \left(\frac{2 \cdot v_0}{d_N} \right)^2 \quad (4.10)$$

Neben den genannten Größen, die die Verhältnisse während des Schaltvorganges beschreiben, existieren weitere Kennwerte, die für die Beanspruchung maßgeblich sind. Diese sollen als sekundäre Beanspruchungsgrößen bezeichnet werden.

Die **Schalhäufigkeit** S_H gibt die Zahl der Schaltungen pro Zeiteinheit an; der Kehrwert davon ist dann der zeitliche Abstand aufeinanderfolgender Schaltungen und wird als **Taktzeit** t_T bezeichnet. Die **mittlere spezifische Reibleistung** ist definiert als die pro Schaltzyklus umgesetzte spezifische Reibarbeit bezogen auf die Taktzeit:

$$\dot{q}_m = \frac{q_N}{t_T} = \frac{2 \cdot J \cdot v_0^2}{A_N \cdot d_N^2 \cdot t_T} \quad (4.11)$$

Die **Öltemperatur** und der **Ölvolumenstrom** haben keinen direkten Einfluss auf den Schaltungsablauf¹⁰, sondern bestimmen das Temperaturniveau der Umgebung und die Größe der über die Umgebung und den Ölvolumenstrom abgeführten bzw. zugeführten Energie.

4.3.2 Verschleiß- und Reibungskenngrößen

Zur Beschreibung von Reibung und Verschleiß sind eine Vielzahl unterschiedlichster Kenngrößen gebräuchlich. Die in dieser Arbeit verwendeten Kenngrößen werden im Folgenden vorgestellt (**Abbildung 15**).

Ein sehr einfaches und anschauliches Merkmal zur Beurteilung des Verschleißverhaltens ist die **Lebensdauer** N_{ges} . Sie gibt die Anzahl der Schaltungen bis zum Ausfall an und zählt zu den indirekten Verschleißmessgrößen. Aufgrund von Form- und Maßabweichungen sowie der von der Axialkraft und Temperatur¹¹ abhängigen Synchronringaufweitung sind die **axialen Verschleißreserven** H_{ges} der einzelnen Synchronisierungen jedoch nicht konstant. Die axiale Verschleißreserve bezeichnet die maximal mögliche Verschleißhöhe. Trotz vollständig identischem Verschleißverhalten können bei einer ausschließlichen Betrachtung der Lebensdauer Unterschiede vorgetäuscht werden.

¹⁰ Dies gilt streng genommen nur, wenn diese Parameter ohne Auswirkung auf die Höhe des Reibwertes bleiben.

¹¹ Bei unterschiedlichen Materialien bzw. Temperaturen von Ring und Konus findet auf Grund der unterschiedlichen Wärmedehnung eine Veränderung der Verschleißreserve statt.

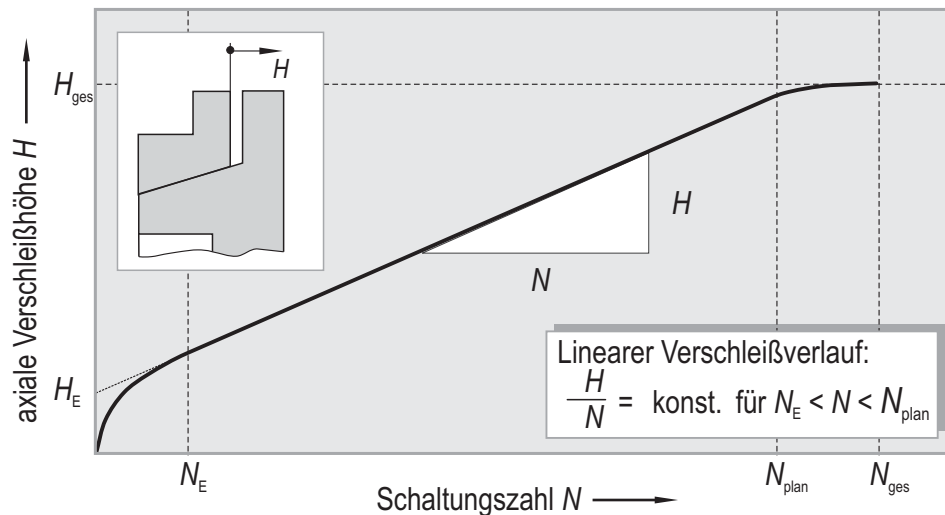


Abbildung 15: Darstellung der Verschleißkenngrößen

Eine Betrachtung von bezogenen Messgrößen in Form des **mittleren Verschleißgradienten** ist in diesem Fall sinnvoll. Der Verschleißgradient bzw. die **mittlere axiale Verschleißhöhe pro Schaltung**¹² kann folgendermaßen bestimmt werden:

$$h_N = \frac{\Delta H}{\Delta N} \quad (4.12)$$

Wegen der geringen Verschleißhöhe pro Schaltung, die das Auflösungsvermögen des Messsystems unterschreitet, kann dieser Wert nur über eine größere Schaltungszahl mit ausreichender Genauigkeit bestimmt werden¹³. Er nimmt nur bei linearen Verschleißverläufen zu jedem Zeitpunkt identische Werte an. Bei nichtlinearen Verläufen muss zusätzlich die zugehörige Schaltungszahl angegeben werden.

Durch den Übergang auf die **axiale Verschleißhöhe pro Reibarbeit**

$$h_q = \frac{h_N}{Q_N} = \frac{d_N^2 \cdot h_N}{2 \cdot J \cdot v_0^2} \quad (4.13)$$

wird der Einfluss der Anfangsgleitgeschwindigkeit und des Massenträgheitsmomentes unabhängig von der umgesetzten Reibarbeit verdeutlicht.

Die genannten Kenngrößen berücksichtigen nicht die Geometrie der Dränagenuten. Insbesondere eine Veränderung der Kontaktflächengröße über der Verschleißhöhe führt zu unterschiedlichen Verläufen von Verschleißhöhe und -volumen. Das **Verschleißvolumen pro Schaltung** v_N erlaubt dagegen eine Beurteilung unabhängig von einem konkreten Verschleißproblem oder einer bestimmten Geometrie, da diese mit in den Kennwert integriert ist. Für

¹² Die beiden Begriffe sollen hier gleichbedeutend verwendet werden.

¹³ Im eigentlichen Sinne widerspricht diese Vorgehensweise der Definition eines Gradienten, der durch Übergang zu infinitesimal kleine Werten bestimmt wird.

den hier vorliegenden Fall einer konstanten Kontaktflächengröße ist die Verschleißhöhe proportional zum Verschleißvolumen.

Die energetische Verschleißintensität als **Verschleißvolumen pro Reibarbeit** v_q ist der Quotient aus **Verschleißvolumen pro Schaltung** v_N und Reibarbeit pro Schaltung:

$$v_q = \frac{v_N}{Q_N} = \frac{h_N \cdot \sin \alpha \cdot A_R}{Q_N} \quad (4.14)$$

Unabhängig vom späteren Verschleißverlauf beginnen die meisten Verschleißprozesse mit einem erhöhten **Einlaufverschleiß**. Dieser wird durch makroskopische Form- und Maßabweichungen der einzelnen Bauteilkomponenten, eine noch nicht an die Beanspruchung angepasste Mikrogeometrie sowie durch physikalisch-chemische Prozesse an den Oberflächen verursacht.

Ein Verschleißprozess lässt sich dementsprechend durch einen Einlaufverschleiß H_E und einen langfristigen Verschleißfortschritt beschreiben. Bei einem konstanten Verschleißgradienten ergibt sich die Verschleißhöhe nach einer Schaltungszahl N zu:

$$H(N) = H_E + h_N \cdot N \quad \text{für } N_E \leq N < N_{\text{plan}} \quad (4.15)$$

Diese Gleichung beschreibt den realen Verschleißverlauf nach Beendigung des Einlaufvorganges. Zum Ende der Lebensdauer der Synchronisierung hin begrenzt ein axialer Anlauf der Flanschflächen von Ring und Konus den Gültigkeitsbereich.

Das **Reibmoment** T_R ermöglicht in Verbindung mit den geometrischen Daten der Synchronisierung und der Axialkraft die Berechnung des Reibwertes μ während des Schaltungsvorgangs:

$$\mu = T_R \cdot \frac{2}{d_N} \cdot \frac{\sin \beta}{F_{\text{ax}}} \quad (4.16)$$

Streng genommen handelt es sich bei diesem Reibwert bereits um einen örtlich gemittelten Reibwert über die gesamte Reibfläche. Insbesondere bei Fresserscheinungen können auf der Reibfläche lokale Unterschiede auftreten. Die Betrachtung der Reibwertverläufe während der einzelnen Schaltungen ermöglicht Rückschlüsse auf das Reibwert- und auch das Verschleißverhalten, die bei einer bloßen Betrachtung zeitlich gemittelter Reibwerte nicht zu treffen wären.

Aufgrund der großen Datenmenge ist jedoch zur Beurteilung des Reibwertverhaltens über der Lebensdauer ein zusätzlicher Kennwert hilfreich – insbesondere um Tendenzen aufzuzeigen und Sprungstellen zu lokalisieren. Der **mittlere Reibwert einer Schaltung** ist das arithmetische Mittel der während des Schaltungsvorgangs berechneten Reibwerte (**Abbildung 16**). Er kann zur Darstellung des Reibwertverhaltens während eines Versuchs oder zum Vergleich des Reibwertverhaltens nach bestimmten Schaltungszahlen von unterschiedlichen Versuchen genutzt werden. In der Praxis hat sich eine Mittelwertbildung aus allen Reibwerten bei einer Differenzdrehzahl kleiner als 60 % der Anfangsdrehzahl etabliert, um nach Möglichkeit nur Reibwerte nach Erreichen der Sollkraft zu erfassen.

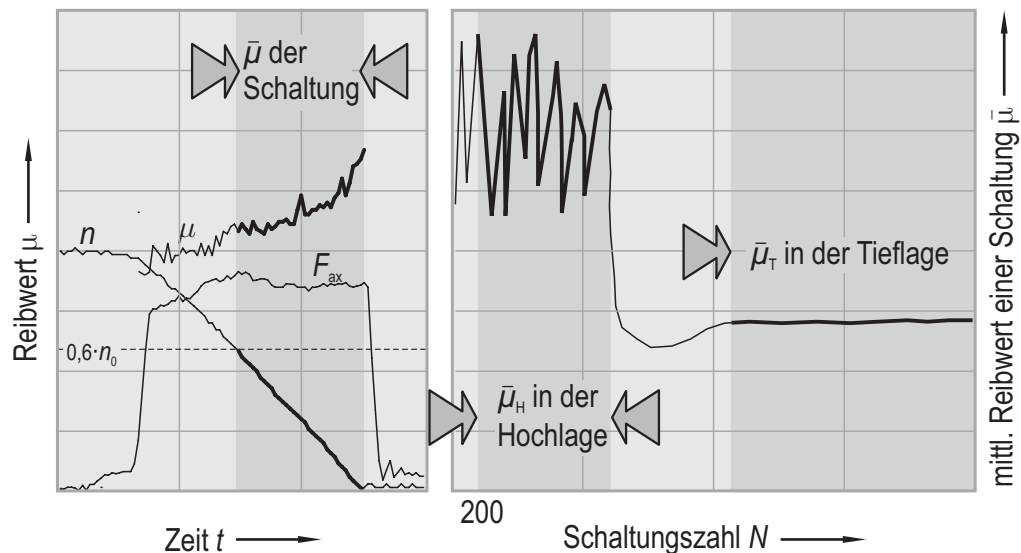


Abbildung 16: Vorgehen bei der Mittelwertbildung über der Schaltdauer (links) und dem Versuch (rechts)

Um das Reibwertverhalten des gesamten Versuchs oder eines Versuchsabschnittes in einer Kenngröße zu charakterisieren, empfiehlt sich die **Mittlung der mittleren Reibwerte** der einzelnen Schaltungen über eine größere Anzahl von Schaltungen zu einem Reibwertmittelwert. Dem spezifischen Verhalten des hier untersuchten Systems mit einer Phase hoher, stark streuender Reibwerte und/oder einer Phase mit konstanten geringeren Reibwerten entsprechend werden zur Charakterisierung zwei Werte herangezogen. Der Reibwertmittelwert während der Hochlage wird zwischen Schaltung 200¹⁴ und dem Ende der Hochlage bzw. dem Anlaufen der Planfläche bei einer dauerhaften Hochlage ermittelt. Der Reibwertmittelwert in der Tieflage entspricht einer Mittelung aller Werte des nahezu konstanten Verlaufes in der Tieflage nach Durchlaufen eines lokalen Minimums.

4.3.3 Temperaturgrößen

Neben der Öltemperatur wurden die Temperaturen von Synchronring und -konus dicht unterhalb der Reibfläche erfasst. Dazu wurden Ring und Konus mit Bohrungen versehen, die 0,5 mm von der Oberfläche entfernt enden. In diesen Bohrungen wurden Thermodrähte appliziert. Der Thermodraht im Ring wurde mit einem Zweikomponentenkleber eingeklebt, da prinzipbedingt keine elektrisch leitende Verbindung zwischen Thermodraht und Prüfteil bestehen darf. Im Konus wurde der Thermodraht mit einer metallischen Hülse eingeklemmt. Diese Messgrößen werden im Folgenden als Bauteiltemperatur bezeichnet. Die Messwerte wurden jeweils kurz nach einer Schaltung erfasst, da der durch die Reibung eingebrachte Wärmestrom die Messstelle erst verzögert erreicht. Der Zeitpunkt, der durch das Steuerungsprogramm festgelegt ist, korrespondiert allerdings nicht mit dem auftretenden

¹⁴ Um die extremen Reibwerte des Einlaufs auszuklammern, wurde die Mittelung erst bei Schaltung 200 begonnen.

Temperaturmaximum, wie die Auswertung der Simulationsrechnung zeigt. Die Größe zeigt dennoch tendenziell die Auswirkungen der untersuchten Parameter auf die Bauteiltemperatur.

4.4 Versuchsprogramm

Zur Ermittlung des tribologischen Verhaltens des Systems wurden Dauerschaltversuche mit verschiedenen Beanspruchungen bis zum Ausfall der Synchronisierung bzw. bis zu einem festgesetzten Versuchsende bei 100.000 Schaltungen durchgeführt. Die Beanspruchungsgrößen für die Versuche wurden einem Parameterfeld entnommen, das in großen Teilen dem Parameterfeld von LÖSCHE Untersuchungen, ergänzt um die zusätzlich variierten Größen, entspricht. Das Versuchsprogramm umfasste Einstufenversuche mit konstanten Beanspruchungsgrößen und Kollektivversuche mit wechselnden Beanspruchungen. Die Kollektivzusammensetzung wurde durch Diskretisierung einer mathematischen Funktion über dem Parameterfeld gewonnen.

4.4.1 Gliederung des Versuchsprogramms

Das Versuchsprogramm lässt sich in mehrere Abschnitte mit unterschiedlichen Zielsetzungen aufteilen. In Einstufenversuchen mit über der Versuchsdauer konstanten Beanspruchungsgrößen sollte das prinzipielle tribologische Verhalten und der Einfluss der einzelnen Größen geklärt werden. Danach wurden Versuche mit verschiedenen Beanspruchungskollektiven durchgeführt, um Erkenntnisse über die gegenseitige Einflussnahme ständig wechselnder Beanspruchungen zu gewinnen. Wegen des umfangreichen Versuchsprogramms konnten die einzelnen Versuche aus zeitlichen Gründen zur statistischen Absicherung nicht wiederholt werden. Prinzipielle Aussagen und das Aufzeigen von Tendenzen sind anhand der Ergebnisse aber ohne Weiteres möglich.

Einstufenversuche:

Die Versuche dieses Abschnittes sollen eine Übersicht über das prinzipielle Reibungs- und Verschleißverhalten in Abhängigkeit der primären Beanspruchungsparameter geben, welches von LÖSCHE für ein ähnliches System bereits intensiv untersucht worden ist. Daher wurden Versuche mit unterschiedlichen Kombinationen von Gleitgeschwindigkeit und Pressung, entsprechend den Versuchen von LÖSCHE durchgeführt. Die restlichen Parameter blieben gemäß den definierten Standardbedingungen konstant. So ist ein direkter Vergleich der Ergebnisse und eine Beurteilung der Auswirkungen des modifizierten Fertigungsverfahrens für die Beschichtung auf das Verhalten möglich.

Einstufenversuche mit Variation eines Parameters:

Anschließend erfolgten Einstufenversuche, bei denen für verschiedene Laststufen¹⁵ ausgehend von den Standardbedingungen jeweils eine der weiteren zu untersuchenden Einflussgrößen

¹⁵ Als Laststufe soll im Weiteren eine Kombination der primären Beanspruchungsparameter Gleitgeschwindigkeit und Pressung bezeichnet werden.

variiert wurde. Dies sind die sekundären Beanspruchungsgrößen Öltemperatur, Ölvolumenstrom und Taktzeit bzw. Schalthäufigkeit sowie das Massenträgheitsmoment und der Pressungsverlauf.

Ziel ist die qualitative und quantitative Erfassung der Veränderung des Reibungs- und Verschleißverhaltens in Abhängigkeit dieser Größen.

Einstufenversuche mit Variation mehrerer Parameter:

Weiterhin ist zu überprüfen, inwiefern sich die Einflüsse der einzelnen Beanspruchungsgrößen superponieren lassen oder ob sich aufgrund der komplexen Zusammenhänge im tribologischen System einzelne Effekte möglicherweise gegenseitig verstärken bzw. aufheben. Daher wurden Einstufenversuche mit einer gegenläufigen Variation von jeweils zwei Parametern durchgeführt, deren thermische Wirkung sich nach den Ergebnissen aus dem vorhergehenden Versuchsblock theoretisch aufheben sollte. Weitere Versuche erfolgten mit einer gleichsinnigen Veränderung von drei Parametern, um eine möglichst starke Wirkung zu erreichen.

Kollektivversuche:

Im letzten Untersuchungsabschnitt wurden Versuche mit unterschiedlichen Kollektiven durchgeführt, die aus verschiedenen Kombinationen von Gleitgeschwindigkeiten und Pressungen gebildet wurden. Neben dem Einfluss der Kollektivzusammensetzung auf das Reibungs- und Verschleißverhalten wurden auch die Auswirkungen unterschiedlicher Öltemperaturen und Schalthäufigkeiten untersucht. Eine Änderung der zu synchronisierenden Schwungmasse erfolgte innerhalb eines Kollektivversuches nicht, da diese im realen Einsatzfall für eine eingebaute Synchronisierung ebenfalls gleich bleibt.

4.4.2 Variationsbereich der Beanspruchungsparameter

Der Variationsbereich der Beanspruchungsparameter (**Tabelle 2**) wurde entsprechend den normalerweise in einem realen Getriebe im Fahrbetrieb auftretenden Größen festgelegt. Die primär durch das Schaltverhalten des Fahrers bzw. durch das bei Schaltautomaten hinterlegte Kennfeld und das Streckenprofil bestimmten Größen sind in den grau hinterlegten Zellen angegeben. Die Pressung und der Pressungsverlauf ergeben sich aus der vom Fahrer am Schalthebel aufgebrauchten Schaltkraft verstärkt durch die Übersetzung des Schaltgestänges bzw. durch die Schaltkraft eines hydraulischen, pneumatischen oder elektromotorischen Aktors. Die Gleitgeschwindigkeit bei Synchronisationsbeginn ist eine Funktion der Fahrzeuggeschwindigkeit zum Schaltzeitpunkt und des getriebespezifischen Stufensprungs zwischen den geschalteten Gängen. Der Einfluss dieser Parameter auf das Funktions- und Lebensdauerverhalten sowohl im Einstufen- als auch im Kollektivversuch wurde von LÖSCHE bereits detailliert untersucht. Die anderen Versuchsparameter wurden nicht oder nur in Stichversuchen variiert. Die in jenen Untersuchungen verwendeten Standardwerte für diese Parameter sind fett gedruckt.

		Einheit	Einstufenversuch	Kollektivversuch
nominelle Pressung	\hat{p}_N	N/mm ²	3,0 und 5,0	3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0
Axialkraft	F_{ax}	N	1340 und 2240	
Anfangsgleitgeschwindigkeit	v_0	m/s	4,0...9,5	4,5; 5,5; 6,5; 7,5; 8,5
Anfangsdrehzahl	n_0	1/min	640...1530	
Massenträgheitsmoment	J	kg·m ²	0,20; 0,28 ; 0,36	0,28
Pressungsanstieg	\dot{p}_N	N/(mm ² s)	10... 60	60
mittlere spezifische Reibleistung	\dot{q}_m	mW/mm ²	3... 57 ...115	57; 115
Öltemperatur	$\vartheta_{öl}$	°C	40... 80 ...120	40; 80; 120
Ölvolumenstrom	$\dot{V}_{öl}$	l/min	0,3... 0,4 ...2,0	0,4

Tabelle 2: Variationsbereich der Versuchsparameter

Den Variationsbereich der hier untersuchten zusätzlichen Beanspruchungsparameter ist in den weiß hinterlegten Zellen der Tabelle zusammengefasst. Das zu synchronisierende Massenträgheitsmoment, das für jeden Gang eines Getriebes einen spezifischen, konstanten Wert annimmt, wurde in drei Stufen verändert.

Die Öltemperatur und der Ölvolumenstrom wurden im Rahmen der vom Prüfstand vorgegebenen Grenzen variiert. Im Fahrzeug beeinflussen mehrere Faktoren die sich aufgrund der Wärmezu- und -abfuhr einstellende Öltemperatur. Der Wärmeeintrag ergibt sich aus den Verlustleistungen von Verzahnungen, Lagern, Dichtungen, nicht geschalteten Synchronisierungen und dem Schaltvorgang selbst sowie durch Wärmeleitung vom Motor und anderen Komponenten. Die Wärmeabfuhr hängt von der Luftanströmung und der Oberflächengröße des Getriebegehäuses, der eingefüllten Ölmenge, einem zusätzlichen Ölkühler und der Umgebungstemperatur ab. Da am Prüfstand diese Wärmequellen und -senken nicht vorhanden sind, muss das Öl temperiert werden. Im Getriebe wird in den meisten Fällen eine Öltauchschmierung eingesetzt, so dass die Drehzahlen der Zahnräder für die Ölmenge, die den Reibkontakt erreicht, verantwortlich sind. Am Prüfstand wird hingegen eine kontrollierte Öleinspritzung angewendet.

Eine Variation der mittleren spezifischen Reibleistung kann durch das Massenträgheitsmoment, wobei gleichzeitig eine Änderung der pro Schaltung umzusetzenden Reibarbeit vorgenommen wird, und die Schalthäufigkeit bei konstanter Reibarbeit erfolgen. Im realen Getriebe wird die Schalthäufigkeit durch die Gangzahl des Getriebes, das Streckenprofil und das Fahrerverhalten bestimmt. In Prüfstandsversuchen werden für diese Größe bewusst unrealistische Werte gewählt, um die Prüfstandszeiten zu verkürzen. Dieser Umstand ist bei der Übertragung der Ergebnisse auf die Praxis zu beachten.

In den Kollektivversuchen wurde die Taktzeit für jede Schaltung entsprechend angepasst, so dass sich pro Schaltzyklus eine konstante mittlere Reibleistung ergab. Diese Taktzeit-

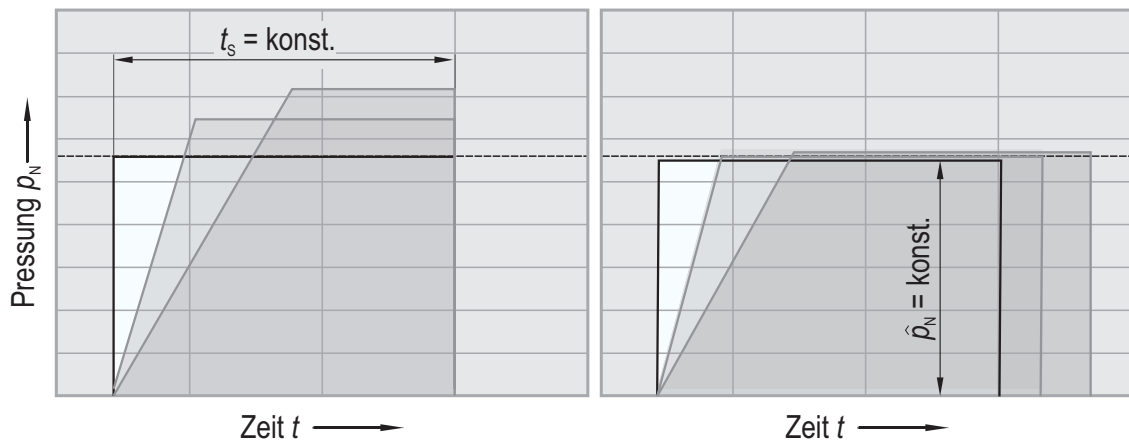


Abbildung 17: Variation des Pressungsanstiegs unter der Bedingung einer konstanten Schaltzeit bzw. einer konstanten Pressung nach dem Anstieg

anpassung an die umzusetzende Reibarbeit ist ein wesentlicher Unterschied zu der gängigen Prüfstandspraxis. Dort wird meist unabhängig von der Belastung eine möglichst kurze Taktzeit angestrebt, um die Versuchszeiten gering zu halten. Die hier benutzte, abweichende Art der Taktzeitfestlegung hat nachweislich einen Einfluss auf das Lebensdauerverhalten und muss daher beim Vergleich mit Messergebnissen, die mit anderen Taktzeiten ermittelt wurden, berücksichtigt werden. Dadurch ergibt sich jedoch eine von der Anfangsgleitgeschwindigkeit unabhängige, konstante mittlere Bauteiltemperatur, was für die Auswertung und den Vergleich der Versuche von großem Vorteil ist.

Der Pressungsverlauf über der Schaltdauer wurde durch eine Variation des Pressungsgradienten beeinflusst. Dabei wurden zwei unterschiedliche Zielsetzungen verfolgt kann (**Abbildung 17**). Einerseits wurde die Pressung auf einen vom Gradienten abhängigen Maximalwert gesteigert, so dass sich eine konstante Schaltzeit ergab (links), andererseits wurde die Pressung unabhängig von der Anstiegsgeschwindigkeit auf einen konstanten Wert gesteigert, was zu unterschiedlichen Schaltzeiten führte (rechts).

4.4.3 Zusammenstellung der Kollektive

Ein Beanspruchungskollektiv besteht aus mehreren Laststufen, die durch unterschiedliche Kombination der Beanspruchungsgrößen aus dem Parameterfeld gebildet werden. Schon für die Bildung der Laststufen aus den Beanspruchungsgrößen ergibt sich eine unüberschaubare Anzahl von Kombinationsmöglichkeiten. Aus diesem Grund wurden im Kollektiv lediglich die primären Beanspruchungsparameter Pressung und Gleitgeschwindigkeit variiert. Die übrigen Größen wurden über den gesamten Versuch konstant gehalten. Hinzu kommen weitere Variationsmöglichkeiten bei der Kollektivbildung, wie

- die Anzahl der Laststufen,
- die Häufigkeitsverteilung der Laststufen und
- die Reihenfolge der Laststufen.

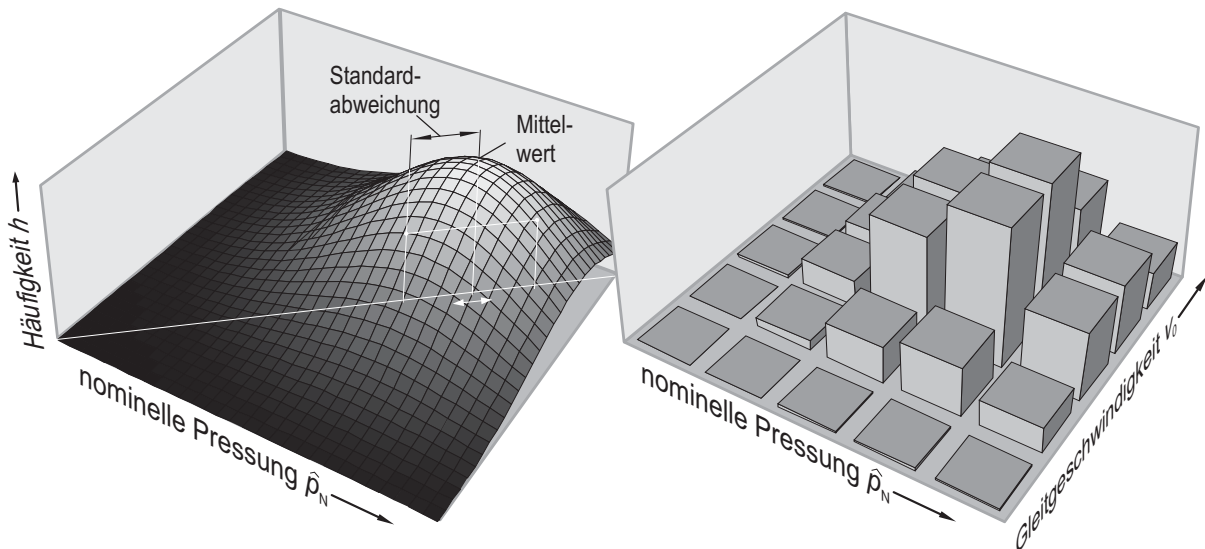


Abbildung 18: Verteilungsfunktion mit den Variationsparametern (links) und die daraus ermittelte diskrete Verteilung der Laststufen (rechts)

Aufgrund der bisherigen Erfahrungen wurden ausschließlich Kollektive mit einer großen Anzahl von Laststufen zusammengestellt und untersucht. Solche vielstufigen Kollektive erschweren auf der einen Seite die gezielte Untersuchung von Einzeleffekten, sind jedoch wegen ihrer Realitätsnähe für die praktische Umsetzung der Ergebnisse eher anwendbar. Aus dem gleichen Grund wurden die Versuche grundsätzlich mit der praxisnäheren stochastischen Reihenfolge der Laststufen durchgeführt. Eine grundlegende Beschreibung der Einzeleffekte bei Kollektivbeanspruchung mit zwei, drei oder vier Laststufen und verschiedenen Lastfolgen ist bei LÖSCHE [38] zu finden.

Die für die hier vorgestellten Untersuchungen gebildeten Kollektive sollten folgende Anforderungen erfüllen:

- Das Kollektiv sollte möglichst das gesamte Parameterfeld der Einstufenversuche überdecken.
- Das Kollektiv sollte einer mathematisch einfach beschreibbaren Verteilung entsprechen.

Das Parameterfeld der Kollektivversuche umfasst jeweils fünf verschiedene Anfangsgleitgeschwindigkeiten und Pressungen (Tabelle 2), aus denen 25 Laststufen gebildet wurden. Als Verteilungsfunktion wurde eine dreidimensionale Normalverteilung gewählt (**Abbildung 18**). Die Standardabweichung und der Mittelwert der Verteilung, das heißt die Lage der Laststufe mit der größten Häufigkeit im Parameterfeld, kennzeichnen die „Schwere“ des Kollektivs; ein „schweres“ Kollektiv enthält einen größeren Anteil schädigender Laststufen als ein „leichtes“ Kollektiv. Eine Verschiebung des Mittelwertes zu höheren Beanspruchungen führt damit eindeutig zu „schwereren“ Kollektiven. Eine Erhöhung der Standardabweichung kann abhängig von der Lage des Mittelwertes entweder „schwerere“ oder „leichtere“ Kollektive bewirken, da sowohl die Anzahl höherer Beanspruchungen als auch niedrigerer Beanspruchungen zunimmt. Die Auswirkungen sind somit vom spezifischen Schädigungsverhalten eines Systems abhängig.

Insgesamt wurden Verteilungen mit drei verschiedenen Mittelwerten und zwei unterschiedlichen Standardabweichungen gebildet. Durch Diskretisierung und Normierung der Funktionen wurden die Häufigkeiten der einzelnen Parameterkombinationen ermittelt.

5 Modellbildung

Da sich in vielen Untersuchungen die Temperatur im Kontakt als eine entscheidende Einflussgröße auf das tribologische Verhalten von reibungsbeanspruchten Oberflächen herausgestellt hat (Abschnitt 2.3), soll die Temperaturverteilung in der Reibfläche zur Deutung der Versuchsergebnisse herangezogen werden. Eine direkte Messung der Reibflächentemperatur ist wegen der damit verbundenen Störung des Kontaktes und der in Abschnitt 2.4.1 dargelegten Einschränkungen mit erheblichen Unsicherheiten verbunden. Aus diesem Grund soll die Temperaturverteilung mit einem realitätsnahen, rechnerischen Modell bestimmt werden.

Die Komplexität der Bauteile sowie der thermischen Bedingungen und nicht zuletzt die Temperaturabhängigkeit der Materialeigenschaften lassen eine umfassende Berechnung mit klassischen analytischen Lösungsansätzen nur bedingt zu. Daher soll mit der Methode der finiten Elemente (FE-Methode oder FEM) ein numerischer Ansatz auf die Problemstellung angewendet werden.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde das FE-Programmpaket ANSYS in der Version 5.6.1 verwendet.

5.1 Grundlagen der Finite-Elemente-Methode

Der Ansatz der FE-Methode besteht darin, ein komplexes, mit klassischen analytischen Methoden nicht lösbares Problem in einzelne Teilprobleme zu zerlegen. Während sich bei den klassischen Verfahren die Lösungsfunktion, die das Verhalten des kompletten Systems abbilden muss und entsprechend komplex sein kann, über die gesamte Struktur erstreckt, werden bei der FE-Rechnung einfache Ansatzfunktionen niedriger Ordnung für die unbekannte Lösungsfunktion abgegrenzter Teilgebiete (Elemente) aufgestellt. Als zu bestimmende Koeffizienten dieser Ansatzfunktionen werden physikalisch deutbare Größen angesetzt. Im Falle einer strukturmechanischen Analyse sind dies die Verschiebungen bzw. bei einer thermischen Analyse die Temperaturen der Elementknoten. Die Funktionen sind so gewählt, dass bestimmte Bedingungen im Inneren oder am Rande der Gebiete erfüllt werden. Die einzelnen Elemente sind über ihre Knoten miteinander verknüpft [43].

Die Lösung des Problems erfolgt, indem ein Integralausdruck der Formfunktionen minimiert wird. Die Formfunktionen werden aus der Ansatzfunktion und den zugrunde gelegten physikalischen Gesetzmäßigkeiten und Materialeigenschaften gebildet. Eine gebräuchliche Methode ist das Prinzip vom Minimum der potentiellen Energie des Gesamtsystems, das sich aus dem Potential der inneren und der äußeren Kräfte zusammensetzt. Mit Hilfe des dadurch entstehenden Gleichungssystems können die unbekanntenen Koeffizienten der Ansatzfunktionen bestimmt werden.

Je nach Komplexität des Modells und Anzahl der Freiheitsgrade kann das Gleichungssystem eine erhebliche Größe erlangen, was selbst bei leistungsfähigen Rechnern zu einer langen Rechenzeit und hohem Speicherbedarf sowie zu einer größeren numerischen Unsicherheit führt. Deshalb ist es ratsam, das Modell im Rahmen der geforderten Ergebnisgenauigkeit soweit wie möglich zu vereinfachen und Symmetrien konsequent auszunutzen.

5.2 Modellbeschreibung

Vergleichende Voruntersuchungen mit einem vollständigen dreidimensionalen Modell und einer zweidimensionalen Analyse an einem vereinfachten rotationssymmetrischen Modell der Synchronisierung ergaben, dass trotz der vorhandenen geometrischen Abweichungen von der Rotationssymmetrie durch die Mitnahmenocken und gewindeförmigen Öldränagenuten sowie den Lastangriff an der Verzahnung eine weitgehende Übereinstimmung im Ergebnis erzielt wurde. Eine Reduktion der Freiheitsgrade durch diese Vereinfachung ist vertretbar. Außerdem wurden lediglich der Synchronkonus und der Synchronring, die die zu untersuchende Reibpaarung bilden, modelliert. Die angrenzenden Bauteile wurden durch entsprechende Randbedingungen ersetzt.

Die in der Kontaktzone eingeleiteten Wärmeströme ergeben sich aus den zeitlich und örtlich unterschiedlichen Kontaktpressungen¹⁶. Da in der verwendeten Version des FEM-Programms keine Kontaktelemente existieren, die aus der berechneten Pressungsverteilung und einer Gleitgeschwindigkeit insbesondere bei instationären Prozessen die Reibleistungsverteilung generieren, muss die Analyse in zwei Schritten durchgeführt werden. Eine vorab durchgeführte, statische mechanische Analyse bestimmt die Pressungsverteilung in der Kontaktzone in Abhängigkeit der äußeren Kraft. In einer folgenden, transienten thermischen und mechanischen Analyse wird die berechnete Pressungsverteilung zur Ermittlung der aufzuprägenden Wärmeströme im Kontakt verwendet.

Die Randbedingungen, die den an die Umgebung abgeführten Wärmestrom festlegen, wurden anhand von Temperaturmessungen während der Versuche angepasst. Das gesamte Modell wurde anschließend anhand der Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen validiert.

Eine FE-Analyse wird typischerweise in folgenden Schritten durchgeführt:

- Geometriebeschreibung und Vernetzung
- Definition der Randbedingungen (zum Beispiel äußere Kräfte und Verschiebungen bzw. Temperaturen)
- Lösung des Gleichungssystems
- Aufbereitung der Lösung

¹⁶ Die Voruntersuchungen haben gezeigt, dass die Pressungsverteilung im Kontakt in erheblichem Maße von der makroskopischen Geometrie insbesondere der Differenz des Kegelwinkels von Ring und Konus abhängt und sich somit im Laufe eines Versuches bedingt durch Verschleiß ändern kann.

Im Folgenden werden der Aufbau des geometrischen Modells, die physikalischen Grundlagen, die aufgebrachten Randbedingungen, die Validierung und grundlegende Aussagen des Modells dargelegt.

5.2.1 Struktur des Modells

Die Querschnittsfläche wird aus den in einer Variablendatei abgelegten, geometrischen Abmaßen von Synchronkonus und -ring automatisch generiert. Damit ist es möglich, durch einfache Änderung der Variablendatei Synchronisierungen unterschiedlicher geometrischer Abmessungen zu analysieren. **Abbildung 19** zeigt den vernetzten Schnitt durch den Synchronkonus und den -ring. Die Vernetzungsdichte stellt immer einen Kompromiss aus Rechenzeit und Ergebnisgenauigkeit dar. Sie wird so gewählt, dass in der Kontaktzone und den darunter liegenden Bereichen, in denen große Gradienten der Ergebnisgrößen erwartet werden und die für die Ergebnisinterpretation relevante Daten liefern, eine höhere Netzdicke vorliegt als in den restlichen Bauteilbereichen.

Der verwendete Elementtyp weist sowohl mechanische als auch thermische Freiheitsgrade auf. Die Molybdän-Spritzschicht am Ring wird durch eine der Schichtstärke entsprechende Elementreihe mit den Materialeigenschaften der Schicht modelliert, während die übrigen Elemente die Werkstoffeigenschaften eines legierten Stahles aufweisen. Dabei sind die Wärmeleitfähigkeit und die spezifische Wärmekapazität temperaturabhängige Größen, während die Dichte und der Elastizitätsmodul als von der Temperatur unabhängig angenommen werden. Weitere maßgebliche Größen sind die Querkontraktionszahl und der Wärmeausdehnungskoeffizient.

In den potentiellen Kontaktbereichen zwischen Synchronring und -konus werden spezielle Kontaktelemente platziert. Diese Kontaktelemente gestatten es, eine Berührung bzw. Durchdringung der Bauteile zu erkennen und die Pressungsverteilung im Kontakt zu berechnen. Den Kontaktelementen wird eine große Wärmeleitfähigkeit zugeordnet, um an beiden Oberflächen

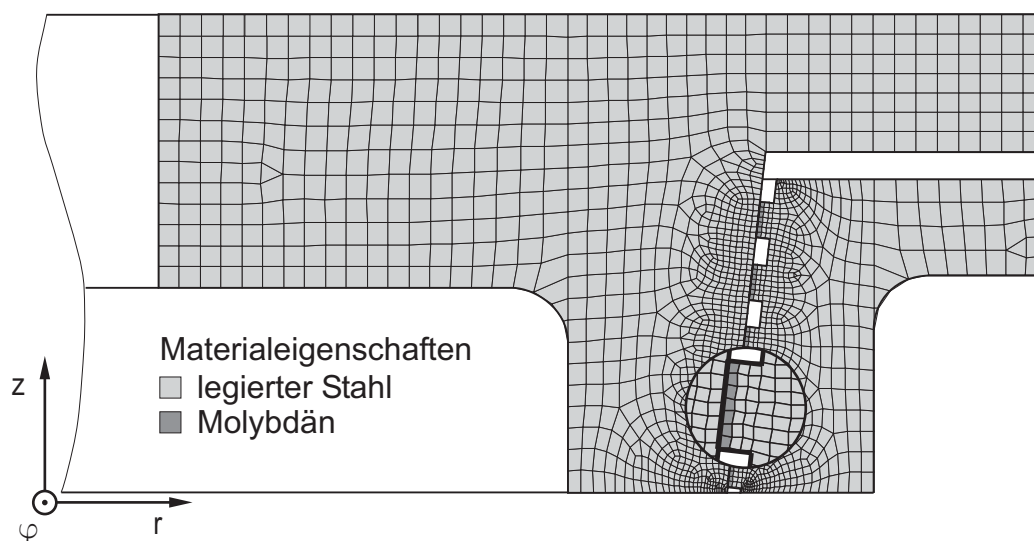


Abbildung 19: Darstellung des vernetzten FE-Modells

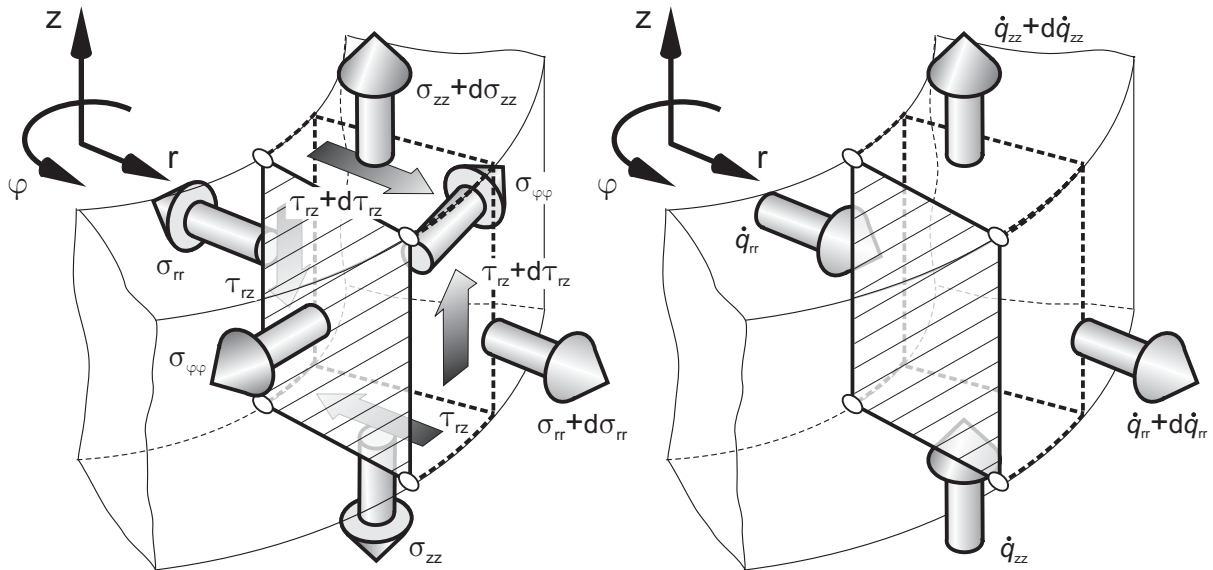


Abbildung 20: Elemente der strukturmechanischen und thermischen Analyse

die gleiche Temperatur zu erzwingen. Die Kontaktsteifigkeit entspricht den elastischen Eigenschaften des Grundwerkstoffes.

Die Struktur eines zweidimensionalen Elementes für ein rotationssymmetrisches Modell zeigt beispielhaft **Abbildung 20**. Aus der Rotationssymmetrie lässt sich ableiten, dass der Querschnitt eben bleibt und keine Verschiebungen und Schubspannungen in Umfangsrichtung auftreten. Die Gleichgewichtsbedingungen der beiden relevanten Koordinatenrichtungen liefern unter Vernachlässigung der Massenkräfte¹⁷ die zu lösenden Differentialgleichungen:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_{rr}}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} + \frac{\sigma_{rr} - \sigma_{\varphi\varphi}}{r} &= 0 \\ \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial r} + \frac{\tau_{rz}}{r} &= 0 \end{aligned} \quad (5.1)$$

Weiterhin wird das Hookesche Gesetz für lineare elastische Verformung und eine bilineare Ansatzfunktion für die zu berechnenden Knotenverschiebungen gewählt.

Aufgrund der Rotationssymmetrie sind die Temperaturen analog zur Dehnung beim mechanischen Modell unabhängig vom Umfangswinkel. Es treten in dem Bauteil lediglich Wärmeströme in radialer und axialer Richtung auf. Daraus resultiert die zu lösende Wärmeleitungsgleichung:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{q}_{rr}}{r} + \frac{\partial \dot{q}_{rr}}{\partial r} + \frac{\partial \dot{q}_{zz}}{\partial z} &= -\rho \cdot c \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial t} \quad \text{mit } \dot{q} = -\lambda \text{ grad } \vartheta \\ \Rightarrow \lambda \left[\frac{\partial \vartheta}{\partial r} \cdot \frac{1}{r} + \left(\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} \right) \right] &= \rho \cdot c \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial t} \end{aligned} \quad (5.2)$$

¹⁷ Es wird eine stationäre Analyse durchgeführt. Die auftretenden Massenkräfte sind gegenüber der äußeren Kraft vernachlässigbar.

Im Gegensatz zum mechanischen Ansatz können die Massenwirkungen, das heißt die wärmespeichernde Masse, hier auf Grund der kurzen Schaltzeiten und des nicht stationären Wärmestromes nicht vernachlässigt werden. Erschwerend kommt hinzu, dass die thermischen Materialeigenschaften – Wärmeleitfähigkeit und -kapazität – eine Funktion der Temperatur sind, so dass eine Iteration notwendig wird. Es muss eine transiente Rechnung durchgeführt werden.

Die bisherigen Betrachtungen beschreiben die mechanischen und thermischen Verhältnisse im Inneren des Bauteiles. Für die Wechselwirkungen mit anderen Bauteilen und der Umgebung werden die Randbedingungen und äußeren Lasten definiert.

5.2.2 Randbedingungen und Lastdefinition

Auf Grund der „Komplexität“ eines Schaltzyklus mit unterschiedlichsten Lasten und Randbedingungen wird ein Zyklus in mehrere Lastschritte unterteilt. Die Beanspruchung wird analog zum zeitlichen Ablauf einer realen Schaltung aufgebracht. Ein Lastschritt besteht aus einer Angabe zu Höhe der Last, die linear ansteigend oder als Sprung auftritt, und zur Zeitdauer.

Die mechanischen Randbedingungen ergeben sich aus der Betrachtung der Einbausituation der Prüfteile und dem Ablauf eines Schaltvorganges (**Abbildung 21**). Der Synchronkonus ist entsprechend der Montage im Prüfstand im Bereich der Verbindung zum Messaufnehmer in allen Koordinatenrichtungen festgelegt.

Dem Synchronring wird entweder eine Verschiebung oder eine Kraft aufgeprägt. Während einer Schaltung wird die an der Sperrverzahnung des Synchronringes angreifende Axialkraft vorgegeben. Die Schaltungsphase ist dabei insbesondere im Bereich des Kraftanstiegs in mehrere Lastschritte unterteilt, damit eine ausreichende Genauigkeit bei der Linearisierung

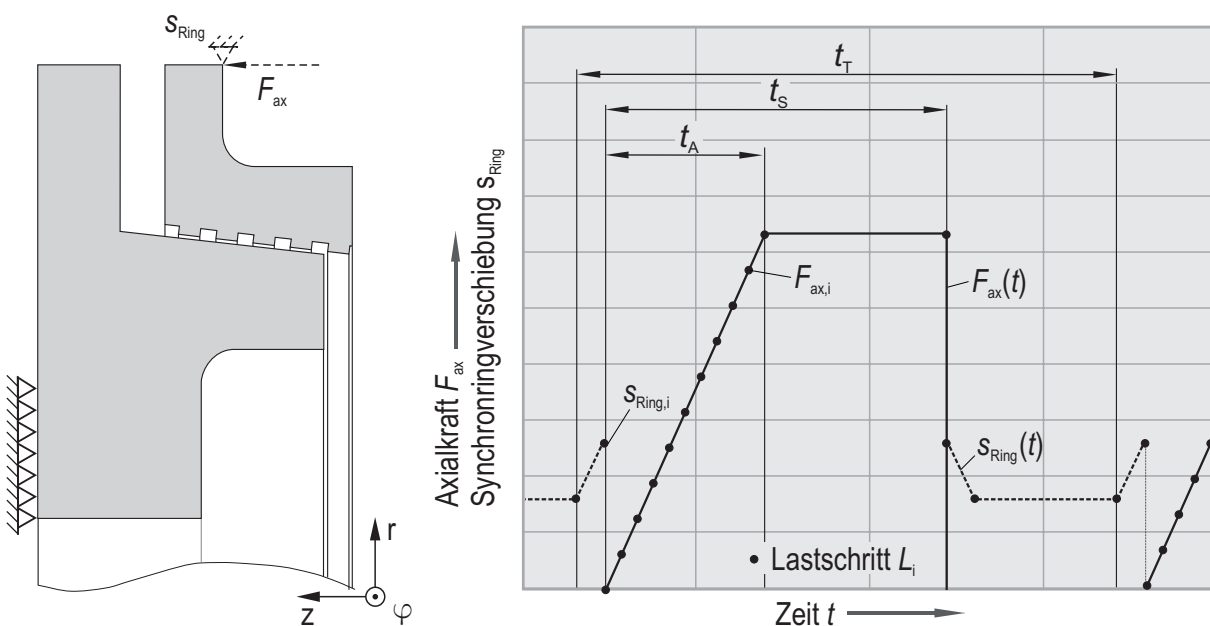


Abbildung 21: Mechanische Randbedingungen und Lastgrößen des FE-Modells

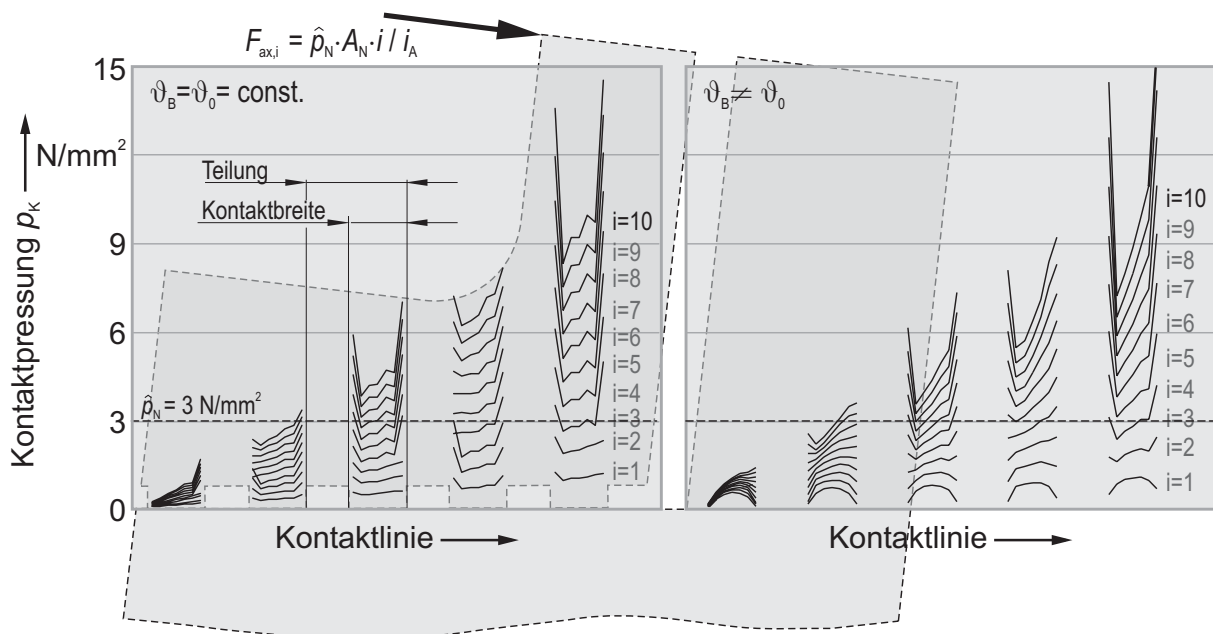


Abbildung 22: Pressungsverteilung im Kontakt für die einzelnen Lastschritte i des Kraftanstiegs mit (rechts) und ohne Berücksichtigung (links) thermisch bedingter Verformungen

des Reibleistungsverlaufs erreicht werden kann. Zwischen den Schaltungsvorgängen wird dem Ring eine axiale Verschiebung aufgeprägt, so dass der Kontakt zwischen Ring und Konus aufgehoben wird. So können in den Phasen zwischen den Schaltungen keine Wärmeströme zwischen den Bauteilen ausgetauscht werden. Bei Materialkombinationen mit Reibwerten nahe der Selbsthemmung, die zum Verklemmen neigen, ist es auch möglich, den Kontakt zwischen den Schaltungsphasen bestehen zu lassen. Dies war bei den durchgeführten Versuchen zumindest im Bereich der Reibwerttieflage nicht der Fall.

Um die durch Reibung verursachten Wärmeströme im Kontakt zu bestimmen, wird in einem ersten Schritt in einer stationären mechanischen Analyse die aus der angreifenden Axialkraft resultierende Pressungsverteilung an den einzelnen Kontaktelementen für die einzelnen Lastschritte im Kraftanstieg ermittelt (**Abbildung 22**). Das linke Diagramm zeigt die Pressungsverteilung für einen in zehn Schritte unterteilten Pressungsanstieg bei konstanter Bauteiltemperatur, da die Temperaturverteilung im Bauteil zu diesem Zeitpunkt noch unbekannt ist. Dementsprechend kann ein Einfluss thermisch bedingter Verformungen auf die Pressungsverteilung nicht berücksichtigt werden. Die Pressungsverteilung im Kontakt bei der anschließenden thermischen und mechanischen Analyse mit einer auf der Pressungsverteilung des linken Diagramms basierenden Reibleistungsverteilung zeigt das rechte Diagramm. Bedingt durch thermische Verformungen ergeben sich abweichende Pressungsverteilungen. Die mittlere Pressung und somit auch die mittleren Wärmeströme pro Reibflächensegment bleiben jedoch annähernd konstant. Deswegen sind die zu erwartenden Unterschiede in der Temperaturverteilung bei einer erneuten thermischen Analyse mit der korrigierten Reibleistungsverteilung gering. Aus diesem Grund bleiben thermische Verformungen bei den

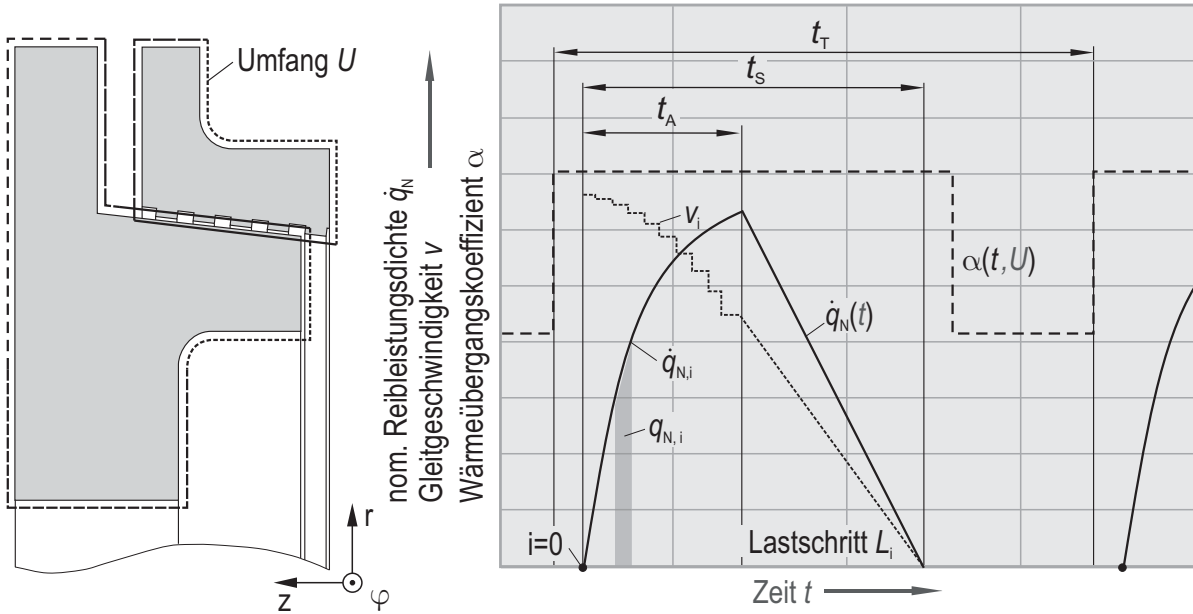


Abbildung 23: Thermische Randbedingungen und Lastgrößen des FE-Modells

weiteren Rechnungen unberücksichtigt, da anderenfalls sehr zeitaufwendige Iterationsschritte notwendig werden.

Da der zeitliche Reibleistungsverlauf im Pressungsanstieg nach Gleichung (4.8) einem Polynom 3. Ordnung folgt, das FE-Programm aber nur einen linearen zeitlichen Verlauf der Lastgrößen zwischen den einzelnen Lastschritten zulässt, muss abschnittsweise eine Linearisierung vorgenommen werden (**Abbildung 23**). Dazu wird angenommen, dass die Gleitgeschwindigkeit für jedes Inkrement bei linearem Pressungsanstieg einen konstanten Ersatzwert annimmt, der unter der Vorgabe berechnet wird, dass die pro Lastschritt umgesetzte Reibarbeit gleich bleibt. Das Reibmoment zwischen Gleitstein und Schiebemuffe wird vereinfachend mit 10% des Kegelreibmomentes berücksichtigt.

$$q_{N,i} = \underbrace{\mu \cdot \dot{p}_N \int_{t_{i-1}}^{t_i} \left(v_0 - 1,1 \cdot \mu \cdot \dot{p}_N \frac{A_N \cdot d_N^2}{4 \cdot J} \cdot \frac{t^2}{2} \right) dt}_{\text{Realität}} = \underbrace{\mu \cdot \dot{p}_N \frac{t_{i-1} \cdot v_{i-1} + t_i \cdot v_i}{2 \cdot (t_{i-1} - t_i)}}_{\text{Modell}}$$

mit $t_i = \frac{\hat{p}_N}{\dot{p}_N} \frac{i}{i_A}$ und $v_{i=0} = v_0$ (5.3)

$$v_i = v_0 - 1,1 \cdot \frac{2i^2 - 1}{4} \mu \cdot \dot{p}_N \frac{A_N \cdot d_N^2}{4 \cdot J} \cdot \left(\frac{\hat{p}_N}{\dot{p}_N} \frac{1}{i_A} \right)^2$$

Daraus können die spezifischen Wärmeströme für die einzelnen Kontaktelemente K_j und Lastschritte L_i unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Reibdurchmesser berechnet werden.

$$\dot{q}_{i,j} = \mu \cdot p_{K_{i,j}} \cdot v_i \cdot \frac{d_j}{d_N} \quad (5.4)$$

Die Schaltzeit nach Gleichung (4.9) reduziert sich durch Berücksichtigung des Reibmomentes zwischen Schiebemuffe und Gleitsteinen zu:

$$t_s = \frac{4 \cdot J}{1,1 \cdot A_N \cdot d_N^2} \cdot \frac{v_0}{\hat{p}_N \cdot \mu} + \frac{\hat{p}_N}{2 \dot{p}_N} \quad (5.5)$$

Die Berechnung der Taktzeit erfolgt nach Gleichung (4.11). Die genannten Gleichungen sind in einer Skriptdatei implementiert, die aus den ebenfalls in einer Datei vorgegeben Beanspruchungsgrößen die entsprechenden Lastschritte generiert.

Die Wärmeabgabe an die Umgebung erfolgt durch Konvektion an den freien Oberflächen der Bauteile. Dazu werden den Randlinien Wärmeübergangszahlen entsprechend den Umströmungsverhältnissen des Schmierstoffes zugewiesen. Die Umströmungsverhältnisse ändern sich im Laufe eines Schaltzyklus, da die Einspritzdüsen in der Schaltgabel untergebracht sind. Als Temperatur der Umgebung wird die Öltemperatur angenommen. Der Wärmetransport von den Prüfteilen in den Prüfstand im Bereich der Einspannung wird ebenfalls durch Konvektion modelliert. Eine Wärmeabgabe durch Strahlung stellt eine vernachlässigbare Größe dar.

Die thermischen Eigenschaften der Prüfteile und die im Kontakt umgesetzte Reibleistung sind relativ genau bestimmbare Größen. Die Angaben zu Wärmeübergangszahlen bei Konvektion für ölgeschmierte Getriebe werden zumeist experimentell ermittelt und variieren je nach Untersuchung erheblich, da die Umströmung durch den eingespritzten Schmierstoff nicht exakt definiert ist [18][34][26][66]. Ein Abgleich der Simulationsrechnung mit Temperaturmessungen am Prüfstand erfolgte aus diesem Grunde durch Anpassung der Wärmeübergangskoeffizienten.

In einem zweiten Schritt wird nun eine transiente thermische und mechanische Analyse mit diesen Vorgaben durchgeführt und die Temperaturverteilung in den Bauteilen ermittelt.

Bei der Erstellung des Modells wurde darauf geachtet, dass die Simulationsrechnung von der Geometrieerstellung über die Generierung der Lastgrößen und die Berechnung bis zur Aufbereitung der Lösung voll automatisiert abläuft. Vom Anwender müssen lediglich die Geometriedaten, die Beanspruchungsgrößen und die Umgebungsbedingungen vorab in der entsprechenden Datei definiert werden. Damit ist trotz teilweiser langer Rechenzeiten der zeitliche Aufwand für den Anwender gering.

5.2.3 Lösung

Die Simulationsergebnisse der stationären mechanischen Rechnung für die Lastschritte des Kraftanstiegs zeigt beispielhaft **Abbildung 24**. Daraus wird deutlich, dass die Makrogeometrie der Reibfläche einen erheblichen Einfluss auf den Kontaktpressungsaufbau und die Verteilung hat. Bei gleichem Kegelwinkel von Ring und Konus wächst die Pressung bei konstanter äußerer Kraft ausgehend vom kleinsten Durchmesser, wo praktisch keine Pressung auftritt, entlang der Kontaktlinie nahezu linear an. Ursache dafür ist, dass die Kraft an der

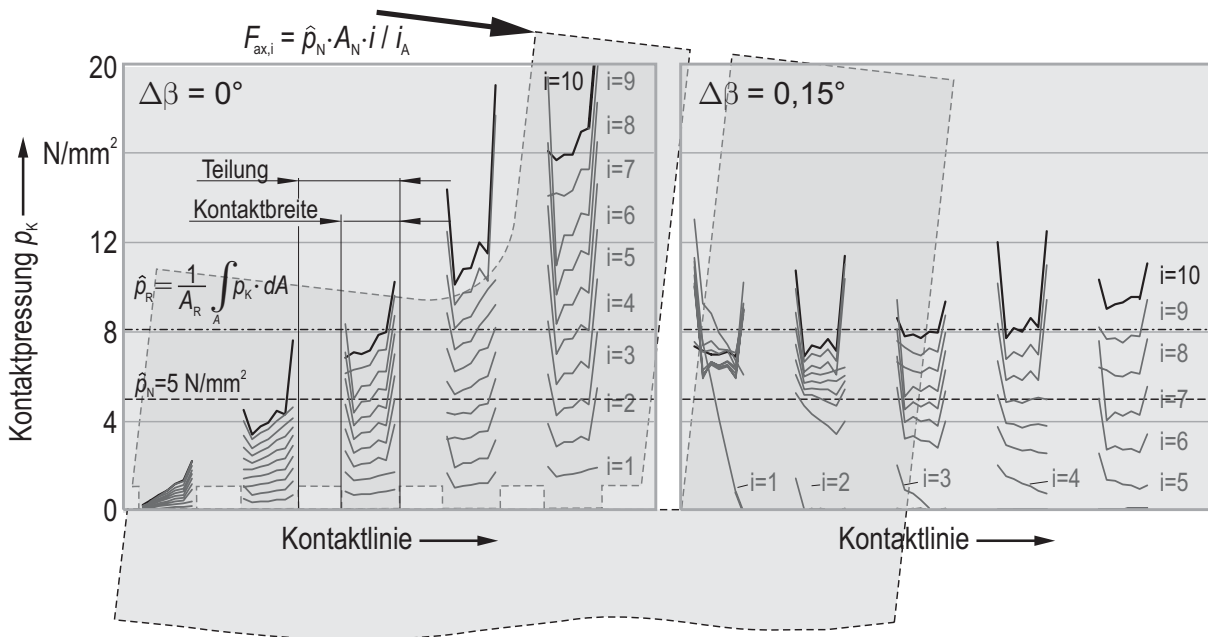


Abbildung 24: Pressungsverteilung im Kontakt für die Lastschritte i des Kraftanstiegs bei identischem Kegelwinkel von Ring und Konus (links) sowie mit geringfügig größerem Kegelwinkel des Ringes (rechts)

Verzahnung und die resultierende Kraft in der Kontaktfläche an unterschiedlichen Durchmessern angreifen. Das entstehende Moment bewirkt eine Verdrehung des Ringquerschnitts.

Dagegen ergibt sich bei gleicher nomineller Pressung, aber geringfügig größerem Kegelwinkel am Ring, eine gleichmäßigere Verteilung im letzten Lastschritt. Allerdings berühren sich in den ersten vier Lastschritten nur einige Segmente am kleineren Durchmesser der Kontaktfläche. Erst im fünften Lastschritt kommt es zum vollständigen Tragen der gesamten Kontaktfläche. Theoretisch könnte abgesehen von den erhöhten Kantenspannungen eine konstante Pressungsverteilung dann erreicht werden, wenn die Kegelwinkeldifferenz infolge einer Winkeländerung durch Verdrehung des Querschnittes vollständig aufgehoben wird. Allerdings kann die Geometrie nur für einen bestimmten Wert der Axialkraft optimiert werden, wie der ungleichmäßige Pressenaufbau über die Lastschritte im rechten Diagramm zeigt.

Der integrale Mittelwert der Pressung über die Kontaktfläche ist in beiden Fällen für die jeweiligen Lastschritte selbstverständlich konstant und entspricht der nominellen Pressung multipliziert mit dem Verhältnis von nomineller zu realer makrogeometrischer Reibfläche. Es wird dabei angenommen, dass der Reibungsanteil in axialer Richtung infolge der Gleitbewegung in Umfangsrichtung vernachlässigbar ist. Ansonsten würde die Pressung entsprechend den auftretenden Schubspannungen geringer ausfallen.

Genaugenommen repräsentiert diese Pressungsverteilung die realen Verhältnisse nicht exakt. Die Position der einzelnen Segmente verschiebt sich aufgrund der gewindeförmigen Ausbildung der Nut in axialer Richtung, je nachdem an welchem Punkt des Umfangs die Schnittfläche liegt. Die Abweichungen sind aber vernachlässigbar.

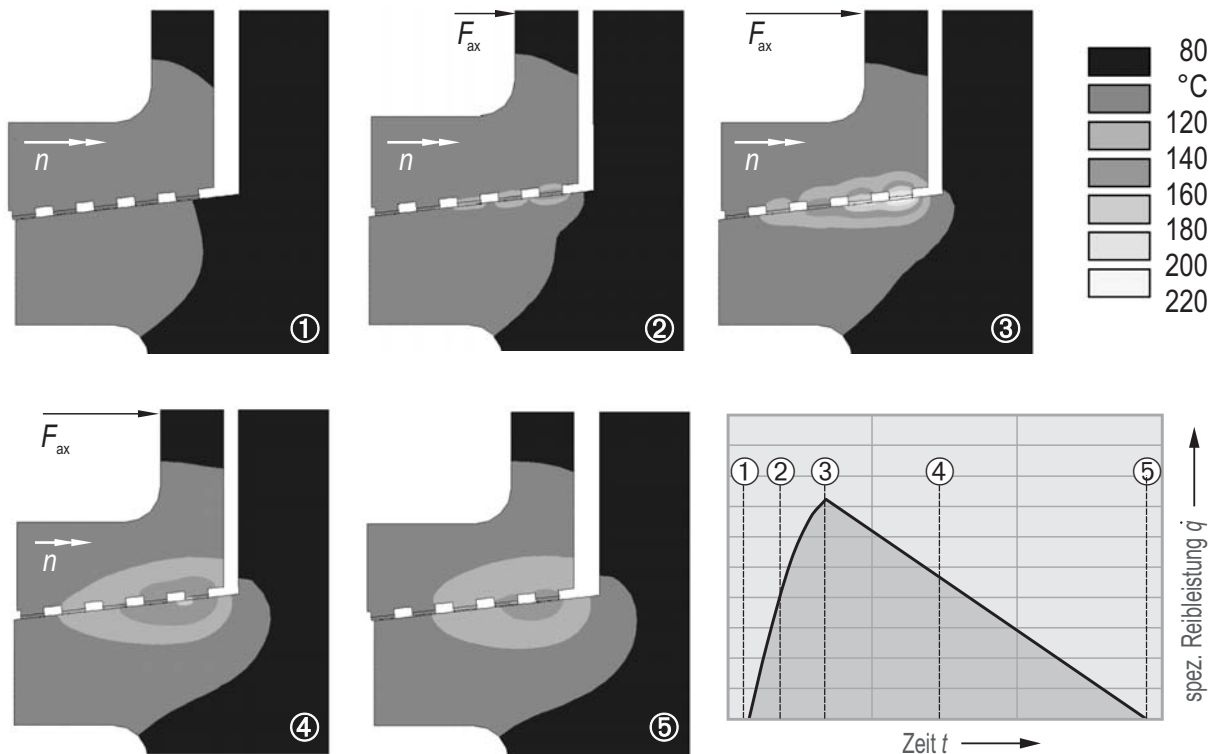


Abbildung 25: Temperaturverteilung in Synchronkonus und -ring bei identischem Kegelwinkel zu verschiedenen Zeitpunkten des Schaltzyklus nach Simulationsrechnung

Die qualitative Reibleistungsverteilung ergibt sich annähernd analog zur Pressungsverteilung. Der Einfluss der Gleitgeschwindigkeit, die aufgrund unterschiedlicher Durchmesser über der Kontaktbreite nicht konstant ist, ist bei großen Nenndurchmessern und kleinen Kegelwinkeln minimal, wird aber berücksichtigt.

Die sich aufgrund der Verteilung der Reibleistungsdichte bei identischem Kegelwinkel und den geschilderten Randbedingungen nach fünf Schaltzyklen¹⁸ einstellende Temperaturverteilung im Bauteil ist in **Abbildung 25** dargestellt. Es zeigt sich, dass bei dieser Geometrie während des Schaltvorganges ein starker Temperaturabfall vom größeren zum kleineren Durchmesser auftritt. Die Kontaktzone am kleinsten Durchmesser wird kaum thermisch beansprucht. Im Zeitraum zwischen den Schaltungen stellt sich allmählich eine entgegengesetzte Temperaturverteilung mit einem Anstieg vom größeren zum kleineren Durchmesser ein (Phase 1), da der Wärmeübergangskoeffizient gemäß den Einbaubedingungen (Abbildung 13) an den freien Oberflächen des Synchronkonus größer ist als an den durch den Synchronkörper abgedeckten Oberflächen.

¹⁸ Nach fünf Schaltzyklen stellt sich ein quasistationärer Zustand ein, wenn eine anfängliche stationäre Temperaturverteilung durch Beaufschlagung mit der mittleren spezifischen Reibleistung erreicht wurde.

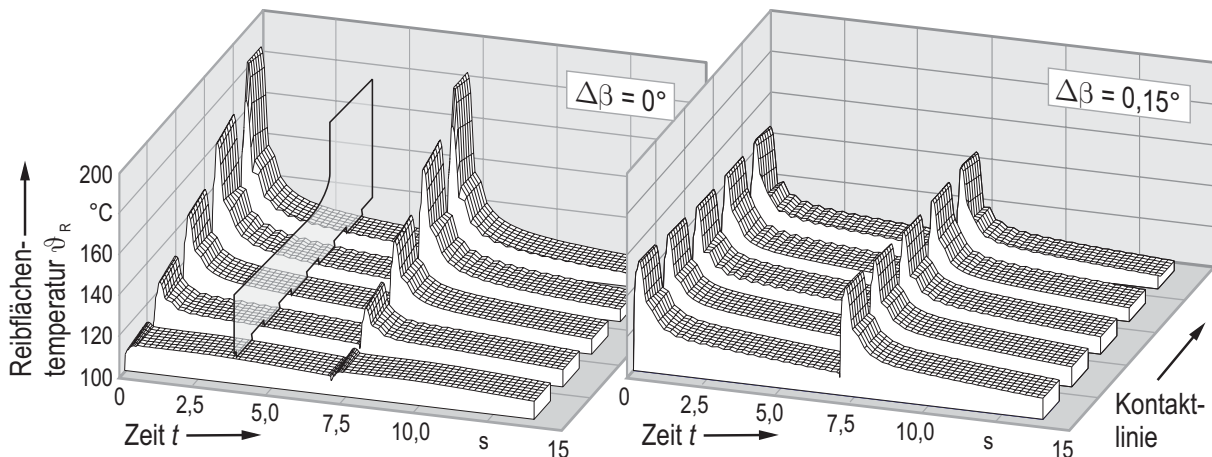


Abbildung 26: Verlauf der Reibflächentemperatur über zwei Schaltzyklen bei gleichen Beanspruchungsgrößen aber unterschiedlichen Kegelwinkeldifferenzen nach der FE-Rechnung

Die für das tribologische Verhalten ausschlaggebende Reibflächentemperatur¹⁹ über zwei Schaltzyklen für identische und unterschiedliche Kegelwinkel von Ring und Konus bei gleicher äußerer Beanspruchung zeigt **Abbildung 26**. Die ungleichmäßige Pressungsverteilung bei gleichem Kegelwinkel spiegelt sich auch in der Temperaturverteilung mit einem Maximalwert von annähernd 200°C wieder. Bei einem um 0,15° größeren Kegelwinkel des Synchronringes verringert sich dieser Maximalwert um 60°C. Durch verschleißbedingten Materialabtrag, vorzugsweise an den thermisch hoch belasteten Zonen, kann eine Reduzierung der thermischen Belastung durch „Selbstoptimierung“ der Kegelwinkel auch im Verlaufe eines Versuches erfolgen, was eine zeitliche Veränderung des tribologischen Verhaltens erklären kann.

Weiterhin ist zu erkennen, dass eine optimal gleichmäßige Temperaturverteilung nicht unbedingt mit einer gleichmäßigen Reibleistungsverteilung einhergeht. Für die Temperaturverteilung ist mit einer Kegelwinkeldifferenz von 0,15° der Optimalwert schon überschritten. Die Temperatur am kleineren Durchmesser nimmt bereits größere Werte an als am größeren Durchmesser. Die den Berechnungen zugrunde liegende Pressungsverteilung nach **Abbildung 24** ist bei diesem Winkel noch nicht vollkommen gleichmäßig. Dies hängt mit den schon erwähnten, unterschiedlichen Wärmeübergangskoeffizienten der Oberflächen zusammen.

Der nicht unbeträchtliche zeitliche Rechenaufwand – abhängig von der Taktzeit bis zu zehn Stunden – für diese Rechnungen ist im Vergleich zum Kosten- und Zeitaufwand von Prüfstandsversuchen gering. Eine Verringerung des Prüfaufwands ist möglich, wenn es gelingt, einen Zusammenhang zwischen dem tribologischen Verhalten und der thermischen

¹⁹ Die hier berechnete Reibflächentemperatur ist nicht die tatsächlich auftretende Temperatur im direkten Kontakt der einzelnen Rauheitserhebungen. Die lokalen Temperaturerhöhungen an den einzelnen Rauheitsügeln werden nicht berücksichtigt.

Beanspruchung zu finden. Eine Anpassung der Randbedingungen und Validierung des Modells mit Hilfe von Prüfstandsversuchen ist jedoch unumgänglich.

5.3 Bewertung des Modells

Die Versuche zum Abgleich des Modells wurden mit einem speziell präparierten Bauteil aus einem vorangegangenen Dauerschaltversuch durchgeführt, in dem mehrere Temperatursensoren platziert waren (**Abbildung 27**). Die Sensoren wurden mit Wärmeleitpaste versehen und mit Klebstoff fixiert. Im Gegensatz zu den restlichen Versuchen, bei denen lediglich ein Temperaturwert nach einer jeden Schaltung erfasst wurde, erfolgte hier eine kontinuierliche Messung. Es wurden jeweils mehrere Schaltungsblöcke mit unterschiedlichsten Beanspruchungen durchgeführt und die Temperaturverläufe aufgezeichnet. Die Schaltungsanzahl in den einzelnen Blöcken wurde so gewählt, dass sich ein quasistationärer Temperaturzustand einstellte. Trotzdem waren die Verläufe über einen Schaltzyklus bei Schaltungen gleicher Beanspruchung nicht vollständig identisch. Dies ist wahrscheinlich auf die zeitlich und örtlich wechselnden Kontakt- und Reibungsverhältnisse zurückzuführen.

Abbildung 28 zeigt einen Vergleich von gemessenen und berechneten Werten. Das linke Diagramm stellt die zeitlichen Verläufe der Temperaturen an den Messstellen über einen Schaltzyklus für einen Beanspruchungszustand dar, wobei mehrere markante Unterschiede auftreten.

Die Zunahme der Abkühlgeschwindigkeit des gemessenen Verlaufes kurz vor Beginn des nächsten Schaltzyklus geht mit der Beschleunigung der Prüfstandswelle einher. Dadurch wurden die Reibpartner wahrscheinlich endgültig getrennt und eine Kühlwirkung durch höheren Schmierstoffdurchsatz erzielt.

Im Vergleich mit der Rechnung fällt das Temperaturmaximum bei den gemessenen Verläufen niedriger aus und ist zeitlich verzögert. Diese Unterschiede sind kein Einzelfall für diese

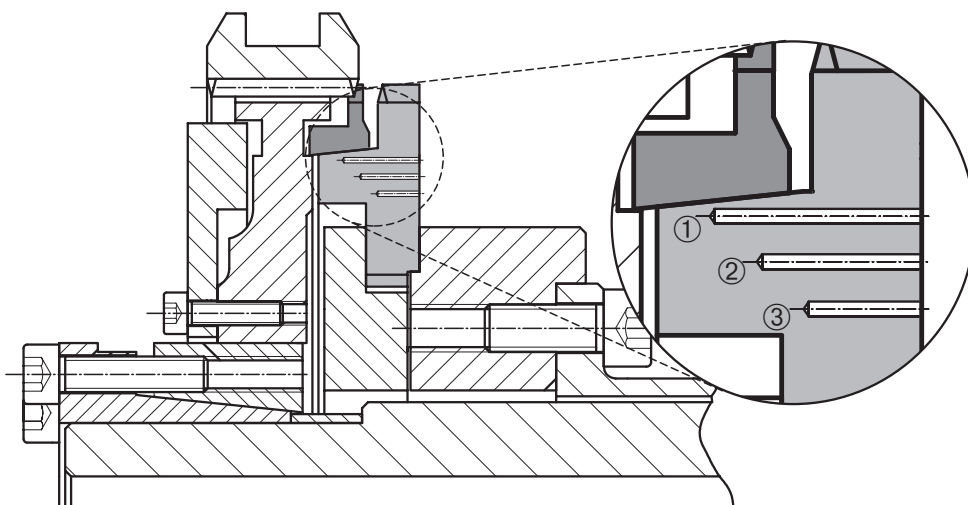


Abbildung 27: Position der Bohrungen für die Temperatursensoren im Rahmen der Abgleichversuche

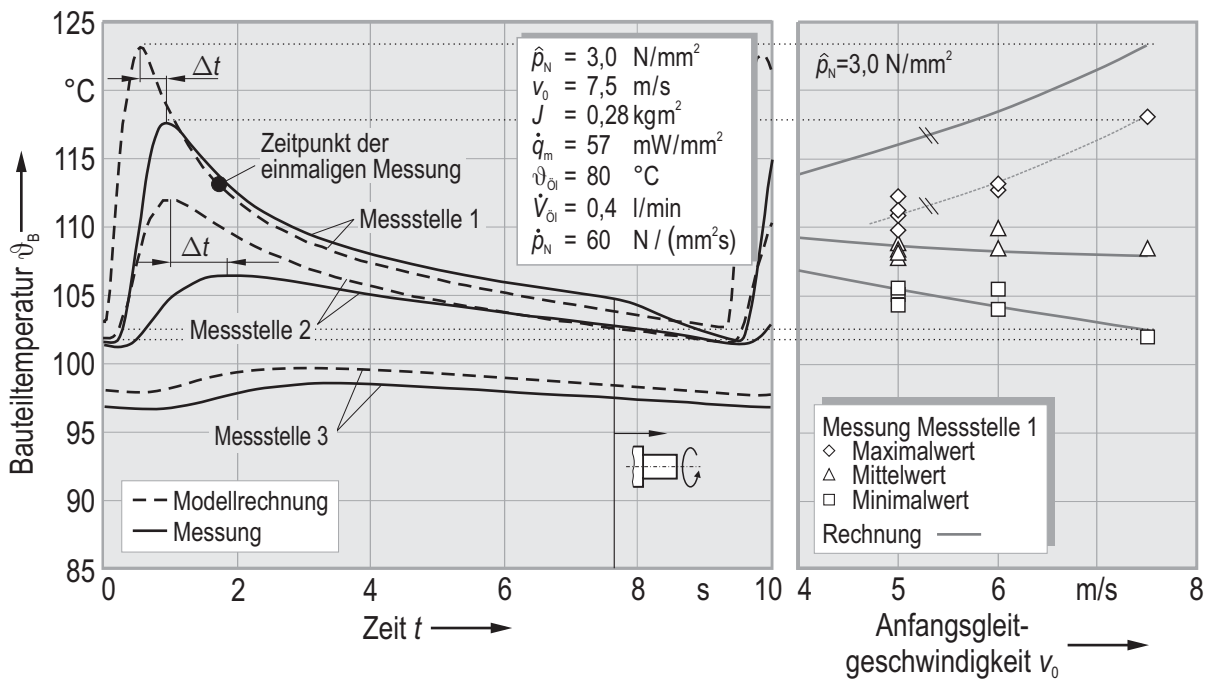


Abbildung 28: Verlauf von gemessener und berechneter Temperatur an den gezeigten Messstellen für eine Beanspruchung (links) und die Abhängigkeit der zeitlichen Extremwerte von der Gleitgeschwindigkeit (rechts)

speziellen Versuchsbedingungen, sondern treten systematisch auf, wie das rechte Diagramm zeigt. Dort sind die Extremwerte der Verläufe und der Mittelwert über einen Schaltzyklus für unterschiedliche Gleitgeschwindigkeiten bei konstanter Pressung aufgetragen. Der in den Messungen erkennbare Zusammenhang zwischen Gleitgeschwindigkeit und Temperaturmaximum wird qualitativ auch von den Berechnungen wiedergegeben. Die Kurven sind lediglich parallel verschoben. Die Minimal- und Mittelwerte der Messung und der Berechnung stimmen für alle Gleitgeschwindigkeiten gut überein. Der Mittelwert ist nahezu unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit, da die mittlere Reibleistung konstant gehalten wurde. Folgende Gründe kommen für die Abweichungen zwischen Rechnung und Messung in Betracht:

- Der Kontakt zwischen Temperatursensor und Bauteil ist unzureichend, das heißt die Temperaturleitfähigkeit des Überganges und des Sensors ist geringer als die Leitfähigkeit des Bauteils. Dafür spricht vor allem auch, dass die größten Unterschiede bei schnellen Temperaturänderungen auftreten, sowie der zeitliche Versatz der Kurven.
- Durch Fertigungsabweichungen der Bohrung stimmen die Position des Sensoren bei Rechnung und Messung nicht überein, was insbesondere bei großen Temperaturgradienten im Bauteil zu Abweichungen führt.
- Die thermischen Eigenschaften der Bauteile von Messung und Rechnung stimmen nicht exakt überein.
- Die räumliche Ausdehnung der Messstelle führt zu einer Mittelwertbildung.

Da für die Versuche ein Bauteil aus einem Dauerschaltversuch zum Einsatz kam, wurde von vollständig eingelaufenen Reibflächen ausgegangen. Entsprechend wurde die Modellrechnung

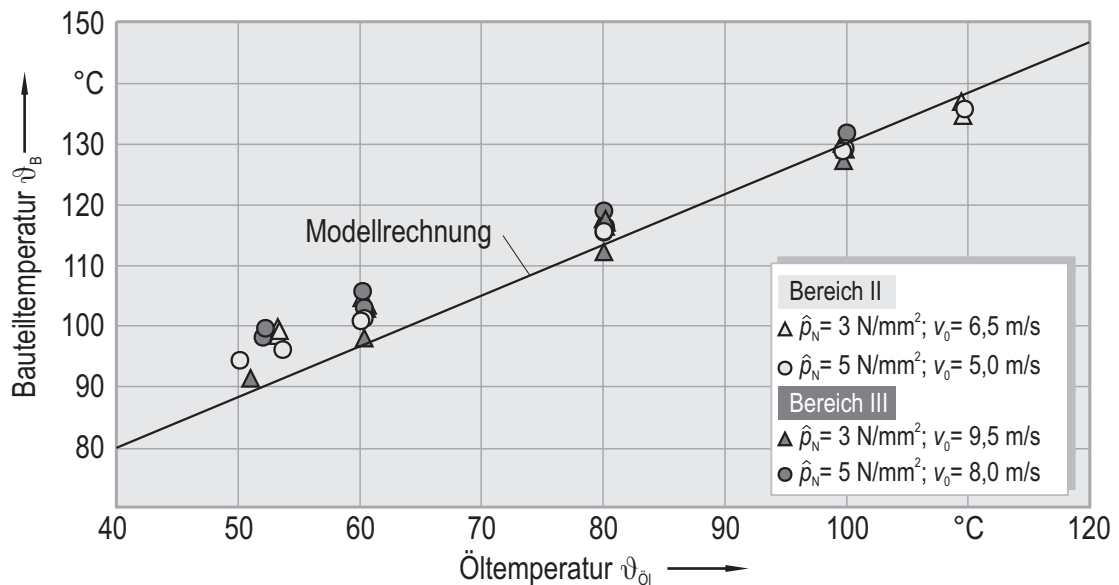


Abbildung 29: Abhängigkeit der Bauteiltemperatur von der Öltemperatur bei einer mittleren spezifischen Reibleistung von 57 mW/mm^2

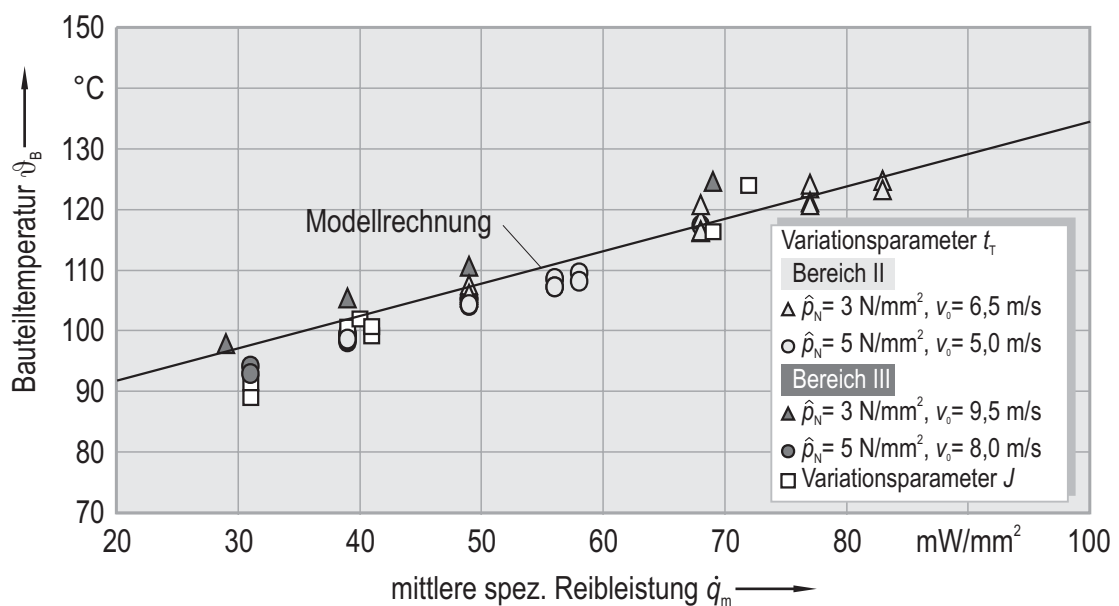


Abbildung 30: Abhängigkeit der Bauteiltemperatur von der mittleren spezifischen Reibleistung bei einer Öltemperatur von 80°C

mit einer der Belastung angepassten Kegelwinkeldifferenz durchgeführt. Dies kann ein weiterer Grund für die Abweichungen zwischen Rechnung und Messung sein. Unter Berücksichtigung der genannten Punkte, die vor allem auf mögliche Mängel der Temperaturmessung hinweisen, kann das Modell als geeignetes Werkzeug zur Beschreibung des Temperaturverhaltens angesehen werden.

Eine weitere Bestätigung für die Eignung der Rechnung liefert ein Vergleich der berechneten mit den in den „regulären“ Versuchen gemessenen Werten der Bauteiltemperatur nach einer Schaltung. Der Zeitpunkt der Messung ist in Abbildung 28 durch den eingezeichneten Punkt markiert. Die Position der Bohrung bei diesen Versuchen stimmt mit der Messstelle 1 überein.

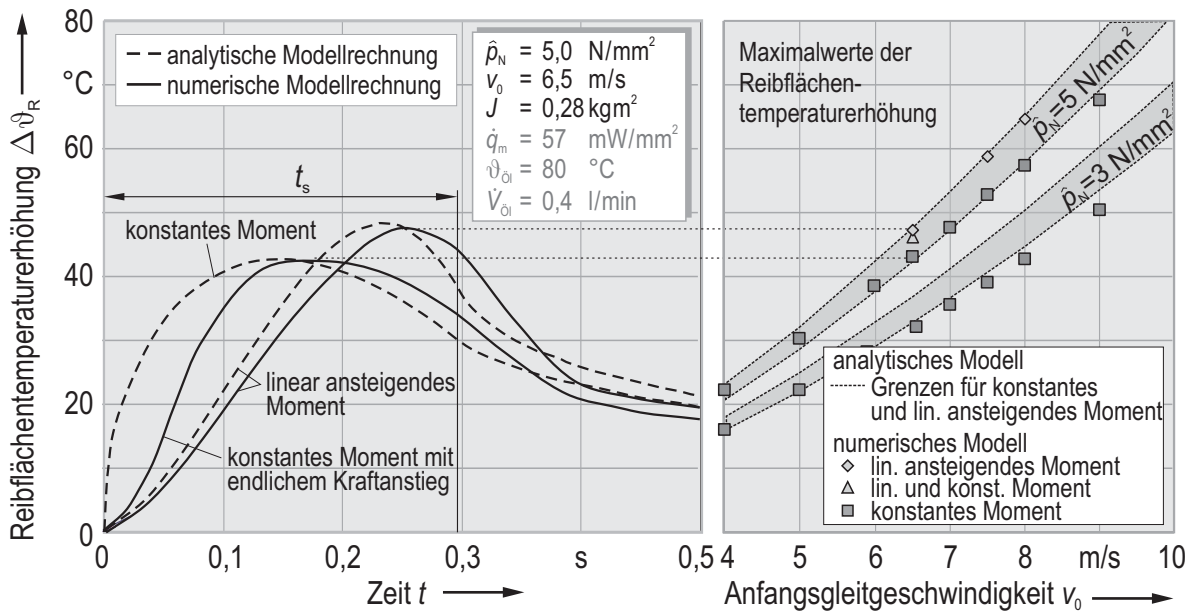


Abbildung 31: Vergleich der mit dem FE-Modell numerisch berechneten mit analytisch berechneten Temperaturverläufen bei konstanter örtlicher Reibleistungsverteilung im Kontakt

In **Abbildung 29** ist der Zusammenhang zwischen Öltemperatur und Bauteiltemperatur dargestellt. Die sich einstellende Bauteiltemperatur ist linear abhängig von der Öltemperatur und scheinbar unabhängig von den Belastungsgrößen Pressung und Gleitgeschwindigkeit²⁰. Die Bedeutung der Bezeichnungen „Bereich I“ und „Bereich III“ werden im nächsten Abschnitt erläutert. Die Streuung der gemessenen Werte kann im Wesentlichen auf

- Fertigungsabweichungen der Bohrung für den Messaufnehmer,
- Abweichungen in der verlöteten Kontaktlänge der Thermodrähte und
- unterschiedliche Wärmeübergangswiderstände zwischen Aufnehmer und Bauteil zurückgeführt werden.

Die Ergebnisse der Rechnung zeigt die eingezeichnete Gerade. Lediglich im Bereich niedriger Temperaturen liegen die gemessenen Werte geringfügig höher.

In **Abbildung 30** ist der Verlauf der Bauteiltemperatur in Abhängigkeit von der mittleren spezifischen Reibleistung aufgetragen. Es besteht ein linearer Zusammenhang. Die sich einstellende Temperatur ist unabhängig davon, ob eine Variation der mittleren spezifischen Reibleistung durch die Taktzeit oder das Massenträgheitsmoment bei jeweils konstanten restlichen Versuchsparametern erfolgt. Die Gerade der Rechnung schneidet die Ordinate ($\dot{q}_m = 0 \text{ mW/mm}^2$) bei einer Temperatur von 80°C . Dieser Wert entspricht der Öltemperatur. Die für die Modellrechnung getroffene Annahme, dass für die Wärmeabfuhr durch Konvektion die Umgebungstemperatur der Öltemperatur gleichgesetzt werden kann, scheint also zuzutreffen.

²⁰ Die Taktzeit wurde angepasst, so dass die mittlere spezifische Reibleistung für alle Versuche konstant war.

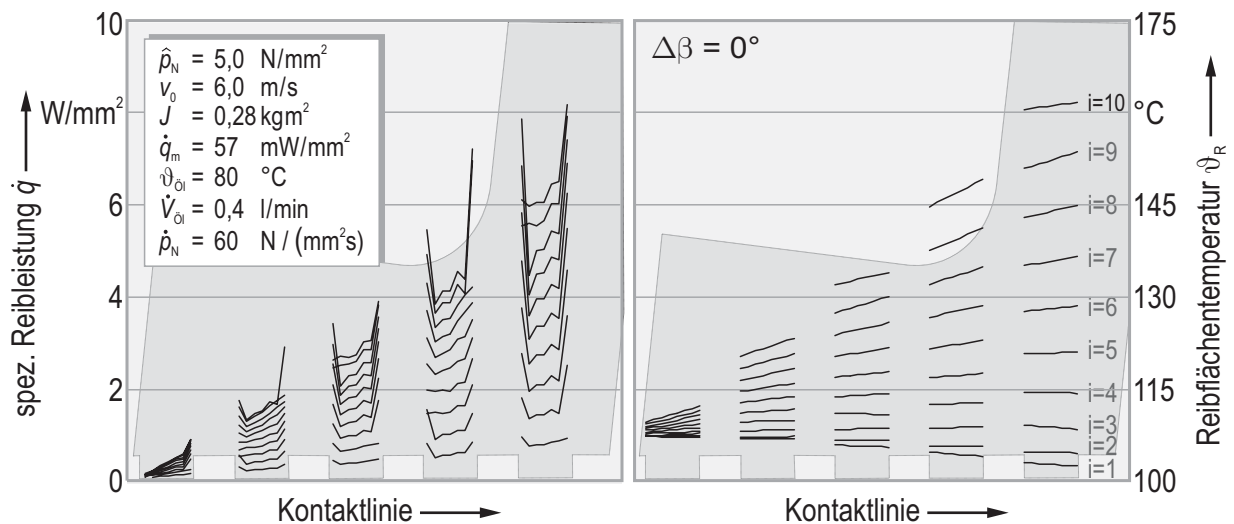


Abbildung 32: Darstellung der Reibleistungsverteilung in der Phase des Pressungsanstiegs (links) und die daraus resultierende Temperaturverteilung (rechts)

Die Güte des FE-Modells zeigt sich auch bei einem Vergleich mit den nach Gleichung (2.7) und (2.8) analytisch berechneten Werten für die Reibflächentemperaturerhöhung (**Abbildung 31**). Die zeitlichen Verläufe (links) sind insbesondere bei einem linear ansteigenden Moment fast identisch. Der Fall eines sprunghaft ansteigenden und dann konstanten Momentes, der in der Praxis nicht realisierbar ist, konnte auch mit dem FE-Modell nicht berechnet werden, da die Rechnung nicht konvergierte. Stattdessen wurde die FE-Rechnung mit einem realitätsnahen, steilen Anstieg auf einen konstanten Wert durchgeführt. Trotzdem sind die Maximalwerte der analytischen und der numerischen Rechnung gleich groß.

Die sehr gute Übereinstimmung der Maximalwerte (rechts) beweist, dass die von HASSELBURGER für die analytische Rechnung getroffenen Annahmen auch in der Realität zumindest unter der Bedingung einer konstanten Reibleistungsverteilung im Kontakt durchaus zutreffend sind. Erst bei höheren Gleitgeschwindigkeiten verbunden mit höheren Temperaturen liegen die Werte des FE-Modells unterhalb der analytischen Rechnung. Diese Abweichungen legen die Vermutung nahe, dass in diesem Bereich die Wärmeabfuhr über die Grenzflächen der Bauteile während des Schaltvorganges zunehmend an Bedeutung gewinnt.

Abbildung 32 belegt zudem, dass bei stark ungleichmäßiger Reibleistungsverteilung die Annahme einer eindimensionalen Wärmeleitung nicht mehr gerechtfertigt ist. Die starke Überhöhung der Reibleistungsdichte infolge der Kantenpressung führt nicht zu entsprechenden Temperaturspitzen, wie sie der analytische Rechengang ergeben würde. Hier findet eine Wärmeleitung parallel zur Reibfläche statt, die zu einem Temperaturausgleich innerhalb des Reibflächensegments führt.

Ein weiterer Schwachpunkt der analytischen Rechnung ist, dass nur eine Berechnung der Temperaturerhöhung möglich ist. Aussagen über Absolutwerte können nur getroffen werden, wenn die Reibflächentemperatur zu Beginn der Schaltung bekannt ist oder auf anderem Wege ermittelt werden kann.

Insgesamt liefern Messung und analytische sowie numerische Rechnung vergleichbare Werte für die Temperaturerhöhungen infolge des Reibungsprozesses bei gleichmäßiger Reibleistungsverteilung, wie sie bei angepassten Kegelwinkeln vorliegt. Die genannten Verfahren sind also ausreichend für eine Bewertung des tribologischen Verhaltens und das Aufzeigen von prinzipiellen Zusammenhängen zwischen thermischer Beanspruchung und Reibung bzw. Verschleiß. Für eine reine Berechnung der Temperaturerhöhung ist die analytische Vorgehensweise zweckmäßig. Die Reibleistungsverteilung allerdings müsste auf anderem Wege ermittelt werden. Der Einsatz des numerischen Modells ist erforderlich, wenn absolute Temperaturangaben oder weitergehende Aussagen über den Temperaturgradienten im Bauteilinneren und über Wärmeströme erwünscht sind.

6 Versuchsergebnisse und -auswertung

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen vorgestellt und den Ergebnissen der Modellrechnung gegenübergestellt. Das spezielle charakteristische Verhalten einer Stahl/Molybdän-Reibpaarung kann mithilfe der Modellrechnung begründet werden. Aufbauend auf den daraus gewonnen Erkenntnissen werden Kriterien zur Abschätzung des tribologischen Verhaltens erarbeitet. Weiterhin wurde nachgewiesen, dass eine lineare Schadensakkumulation für die Berechnung der Verschleißintensität im Kollektiv zulässig ist, wenn die besondere Charakteristik dieses Systems berücksichtigt wird.

6.1 Einstufenversuche

Der Einfluss der Beanspruchungsparameter auf das tribologische Verhalten im Einstufenversuch und auf die Temperatur soll im Folgenden verdeutlicht werden.

6.1.1 Einstufenversuche mit Variation der primären Beanspruchungsparameter

Die Versuche dienen einem Abgleich der Ergebnisse dieser Untersuchungen mit den von LÖSCHE [38] mit einem geringfügig unterschiedlichen tribologischen System erzielten Ergebnissen. Damit wird es ermöglicht, die Auswirkungen der Änderung im Fertigungsverfahren auf das tribologische Verhalten zu bewerten und eine Interpretation anhand der Berechnungsergebnisse des FE-Modells vorzunehmen. Dazu wurden ausgewählte Dauerschaltversuche mit verschiedenen Kombinationen der primären Beanspruchungsparameter wiederholt, die auch LÖSCHE im Rahmen seiner Untersuchungen durchgeführt hat. Alle weiteren Versuchsparameter, die im Folgenden nicht weiter spezifiziert werden, entsprechen den Standardwerten nach Tabelle 2.

Die bei LÖSCHE für das System mit Molybdän-Dickschicht getroffene Einteilung des tribologischen Verhaltens in drei Bereiche kann auch auf das System mit Molybdän-Dünnschicht angewendet werden. **Abbildung 33** verdeutlicht die prinzipiellen Verläufe des über die Schaltungszeit gemittelten Reibwertes und der Verschleißhöhe mit dem Versuchsfortschritt. Das tribologische Verhalten kann im Einzelnen wie folgt charakterisiert werden.

Bereich I („niedrige Belastungen“): Nach einer Einlaufphase von maximal 100 Schaltungen mit geringfügig erhöhten Reibwerten und geringem Verschleiß stabilisiert sich das System in einem Zustand mit nicht messbarem Verschleiß und konstanten Reibwerten um $\mu \approx 0,08 \dots 0,09$ und zeigt bis zum festgesetzten Versuchsende bei 100.000 Schaltungen keine Veränderungen im tribologischen Verhalten.

Bereich II („mittlere Belastungen“): Nach einer Reibwerthochlage mit stark streuenden Reibwerten bis $\mu \approx 0,24$ und erkennbarem Verschleiß geht das System in den „verschleiß-

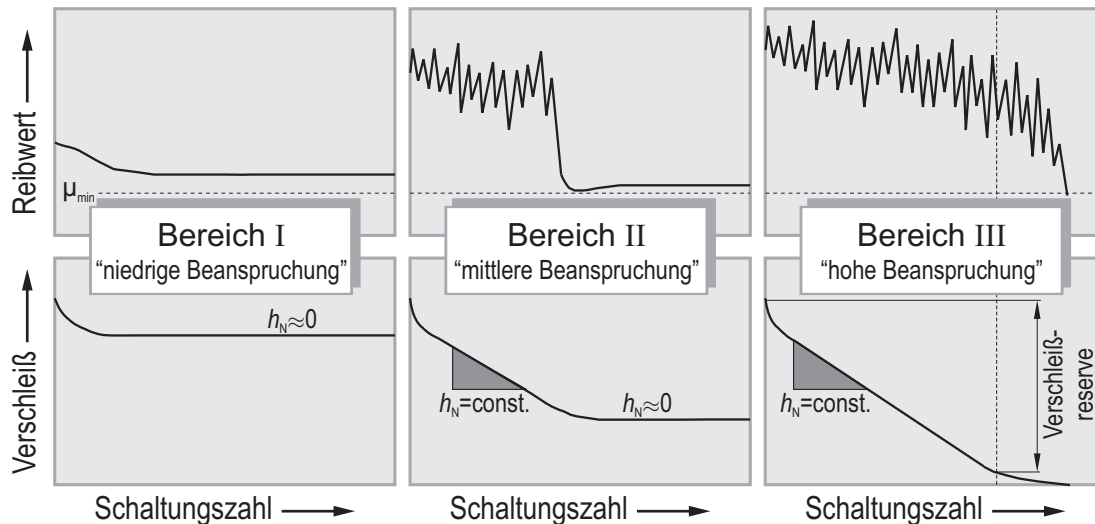


Abbildung 33: Prinzipielles Reibwert- und Verschleißverhalten bei unterschiedlichen äußeren Beanspruchungen

freien“ Zustand über. Der Übergang ist gekennzeichnet durch ein temporäres Minimum im Reibwert. Die Länge der Hochlage wächst mit steigender Beanspruchung an. Der Verschleißgradient in der Hochlage ist bis auf den Einlaufbereich konstant. Falls das Reibwertniveau im Übergangsbereich nicht unter die Sperrgrenze absinkt, wird ebenfalls das planmäßige Versuchsende von 100.000 Schaltungen erreicht.

Bereich III („hohe Belastungen“): Das tribologische Verhalten des Systems ist über der gesamten Lebensdauer gekennzeichnet durch stark streuende, hohe Reibwerte und deutlichen Verschleiß. Der Verschleiß ist bis auf den Einlauf und die Endphase des Versuches, wenn die Verschleißreserve aufgebraucht ist und es zum Anlaufen der Planflächen von Ring und Konus kommt, konstant. Die Synchronisierungen fallen je nach Belastung nach etwa 2.500 bis 8.000 Schaltungen durch Axialverschleiß aus.

Gleichbedeutend mit der numerischen Bezeichnung der Bereiche sollen im Folgenden auch die Begriffe verschleißfreier, indifferenter und verschleißbehafteter Bereich verwendet werden.

Das charakteristische Reibwertverhalten über der Schaltungsdauer für eine Beanspruchung, die ein Verhalten gemäß dem Bereich II verursacht, ist in **Abbildung 34** dargestellt. Dabei sind die ersten vier dargestellten Schaltungen eindeutig der Reibwerthochlage zuzuordnen. Zu erkennen ist, dass der Reibwert über der Schaltungsdauer teilweise starken Schwankungen unterworfen ist und die Maximalwerte tendenziell zu Beginn der Schaltung auftreten. Nach einer Übergangsphase mit noch leicht erhöhten Reibwerten zeigt das letzte Diagramm die Verläufe der Reibwerttieflage mit dem typischen leicht ansteigenden Verlauf bei sinkender Gleitgeschwindigkeit.

Das beschriebene Verhalten in den einzelnen Phasen weist auf grundsätzlich unterschiedliche Reibungsmechanismen hin. Die hohen, stark schwankenden Reibwerte im Anfangsstadium des Versuchs deuten darauf hin, dass in dieser Phase die Trennung starker adhäsiver

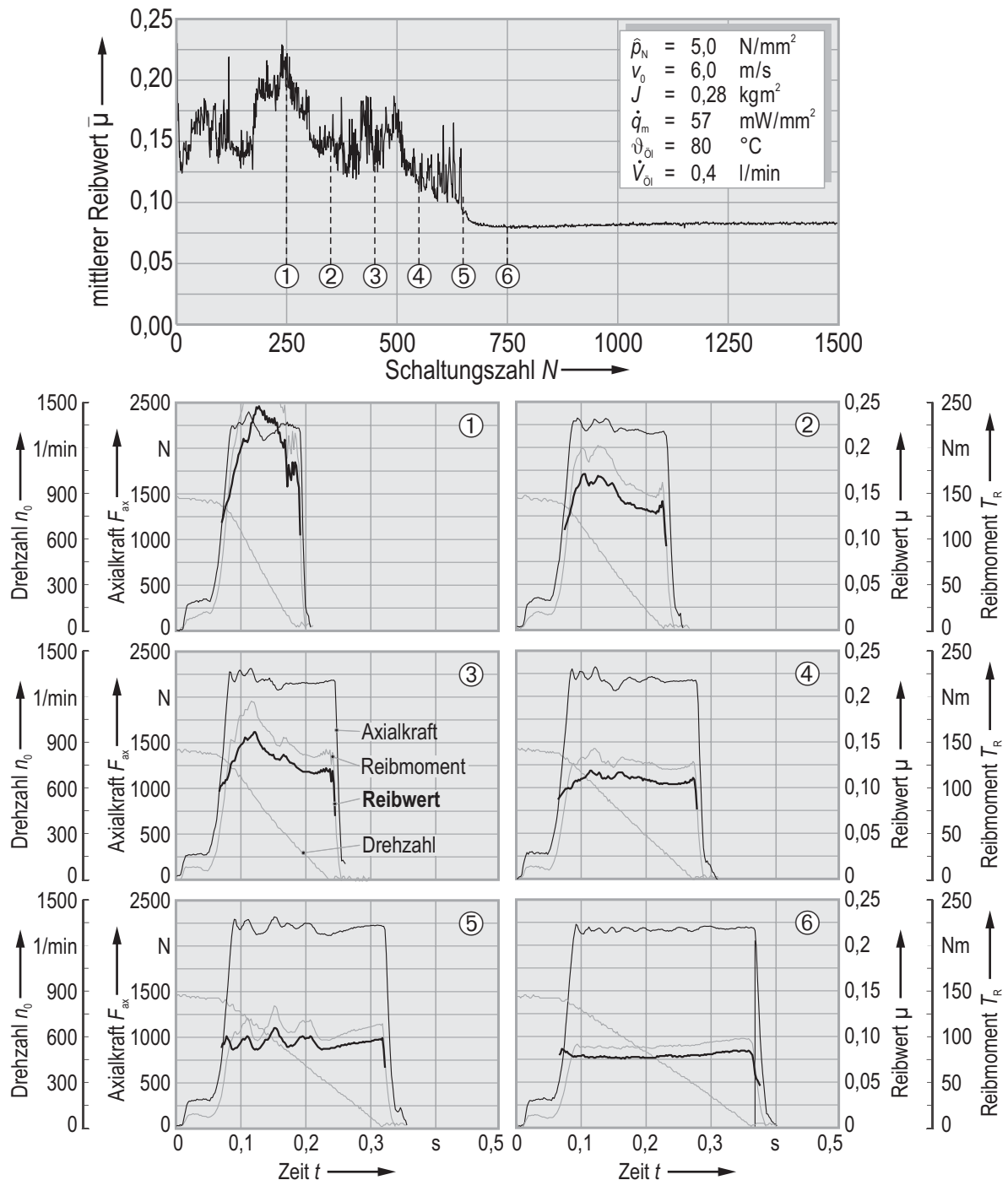


Abbildung 34: Veränderung der Schaltungscharakteristik im Verlaufe eines Versuches aus dem Bereich II bei konstanter äußerer Beanspruchung

Bindungskräfte und plastische Verformungen das Reibungsgeschehen dominieren. Diese Vermutung wird durch den damit verbundenen Verschleiß untermauert. Das setzt voraus, dass die bei Schaltungsbeginn vorhandenen Reaktions- oder Adsorptionsschichten aus den grenzflächenaktiven Bestandteilen des Schmierstoffes infolge des Reibungsvorganges durchbrochen werden, so dass direkter metallischer Kontakt vorliegt. Dafür spricht, dass die Reibwertverläufe aller Schaltungen bei annähernd gleichen Werten beginnen und erst später im Schaltungsverlauf stark ansteigen.

Molybdän-Dickschicht mit Schmierstoff Spirax MA80W					Molybdän-Dünnschicht mit Schmierstoff Spirax MA80W				
v_0 [m/s]	\hat{p}_N [N/mm ²]				v_0 [m/s]	\hat{p}_N [N/mm ²]			
	3,0		5,0			3,0		5,0	
4,0	D	D	D	D	4,0				
5,0	D	D	D	D	5,0			D 280	D 240
6,0			D	D	6,0			D 750	D 650
6,5	D	D	D	D	6,5	D	D	D	A
	-	-	970	950		250	200	1.400	7.150
7,0			D	D	7,0			A	
			1.750	1.300				8.000	
7,5				R	7,5				
				4.042		D	D		
8,0			D	D	8,0	D	D		
	D	D	A	A		300	650		
	620	550	4.100	5.510		D	A	A	A
9,5	D		A		9,5	A	A		
	540		5.010			3.650	3.840		
9,5	R	R			9,5	A	A		
	820	890				2.510	2.350		
	R								
	1.020								

Verhalten nach

Bereich I

Bereich II

Bereich III

Ausfallursachen

A: Axialverschleiß

R: Reibwertabfall

D: keine (Durchläufer
100.000 Schaltungen)

Die Zahlen geben die Anzahl von

Schaltungen in der Reibwerthochlage an. Für
den Bereich III ist diese Angabe gleich-
bedeutend mit der Gesamtschaltungszahl

Tabelle 3: Vergleich der Ergebnisse der Dünnschichtsystems (rechts) mit den jeweiligen Ergebnissen des Dickschichtsystems (links)

Nach einem vereinfachten Modell für die Adhäsionskomponente der Festkörperreibung von metallischen Werkstoffen ist der Reibwert bei plastischen Kontaktverhältnissen unter Vernachlässigung der Kontaktflächenvergrößerung durch Schubspannungen gleich dem Verhältnis von Scherfestigkeit und Fließdruck, welches in der Regel einen Wert von $\mu = 0,2$ aufweist [10]. Den gemessenen Verläufen zufolge dürfte dem Reibwertniveau entsprechend ein gewisser Anteil der Kontaktpunkte eine adhäsive Reibungskomponente aufweisen. Der Anteil des adhäsiven Reibungsmechanismus nimmt mit steigender Schaltungszahl tendenziell ab. Der Grund dafür ist eine Abnahme der lokalen Beanspruchungen in den diskreten Kontaktpunkten, so dass die Grenzschichten mit abnehmender Häufigkeit durchbrochen werden. Die Abnahme erfolgt jedoch nicht stetig, da sich durch starke Deformation und Materialabtrag die Kontaktverhältnisse in dieser Phase ständig und kurzfristig ändern. Daraus resultiert die starke Streubreite des mittleren Reibwertes. Auch im Verlauf einer Schaltung verringert sich der Anteil der adhäsiven Komponente aufgrund abnehmender Reibleistungsdichte.

Nach einer gewissen Zeit stabilisiert sich das System im Mischreibungsbereich mit einem Anteil aus Grenzschicht- und Flüssigkeitsreibung. Der mit der Schaltzeit ansteigende Reibwert ist ein Indiz für den mit sinkender Gleitgeschwindigkeit abnehmenden Anteil der Flüssigkeitsreibung, kann aber auch mit einer Viskositätsänderung des Schmierstoffes im Zusammenhang stehen.

Der beschriebene Übergang zwischen Reibwerthoch- und -tieflage ist mit großer Wahrscheinlichkeit auf eine Änderung der mikroskopischen und makroskopischen Kontaktverhältnisse zurückzuführen, was mit den Ergebnissen der Modellrechnung im weiteren Verlauf der Untersuchung noch belegt wird.

Ein Unterschied zwischen den von LÖSCHE und den in dieser Arbeit untersuchten Schichtsystemen zeigt sich in der Höhe der Belastungsgrenzen zwischen den genannten Bereichen. **Tabelle 3** zeigt die Lage der Bereiche im untersuchten Parameterfeld für beide Beschichtungsvarianten. Die Grenzen zwischen den charakteristischen Bereichen des Dünnschicht-Systems aus den in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen sind gegenüber dem Dickschicht-System bei gleicher Pressung deutlich zu geringeren Gleitgeschwindigkeiten verschoben. Die Gründe dafür liegen in dem kleineren Überdeckungsgrad der Dünnschicht-Variante, woraus eine höhere reale Beanspruchung bei gleichen nominellen Größen resultiert. Die in der Tabelle aufgeführten Beanspruchungsgrößen beziehen sich auf die nominelle Kontaktfläche, die bei beiden Systemen die gleiche Größe aufweist. Die Gleitgeschwindigkeit, bei der ein Übergang zwischen Bereich II und III stattfindet, weist beim Dünnschichtsystem bei einer nominellen Pressung von 3 N/mm^2 den gleichen Wert auf wie beim Dickschichtsystem bei einer Pressung von 5 N/mm^2 . Das Verhältnis dieser beiden Pressungen entspricht ungefähr dem Verhältnis der realen makroskopischen Kontaktfläche, das heißt die reale Pressung ist beim Übergang identisch.

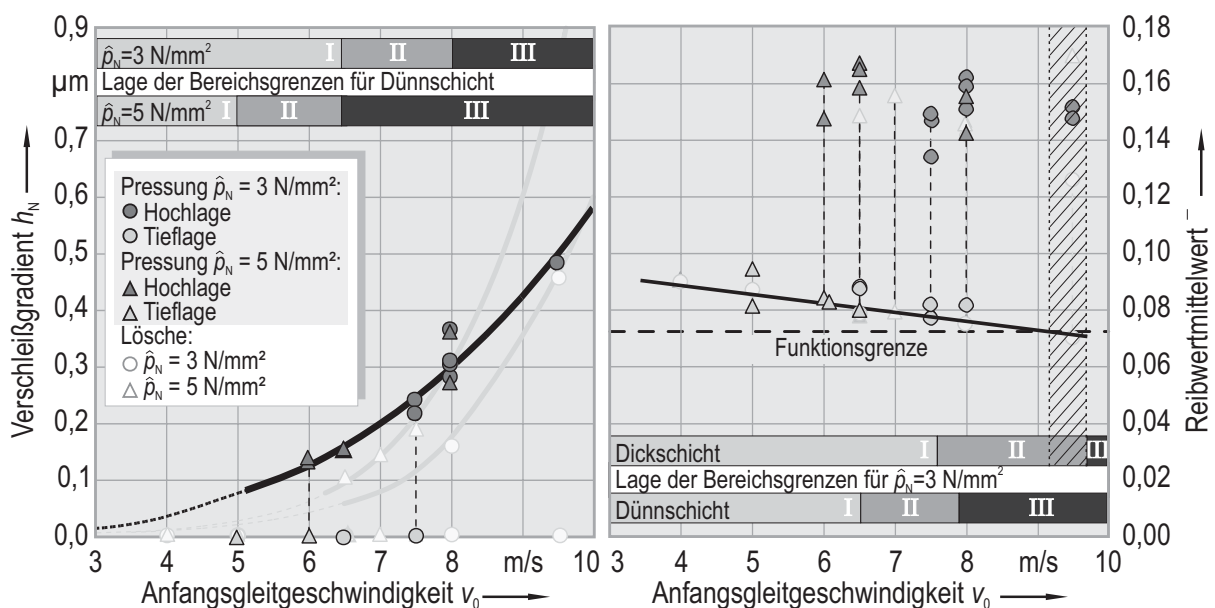


Abbildung 35: Reibwert- und Verschleißverhalten bei Variation von Pressung und Gleitgeschwindigkeit

Das System mit Molybdän-Dickschicht ist bei Belastungen nahe der Grenze zum Bereich III nach dem Übergang von der Reibwerthochlage in die Tieflage insbesondere bei der geringeren Pressung durch Absinken des Reibwertes unter die Sperrgrenze ausgefallen. Ausfälle durch Reibwertabfall sind bei dem System mit der Dünnschicht in diesem Versuchsabschnitt nicht aufgetreten.

Diese Unterschiede im Grenzbereich – Verschiebung der Belastungsgrenzen und keine Ausfälle durch Reibwertabfall – stehen in unmittelbarem Zusammenhang, wie die Darstellung der Reibwertmittelwerte über der Gleitgeschwindigkeit (**Abbildung 35**, rechtes Diagramm) verdeutlicht. Die schwächer dargestellten Punkte im Hintergrund der Diagramme stellen die Ergebnisse aus LÖSCHES Untersuchungen dar. Das Reibwertniveau sowohl in der Reibwerttieflage als auch in der Hochlage ist bei beiden Systemen vergleichbar. Der mittlere Reibwert in der Tieflage sinkt unabhängig von der Pressung mit steigender Anfangsgleitgeschwindigkeit ab. Die Verschiebung der Bereichsgrenzen zu niedrigeren Anfangsgleitgeschwindigkeiten, verbunden mit höheren Reibwerten in der Tieflage, führt zu einer erhöhten Sperrsicherheit beim Durchlaufen des lokalen Reibwertminimums im Übergang zwischen Reibwerthoch- und -tieflage. Die Balkendarstellung verdeutlicht die Lage der Bereichsgrenzen für beide Systeme bei einer Pressung von 3 N/mm^2 . Die Grenze zwischen Bereich II und Bereich III mit andauernd hohen Reibwerten ist bei dem System mit der Dünnschicht hinreichend weit von Reibwerten unterhalb der Funktionsgrenze entfernt. Bei der Dickschicht hingegen erfolgt der Übergang bei Gleitgeschwindigkeiten, deren Reibwerte im Bereich der Funktionsgrenze liegen. Die Schraffur kennzeichnet den Bereich kritischer Gleitgeschwindigkeiten hinsichtlich eines Ausfalls durch Reibwertabfall. Der Grenzbereich für eine Pressung von 5 N/mm^2 liegt bei niedrigeren Gleitgeschwindigkeiten und ist daher im Hinblick auf einen Ausfall durch Reibwertabfall weniger gefährdet.

Deutliche Unterschiede zwischen den beiden Systemen ergeben sich auch hinsichtlich des Verschleißgradienten (**Abbildung 35**, links). Der gravierendste Unterschied ist die praktisch nicht nachweisbare Abhängigkeit des Verschleißes von der nominellen Pressung beim Dünnschicht-System im Gegensatz zu den Werten der im Hintergrund dargestellten Dickschicht-Variante. Die Dünnschicht weist im unteren Beanspruchungsbereich einen höheren und im oberen Beanspruchungsbereich einen niedrigeren Verschleißgradienten als die Dickschicht auf. Die Lage der Grenzen zwischen den drei charakteristischen Bereichen ist, wie bereits gezeigt, jedoch weiterhin von der Höhe der nominellen Pressung abhängig. Die Lage der Bereiche im Parameterfeld für das Dünnschichtsystem ist durch die Balkendarstellung gekennzeichnet.

Die mit dem FE-Modell berechneten Verläufe der Reibflächentemperatur im Bereich maximaler Reibleistungsdichte für drei verschiedene Laststufen sind in **Abbildung 36** dargestellt. Das linke Diagramm zeigt den jeweiligen Verlauf bei identischem Kegelwinkel von Ring und Konus; das rechte Diagramm verdeutlicht die Verhältnisse bei einem um $0,15^\circ$ größeren Winkel am Ring gegenüber dem Konus, der den Nennwinkel von $6,5^\circ$ aufweist. Wie

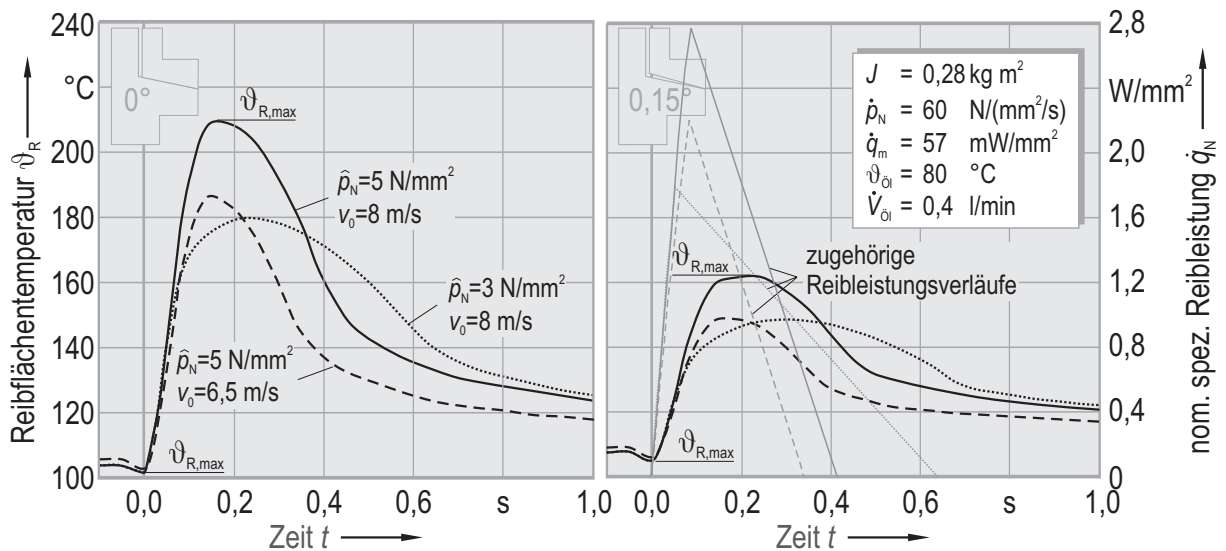


Abbildung 36: Verlauf der Reibflächentemperatur am Punkt maximaler thermischer Beanspruchung für verschiedenen Laststufen und Kegelwinkeldifferenzen

schon in Abschnitt 5.2.3 gezeigt, werden die Maximaltemperaturen dadurch erheblich gesenkt. Die der Simulation zugrunde liegenden Reibleistungsverläufe bezogen auf die nominelle Reibfläche für einen konstanten Reibwert von $\mu=0,08$ ist im linken Diagramm dargestellt. Bei der Rechnung wird also ein Verhalten aus der Reibwerttieflage vorausgesetzt. Die reale Reibleistungsdichte ist entsprechend dem Verhältnis von nomineller zu tatsächlich auftretender Pressung höher.

Die minimalen Temperaturen eines Schaltzyklus treten immer zu Schaltungsbeginn auf; die maximalen Temperaturen nach etwa der Hälfte der Schaltungszeit. Bei der Rechnung wurde die Abhängigkeit des Reibwertes der Tieflage von der Gleitgeschwindigkeit nicht berücksichtigt. Dieses Vorgehen ist für das Aufzeigen von prinzipiellen Zusammenhängen sinnvoll, insbesondere wenn das tribologische Verhalten durch die Simulationsrechnung erst ermittelt werden soll. Der dadurch verursachte Fehler ist als vernachlässigbar einzustufen, wenn die Reibwertänderungen, wie es hier der Fall ist, gering sind.

Die Temperaturverläufe bei gleicher nomineller Pressung und unterschiedlicher Gleitgeschwindigkeit sind, wie auch die zugehörigen Reibleistungsverläufe, geometrisch ähnlich. Bei gleicher Gleitgeschwindigkeit und unterschiedlicher Pressung dagegen wird die gleiche Reibarbeit in unterschiedlichen Zeiträumen umgesetzt. Dementsprechend ergeben niedrigere Pressungen gestreckte Temperaturverläufe mit geringeren Maximalwerten.

Für den Fall unterschiedlicher Kegelwinkel sind die auftretenden Maximaltemperaturen der gestrichelt und punktiert dargestellten Verläufe gleich groß. Diese Verläufe gehören zu Beanspruchungen, die beide im Grenzbereich zwischen Bereich II und III liegen. Die maximale Reibflächentemperatur könnte also ein Kriterium für das tribologische Verhalten sein.

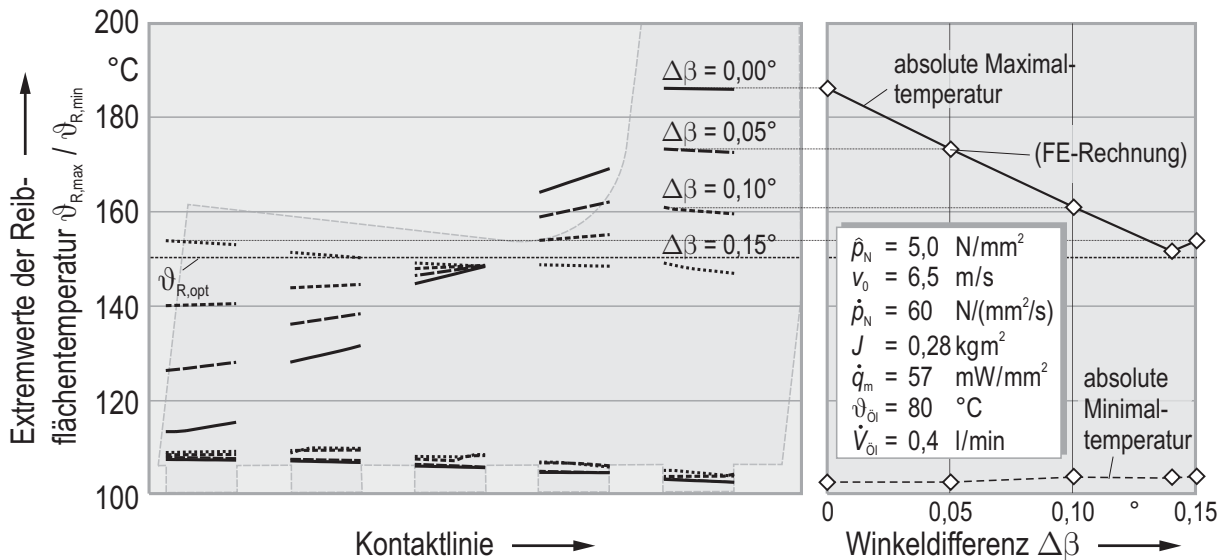


Abbildung 37: Verteilung der maximalen und minimalen Reibflächentemperaturen über der Kontaktbreite (links) und absolute Extremwerte der Temperatur in Abhängigkeit der Kegelwinkeldifferenz (rechts)

Abbildung 37 zeigt die berechnete Verteilung der minimalen und maximalen Reibflächentemperatur eines Schaltzyklus über der Kontaktbreite und die absoluten Extremwerte für verschiedene Winkeldifferenzen. Der Temperaturunterschied zwischen den einzelnen Kontaktbereichen nimmt mit zunehmender Winkeldifferenz ab, bis sich nach Erreichen eines optimalen Wertes für die Winkeldifferenz mit gleichmäßiger Temperaturverteilung und den geringsten Maximalwerten die Entwicklung umkehrt. Bei einer nominellen Pressung von 5 N/mm^2 liegt die optimale Kegelwinkeldifferenz für diese Geometrie bei ungefähr $0,14^\circ$. Die maximale Reibflächentemperatur, die bei optimaler Anpassung der Kegelwinkel zu erwarten ist, lässt sich mit sehr guter Übereinstimmung auch als integraler Mittelwert der Temperaturverteilung über die reale Kontaktfläche berechnen:

$$\vartheta_{R,opt} = \frac{1}{A_R} \int_{A_R} \vartheta_{R,max} \cdot dA \quad (6.1)$$

Es ist also lediglich notwendig, die Temperaturverteilung für den ungünstigsten Fall eines identischen Kegelwinkels mit einer aufwendigen FE-Rechnung zu ermitteln. Der Wert für den günstigsten Fall lässt sich daraus in einfacher Weise berechnen. Die Abhängigkeit der Maximalwerte von der Kegelwinkeldifferenz zwischen diesen beiden Extremfällen ist linear, wie die durchgeführten Modellrechnungen für verschiedene Kegelwinkeldifferenzen belegen. Die mittels FE-Rechnung ermittelten Werte zeigen die dargestellten Punkte.

Abbildung 38 zeigt die durch Simulation ermittelten absoluten Maximal- und Minimaltemperaturen in der Kontaktfläche für ein Reibwertverhalten der Tieflage ($\mu=0,08$) aufgetragen über der spezifischen Reibarbeit. Das linke Diagramm zeigt die Werte bei gleichem Kegelwinkel; im rechten Diagramm sind die Werte für den Fall einer optimalen Kegelwinkeldifferenz dargestellt, das heißt es handelt sich im zweiten Fall um die minimal möglichen Maximaltemperaturen.

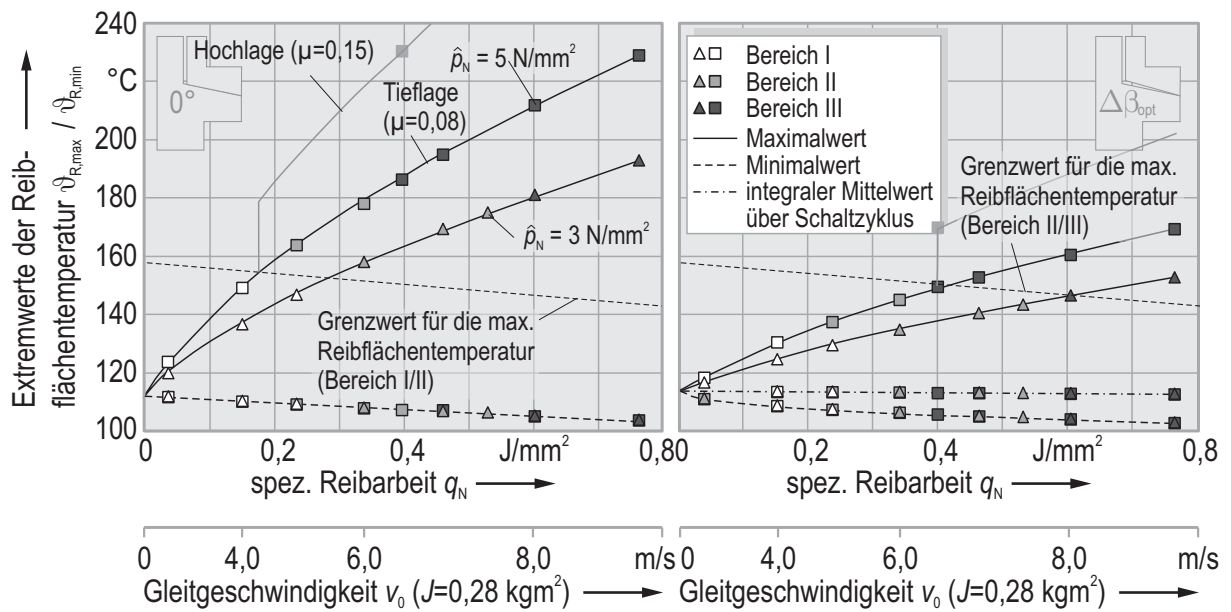


Abbildung 38: Maximale und minimale berechnete Reibflächentemperatur in Abhängigkeit der im Kontakt umgesetzten spezifischen Reibarbeit bei gleichem und angepasstem Kegelwinkel

Während die Minimaltemperatur nur von der Reibarbeit, aber nicht von der Pressung abhängt, wird die Maximaltemperatur von beiden Parametern beeinflusst. Die Temperaturen zu Schaltungsbeginn nehmen dabei mit zunehmender pro Schaltung umgesetzter Reibarbeit ab, da aufgrund des zeitweise höheren Temperaturniveaus mehr Wärme an die Umgebung abgegeben wird.

Im rechten Diagramm ist zusätzlich der integrale Mittelwert über einen Schaltzyklus eingezeichnet. Dieser Wert ist nahezu unabhängig von der Reibarbeit, da die mittlere Reibleistungsdichte und die Öltemperatur konstant gehalten wurde. Bei konstanter mittlerer Reibleistungsdichte²¹ nimmt die Taktzeit proportional zur spezifischen Reibarbeit ab. Der Schnittpunkt der Kurven mit der Ordinate stellt die Temperatur dar, die sich im stationären Zustand unter Zuführung einer Wärmestromdichte in Höhe der mittleren Reibleistungsdichte einstellen würde. Dieser Mittelwert über einen Schaltzyklus soll im Weiteren als Grundtemperatur bezeichnet werden.

Da die mechanischen und thermischen Verhältnisse erheblich von der Winkeldifferenz zwischen Ring und Konus abhängen, dürfte darin die Ursache für das charakteristische, in drei Bereich geteilte Verhalten zu suchen sein. Der in der Anfangsphase auftretende Verschleiß führt dazu, dass ausgehend vom Ausgangszustand identischer Kegelwinkel infolge ungleichmäßigen Verschleißes eine Optimierung der Geometrie und eine Absenkung der Maximaltemperaturen erfolgt.

²¹ Die mittlere Reibleistungsdichte ist laut Definition die Reibarbeit bezogen auf die Taktzeit und die nominelle Kontaktfläche.

Auf ein Temperaturkriterium als Grenze für das Auftreten von Fressverschleiß weisen auch diverse aus der Literatur bekannte Untersuchungen hin (Abschnitt 2.3.2). In den meisten Fällen dürften die Begriffe „Verschleißhochlage“ und „Fressverschleiß“ gleichbedeutend sein.

Es soll nun versucht werden, die kritische Reibflächentemperatur auf Basis des experimentell ermittelten, tribologischen Verhaltens und des simulierten Temperaturverhaltens zu bestimmen. Die experimentell ermittelte Zuordnung zu den Bereichen ist an den unterschiedlichen Graustufen der Markierungen zu erkennen. In das rechte Diagramm wird die Temperaturgrenze zwischen dem dauerhaft und dem temporär verschleißbehafteten Bereich anhand der Laststufen eingetragen, die sowohl ein Verhalten aus dem Bereich III als auch aus dem Bereich II zeigen. Die Grenztemperatur ist demnach möglicherweise von der Reibarbeit abhängig. Diese Abhängigkeit muss jedoch nicht zwingend linear sein. Da aber lediglich zwei Punkte zur Bestimmung der Grenze zur Verfügung stehen, ist keine weitergehende Aussage möglich.

Beanspruchungen, die selbst bei optimierter Geometrie Maximaltemperaturen über der Grenze aufweisen, sind mit dauerhaftem Verschleiß und einer Reibwerthochlage verbunden. Dabei sind die tatsächlich auftretenden Temperaturen bei Beanspruchungen der Reibwerthochlage wesentlich höher als dargestellt. Die gestrichelte Linie markiert die sich bei einem Reibwert von $\mu=0,15$ einstellenden Temperaturwerte. Sollten jedoch die Reibflächentemperaturen für das Verhalten verantwortlich sein, müssten die Schaltungsvorgänge sowohl der Hochlage als auch der Tieflage unter gleichen Voraussetzungen beginnen²² und erst im Schaltungsverlauf aufgrund der sich einstellenden Temperatur zu dem jeweiligen Verhalten tendieren. Insofern ist es gerechtfertigt, sich auf eine Betrachtung der Temperaturverläufe bei Reibwerten der Tieflage zu beschränken.

Übertragen auf den Ausgangszustand mit gleichem Kegelwinkel im linken Diagramm müsste die so ermittelte Grenzlinie den Übergang zwischen verschleißfreiem und temporär verschleißbehaftetem Bereich darstellen. Treten im Anfangszustand Maximaltemperaturen über der Grenze auf, die dann im Verlaufe eines Versuches durch verschleißbedingte Änderung der Kegelwinkel unter die Grenze sinken, bewirken diese Beanspruchungen das typische Verhalten mit Verschleißhoch- und -tieflage.

Die Abhängigkeit der maximalen Reibflächentemperaturen von der Winkeldifferenz für beide Pressungsstufen verdeutlicht, dass die Annahme in der Tat zutrifft (**Abbildung 39**). Kontaktverhältnisse mit Maximaltemperaturen im hell eingefärbten Bereich des Diagramms, der aus dem Grenzwertverlauf gemäß **Abbildung 38** konstruiert wurde, bewirken ein Verhalten der Verschleißhochlage; Maximalwerte im dunkel eingefärbten Bereich korrespondieren mit dem verschleißfreien Zustand. Demnach lässt sich das tribologische

²² Unabhängig vom Reibwertniveau stellen sich zu Beginn einer jeder Schaltung die gleichen Temperaturen ein, da die mittlere Reibleistung konstant bleibt.

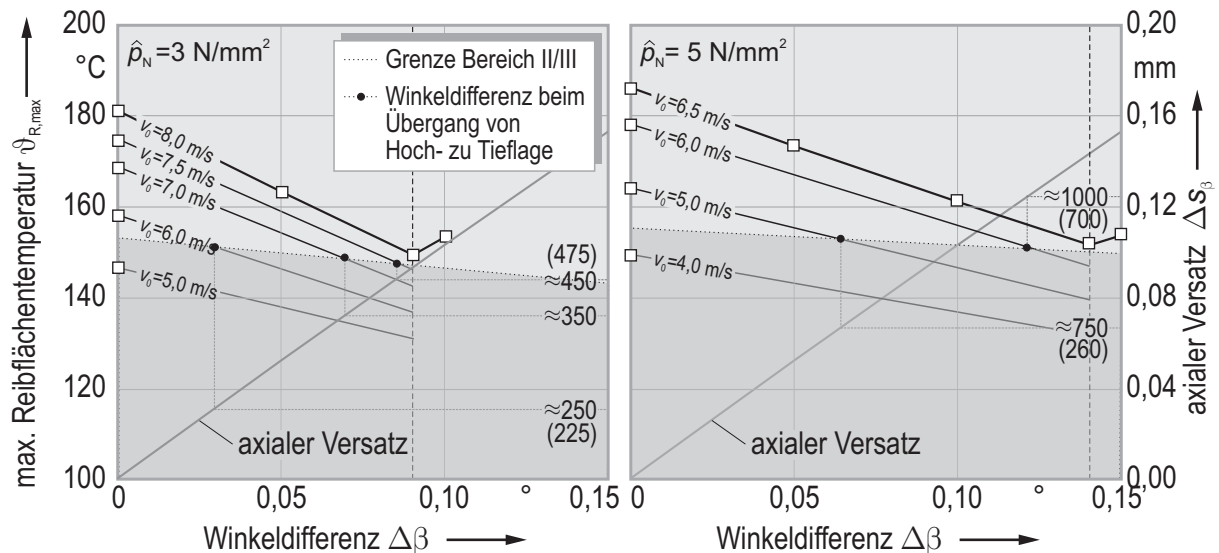


Abbildung 39: Maximale Reibflächentemperaturen für verschiedene Beanspruchungen in Abhängigkeit der Winkeldifferenz und der berechnete axiale Versatz an der Position des Wegaufnehmers in Folge der Winkeländerung

Verhalten entsprechend den auftretenden maximalen Reibflächentemperaturen wie folgt klassifizieren:

- Bereich I: Die durch die Beanspruchung hervorgerufenen Maximaltemperaturen liegen selbst unter ungünstigsten geometrischen Bedingungen ($\Delta\beta=0$) unterhalb des kritischen Wertes.
- Bereich II: In der Anfangsphase des Versuches treten lokal hohe Pressungen und Temperaturen auf, die über dem Grenzwert liegen. Durch Abnahme der lokalen Beanspruchungen infolge Verschleiß sinkt die Maximaltemperatur unter den kritischen Wert ab und der Übergang zu Reibwerttieflage erfolgt.
- Bereich III: Die Maximaltemperatur liegt auch unter optimalen Bedingungen oberhalb des kritischen Wertes.

Die optimale Winkeldifferenz ist von der nominellen Pressung abhängig und steigt mit zunehmenden Werten an. Sie beträgt für die hier untersuchte Geometrie bei einer nominellen Pressung von 3 N/mm^2 circa $0,09^\circ$ und bei einer Pressung von 5 N/mm^2 ungefähr $0,14^\circ$.

Der axiale Versatz des Synchronringes an der Position des Wegaufnehmers (Abbildung 13) infolge einer verschleißbedingten Änderung des Winkels wurde ebenfalls berechnet und in den Diagrammen dargestellt. Es wurde davon ausgegangen, dass die Kontaktlinie gerade bleibt und im Bereich geringster thermischer Beanspruchung, der im Einstufenversuch ständig im Bereich des kleineren Durchmessers auftritt, kein Materialabtrag erfolgt²³. Im Kollektivversuch mit wechselnden Pressungen trifft dies nicht immer zu.

²³ Der so berechnete Wert ist der mindestens auftretende axiale Versatz bei der zugehörigen Winkeländerung.

Daraus lassen sich nun die notwendige Winkeländerung zum Unterschreiten der Temperaturgrenze, die für die einzelnen Laststufen durch den schwarzen Punkt markiert ist, und der damit verbundene axiale Versatz ablesen. Mit Kenntnis des Verschleißgradienten nach Abbildung 35, der aus der Verschleißhöhenmessung mit dem Wegaufnehmer berechnet wurde, und Interpretation des axialen Versatzes als Verschleißhöhe lässt sich die Schaltungszahl in der Reibwerthochlage ermitteln. Die entsprechenden Werte für die jeweiligen Laststufen sind im Diagramm angegeben.

Die Übereinstimmung der so ermittelten Schaltungszahlen mit den Ergebnissen der Prüfstandsversuche nach Tabelle 3, dargestellt durch die eingeklammerten Werte, ist bei der geringeren Pressung gut. Die für die höhere Pressung rechnerisch ermittelten Schaltungszahlen sind insgesamt zu hoch. Ein Grund dafür könnte sein, dass der Verlauf der Temperaturgrenzkurve nicht linear ist, sondern zu geringeren Reibarbeiten stärker ansteigt. Außerdem ist wegen des kleinen Schnittwinkels zwischen berechnetem Temperaturverlauf und der Grenzkurve die Ermittlung des Schnittpunktes mit Unsicherheiten verbunden. Weiterhin sind Maß- und Formabweichungen der Prüfteile nicht berücksichtigt.

Eine Übertragbarkeit der Erkenntnisse auf andere Reibflächengeometrien, wie das bei LÖSCHE untersuchte System, scheint möglich. In Abschnitt 7 wird jedoch gezeigt, dass ein anderes Reibflächenprofil bei ansonsten gleichen geometrischen Abmessungen auch qualitativ unterschiedliche Temperaturverteilungen hervorrufen kann. Deshalb muss die Simulationsrechnung für jede Geometrie erneut durchgeführt werden.



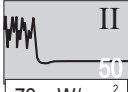

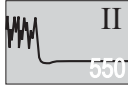

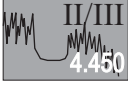
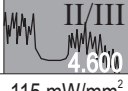

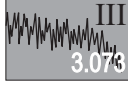

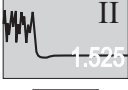
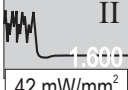
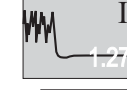
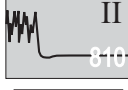
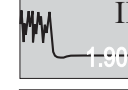
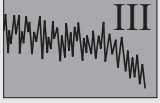
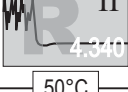
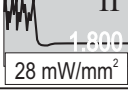
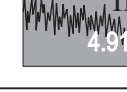

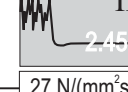
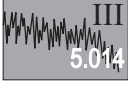


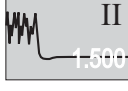
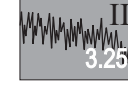
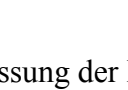
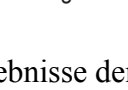

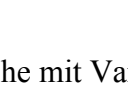
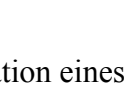
Hier zeigt sich, dass der vorgestellte analytische Ansatz von HASSELBURGER zwar geeignet ist, die Temperaturerhöhung durch eine Schaltung bei bekannter Reibleistungsverteilung zu berechnen; die absoluten Temperaturwerte im Kontakt unter Berücksichtigung der belastungsabhängigen Verformungen und der Wärmeabfuhr können mit analytischen Methoden jedoch nicht mit ausreichender Genauigkeit ermittelt werden.

6.1.2 Einstufenversuche mit Variation eines Parameters

Neben der Gleitgeschwindigkeit und der Pressung haben weitere Größen Auswirkungen auf das tribologische Verhalten und die Temperaturverteilung, deren Einfluss in zwei Kategorien eingeteilt werden kann.

1. Bei gleichem Verlauf der Reibleistung über der Schaltungsdauer werden die Abkühlbedingungen geändert, z.B. über die mittlere spezifische Reibleistung infolge geänderter Taktzeiten, die Öltemperatur oder den Ölvolumenstrom.
2. Eine Variation des Reibleistungsverlaufes erfolgt durch das Massenträgheitsmoment und den Pressungsverlauf.

Ziel dieser Versuche war es, die unter Standardbedingungen in Abhängigkeit von Gleitgeschwindigkeit und Pressung ermittelten Grenzen zwischen den drei charakteristischen Bereichen, wie sie im vorherigen Abschnitt beschrieben wurden, durch eine Änderung dieser

Standard- bedingungen	\hat{p}_N	v_0	Variationsparameter				Reibleistungsverlauf	
			Umgebungsbedingungen			$\dot{V}_{\dot{\sigma}_i}$	J	\dot{p}_N
			$\vartheta_{\dot{\sigma}_i}$	\dot{q}_m	\dot{q}_m			
	3 N/mm ²	6,5 m/s	 320 120°C	 50 72 mW/mm ²		 550 0,36 kg m ²		
		250	 II/III 4.450	 II/III 4.600 115 mW/mm ²		 III 3.076		
		7,5 m/s	 II/III 4.450 50°C	 II 1.600 42 mW/mm ²	 II 1.270 1,5 l/min	 II 810 0,20 kg m ²	 II 1.900 27 N/(mm ² s)	
	5 N/mm ²	7,5 m/s	 II 4.340 50°C	 II 1.800 28 mW/mm ²	 III 4.914	 II 1.420 0,20 kg m ²	 II 2.450 27 N/(mm ² s)	
		8,0 m/s	 III 5.014			 II 1.500	 III 3.257	
		3,621						

Zahlenwerte geben die Schaltungszahl in der Reibwerthochlage an.

R = Ausfall durch Reibwertabfall

Tabelle 4: Zusammenfassung der Ergebnisse der Einstufenversuche mit Variation eines Parameters

Parameter zu verschieben. Dazu wurde versucht, eine grundsätzliche Veränderung im tribologischen Verhalten durch Variation jeweils eines der genannten Parameter zu erzwingen. Die Untersuchungen konzentrieren sich auf den Grenzbereich zwischen dem zeitweise und dem dauerhaft verschleißbehafteten Betriebszustand, da für die praktische Anwendung vorwiegend eine Verschiebung der Grenze zwischen den Beanspruchungen mit dauerhaftem und temporärem Verschleiß zu höheren Beanspruchungen von Bedeutung ist. Die absolute Höhe des Verschleißes im Bereich der Hochlage ist demgegenüber weniger von Interesse. Weiterhin sollten die Ergebnisse Aufschluss darüber bringen, welcher Temperaturwert letztendlich das entscheidende Kriterium für das tribologische Verhalten darstellt. Das Versuchsprogramm wurde nach folgenden Gesichtspunkten ausgewählt:

1. Änderung des tribologischen Verhaltens von Bereich II ($p_N=3 \text{ N/mm}^2$; $v_0=6,5 \text{ m/s}$ und $p_N=3 \text{ N/mm}^2$; $v_0=7,5 \text{ m/s}$) nach Bereich III
2. Änderung des tribologischen Verhaltens von Bereich III ($p_N=5 \text{ N/mm}^2$; $v_0=6,5 \text{ m/s}$ und $p_N=5 \text{ N/mm}^2$; $v_0=7,5 \text{ m/s}$) nach Bereich II

Eine Zusammenfassung der Ergebnisse aus diesem Versuchsblock zeigt **Tabelle 4**. Die Zuordnung des Reibwert- und Verschleißverhaltens zu den Bereichen ist durch entsprechende Symbole mit Angabe der Schaltungszahlen in der Reibwerthochlage gekennzeichnet. Alle nicht angegebenen Beanspruchungsparameter entsprechen den Standardbedingungen. Eine detaillierte Erläuterung der Ergebnisse erfolgt in den nächsten Abschnitten.

6.1.2.1 Umgebungsbedingungen

Die Parameter Öltemperatur, Ölvolu-menstrom und Taktzeit legen die Bedingungen für den Wärmeübergang an den freien Oberflächen und die Zeit, die für Abkühlvorgänge zur Verfügung steht, fest. Der Verlauf der Reibleistung über der Schaltzeit wird bei konstanten Reibwerten nicht beeinflusst.

Abbildung 40 zeigt die Verläufe von Reibwert und Bauteiltemperatur für eine Laststufe, deren Verhalten unter Standardbedingungen dem Bereich II zuzuordnen war, bei einer Öltemperatur von 80°C und 120°C. Auch bei der erhöhten Öltemperatur geht das Reibwertverhalten nach der Hochlage in die Tieflage über. Die Anzahl der Schaltungen in der Reibwerthochlage ist jedoch erheblich angestiegen. Ein erneutes Starten des Prüfstandes nach einer Versuchsunterbrechung führte dazu, dass der Reibwert erneut in die Hochlage übergang und die Synchronisierung schließlich durch Axialverschleiß ausfiel. Eine Veränderung des tribologischen Verhaltens infolge einer Schmierstoffschädigung durch hohe Temperaturen kann ausgeschlossen werden, da ein nachfolgend durchgeführter Versuch mit dem selben Schmierstoff wieder das Verhalten aus dem Bereich II zeigte. Eine Verschiebung der Grenze zwischen Bereich II und III zu höheren Gleitgeschwindigkeiten durch Verringerung der Öltemperatur auf 50°C war ebenfalls möglich. In je einem Fall von erhöhter und verringerter Öltemperatur kam es zum Ausfall durch Absinken des Reibwertniveaus unter die Funktionsgrenze.

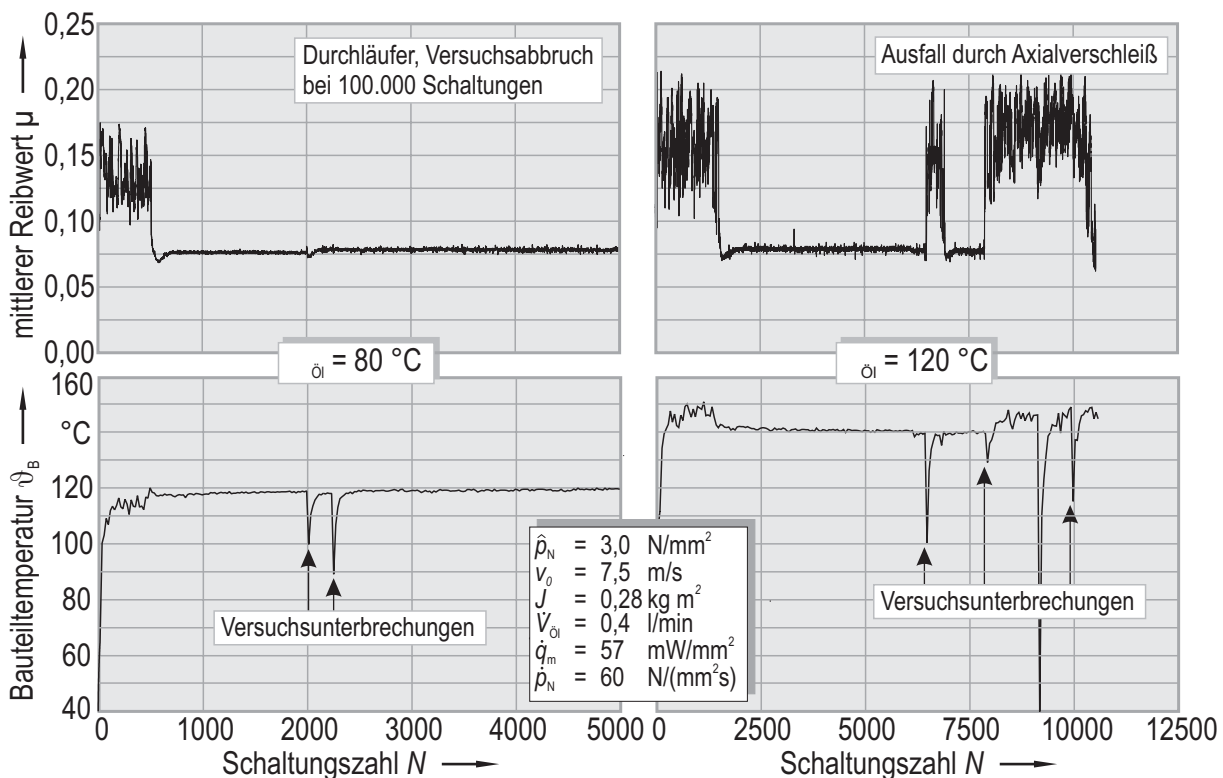


Abbildung 40: Verlauf des mittleren Reibwertes und der Bauteiltemperatur über der Versuchsdauer bei unterschiedlichen Öltemperaturen

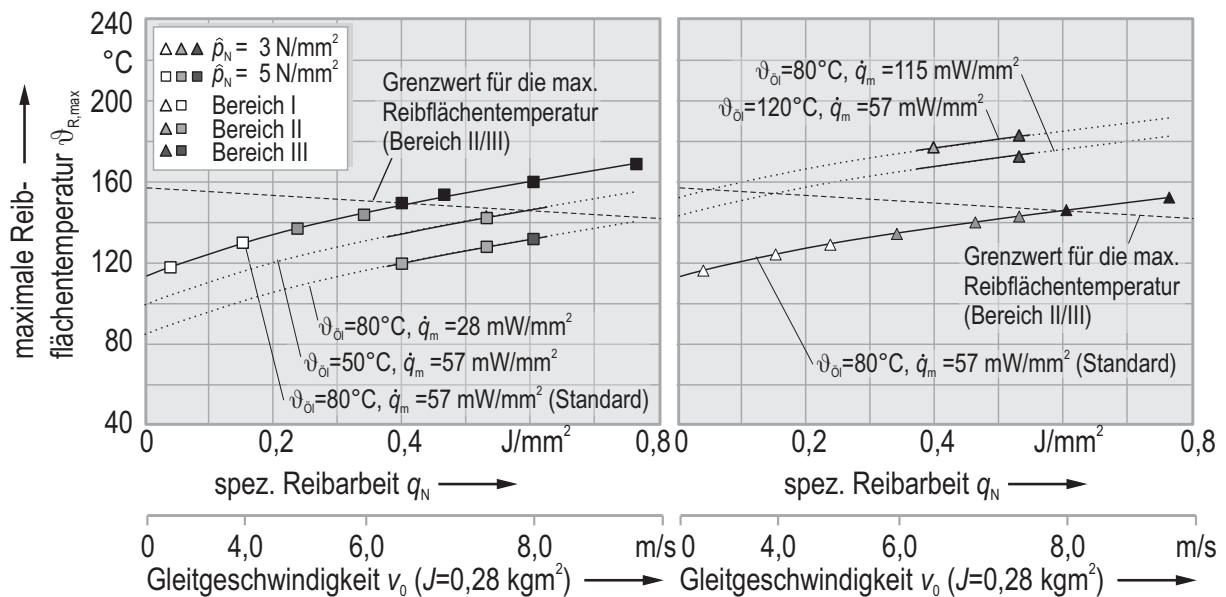


Abbildung 41: Maximale Reibflächentemperatur bei verringerter (links) und erhöhter Bauteiltemperatur (rechts) nach FE-Rechnung

Durch Variation der mittleren Reibleistung konnte ebenfalls eine Verschiebung der Grenzen erreicht werden. Die Taktzeit dieser Versuche wurde so gewählt, dass sich die gleiche Bauteiltemperatur wie in den Versuchen mit Variation der Öltemperatur einstellt²⁴. Auch hier ging das tribologische Verhalten im Falle einer Erhöhung der Bauteiltemperatur aus der anfänglichen Reibwerthochlage in die Tieflage über. Nach einer Versuchsunterbrechung zeigte sich wiederum bis zum Ausfall durch Axialverschleiß ein Reibwertverhalten aus der Hochlage. Auf der anderen Seite konnte ein dauerhafter Verschleiß bei einer Laststufe aus dem Bereich III durch Verringerung der Bauteiltemperatur verhindert werden. Durch Verringerung bzw. Erhöhung der Taktzeit lässt sich somit eine Verschiebung der Bereichsgrenzen in ähnlicher Größenordnung wie durch Variation der Öltemperatur erreichen, wenn die Versuchsparameter so gewählt werden, dass sich gleiche Bauteiltemperaturen einstellen²⁵.

Eine Erhöhung des Ölstromes hat im Gegensatz zu den anderen Parametern nur Auswirkungen auf das tribologische Verhalten der Laststufe $p_N=5 N/mm^2$; $v_0=6,5 m/s$, die jedoch schon in den Versuchen unter Standardbedingungen bei zwei Versuchen ein Verhalten aus Bereich III und bei einem Versuch aus Bereich II zeigte (**Tabelle 3**). Die sich einstellende Bauteiltemperatur liegt allerdings höher als bei den Versuchen mit Verringerung der Öltemperatur bzw. der mittleren Reibleistung. Aufgrund der begrenzten Kapazität der

²⁴ Die Berechnung der erforderlichen Taktzeit erfolgte entsprechend den ermittelten Zusammenhängen nach Abbildung 29 und Abbildung 30. Die mit der Modellrechnung ermittelten Zusammenhänge standen zu diesem Zeitpunkt noch nicht zur Verfügung. Eine spezifische mittlere Reibleistung von $28 mW/mm^2$ bzw. $115 mW/mm^2$ bewirkt danach die gleiche Bauteiltemperaturänderung wie eine Öltemperatur von $50^\circ C$ bzw. $120^\circ C$.

²⁵ Für die Laststufen $p_N=3 N/mm^2$; $v_0=7,5 m/s$ und $p_N=5 N/mm^2$; $v_0=7,5 m/s$ wurde die Taktzeit unter dieser Vorgabe ausgewählt. Mit den im Vorfeld festgelegten Werten ($72 mW/mm^2$ bzw. $42 mW/mm^2$) konnte für diese Laststufen keine Änderung im tribologischen Verhalten erreicht werden.

Ölfördereinrichtung war eine weitere Reduzierung der Bauteiltemperatur durch Erhöhung des Ölvolumenstroms nicht möglich.

Die Darstellung der sich einstellenden Maximaltemperaturen in der Reibfläche entsprechend den Simulationsrechnungen für eine Verringerung der Öltemperatur und der mittleren Reibleistung (links) sowie für eine Erhöhung dieser Größen (rechts) zeigt **Abbildung 41**. Eine Simulation für unterschiedliche Ölvolumenströme ist ohne weitere Untersuchungen zum Einfluss des Volumenstromes auf die Wärmeübergangskoeffizienten nicht möglich. Der prinzipielle Einfluss des Volumenstromes auf die Reibflächentemperatur wird sich jedoch nicht vom Einfluss der Öltemperatur oder der mittleren Reibleistung unterscheiden.

Der Simulationsrechnung zufolge bewirken diese Größen eine parallele Verschiebung der maximalen Reibflächentemperaturen zu geringeren oder höheren Werten. Die qualitative Abhängigkeit von der Reibarbeit entspricht den Ergebnissen unter Standardbedingungen. Auch der zeitliche Verlauf der Reibflächentemperatur und die Verteilung der Maximalwerte über der Kontaktbreite ändert sich dadurch qualitativ nicht, wie **Abbildung 42** zeigt. Es erfolgt also lediglich eine Erhöhung bzw. Absenkung des Grundtemperaturniveaus der Reibfläche. Die Temperaturverteilung im Bauteilquerschnitt bei Variation der Öltemperatur und der Taktzeit unterscheidet sich jedoch erheblich. Die Temperatur im Bereich der Einspannung liegt in der Größenordnung der Umgebungstemperatur, die der Öltemperatur

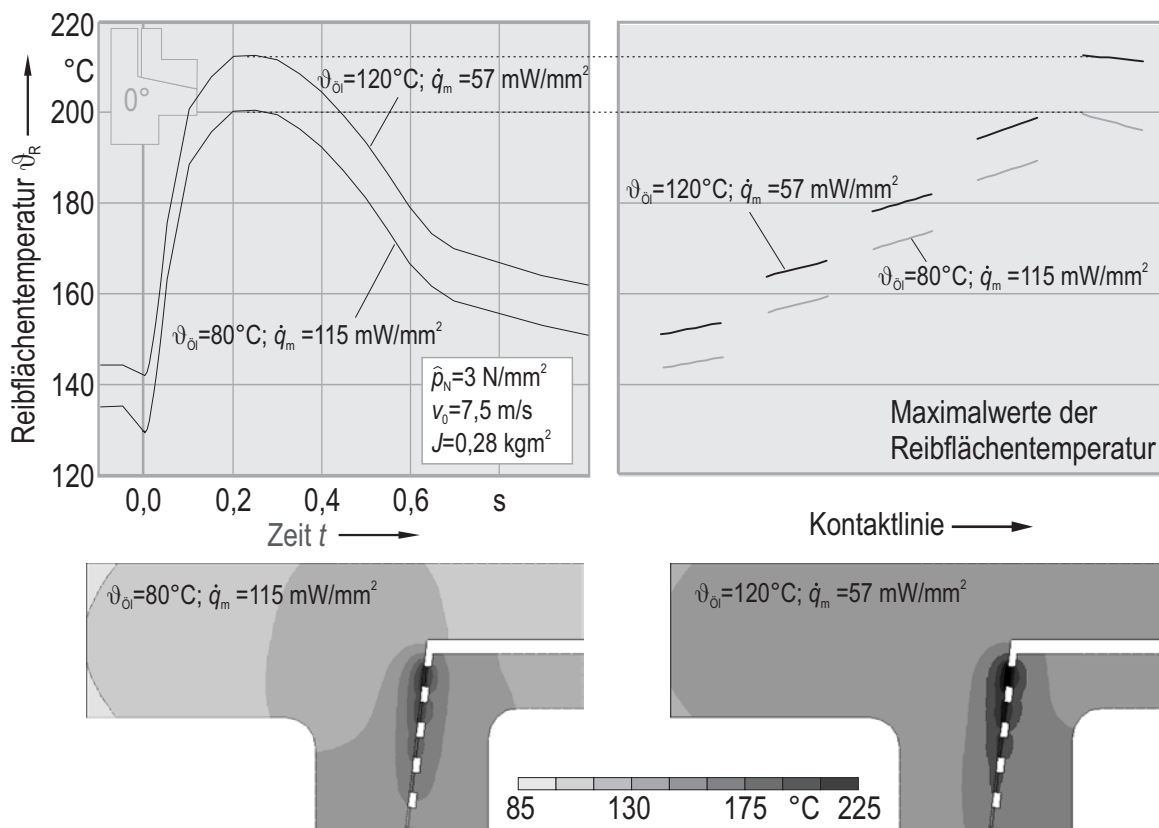


Abbildung 42: Darstellung des zeitlichen Verlaufs der Reibflächentemperatur und die Verteilung der Maximalwerte im Kontakt (oben) sowie die Verteilung der Bauteiltemperatur (unten) bei verringerter Taktzeit (links) und erhöhter Öltemperatur (rechts)

entspricht. Deshalb ergibt sich bei Verringerung der Taktzeit ein steilerer Temperaturgradient von der Reibfläche zur Einspannung als bei erhöhter Öltemperatur. Die Aussage, dass das tribologische Verhalten unabhängig davon ist, ob die Bauteiltemperatur durch die Taktzeit oder die Öltemperatur variiert wird, ist deswegen nur für die Bauteiltemperatur in einem reibflächen nahen Bereich zutreffend.

Der im vorherigen Abschnitt ermittelte Verlauf einer möglichen Grenztemperatur für die Einteilung des tribologischen Verhaltens wurde in die Diagramme aus Abbildung 41 übertragen. Das Verhalten im Versuch ist wiederum durch unterschiedliche Grautöne kenntlich gemacht. Bei verringerter Bauteiltemperatur konnte für einen Fall keine Änderung im tribologischen Verhalten bewirkt werden, obwohl die maximale Reibflächentemperatur unter die Grenztemperatur gesunken ist. Genauso ist bei Erhöhung der Bauteiltemperatur das nach dem Temperaturkriterium zu erwartende Verhalten in einem Fall nicht eingetreten. Anhand diesem unter Standardbedingungen festgelegten Grenztemperaturverlauf kann bei Versuchen mit unterschiedlichen Grundtemperaturniveaus bzw. Bauteiltemperaturen keine zufriedenstellende Vorhersage des tribologischen Verhaltens erfolgen, selbst wenn Streuungen der Versuchsergebnisse berücksichtigt werden.

Die Vermutung, dass die absolute Reibflächentemperatur ein allgemeingültiges Kriterium für das tribologische Verhalten einer Reibpaarung unter allen Versuchsbedingungen ist, kann somit nicht bestätigt werden. Dennoch kann es zutreffend sein, wenn bestimmte Randbedingungen konstant gehalten werden, wie im vorherigen Abschnitt gezeigt. So ist es denkbar, dass auch bei verringerter oder erhöhter Grundtemperatur eine ähnliche Grenztemperaturkurve wie unter Standardbedingungen existiert. Diese Einschränkungen gelten ebenso für eine über die Schaltdauer gemittelte Temperatur, die prinzipiell die gleichen Abhängigkeiten wie die Reibflächentemperatur aufweist.

Auch die Differenz zwischen maximaler und minimaler Reibflächentemperatur eines Schaltzyklus, die bei konstanten Reibwerten unabhängig vom Grundtemperaturniveau ist, scheidet als Einteilungskriterium aus, da sich diese nicht von den Standardbedingungen unterscheidet. Die Temperaturerhöhung würde sich bei steigendem Grundtemperaturniveau sogar verringern, wenn die Reibwertabhängigkeit berücksichtigt würde.

Das Reibungsverhalten während der Schaltung bei verschiedenen Öltemperaturen zeigt **Abbildung 43**. Die Temperaturverläufe in den unteren Diagrammen, berechnet unter der Annahme einer gleichmäßigen Reibleistungsverteilung im Kontakt, sind nahezu deckungsgleich. Sie befinden sich jedoch auf unterschiedlichem Niveau.

Der gemessene Reibwertverlauf, in den oberen Diagrammen dargestellt, nimmt nach einem kurzen Maximum am Schaltungsbeginn zum Ende hin kontinuierlich zu. Die Differenz zwischen Minimal- und Maximalwert wird mit zunehmender Öltemperatur geringer. Eine plausible Begründung könnte sein, dass die Änderung der Schmierstoffviskosität und damit der Schubspannungen im Schmierstoff bei gleicher Temperaturdifferenz im Bereich niedriger Temperaturen größer ist als bei höheren Temperaturen. Der Anstieg des Reibwertes über der

Schaltungsdauer kann allerdings nicht ausschließlich mit der Temperaturabhängigkeit der Schmierstoffviskosität begründet werden, da Reibwertminimum und Temperaturmaximum zeitlich versetzt auftreten. Der Anteil der Festkörper- oder Grenzreibung am Gesamtreibwert muss also zusätzlich mit sinkender Gleitgeschwindigkeit zunehmen.

Mit steigender Öltemperatur sinkt das gesamte Reibwertniveau ab. Da sich auch der Reibwert gegen Ende der Schaltung unterscheidet, wenn keine oder nur eine geringe Relativgeschwindigkeit vorhanden und der Anteil der Flüssigkeitsreibung verschwindend gering ist, muss auch der Reibwert der Grenzschichten vom Grundtemperaturniveau abhängen. Der Reibwertverlauf in den unteren Diagrammen stellt den nach einer aus den Versuchen entwickelten Modellvorstellung berechneten Verlauf dar. Das Modell wird in Abschnitt 6.1.4.1 beschrieben. Der graue Verlauf stellt zum Vergleich den gemessenen Reibwertverlauf dar, der schon in den oberen Diagramm gezeigt wird.

Bei Variation der Taktzeit zeigen sich prinzipiell auch die für die Öltemperatur beschriebenen Reibwertverläufe. Das qualitative Reibwertverhalten ist anscheinend unabhängig von der Öltemperatur und der Taktzeit. Die einzigen Unterschiede dürften in der Anfangsphase auftreten, wenn Schmierstoff mit unterschiedlichen Temperaturen aus dem Spalt verdrängt werden muss. Bei geringen Schmierfilmhöhen entspricht die Öltemperatur allerdings nach kürzester Zeit der Reibflächentemperatur [31].

Der mit steigender Temperatur absinkende Reibwert der Tieflage ist im Fall der erhöhten Öltemperatur ursächlich für den Ausfall durch Unterschreiten der Sperrgrenze. Für den Fall

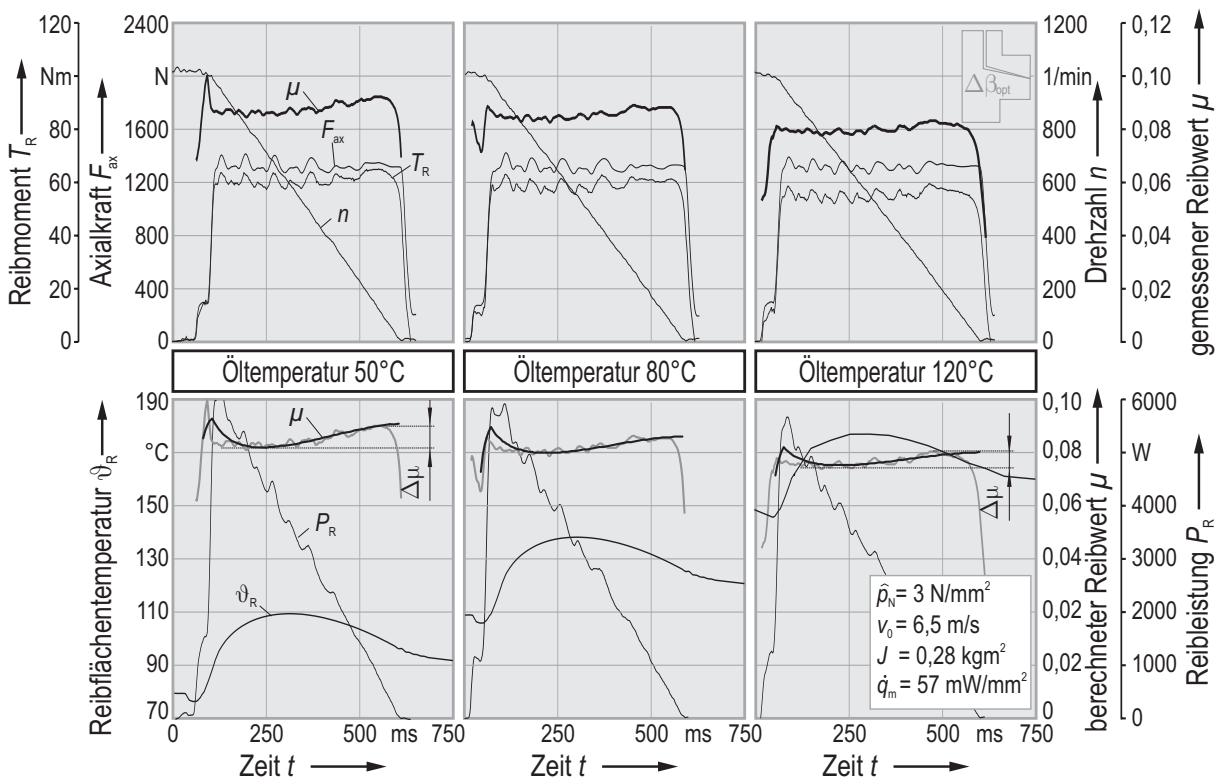


Abbildung 43: Darstellung der Messwertverläufe und der Simulationsergebnisse über der Schaltungsdauer für verschiedene Öltemperaturen

verringertes Öltemperatur kann aus dem Temperaturverhalten des Reibwertes kein schlüssiger Grund für den Ausfall abgeleitet werden. Allerdings ist zu beachten, dass dabei gleichzeitig ein Sprung von der Hoch- zur Tieflage erfolgte.

6.1.2.2 Reibleistungsverlauf

Eine Änderung des tribologischen Verhaltens konnte auch durch Variation des Massenträgheitsmomentes erreicht werden, obwohl die mittlere spezifische Reibleistung durch Anpassung der Taktzeit konstant gehalten wurde. **Abbildung 44** zeigt den Übergang im Reibwertverhalten von Bereich II zu Bereich III bei Erhöhung des Massenträgheitsmomentes trotz einer vergleichbaren Bauteiltemperatur. Umgekehrt war auch ein Wechsel im tribologischen Verhalten von Bereich III nach Bereich II durch Verringerung des Massenträgheitsmomentes möglich.

Eine Verringerung des Pressungsgradienten nimmt ähnlich dem Massenträgheitsmoment direkt Einfluss auf die Verhältnisse während des Schaltvorganges. Es erfolgt auch in diesem Fall trotz gleichbleibender Bauteiltemperatur eine Verschiebung der Bereichsgrenze zu höheren Beanspruchungen. Lediglich bei der höchsten untersuchten Laststufe konnte im Gegensatz zur Reduzierung des Massenträgheitsmomentes kein Übergang vom verschleiß-behafteten in den temporär verschleißbehafteten Bereich erreicht werden. Dies gilt sowohl für eine Verringerung des Pressungsanstiegs unter der Bedingung einer konstanten Schaltzeit als auch unter der Bedingung gleicher maximaler nomineller Pressungen (Abbildung 17). Eine

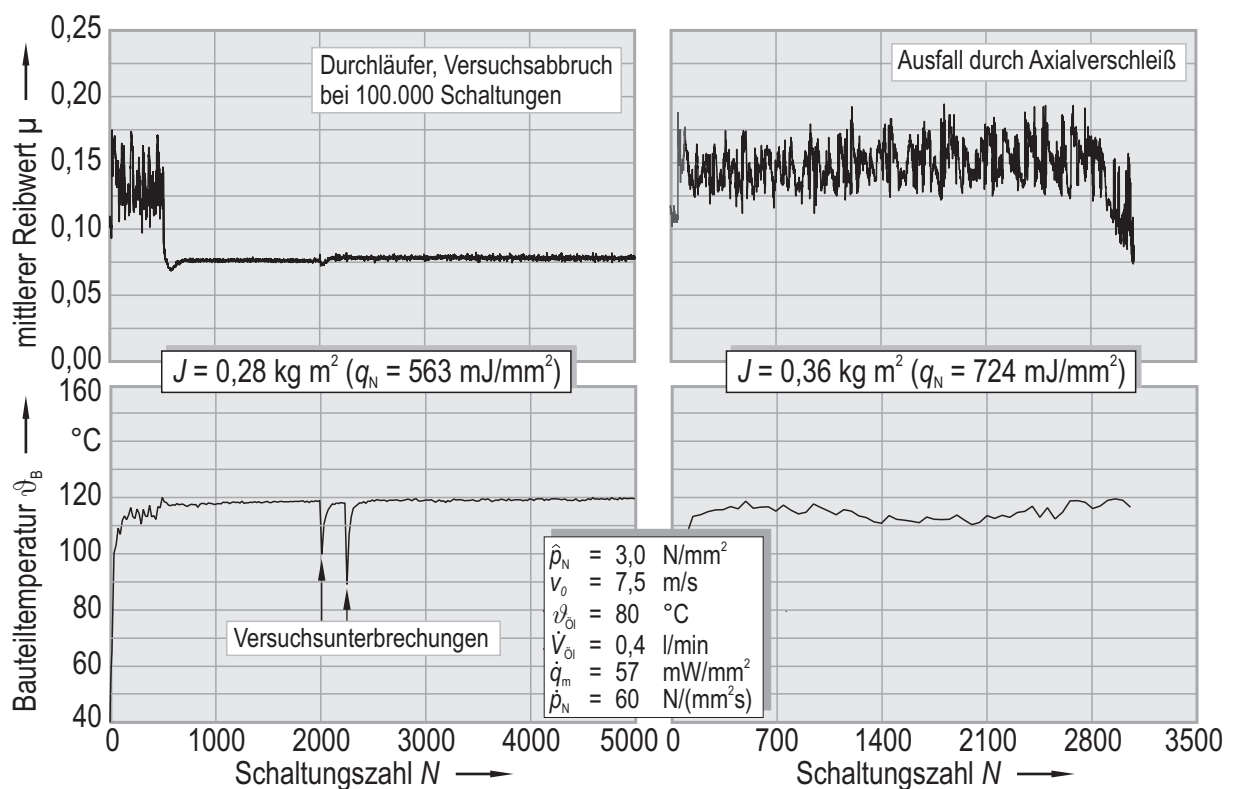


Abbildung 44: Verlauf des mittleren Reibwertes und der Bauteiltemperatur über der Versuchsdauer bei unterschiedlichen Massenträgheitsmomenten

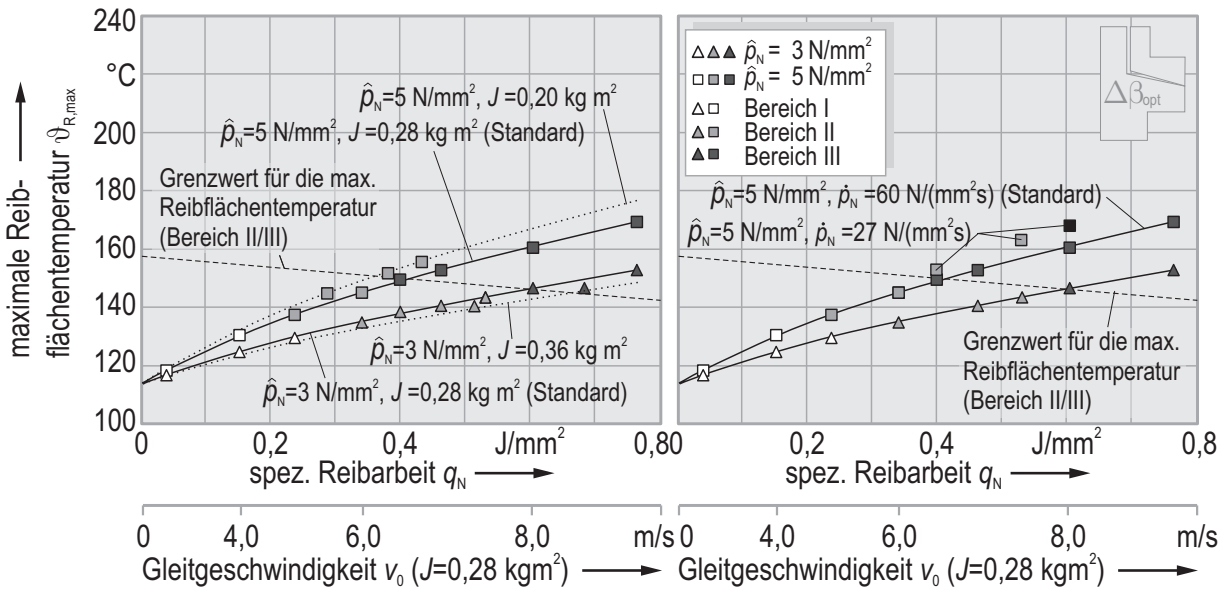


Abbildung 45: Maximalwerte der Reibflächentemperatur bei Variation des Massenträgheitsmomentes (links) und Verringerung des Gradienten im Pressungsanstieg (rechts) bei konstanter mittlerer Reibleistung (angepasste Taktzeit)

weitere Verschärfung der Versuchsbedingungen durch Beschleunigung des Pressungsanstiegs war nicht möglich.

Die rechnerisch ermittelten Auswirkungen dieser Variationsparameter auf die Reibflächentemperatur sind in **Abbildung 45** dargestellt. Eine Verringerung des Massenträgheitsmomentes (links) geht mit einer Verringerung der spezifischen Reibarbeit einher. Dementsprechend sinkt auch die maximale Reibflächentemperatur ab, jedoch nicht in gleichem Maße wie bei einer Verringerung der Reibarbeit durch die Gleitgeschwindigkeit.

Der Grund dafür ist, dass die maximale Reibleistung mit abnehmendem Massenträgheitsmoment ansteigt, wenn die Reibarbeit durch Erhöhung der Anfangsgleitgeschwindigkeit konstant gehalten wird. Trotz Verringerung der maximalen Reibflächentemperatur durch

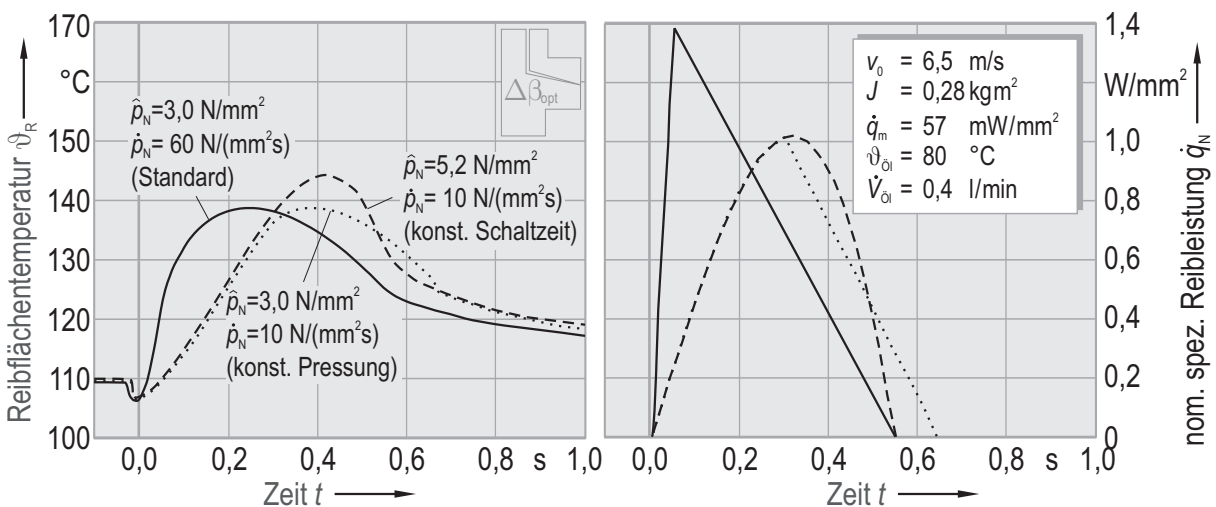


Abbildung 46: Verlauf der Reibflächentemperatur bei angepasstem Kegelwinkel für unterschiedliche Pressungsanstiege und Pressungen

Verringerung des Massenträgheitsmomentes ist eine Einteilung des tribologischen Verhaltens, welches an der Graufärbung der Punkte erkennbar ist, nach der unter Standardbedingungen festgelegten Temperaturgrenzkurve nicht möglich.

Beanspruchungen mit gleicher Reibarbeit pro Schaltung können bei geringerem Massenträgheitsmoment trotz höherer maximaler Reibleistung und Reibflächentemperaturen sogar ein indifferentes Verhalten hervorrufen, während bei höherem Massenträgheitsmoment noch ein dauerhaft verschleißbehaftetes Verhalten vorherrscht.

Eine Verringerung des Pressungsanstiegsgradienten unter der Voraussetzung konstanter Schaltzeit führt zu einer Erhöhung der maximalen Reibflächentemperatur bei konstanter Reibarbeit, wie das rechte Diagramm zeigt.

Eine Änderung des Grundtemperaturniveaus durch den Gradienten des Pressungsanstiegs und das Massenträgheitsmoment konnte erwartungsgemäß nicht bewirkt werden, da die mittlere spezifische Reibleistung konstant gehalten wurde.

Abbildung 46 zeigt den zeitlichen Verlauf von Reibflächentemperatur und Reibleistung für einen steilen Pressungsanstieg sowie einen reduzierten Pressungsanstieg unter der Bedingung einer konstanten Schaltzeit und einer konstanten Pressung. Bei einem reduzierten Pressungsanstieg kann die maximale Reibleistung erheblich gesenkt werden. Außerdem verlagert sich der Maximalwert der Reibleistung vom Beginn zur Mitte des Synchronisationsvorgangs. Die maximale Reibleistung ist in beiden Fällen eines langsamen Pressungsanstiegs weitgehend

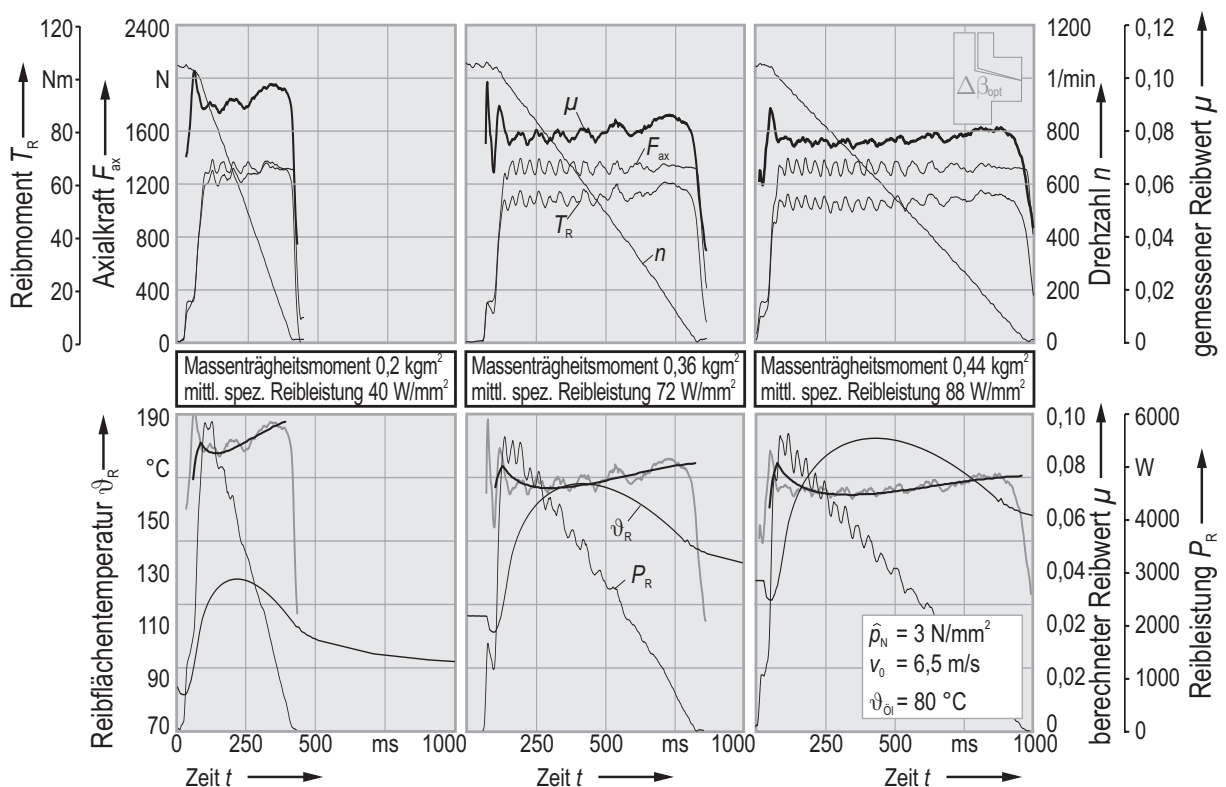


Abbildung 47: Darstellung der Messwertverläufe und der Simulationsergebnisse über der Schaltungsdauer für verschiedene Massenträgheitsmomente

gleich, da das Maximum der Reibleistung beim Übergang in die Phase konstanter Pressung bereits erreicht war.

Bei verringerten Pressungsanstiegen zeigen sich ein verringerter zeitlicher Temperaturgradient und gleiche oder höhere Maximalwerte der Reibflächentemperatur. Die minimalen Reibflächentemperaturen und das Grundtemperaturniveau bleiben sowohl bei einer Variation des Massenträgheitsmomentes als auch des Pressungsgradienten konstant, wenn die mittlere spezifische Reibleistung konstant gehalten wird. Dennoch wird durch eine Verringerung des Pressungsgradienten und des Massenträgheitsmomentes der Grenzbereich zu höheren Gleitgeschwindigkeiten verschoben.

Eine theoretische Arbeit zum Einfluss der Temperaturverteilung auf die thermisch bedingten Spannungen im Bauteil bei Reibbeanspruchung zeigt, dass diese auch vom zeitlichen Verlauf des Wärmestroms und den dadurch induzierten Temperaturgradienten im Bauteil abhängig sind. Für die Ausbildung einer plastischen Verformungszone ist weniger die maximale Temperatur als vielmehr die zeitliche und örtliche Verteilung der Temperatur maßgeblich [69]. Weitere Erklärungsmöglichkeiten sind der Einfluss der Reibleistung auf die Grenzschichtbildung und ein erhöhter Traganteil des Schmierfilms bei einem langsamen Pressungsanstieg.

Die festgelegten Grenzen, die in Abbildung 45 durch die gestrichelte Linie repräsentiert werden, besitzen auch für diese Versuche keine Gültigkeit. In beiden Fällen – Versuch mit Variation des Massenträgheitsmomentes und des Pressungsanstiegs – liegen die Maximal-

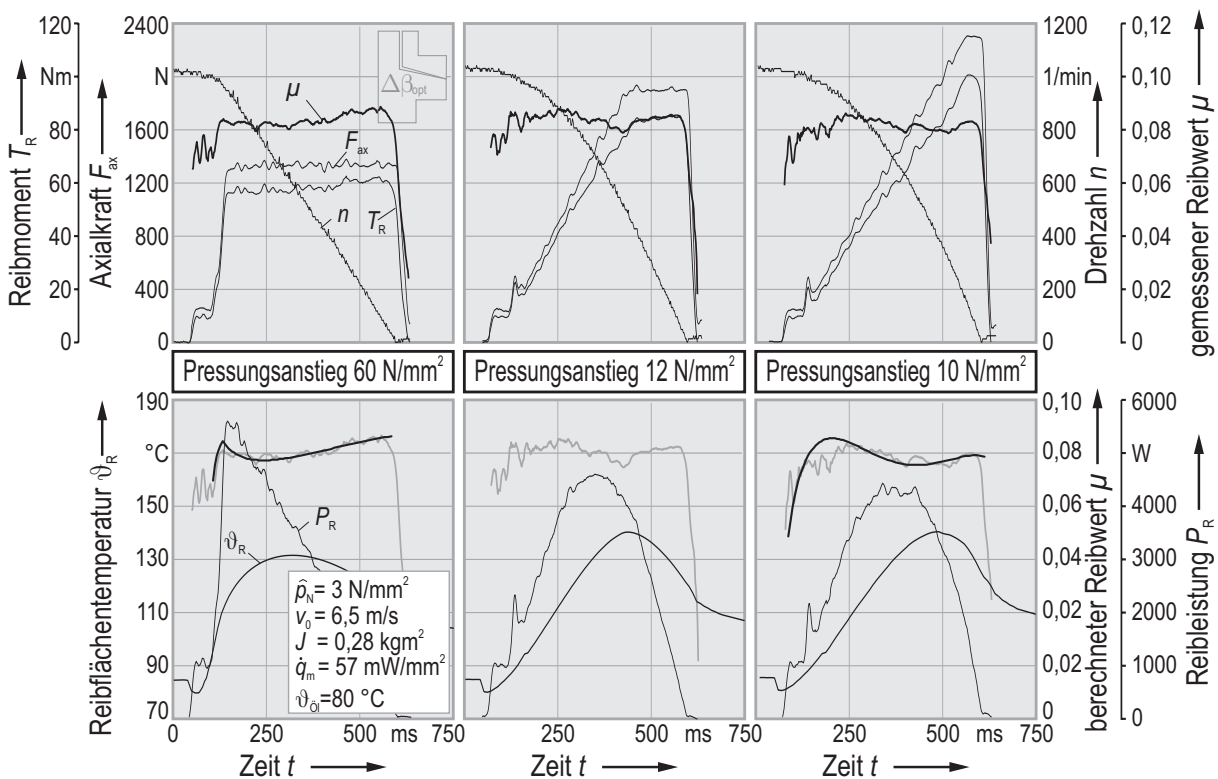


Abbildung 48: Darstellung der Messwertverläufe und der Simulationsergebnisse über der Schaltdauer für verschiedene Pressungsanstiegsgradienten

temperaturen von Versuchen, die ein indifferentes Verhalten gezeigt haben, über der Grenztemperatur.

Abbildung 47 zeigt die Reibwertverläufe für verschiedene Massenträgheitsmomente, allerdings im Gegensatz zu den in Tabelle 4 gezeigten Versuchen bei konstanter Taktzeit. Dadurch unterscheidet sich die mittlere Reibleistung und das Grundtemperaturniveau (untere Diagramme) sowie das Reibwertniveau (obere Diagramme), dass, wie im vorherigen Abschnitt gezeigt, von der Reibflächentemperatur abhängt. Das grundsätzliche Reibwertverhalten ist davon jedoch unbeeinflusst. Grundsätzlich trifft die Beschreibung des Reibwertverhalten bei Variation der Öltemperatur trotz unterschiedlicher Schaltzeiten auch bei einer Variation des Massenträgheitsmomentes zu.

Bei verringertem Gradienten im Pressungsanstieg sinkt der Reibwert nach einem anfänglichen Anstieg bis zur Mitte des Schaltvorganges leicht ab, um dann bis zum Ende wieder anzusteigen (**Abbildung 48**). Das Minimum im Reibwert (obere Diagramme) wird kurz vor dem Maximum der Reibflächentemperatur durchlaufen. Dies bestätigt die Vorstellung über den Ablauf des Reibungsvorganges, wie sie aus den Reibwertverläufen bei Variation der Öltemperatur abgeleitet wurde. Die Zunahme der Reibflächentemperatur führt zu einer Abnahme der Ölviskosität und infolgedessen zu einer Abnahme der Schubspannungen durch Scherung des Schmierfilms. Dem überlagert ist ein abnehmender Anteil der Flüssigkeitsreibung mit der sinkender Relativgeschwindigkeit. Ein zusätzlicher Effekt bei einem verringerten Pressungsanstieg ist, dass der Schmierstoff langsamer aus dem Spalt verdrängt wird.

Die genannten Beobachtungen zum Reibwertverhalten finden Eingang in ein vereinfachtes Modell zur Berechnung des Reibwertverlaufes, das in Abschnitt 6.1.4.1 vorgestellt wird. Die berechneten Verläufe, die jeweils in den unteren Diagrammen dargestellt sind, zeigen in den meisten Fällen eine gute Übereinstimmung mit der Messung. Lediglich in der Anfangsphase vor allem bei einer reduzierten Pressungsanstiegsgeschwindigkeit weichen die berechneten und gemessenen Werte voneinander ab.

6.1.3 Einstufenversuche mit Variation mehrerer Parameter

Die Zielsetzung dieser Versuche ist es, die Zahl der notwendigen Parameterkombinationen für die Kollektivversuche einzuschränken. Daher ist zu untersuchen, ob Wechselwirkungen zwischen den Parametern Öltemperatur, Ölvolumenstrom und Taktzeit bestehen oder ob ihre Auswirkungen auf die Bauteiltemperatur tribologisch gleichwertig sind, wie die Ergebnisse des vorangegangenen Abschnittes erwarten lassen.

Dazu wurden, analog zum Vorgehen des vorherigen Versuchsblocks, Versuche mit einer Laststufe aus dem indifferenten Bereich und aus dem verschleißbehafteten Bereich durchgeführt, in denen jeweils zwei der oben genannten Parameter variiert wurden. Die Größe der Parameter wurde so gewählt, dass die Auswirkung eines Parameters auf die Bauteiltemperatur durch den zweiten Parameter kompensiert werden sollte. Unter der Voraussetzung einer

Standardbedingung $J=0,28 \text{ kg m}^2$ $\vartheta_{\text{Öl}}=80^\circ\text{C}$ $V_{\text{Öl}}=0,4 \text{ l/min}$ $\dot{q}_{p,m}=57 \text{ mW/mm}^2$	\hat{p}_N	v_0	Variationsparameter				
			$\vartheta_{\text{Öl}}/\dot{q}_m$	$\vartheta_{\text{Öl}}/V_{\text{Öl}}$	$V_{\text{Öl}}/\dot{q}_m$	$\vartheta_{\text{Öl}}/\dot{q}_m/V_{\text{Öl}}$	
	3 N/mm ²	7,5 m/s					
	5 N/mm ²	7,5 m/s					
						8,5 m/s	

Zahlenwerte geben die Schaltungszahl in der Reibwerthochlage an.

R = Ausfall durch Reibwertabfall

Tabelle 5: Zusammenfassung der Ergebnisse der Einstufenversuche mit Variation mehrerer Parameter

einfachen Superposition der Einflüsse, müssten dann sowohl Bauteiltemperatur als auch tribologisches Verhalten mit den Ergebnissen aus den Versuchen unter Standardbedingungen vergleichbar sein.

Eine Übersicht über die Ergebnisse gibt **Tabelle 5**. Die meisten Parameterkombinationen bewirken erwartungsgemäß keine Änderung im tribologischen Verhalten. Der Wechsel im tribologischen Verhalten von Bereich II nach III für die Laststufe $p_N=3 \text{ N/mm}^2$; $v_0=7,5 \text{ m/s}$ bei Erhöhung der Öltemperatur und Verringerung der mittleren spezifischen Reibleistung ist auf eine Veränderung des Öles infolge der hohen Temperaturen und der langen Versuchsdauer²⁶ zurückzuführen. Ein nachfolgender Versuch auf der gleichen Laststufe unter Standardbedingungen mit dem gealterten Öl zeigte das gleiche tribologische Verhalten aus dem Bereich III.

Für zwei Parameterkombinationen wurde auch ein Wechsel von Bereich III zu Bereich II beobachtet. Die Anzahl der Schaltungen in der Reibwerthochlage deutet darauf hin, dass die Bereichsgrenze nur knapp unterschritten wurde. Eine eindeutige Tendenz ist aus den Versuchen nicht ablesbar. Generell scheinen jedoch zumindest die Parameter mittlere Reibleistung und Öltemperatur in der tribologischen Wirkung gleichwertig zu sein, wenn die gleiche Bauteiltemperatur erreicht wird und der Schmierstoff durch hohe Temperaturen nicht geschädigt wird.

Die Simulation der Temperaturverläufe für die Versuche mit gleichzeitiger Variation der Taktzeit und der Öltemperatur bestätigt dieses Ergebnis (**Abbildung 49**). Alle Verläufe liegen

²⁶Eine mittlere spezifische Reibleistung von 3 mW/mm^2 erfordert bei dieser Laststufe ($v_0=7,5 \text{ m/s}$ und $J=0,28 \text{ kg m}^2$) eine Taktzeit von 188 s.

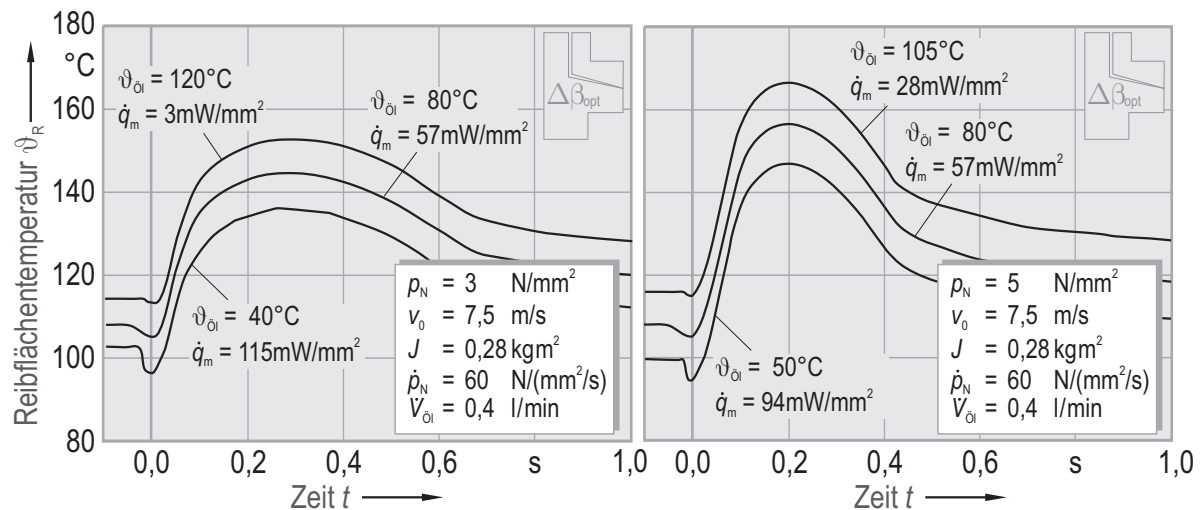


Abbildung 49: Ergebnisse der Simulationsrechnung bei gleichzeitiger Variation von mittlerer Reibleistung und Öltemperatur

weitgehend auf einem Niveau. Die Abweichungen ergeben sich aus Ungenauigkeiten bei der Ermittlung der Parameter und bei den Temperaturmessungen.

Weiterhin wurden in diesem Versuchsblock vier Versuche mit Variation von drei Parametern durchgeführt. Die Werte wurden so gewählt, dass eine besonders starke Erhöhung bzw. starke Verringerung der Bauteiltemperatur erreicht werden sollte (Tabelle 5, rechte Spalte). Trotzdem konnte dadurch im Vergleich zu den Versuchen aus dem vorherigen Versuchsblock keine signifikante, weitere Verschiebung der Bereichsgrenzen erreicht werden. Die dadurch bewirkte weitere Absenkung bzw. Erhöhung der Bauteiltemperatur ist jedoch als gering einzustufen, so dass dieses Ergebnis erklärbar ist.

6.1.4 Modelle für das tribologische Verhalten bei einstufiger Beanspruchung

Die beschriebenen Erkenntnisse aus den Versuchsergebnissen sollen dazu dienen, Abschätzungskriterien sowohl für die Reibung als auch für den Verschleiß im Einstufenversuch zu entwickeln. Ein Berechnungsmodell für den Verschleiß unter einstufiger Beanspruchung ist für die Auswertung der Kollektivversuche sinnvoll, damit neben den in Versuchen ermittelten Werten die Verschleißkennwerte für alle Laststufen des Parameterfeldes der Kollektivversuche bestimmt werden können.

Die bisher vorgestellten Untersuchungen bestätigen, dass die Temperatur eine wesentliche Einflussgröße für das Reibungs- und Verschleißverhalten darstellt. Die Angabe einer für die Reibpaarung charakteristischen Grenztemperatur für die Zuordnung des Verhaltens zur Verschleißhoch- oder -tieflage ist jedoch nicht unter allen Versuchsbedingungen ausreichend. Es existiert wahrscheinlich eine Abhängigkeit der Grenztemperatur von den Beanspruchungsparametern, die durch Versuche ermittelt werden muss.

Folgerichtig besteht eine mögliche Vorgehensweise darin, die Reibflächentemperatur explizit mithilfe der Finite-Elemente-Methode oder analytisch zu berechnen und mit den experimentell ermittelten Grenzwerten zu vergleichen. Dieses Verfahren würde aber von der

gegenwärtig eingeführten VDI-Richtlinie 2241 über die Berechnung schaltbarer Kupplungen abweichen. Im weiteren Verlauf wird daher untersucht, ob durch Modifikation des dort beschriebenen Verfahrens eine Methode entwickelt werden kann, die für die praktische Anwendung besser geeignet ist.

6.1.4.1 Reibungsverhalten

Die Reibwertverläufe der Einstufenversuche deuten darauf hin, dass die Reibflächen-temperatur auch für das Reibungsgeschehen eine maßgebliche Rolle spielt und der Reibungsanteil durch Scherung des Schmierstoffes einen nicht unwesentlichen Anteil an der Gesamtreibung ausmacht. Eine solche Interpretation der Versuchsergebnisse wird durch die Untersuchungen von v. PERPONCHER unterstützt, der einen Zusammenhang zwischen dem Reibungsverhalten von Synchronisierungen und der Oberflächentopografie hergestellt hat [48]. Er zeigte, dass sich bei einer entsprechenden Oberflächenstrukturierung ein günstiges, von der Gleitgeschwindigkeit nahezu unabhängiges Reibungsverhalten einstellt. Er führt als Begründung an, dass unter diesen Bedingungen ein hydrodynamischer Schmierfilmaufbau weitgehend unterbunden wird und die Grenzschichtreibung das Reibungsgeschehen dominiert. Die Höhe der Grenzreibungszahl ist von der realen Pressung im Kontakt abhängig. Bei fortschreitender Einglättung der Oberflächen sinkt der Reibwert mit der Gleitgeschwindigkeit infolge eines erhöhten hydrodynamischen Traganteils zunehmend ab.

Aufbauend auf diesen Erkenntnissen und den Versuchsergebnissen wird im Folgenden eine vereinfachte Modellvorstellung zu den Reibungsverhältnissen in der Tieflage während des Schaltvorganges entwickelt (**Abbildung 50**). Das unstetige Reibwertverhalten der Hochlage kann damit nicht abgebildet werden.

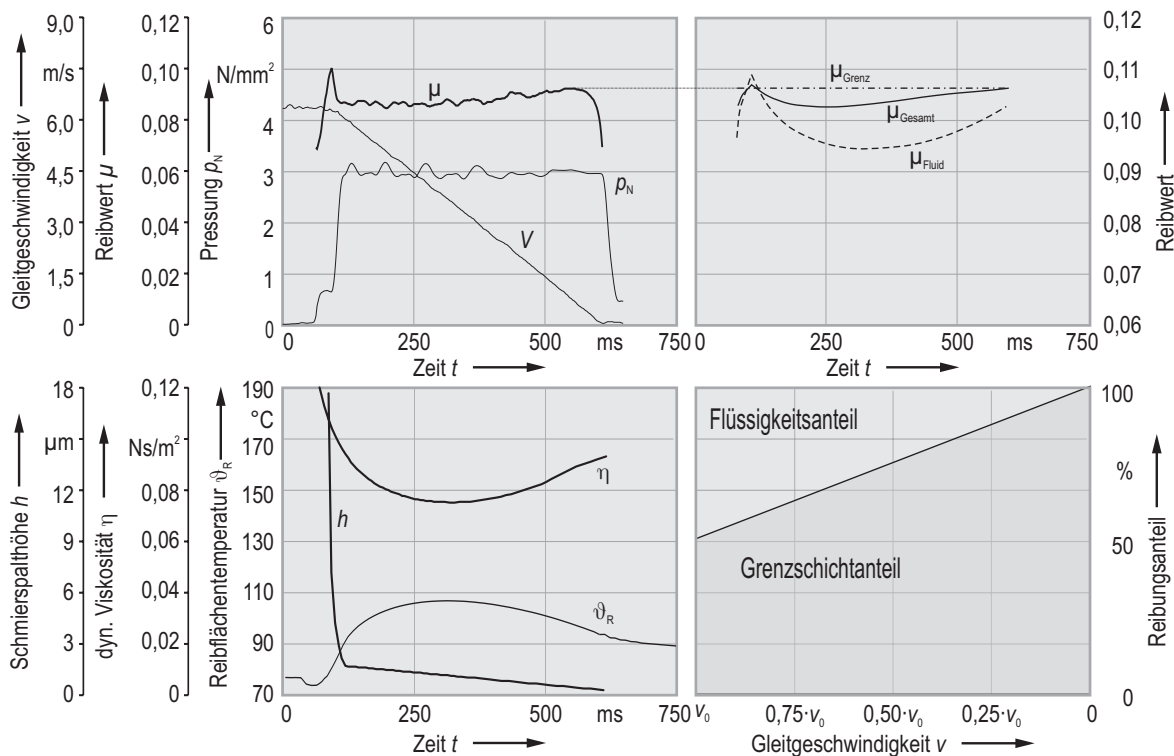


Abbildung 50: Annahmen und Eingangsgrößen des vereinfachten Reibwertmodells

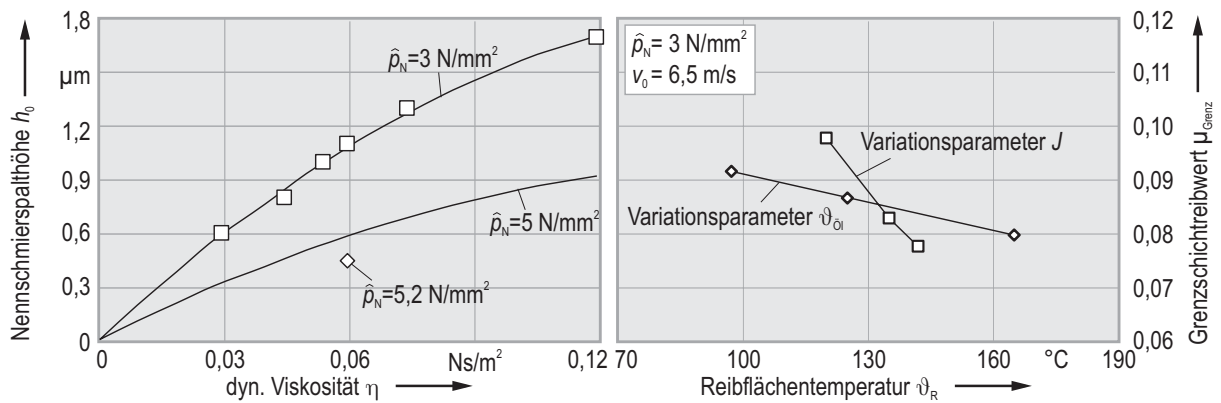


Abbildung 51: Abhängigkeit der angenommenen Nennschmierspalthöhe von der Viskosität zu Schaltungsbeginn (links) und des Grenzschichtreibwertes von der Temperatur zu Schaltungsende (rechts)

Der Gesamtreibwert setzt sich aus einem Anteil durch Scherung des Schmierstoffes und der Grenzschichtreibung zusammen. Der Beitrag der Flüssigkeitsreibung nimmt mit sinkender Gleitgeschwindigkeit ab, bis bei sehr kleinen Gleitgeschwindigkeiten nur noch der Grenzschichtanteil wirksam ist. In Übereinstimmung mit Aussagen von v. PERPONCHER soll der Reibwert der Grenzschichtreibung unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit als konstant angenommen werden. Er entspricht dem gegen Schaltungsende auftretenden Reibwert, der aus den gemessenen Verläufen ermittelt wird. **Abbildung 51** (rechts) zeigt die Abhängigkeit des Grenzschichtreibwertes von der Reibflächentemperatur gegen Ende der Schaltung und den Variationsparametern. Generell sinkt der Grenzschichtreibwert mit zunehmender Reibflächentemperatur²⁷. Der Temperaturabhängigkeit ist zusätzlich ein Einfluss des für die Temperatur verantwortlichen Variationsparameters überlagert. Dies ist wahrscheinlich auf die grundsätzlich andersartigen Bedingungen für die Schichtbildung zurückzuführen, die sich bei unterschiedlichen Beanspruchungsparametern ergeben.

Die Scherspannung und der daraus resultierende Reibwert in einem Schmierspalt der Höhe h berechnet sich für ein Newtonsches Fluid nach folgender Gleichung:

$$\mu_{\text{Fluid}} = \frac{\tau}{p_N} \quad \text{mit} \quad \tau = \eta \cdot \frac{\partial v}{\partial h} = \nu \cdot \rho \cdot \frac{v}{h} \quad (6.2)$$

Die kinematische Viskosität ν ist eine Funktion der Temperatur²⁸ und kann nach der Beziehung von Walther–Ubbelohde und den Angaben zur Viskosität (Tabelle 1) wie folgt berechnet werden:

$$\log \log(\nu + 0,8) = 9,13 - 3,55 \cdot \log(\vartheta) \quad [\nu] = \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}; \quad [\vartheta] = \text{K} \quad (6.3)$$

²⁷ Die Ursache für die von v. PERPONCHER beobachtete Zunahme des Grenzschichtreibwertes mit abnehmender Pressung ist wahrscheinlich auch auf den Temperatureinfluss zurückzuführen.

²⁸ Der Einfluss des Druckes vor allem im Bereich elastohydrodynamischer Schmierung mit hohen Drücken soll hier vernachlässigt werden.

Die unbekanntes Eingangsgrößen des Modells sind die Höhe der Anteile von Flüssigkeit- und Grenzschichtreibung und die Schmierpalhöhe. Diese Größen wurden anhand der gemessenen Reibwertverläufe ermittelt, so dass sich eine gute Übereinstimmung von Rechnung und Messung ergibt. Für die Höhe der Reibungsanteile hat sich eine Annahme nach Abbildung 50 als geeignet erwiesen.

Für einen trennenden Schmierfilm sind einerseits der hydrodynamische Druckaufbau an den Rauheitserhebungen infolge der tangentialen Relativbewegung, andererseits die Verdrängungsströmung des Schmierstoffs aus dem Spalt durch die Annäherung der Reibflächen verantwortlich. Die Schmierfilmhöhe nimmt im Bereich des Pressungsanstiegs stärker ab als im weiteren Schaltungsverlauf bei konstanter Pressung, da der Spalt anfänglich noch so groß ist, dass der Schmierfilmaufbau an den Rauheitshügeln eine untergeordnete Rolle spielt und der Schmierstoff schneller abfließen kann.

Die Abhängigkeit der Schmierfilmhöhe von der Pressung und der Gleitgeschwindigkeit soll deshalb durch nachfolgende Gleichung beschrieben werden.

$$h = h_0 \cdot \frac{v}{v_0} \left(\frac{p_N}{\hat{p}_N} \right)^{1,3} \quad (6.4)$$

Der Exponent wurde so gewählt, dass der in den Versuchen beobachtete prinzipielle Reibwertverlauf wiedergegeben wird. Daraus resultiert bei konstanter Pressung ein über den Schaltungsverlauf konstantes Schergefälle und somit ausschließlich von der Viskosität abhängige Scherspannungen im Schmierfilm.

Die absolute Schmierpalhöhe h ist eine Funktion der nominellen Pressung p_N , der Anfangsgleitgeschwindigkeit v_0 und der Nennschmierpalhöhe h_0 . Damit das Reibwertverhalten für alle betrachteten Versuchsbedingungen unter den obigen Annahmen beschrieben werden kann, muss eine Abhängigkeit der Nennschmierpalhöhe von der Pressung und der dynamischen Viskosität des Schmierstoffs zu Schaltungsbeginn nach **Abbildung 51** (links) gegeben sein.

Der so ermittelte Reibwertverlauf ist zusammen mit den gemessenen Größen in Abbildung 43, Abbildung 47 und Abbildung 48 eingezeichnet. Die qualitative Ähnlichkeit der Verläufe ist sehr gut. Die quantitative Übereinstimmung hängt wesentlich von der Wahl des Grenzschichtreibwertes ab, die nach Abbildung 51 (rechts) erfolgte. Ein eindeutiger, quantitativer Zusammenhang zwischen Temperatur und Grenzschichtreibwert ist dabei nicht zu erkennen.

Die Übereinstimmung der gemessenen und berechneten Verläufe ist ein Indiz dafür, dass die beschriebene Modellvorstellung zutreffend sein kann. Denkbar ist aber auch, dass ein über der Schaltungsdauer nicht konstanter Grenzschichtreibwert der maßgebliche Faktor für die Ausprägung des Reibwertverhaltens ist. Sicher scheint eine Temperaturabhängigkeit des Reibwertes zu sein.

6.1.4.2 Verschleißverhalten

Die bisher beschriebenen Untersuchungen haben bestätigt, dass die maßgebende Größe für das Verschleißverhalten, neben der Reibarbeit, die Temperatur ist. Die berechnete Reibflächentemperatur konnte für eine Abschätzung des prinzipiellen tribologischen Verhaltens – Verschleißtief- oder -hochlage – herangezogen werden. Eine quantitative Bestimmung des Verschleißes in der Hochlage ist mit dieser Größe jedoch nicht möglich. **Abbildung 35** zeigt, dass der Verschleiß pro Schaltung im Gegensatz zur Reibflächentemperatur anscheinend nicht von der Pressung abhängig ist.

Offensichtlich ist, dass die Reibarbeit eine dominierende Einflussgröße darstellt, wie die Darstellung des Verschleißes pro Schaltung über der spezifischen Reibarbeit verdeutlicht (**Abbildung 52, oberes Diagramm**). Neben der Reibarbeit haben weitere Größen einen Einfluss auf den Verschleiß, der jedoch weniger stark ausgeprägt ist. Das mittlere Diagramm in **Abbildung 52** zeigt den Zusammenhang zwischen der Verschleißintensität – das ist der Verschleiß bezogen auf die Reibarbeit – und der Anfangsgleitgeschwindigkeit.

Die Gleitgeschwindigkeit entspricht hier analog zu LÖSCHE dem Beanspruchungskoeffizienten B , der auf einem Ansatz zur Berechnung der lokalen Temperaturerhöhung im Kontakt basiert. Ein solcher Beanspruchungskoeffizient hat sich als geeignete Größe zur Beschreibung des quantitativen Verschleißverhaltens herausgestellt.

Die lokale Temperaturerhöhung im Kontakt ist nach Gleichung (2.14) eine Funktion der auf den Kontaktpunkt einwirkenden mittleren Normalkraft und der Gleitgeschwindigkeit. Die mittlere Normalkraft in einem Kontaktpunkt lässt sich mit der Normalkraft auf die gesamte Reibfläche und der Kontaktpunktdichte d_K (Anzahl der Kontaktpunkte n_K pro makroskopischer Reibfläche A_r) wie folgt beschreiben:

$$\Delta F_N = \frac{F_N}{n_K} = \frac{F_N}{d_K \cdot A_r} = \frac{p_r}{d_K} \sim p_r \quad \text{mit } d_K = \text{const.} \quad (6.5)$$

Die Normalkraft F_N bezogen auf die reale makroskopische Reibfläche A_r entspricht laut Definition der realen Pressung p_r . Unter der Annahme einer konstanten Kontaktpunktdichte d_K wäre die Normalkraft im Kontakt somit proportional der realen Pressung.

Die lokale Temperaturerhöhung wäre dann eine Funktion der realen Pressung und der Gleitgeschwindigkeit:

$$\Delta \vartheta_{\text{lok}} \sim p_r^e \cdot v^f \quad (6.6)$$

Denkbar ist jedoch auch eine Proportionalität zwischen der äußeren Normalkraft und der Kontaktpunktdichte. Dann ist die mittlere Normalkraft auf einen Kontaktpunkt unabhängig von der äußeren Normalkraft und die lokalen Temperaturüberhöhungen proportional zur Gleitgeschwindigkeit.:

$$\Delta \vartheta_{\text{lok}} \sim v^f \quad (6.7)$$

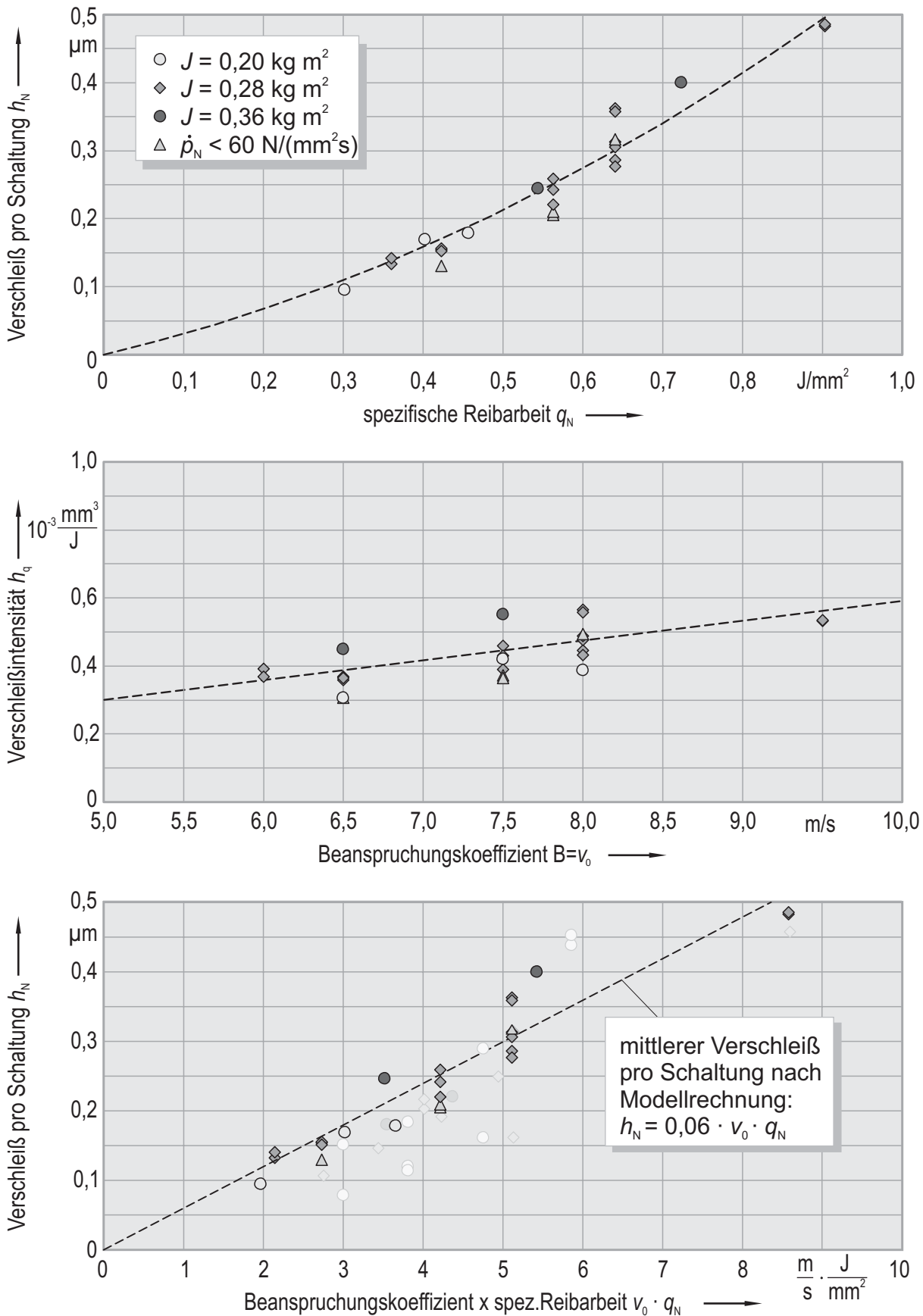


Abbildung 52: Modell zur Berechnung des Verschleißgradienten in der Hochlage unter einstufiger Beanspruchung auf Grundlage eines Beanspruchungskoeffizienten bei konstanter Bauteiltemperatur

Bekannte Untersuchungen zur Größe der mikroskopischen Kontaktfläche in Abhängigkeit der Beanspruchung, zum Beispiel von GREENWOOD, TRIPP und WILLIAMSON [22][21], haben ein solches Verhalten an technischen Oberflächen nachgewiesen.

Mit dem von LÖSCHE verwendeten Ansatz, der auf eben diesen Überlegungen basiert, konnte bei Beibehaltung der Exponenten das in der vorliegenden Arbeit beobachtete Verschleißverhalten der Dünnschicht nicht nachgebildet werden. Die von LÖSCHE bei der Dickschicht erkannte Abhängigkeit der Verschleißintensität von der realen Pressung bestätigte sich, wie **Abbildung 35** zeigt, bei der Dünnschicht nicht. Der Beanspruchungskoeffizient B entspricht bei diesem System der Anfangsgleitgeschwindigkeit.

Dies deutet den oben beschriebenen Überlegungen zufolge auf unterschiedliche mikroskopische Kontaktverhältnisse hin, deren Ursache die unterschiedliche Nachbearbeitung der Spritzschichten der beiden Systeme ist. Während die Dickschicht aus LÖSCHES Untersuchungen nach dem Spritzvorgang geschliffen wurde, wurden bei der hier untersuchten Dünnschicht lediglich die Spitzen gebrochen.

Für die Aufstellung eines Verschleißmodells wurden in einem ersten Schritt alle Messwerte der Versuche, die keinen Einfluss auf das Grundtemperaturniveau haben, herangezogen. Dies sind alle Einstufenversuche unter Standardbedingungen und mit Variation von Massenträgheitsmoment und Pressungsanstieg.

Es ergibt sich dann mit guter Korrelation ein linearer Zusammenhang zwischen dem Beanspruchungskoeffizienten und der Verschleißintensität (**Abbildung 52, mittleres Diagramm**). Eine andere Darstellungsweise verdeutlicht diesen Zusammenhang (**Abbildung 52, unteres Diagramm**). Die auf den Achsen aufgetragenen Werte wurden lediglich durch die spezifische Reibarbeit dividiert.

Die Ergebnisse der Versuche von LÖSCHE werden durch die helleren Symbole im Hintergrund angedeutet.

Das Massenträgheitsmoment hat bei der Dünnschicht, außer über die Reibarbeit, keine ausgeprägte eigene Wirkung auf den Verschleißgradienten. Somit ist die Verschleißintensität, das heißt die Verschleißhöhe pro Reibarbeit, proportional der Anfangsgleitgeschwindigkeit, die in diesem Fall den Beanspruchungskoeffizienten darstellt:

$$h_q = \frac{h_N}{q_N} = 0,06 \cdot v_0 \quad [v_0] = \frac{\text{m}}{\text{s}}; [h_N] = \mu\text{m}; [q_N] = \frac{\text{J}}{\text{mm}^2} \quad (6.8)$$

Die Hypothese, dass die Verschleißintensität eine Funktion der lokalen Temperaturüberhöhungen ist, würde somit im Fall einer der äußeren Normalkraft proportionalen Kontaktpunktdichte zutreffen. Bei der Dickschicht-Variante dagegen hätte demzufolge die äußere Beanspruchung Einfluss auf die Kräfte im Mikrokontakt.

Auch die Ergebnisse der Verschleißmessung bei erhöhtem bzw. verringertem Grundtemperaturniveau (**Abbildung 53**) zeigen eine zufriedenstellende Übereinstimmung mit der Berechnung nach Gleichung (6.8). Die Parameter Öltemperatur, Ölvolumenstrom und Takt-

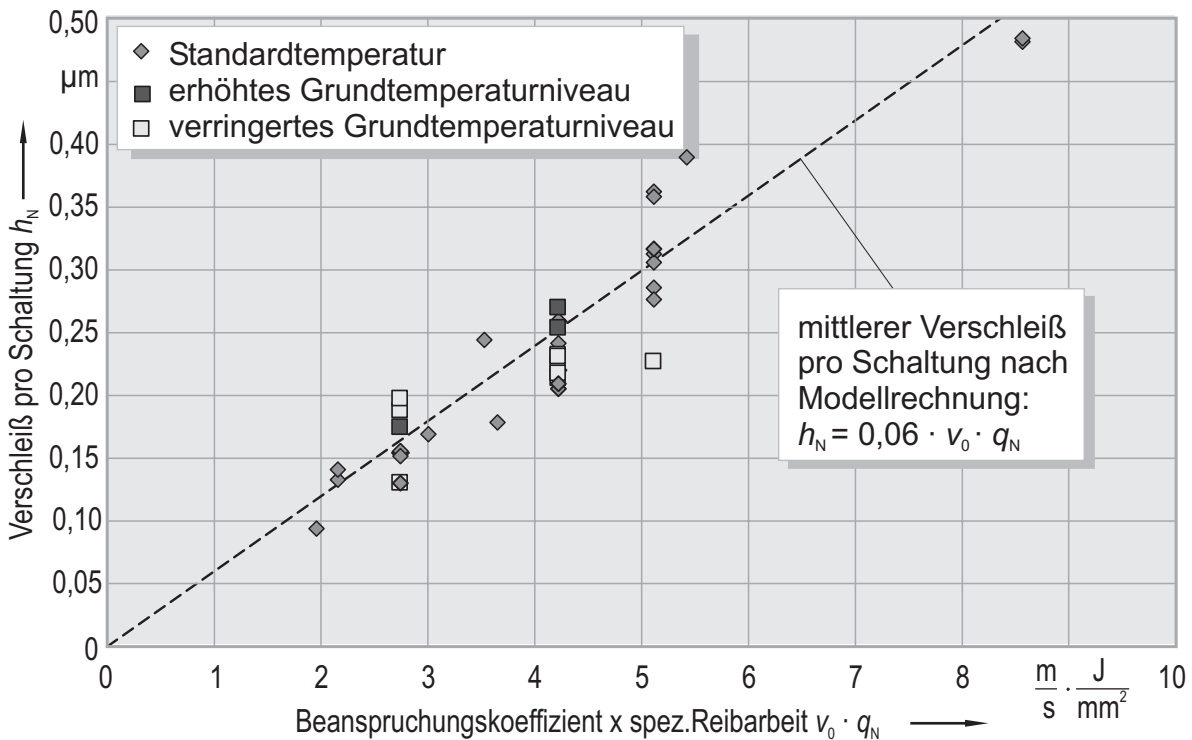


Abbildung 53: Anwendung des Modells zur Berechnung des Verschleißgradienten in der Hochlage bei unterschiedlichen Bauteiltemperaturen

zeit haben somit keinen eindeutig erkennbaren Einfluss auf den Verschleißgradienten in der Hochlage eines Einstufenversuches.

Dies bestätigt die Annahme, dass die lokalen Temperaturerhöhungen maßgeblich für die Verschleißintensität sind. Die Reibflächentemperatur ist nämlich von den genannten Größen – Öltemperatur, Ölvolumenstrom und Taktzeit – und der nominellen Pressung abhängig, ebenso wie die Lage der Grenzen zwischen den verschleißfreien, indifferenten und verschleißbehafteten Bereichen und die Schaltungszahl der Hochlage.

Aus den Simulationsrechnungen zur Temperaturverteilung lässt sich allerdings kein Kennwert ableiten, der für alle Versuchsbedingungen eine Vorhersage des tribologischen Verhaltens erlaubt. Es hat sich in den Einstufenversuchen vielmehr erwiesen, dass die von den Bauteilen ohne nennenswerte Verschleißerscheinungen ertragene Reibarbeit pro Schaltung vom Grundtemperaturniveau, dem Massenträgheitsmoment und der maximalen spezifischen Reibleistung abhängt.

Ein in der Praxis häufig angewendetes Verfahren zur Auslegung von schaltbaren Reibungskupplungen wird in der VDI-Richtlinie 2241 beschrieben. Diese Richtlinie basiert auf einer Arbeit von DUMINY [15]. Als Auslegungskriterium wird die Temperaturerhöhung durch den Reibungsvorgang im Bauteil über die Umgebungstemperatur angesehen, die einen bestimmten Grenzwert nicht überschreiten darf. Die zulässige Schaltarbeit q_{zul} pro Schaltung berechnet er aus dem Gleichgewicht zwischen pro Schaltzyklus abgeführter und zugeführter Reibarbeit bei einer bestimmten Schalzhäufigkeit S_H und einem konstanten Verhältnis von

Schließzeit zu Zykluszeit, was nach den in dieser Arbeit verwendeten Begriffen mit einem konstanten Verhältnis von Schaltzeit zu Taktzeit gleichbedeutend ist.

$$q_{\text{zul}} = q_E \left(1 - e^{-S_{\text{Hü}}/S_H}\right) \quad (6.9)$$

Die thermische Belastbarkeit der Reibpaarung wird durch die zulässige Reibarbeit q_E bei einem einmaligen Schaltvorgang charakterisiert. Die Übergangsschalhäufigkeit $S_{\text{Hü}}$ ist unter der Voraussetzung eines konstanten Verhältnis von Schalt- zu Taktzeit eine konstante Größe; die Bezeichnung Übergangsschalhäufigkeit resultiert aus einer früheren Betrachtungsweise.

Ein Auslegungskriterium dieser Form berücksichtigt zunächst nicht, dass die Umgebungstemperatur und der Reibleistungsverlauf auch einen Einfluss auf das tribologische Verhalten haben. Diese Einflüsse können laut VDI-Richtlinie je nach Einsatzbedingungen durch entsprechende Korrekturfaktoren für die zulässige Schaltarbeit bei einmaligen Schaltvorgang und/oder die Übergangsschalhäufigkeit berücksichtigt werden.

Deshalb wurde für den in dieser Arbeit betrachteten Fall eine äquivalente Schalhäufigkeit gebildet, in die die ermittelten Einflussgrößen als Korrekturfaktoren Eingang finden.

$$S_{\text{H,äq}} = \left(\frac{\frac{1}{u} \cdot \dot{q}_{\text{N,max}} \cdot J}{1 \text{ W/mm}^2 \cdot 1 \text{ kg m}^2} \right)^2 \cdot S_H \cdot k_\vartheta \quad (6.10)$$

Die Korrekturfaktoren sind die maximale nominelle Reibleistungsdichte, die sich entsprechend Gleichung (4.8) zu

$$\begin{aligned} \dot{q}_{\text{N,max}} &= \frac{2}{3} \mu \cdot \dot{p}_N \cdot v_0 \sqrt{\frac{2}{3} \frac{4 \cdot J \cdot v_0}{\mu \cdot \dot{p}_N \cdot A_N \cdot d_N^2}} & \text{für } \dot{p}_N \leq \frac{3}{2} \frac{\mu \cdot \hat{p}_N \cdot A_N \cdot d_N^2}{4 \cdot J \cdot v_0} \\ \dot{q}_{\text{N,max}} &= \mu \cdot \hat{p}_N \cdot \left(v_0 - \frac{1}{2} \frac{\mu \cdot \dot{p}_N \cdot A_N \cdot d_N^2}{4 \cdot J} \left[\frac{\hat{p}_N}{\dot{p}_N} \right]^2 \right) & \text{für } \dot{p}_N > \frac{3}{2} \frac{\mu \cdot \hat{p}_N \cdot A_N \cdot d_N^2}{4 \cdot J \cdot v_0} \end{aligned} \quad (6.11)$$

ergibt, das Massenträgheitsmoment und ein von der Öltemperatur abhängiger Term²⁹. Damit die Gültigkeit auch für das Dickschicht-System mit unterschiedlicher realer Kontaktfläche gewährleistet ist, wird die nominelle spezifische Reibleistung mit dem Überdeckungsgrad multipliziert. Die Korrekturfaktoren wurden anhand des tribologischen Verhaltens in den Versuchen festgelegt, so dass eine Einordnung mit Hilfe der Grenzkurven möglich ist.

Abbildung 54 zeigt die umgesetzte Reibarbeit der im Rahmen dieser Untersuchungen durchgeführten Einstufenversuche (links) und der Einstufenversuche von LÖSCHE (rechts)

²⁹ Die Öltemperatur ist in ihrer tribologischen Wirkung der Schalhäufigkeit gleichwertig, wenn sich gleiche Grundtemperaturen einstellen. Deshalb wird die reale Schalhäufigkeit mithilfe des Terms k_ϑ in einen Ersatzschalhäufigkeit umgerechnet, die die gleiche Grundtemperatur wie die zu berücksichtigende Öltemperatur verursacht. Bei einer Öltemperatur von 80°C hat k_ϑ den Wert 1.

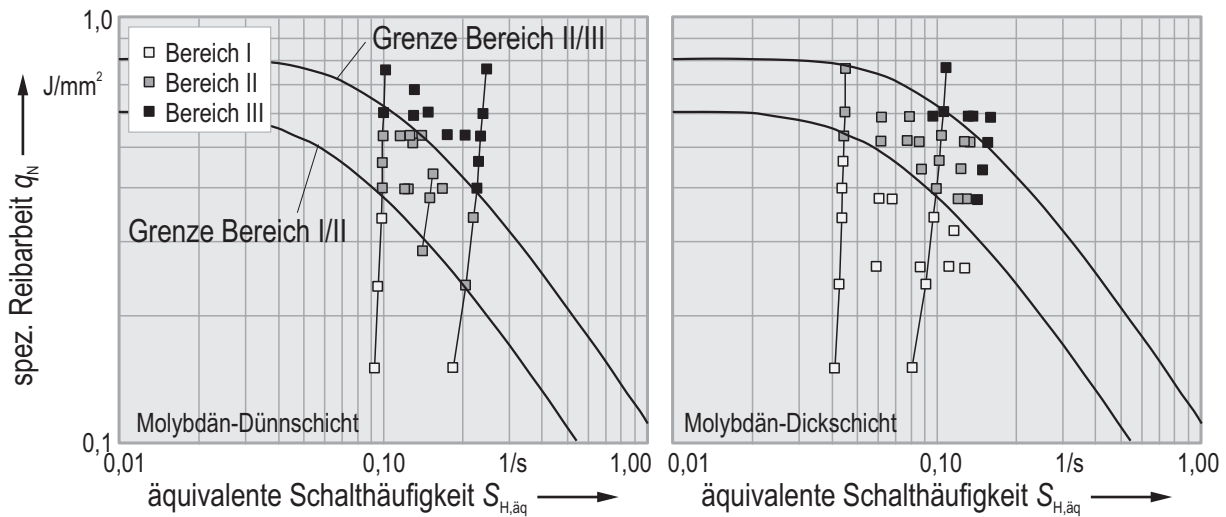


Abbildung 54: Bestimmung des tribologischen Verhaltens im Einstufenversuch anhand eines modifizierten Kriteriums nach VDI-Richtlinie 2241

aufgetragen über dieser äquivalenten Schalthäufigkeit und zwei Grenzkurven nach Gleichung (6.9), die die drei Bereiche voneinander trennen.

Genau genommen existiert nur eine Grenzkurve, die den verschleißfreien vom verschleißbehafteten Bereich trennt. Die Versuchspunkte verschieben sich in Wirklichkeit im Diagramm im Versuchsverlauf, weil sich sowohl die äquivalente Schalthäufigkeit durch Abnahme der maximalen Reibleistungsdichte als auch die lokal eingebrachte Reibarbeit infolge der Anpassung des Kegelwinkels verringern. Im Laufe eines Versuches unterschreiten die Werte dann den Grenzwert oder bleiben dauerhaft über bzw. unterhalb des Grenzwertes.

Andererseits kann der Grenzwert aber auch als charakteristische Größe der geometrischen Verhältnisse gedeutet werden. Dann existieren „unendlich“ viele Grenzkurven und die eingezeichneten Verläufe sind spezifisch für den Anfangszustand mit exakt gleichen Kegelwinkeln und für den Zustand angepasster Kegelwinkeldifferenzen.

Eine gute Übereinstimmung der Bereichszuordnung im Versuch und den entsprechend so ermittelten Grenzkurven ist für beide Untersuchungen vorhanden. Eine Ausnahme bilden Versuche mit der Molybdän-Dickschicht bei einer Pressung von $5,8 \text{ N/mm}^2$, die im Versuch eine dauerhafte Verschleißhochlage gezeigt haben, nach dem rechnerischen Kriterium jedoch dem indifferenten Bereich zuzuordnen sein müssten. Diese Ausnahmen lassen auf ein zusätzliches Kriterium schließen, welches neben der thermischen Belastbarkeit die mechanische Belastbarkeit der Reibflächen berücksichtigt.

6.2 Kollektivversuche

Im Rahmen von LÖSCHES Untersuchungen wurden bereits Kollektivversuche mit 2, 3, 4 und 10 teilweise weit auseinanderliegenden Laststufen durchgeführt, in denen gezielt Einzeleffekte wie die Zusammensetzung des Kollektivs und die Reihenfolge der Laststufen untersucht wurden. Es wurde ein eindeutiger Einfluss dieser Größen, insbesondere bei

zusammenhängenden Blöcken mehrerer Schaltungen mit gleichen Beanspruchungsgrößen, auf das Reibungsverhalten festgestellt, was auf Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Laststufen zurückzuführen ist. Jedoch schon wenige Schaltungen nach dem Beanspruchungswechsel zeigte sich wieder das in den Einstufenversuchen beobachtete Verhalten. Die Stärke dieser wechselseitigen Beeinflussung nahm mit steigender Laststufenzahl und der Anzahl aufeinanderfolgender Schaltungen gleicher Beanspruchung ab.

Aufgrund dieser Ergebnisse wurde gefolgert, dass eine Verschleißberechnung nach einer linearen Schadensakkumulationshypothese mit Daten aus Einstufenversuchen umso besser zutrifft, je geringer die Anzahl der Laststufen aus dem indifferenten Bereich ist, je mehr die Laststufen durchmischte sind und je homogener die Verteilung ist. Der Grund dafür ist, dass die einzelnen Schaltungen der Laststufen aus dem indifferenten Bereich je nach Kollektivzusammensetzung ein Reibungs- und Verschleißverhalten aus der Hoch- oder Tieflage aufweisen können und somit einen Unsicherheitsfaktor für die Rechnung darstellen. Mit steigender Durchmischung nimmt die Wahrscheinlichkeit ab, dass sich die Oberflächeneigenschaften vollständig auf einzelne Beanspruchungsstufen einstellen. Eine Erhöhung des Verschleißes pro Schaltung einzelner Laststufen in Folge der Wechselwirkungen kann unter diesen Voraussetzungen vernachlässigt werden.

Für die 10-stufigen Kollektive mit einer zufälligen Reihenfolge der Laststufen wurde eine lineare Schadensrechnung vorgeschlagen, in der die Laststufen des indifferenten Bereiches mit einem Faktor, der den Anteil von Schaltungen mit Verschleiß angibt, entsprechend der Kollektivzusammensetzung berücksichtigt werden. Dabei wurde vernachlässigt, dass auch Laststufen aus den anderen Bereichen im Kollektiv ein anderes Reibwert- und Verschleißverhalten aufweisen können.

Im Rahmen dieser Arbeit sollen die Erkenntnisse hinsichtlich des Reibungs- und Verschleißverhaltens von Beanspruchungskollektiven mit großer Laststufenzahl erweitert und

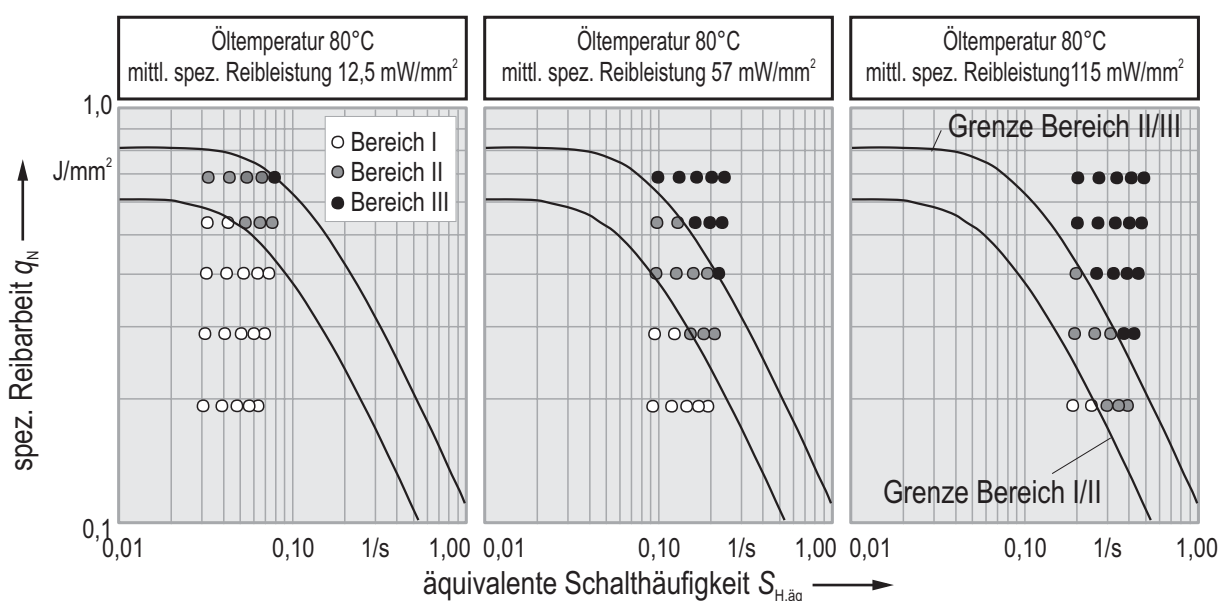


Abbildung 55: Einteilung des tribologischen Verhaltens im Einstufenversuch für alle Laststufen des Kollektivs bei verschiedenen mittleren Reibleistungen

weitergehende Aufschlüsse über die Anwendbarkeit einer Schadensakkumulationshypothese unter Berücksichtigung der Kollektivzusammensetzung erarbeitet werden. Insbesondere ist von Interesse, ob auch Laststufen, die im Einstufenversuch nicht dem indifferenten Bereich zuzuordnen sind, im Kollektiv ein anderes tribologisches Verhalten aufweisen können. Die Kollektivzusammensetzung wurde aus 25 Laststufen anhand einer dreidimensionalen Normalverteilung gebildet (Abschnitt 4.4.3). Durch Variation des Mittelwertes und der Standardabweichung der Verteilung wurden insgesamt 6 Kollektive unterschiedlicher Zusammensetzung erstellt. Die Lastreihenfolge wurde durch einen Zufallsgenerator ermittelt, so dass ein realitätsähnliches Beanspruchungsprofil gewährleistet ist. Weiterhin wurden Untersuchungen zum Einfluss der sekundären Beanspruchungsgrößen – Schalthäufigkeit und Öltemperatur – durchgeführt, die bei LÖSCHE keine Berücksichtigung fanden.

Die Zuordnung des tribologischen Verhaltens der einzelnen Laststufen des Kollektivs im Einstufenversuch nach dem in Abschnitt 6.1.4.2 vorgestellten Einteilungskriterium bei verschiedenen Grundtemperaturniveaus zeigt **Abbildung 55**. Der Verschleiß, den eine Laststufe in der Hochlage verursacht, kann nach Gleichung (6.8) abgeschätzt werden.

6.2.1 Reibungsverhalten

Das prinzipielle Reibungsverhalten in Abhängigkeit der Kollektivzusammensetzung bei konstanter Grundtemperatur soll beispielhaft an drei ausgewählten Kollektiven in Versuchen unter Standardbedingungen erläutert werden:

- „leichtes“ Kollektiv: Mittelwert von $p_N = 3,5 \text{ N/mm}^2$ bzw. von $v_0 = 5,5 \text{ m/s}$
Standardabweichung von $p_N = 0,5 \text{ N/mm}^2$ bzw. von $v_0 = 1,0 \text{ m/s}$
(Bereich I: 54,5%, Bereich II: 43,1%, Bereich III: 2,4%)
- „mittleres“ Kollektiv: Mittelwert von $p_N = 3,5 \text{ N/mm}^2$ bzw. von $v_0 = 5,5 \text{ m/s}$
Standardabweichung von $p_N = 0,75 \text{ N/mm}^2$ bzw. von $v_0 = 1,25 \text{ m/s}$
(Bereich I: 45,5%, Bereich II: 47,1%, Bereich III: 7,4%)
- „schweres“ Kollektiv: Mittelwert von $p_N = 4,0 \text{ N/mm}^2$ bzw. von $v_0 = 6,5 \text{ m/s}$
Standardabweichung von $p_N = 0,5 \text{ N/mm}^2$ bzw. von $v_0 = 1,0 \text{ m/s}$
(Bereich I: 12,4%, Bereich II: 62,8%, Bereich III: 24,8%)

Die Klassifizierung in „leichte“, „mittlere“ und „schwere“ Kollektive ist rein qualitativ. Physikalisch begründete Grenzwerte gibt es dafür nicht. Zusätzlich ist der prozentuale Anteil der Schaltungen mit einem tribologischen Verhalten des jeweiligen Bereichs im Einstufenversuch angegeben. **Abbildung 56** zeigt die Ergebnisse der Prüfstandsversuche und die zugehörige Verteilung der Laststufen als Balkendiagramm. Beim „leichten“ Kollektiv zeigte sich ein Gesamtverhalten aus dem indifferenten Bereich, das heißt alle Laststufen des Kollektivs gingen mit oder ohne anfängliche Reibwerthochlage in die Tieflage mit geringeren Reibwerten und nicht messbarem Verschleiß über. Die linke Spalte zeigt die Kollektivzusammensetzung und das Reibwert- und Verschleißverhalten eines solchen Versuches. Nach ungefähr 3.200 Schaltungen in der Reibwerthochlage mit einem Verschleißgradienten von $0,065 \mu\text{m/Schaltung}$ erfolgte der Übergang zu einem niedrigeren Reibwertniveau. Nach einer Versuchsunterbrechung bei circa 4.500 Schaltungen zeigte sich

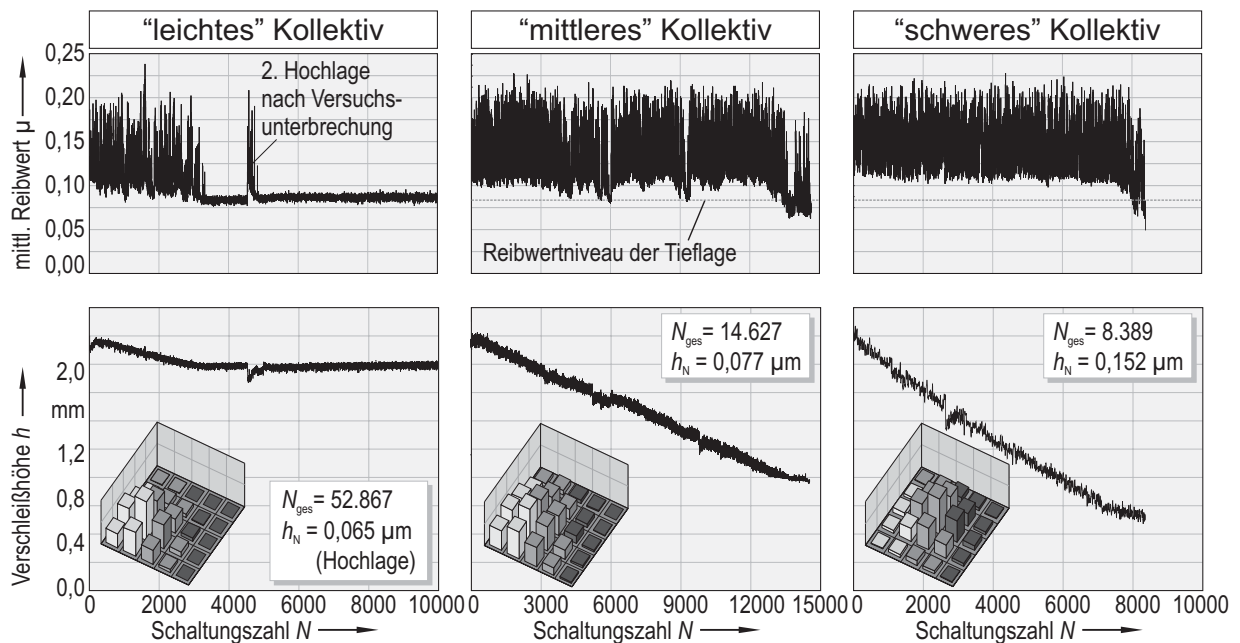


Abbildung 56: Prinzipielles Reibungs- und Verschleißverhalten bei unterschiedlicher Kollektivzusammensetzung am Beispiel eines „leichten“, „mittleren“ und „schweren“ Kollektivs

kurzzeitig ein Verhalten aus der Reibwerthochlage. Die Reibwerte der Tieflage entsprechen den Werten zwischen 0,08 und 0,09 aus dem Einstufenversuch; die Reibwerte der Hochlage liegen auf dem selben Niveau wie im Einstufenversuch, weisen aber eine stärkere Streuung auf.

Das Reibwertverhalten des Versuchs mit dem „schweren“ Kollektiv liegt dauerhaft auf einem hohen Reibwertniveau, während beim Versuch mit dem „mittleren“ Kollektiv temporär ein Reibwertverhalten der Tieflage mit nicht messbarem Verschleiß auftritt. Die Rückkehr in die Hochlage ist hier, im Gegensatz zu dem Versuch mit dem „leichten“ Kollektiv, nicht durch eine Versuchsunterbrechung bedingt. Der Verschleißgradient für den Versuch mit dem „schwereren“ Kollektiv ist etwa doppelt so groß wie bei dem „mittleren“ Kollektiv. Der Verlauf der Verschleißhöhe kann, abgesehen vom kurzzeitigen horizontalen Verschleißverlauf der Tieflage beim „mittleren“ Kollektiv, nach dem Einlauf bis zum Anlaufen der Planflächen infolge des Axialverschleißes als linear angesehen werden.

Die Darstellung des Reibwertverhaltens über der Schaltungsdauer lässt in dieser Form keine weiteren Rückschlüsse zu, da das Verhalten einzelner Laststufen in dieser Darstellung nicht identifizierbar ist. Daher wurden die mittleren Reibwerte der Einzelschaltungen den Laststufen zugeordnet und getrennt über der Versuchsdauer³⁰ dargestellt.

³⁰ Die Beanspruchungsgrößen der einzelnen Schaltungen in den Kollektivversuchen werden unter Berücksichtigung der Häufigkeitsverteilung zufällig ausgewählt. Es wird angenommen, dass die einzelnen Laststufen ideal verteilt sind, das heißt die Sollverteilung auch bei einer Betrachtung von „beliebig“ kurzen Versuchsabschnitten immer eingehalten wird. Daraus resultierend wurden die mittleren Reibwerte der einzelnen Laststufen in dieser Darstellung in konstanten Abständen über dem Versuchsfortschritt aufgetragen.

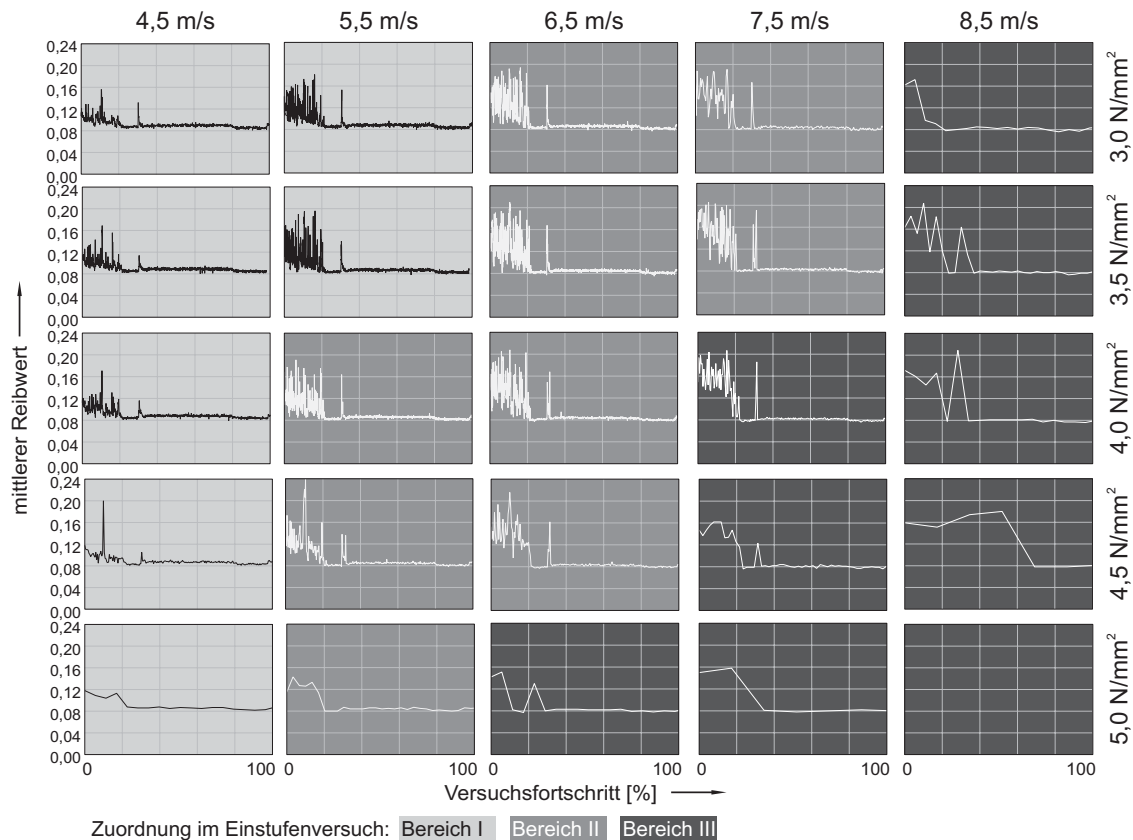


Abbildung 57: Darstellung der mittleren Reibwerte der einzelnen Schaltungen getrennt nach der Beanspruchungshöhe bei einem „leichten“ Belastungskollektiv

Die Reibwertverläufe der einzelnen Laststufen des Versuches mit dem „leichten“ Kollektiv zeigt **Abbildung 57**. Die Bereichszuordnung im Einstufenversuch nach **Abbildung 55** (mittleres Diagramm) wird durch die unterschiedliche Hinterlegung der Diagramme kenntlich gemacht.

Der dargestellte Kollektivversuch mit einem „leichten“ Kollektiv zeigt, dass die Einteilung aus dem Einstufenversuch nicht mehr zutreffend ist. Selbst Laststufen die im Einstufenversuch dem Bereich mit dauerhafter Reibwert- und Verschleißhochlage zugeordnet worden sind, weisen in diesem Versuch nach einiger Zeit ein dauerhaft niedriges Reibwertniveau auf. Andererseits zeigen auch die Laststufen mit ständiger Reibwert- und Verschleißtieflage im Einstufenversuch in der Reibwerthochlage dieses Versuches ein mehr oder weniger erhöhtes Reibwertniveau und eine stärkere Streuung der mittleren Reibwerte. Die Vermutung, dass nur die Laststufen des indifferenten Bereiches im Kollektiv entweder ein Verhalten aus der Tieflage oder der Hochlage aufweisen, kann nicht bestätigt werden. In der zweiten Hochlage nach der Versuchsunterbrechung ist deutlich zu erkennen, dass alle Laststufen in einer Reibwerthochlage des Versuches ein anderes Verhalten als in der Tieflage aufweisen³¹.

³¹ Aufgrund der geringen Sollhäufigkeit einiger Laststufen wurden in dieser Phase nicht mit allen Beanspruchungskombinationen Schaltungen durchgeführt.

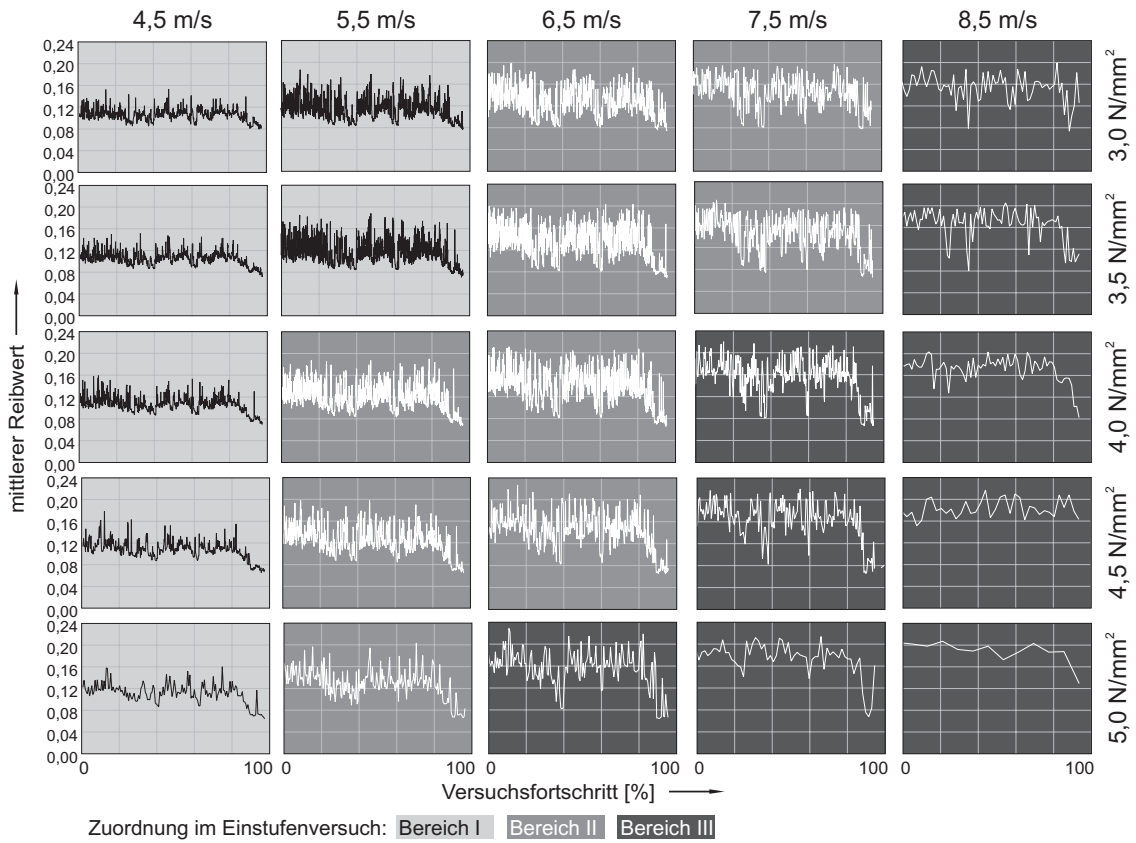


Abbildung 58: Darstellung der mittleren Reibwerte der einzelnen Schaltungen getrennt nach der Beanspruchungshöhe bei einem „mittleren“ Belastungskollektiv

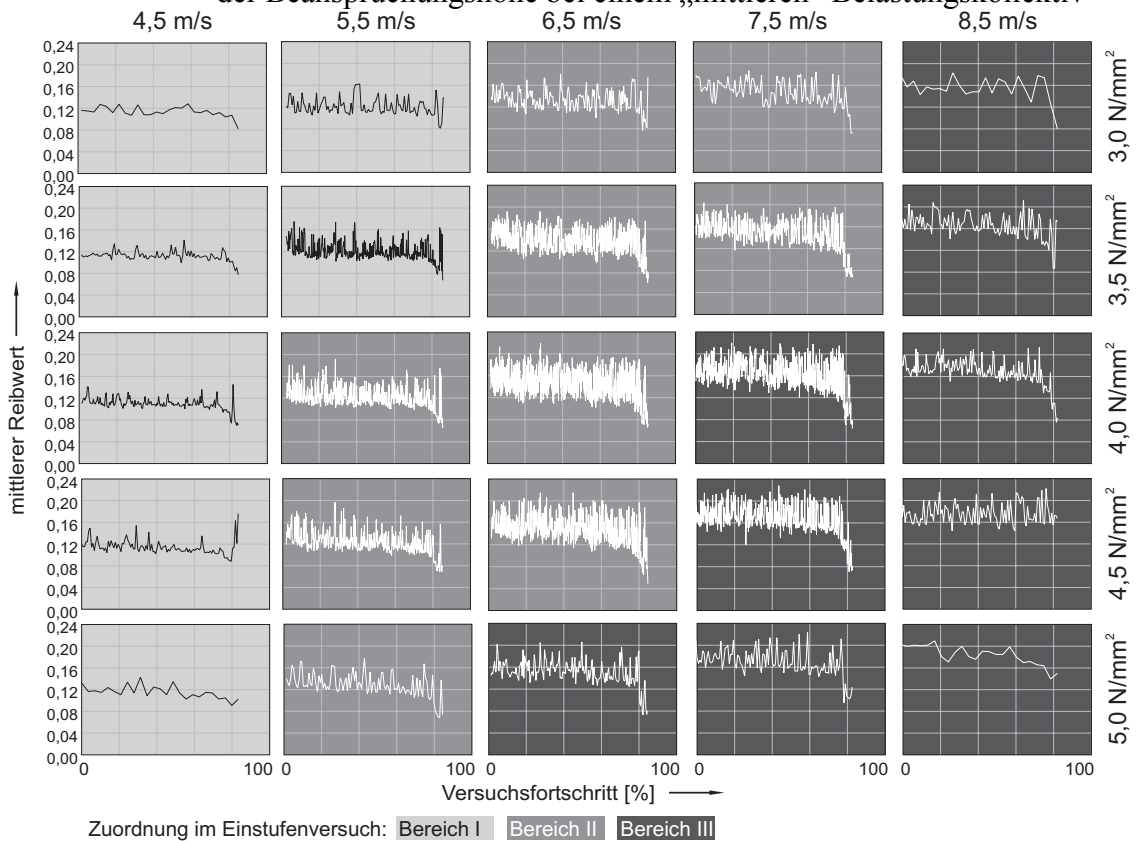


Abbildung 59: Darstellung der mittleren Reibwerte der einzelnen Schaltungen getrennt nach der Beanspruchungshöhe bei einem „schweren“ Belastungskollektiv

	„leichtes“ Kollektiv	„mittleres“ Kollektiv	„schweres“ Kollektiv
Zuordnung im Einstufenversuch	Alle Laststufen zeigen eine anfängliche Reibwerthochlage mit einem späteren Übergang zu niedrigeren Reibwerten. Der Übergang erfolgt für alle Laststufen bei der selben Schaltungszahl. Die Reibwerte der Tieflage entsprechen annähernd den Werten aus dem Einstufenversuch.	Bereich I Der Reibwert liegt insgesamt auf einem höheren Niveau als im Einstufenversuch; teilweise erfolgt temporär ein Übergang auf ein mit den Einstufenversuchen vergleichbares Niveau.	Bereich I Der Reibwert befindet sich im Vergleich zum Einstufenversuch ($\mu \approx 0,08 \dots 0,09$) auf einem höheren Niveau ($\mu = 0,11$). Laststufen nahe der Bereichsgrenze zeigen teilweise ein Verhalten aus der Reibwerthochlage
		Bereich II Es überwiegt ein Reibwertverhalten aus der Reibwerthochlage. Temporär erfolgt ein Übergang zur Reibwerten der Tieflage.	Bereich II Die Reibwerte befinden sich dauerhaft auf einem erhöhten Niveau.
		Bereich III Das Reibwertniveau befindet sich zum größten Teil in der Hochlage. Einzelne Schaltungen zeigen ein Reibwertniveau der Tieflage.	Bereich III Das Reibwertniveau befindet sich dauerhaft in der Hochlage.

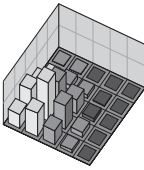
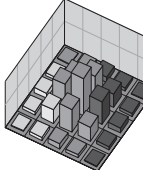
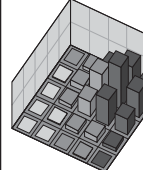



















Tabelle 6: Vergleich des Reibwertverhaltens bei unterschiedlicher Kollektivschwere

Der Reibwert der Tieflage sinkt auch unter Kollektivbeanspruchung mit steigender Anfangsgleitgeschwindigkeit (Diagramme von links nach rechts) ab und ist unabhängig von der mittleren Pressung, wie es auch in den Einstufenversuchen beobachtet wurde.

Abbildung 58 stellt das Reibwertverhalten der einzelnen Laststufen bei einem „mittleren“ Kollektiv dar. Die Reibwerte aller Laststufen befinden sich auf einem erhöhten Niveau und unterliegen einer starken Streuung. Temporär geht das Verhalten in einen Zustand mit den charakteristisch niedrigen Reibwerten der Tieflage von $\mu \approx 0,08$ über. In diesen Phasen haben selbst einige Laststufen aus dem Bereich III Reibwerte dieser Größenordnung. Die starke Abhängigkeit des Reibwertverhaltens im Kollektiv von der Beanspruchungshöhe und vom Verhalten der vorhergehenden Schaltungen wird hier deutlich.

Bei einem „schweren“ Kollektiv (**Abbildung 59**) erreicht keine der Laststufen Reibwerte aus der Tieflage. Das mittlere Reibwertniveau steigt mit der Anfangsgleitgeschwindigkeit an, im Gegensatz zu gegensätzlichen Abhängigkeit für Reibwerte der Tieflage, und zeigt über der Versuchsdauer eine leicht fallende Tendenz.

Tabelle 6 zeigt eine Zusammenfassung der beobachteten Unterschiede im Reibwertverhalten bei unterschiedlichen Kollektivzusammensetzungen.

	Mittelwert der Verteilung			Mittelwert der Verteilung			Mittelwert der Verteilung		
	 $\rho_N = 3,5 \text{ N/mm}^2$ $v_0 = 5,5 \text{ m/s}$ "leichtes" Kollektiv Mittelwert im Bereich I			 $\rho_N = 4,0 \text{ N/mm}^2$ $v_0 = 6,5 \text{ m/s}$ "mittleres" Kollektiv Mittelwert im Bereich II			 $\rho_N = 4,5 \text{ N/mm}^2$ $v_0 = 7,5 \text{ m/s}$ "schweres" Kollektiv Mittelwert im Bereich III		
Standardbedingung $J = 0,28 \text{ kg m}^2$ $\dot{q}_0 = 80^\circ\text{C}$ $V_0 = 0,4 \text{ l/min}$ $q_{sm} = 57 \text{ mW/mm}^2$									
varierte Größe	Öltemperatur			Öltemperatur			Öltemperatur		
	40°C	80°C	120°C	40°C	80°C	120°C	40°C	80°C	120°C
Standardabweichung	$\rho_N = 0,50 \text{ N/mm}^2$ $v_0 = 1,00 \text{ m/s}$								
	$\rho_N = 0,75 \text{ N/mm}^2$ $v_0 = 1,00 \text{ m/s}$								
varierte Größe	Taktzeit			Taktzeit			Taktzeit		
	12,5 mW/mm ²	57 mW/mm ²	115 mW/mm ²	12,5 mW/mm ²	57 mW/mm ²	115 mW/mm ²	12,5 mW/mm ²	57 mW/mm ²	115 mW/mm ²
$\rho_N = 0,50 \text{ N/mm}^2$ $v_0 = 1,00 \text{ m/s}$									
$\rho_N = 0,75 \text{ N/mm}^2$ $v_0 = 1,00 \text{ m/s}$									

Zahlenwerte geben die Schaltungszahl in der Reibwerthochlage an.

R = Ausfall durch Reibwertabfall

Tabelle 7: Darstellung des tribologischen Verhaltens in den Kollektivversuchen bei unterschiedlicher Kollektivzusammensetzung und Temperatur

Neben der Kollektivschwere waren die Auswirkungen der Grundtemperatur auf das tribologische Verhalten Untersuchungsgegenstand dieses Versuchsabschnittes. Die Einstufenversuche mit Variation eines Parameters haben gezeigt, dass das tribologische Verhalten durch Variation der Grundtemperatur grundsätzlich beeinflusst werden kann. Dabei ist es anscheinend unerheblich, ob die Temperatur durch die Öltemperatur oder die Taktzeit variiert wurde, wenn sich gleiche Temperaturwerte einstellen. Die Variation erfolgte daher hauptsächlich durch die Öltemperatur³² und in Stichversuchen durch die Taktzeit.

Eine Übersicht über die Ergebnisse aller Kollektivversuche enthält **Tabelle 7**. Die Zuordnung des Reibungs- und Verschleißverhaltens zu den drei Bereichen ist durch die Symbole gekennzeichnet und die Schaltungszahl in der Reibwerthochlage wird angegeben. Die oberen beiden Zeilen enthalten die Ergebnisse für drei Kollektivmittelwerte und zwei Standardabweichungen bei drei verschiedenen Öltemperaturen. Die „Schwere“ des Kollektivs steigt von links nach rechts an³³, das heißt der Kollektivmittelwert wandert zu höheren Beanspruchungsparametern. Über die Auswirkung der Standardabweichung auf die „Schwere“ des Kollektivs kann vor allem bei einem Mittelwert im indifferenten Bereich keine eindeutige

³² Eine Variation der Grundtemperatur durch die Taktzeit führt bei Verringerung der Grundtemperatur zu sehr langen Versuchsdauern. Andererseits ist die Erhöhung der Grundtemperatur durch die Taktzeit durch die benötigte Schaltungszeit begrenzt.

³³ In dieser Reihenfolge sollen die Kollektive als „leichtes“, „mittleres“ und „schweres“ Kollektiv bezeichnet werden.

Aussage gemacht werden. Befindet sich der Mittelwert der Verteilung im Bereich I, ist davon auszugehen, dass das Kollektiv „schwerer“ wird, da der Anteil der Laststufen aus dem Bereich III größer wird. Umgekehrt verhält es sich, wenn der Mittelwert im Bereich III liegt.

Die Öltemperatur hat einen erheblichen Einfluss auf das Reibungs- und Verschleißverhalten. Durch Verringerung der Öltemperatur kann erreicht werden, dass die Schaltungszahl bis zum Ausfall gesteigert wird bzw. ein Wechsel im charakteristischen Verhalten von Bereich II nach Bereich III erfolgt. Auf der anderen Seite führt eine Erhöhung der Öltemperatur zu einer Verringerung der Schaltungszahl bis zum Ausfall durch Axialverschleiß, obwohl das Grundtemperaturniveau im Einstufenversuch nachweislich keine Änderung der Verschleißintensität bewirkt hat.

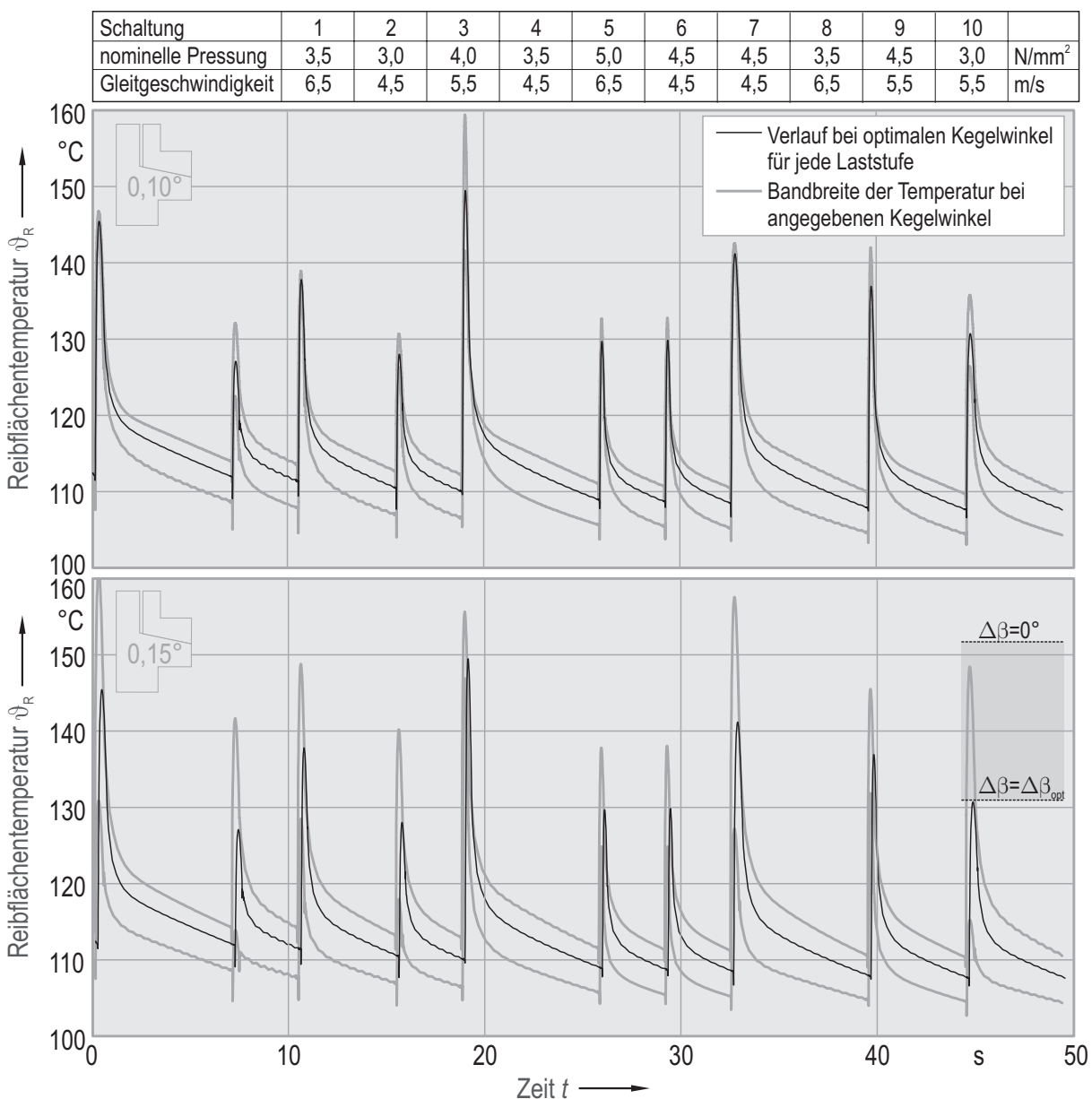


Abbildung 60: Verlauf der Reibflächentemperatur nach der Simulationsrechnung unter Kollektivbeanspruchung bei unterschiedlichen Kegelwinkeldifferenzen

Der untere Teil der Tabelle zeigt die Ergebnisse der Stichversuche mit Variation der spezifischen mittleren Reibleistung durch die Taktzeit für das „mittlere“ Kollektiv. Die mittlere Reibleistung wurde so gewählt, dass sich die gleiche Bauteiltemperatur wie bei der Variation der Öltemperatur einstellt. Hinsichtlich des Reibungs- und Verschleißverhaltens konnten annähernd die gleichen Auswirkungen erreicht werden.

Den Verlauf der Reibflächentemperatur eines Kollektivversuches nach der Simulationsrechnung für zwei verschiedene Kegelwinkeldifferenzen zeigt **Abbildung 60**. Die schwarze Linie verdeutlicht den Verlauf der Temperatur für eine gleichmäßige Temperaturverteilung über der Kontaktbreite, wie es bei einer für jede Laststufe optimal angepassten Kegelwinkeldifferenz der Fall wäre. Da das Kollektiv auch Laststufen mit unterschiedlicher Pressung enthält, kann eine optimale Abstimmung des Winkels nur für eine Pressungsstufe erfolgen³⁴. Die maximale und minimale Reibflächentemperatur im Kontakt bei einer über der Versuchsdauer konstanten Kegelwinkeldifferenz zeigen die grauen Verläufe. Es wird ersichtlich, dass bei der größeren Kegelwinkeldifferenz die Abweichungen vom Idealzustand bei fast allen Laststufen größer sind. Die Maximaltemperatur der letzten Schaltung ist bei einer Winkeldifferenz von $0,15^\circ$ annähernd so hoch wie im Einstufenversuch bei identischem Kegelwinkel. Das System reagiert auf „zu große“ Winkeldifferenzen anscheinend empfindlicher.

Unter der Annahme, dass sich im Kollektivversuch bei einem höheren Anteil von Laststufen mit hoher Pressung und Gleitgeschwindigkeit, also einem „schweren“ Kollektiv, eine größere verschleißbedingte Winkeländerung einstellt³⁵, stellen sich bei der gleichen Lastfolge in einem „schweren“ Kollektiv insgesamt höhere maximale Reibflächentemperaturen ein. Hinzu kommt, dass durch den größeren Anteil höherer Beanspruchungen ohnehin schon häufiger höhere Temperaturen auftreten. Aber auch im Kollektiv kann die Temperatur kein allein ausreichendes Kriterium für das tribologische Verhalten sein. Die Maximalwerte im Kollektiv überschreiten bzw. unterschreiten die für den Einstufenversuch berechneten maximalen bzw. minimalen Reibflächentemperaturen nicht, so dass nach einem Temperaturkriterium lediglich Laststufen aus dem indifferenten Bereich ein Wechsel im tribologischen Verhalten zeigen dürften. Diese Annahme entspricht, wie schon gezeigt, jedoch nicht dem in den Versuchen beobachteten Verhalten.

Für den Übergang von Laststufen aus dem dauerhaft verschleißbehafteten Bereich im Einstufenversuch zu einem verschleißfreien Verhalten bei „leichten“ Kollektiven könnte die

³⁴ Eine Kegelwinkeldifferenz von $0,10^\circ$ entspricht dem Idealzustand für eine nominelle Pressung von etwas über 3 N/mm^2 , eine Differenz von $0,15^\circ$ ist für eine nominelle Pressung von etwas mehr als 5 N/mm^2 der optimale Wert.

³⁵ Die Gleitgeschwindigkeit hat bei gleicher Pressung zwar keinen Einfluss auf die Winkeländerung, jedoch kann eine verschleißbedingte Winkeländerung einer Schaltung bei einer bestimmten Pressung und hohen Gleitgeschwindigkeiten wegen der höheren Verschleißintensität nur durch mehrere Schaltungen bei einer anderen Pressung und kleinen Gleitgeschwindigkeiten kompensiert werden.

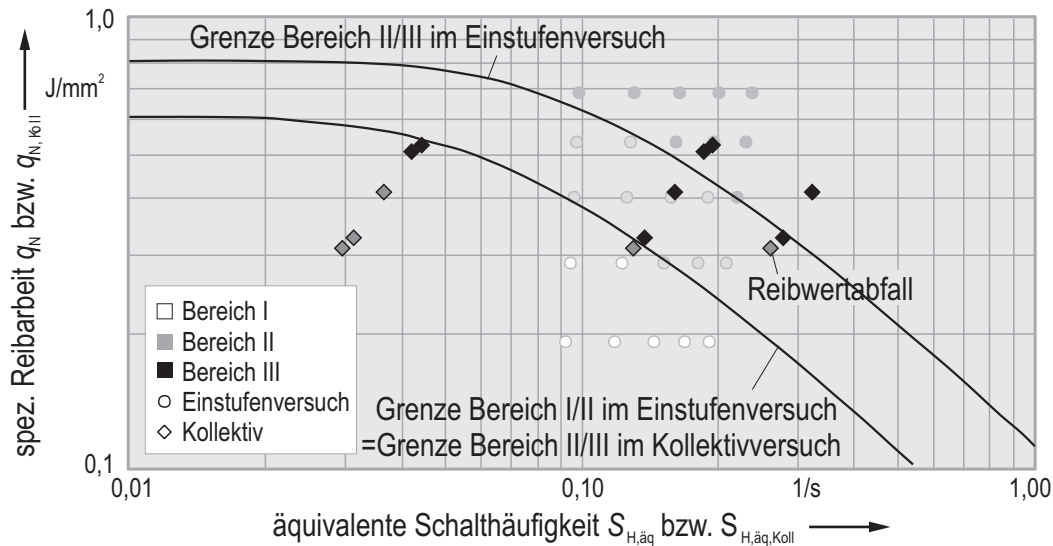


Abbildung 61: Darstellung der mittleren Reibarbeit über einem mittleren äquivalenten Schalthäufigkeit für die Kollektivversuche und die im Einstufenversuch ermittelten Bereichsgrenzen

Schichtbildung verantwortlich sein, wenn folgende Aussagen über die Mechanismen der Grenzschichtbildung im Einstufenversuch zutreffen:

Bereich III: Die Zeit zwischen zwei Schaltungen ist zu gering, um eine für die auftretende Beanspruchung ausreichend starke Grenzschicht zu bilden, so dass ein Abtrag der Schicht zu metallischem Kontakt führt. Dies trifft auch für das Verhalten des indifferenten Bereiches in der Hochlage zu.

Bereich I: Die Zeit zwischen den Schaltungen ist ausreichend dafür bemessen, dass sich eine Grenzschicht bilden kann, die der Beanspruchung zumindest standhält oder sogar darüber hinaus anwächst; dies gilt ebenso für die Tieflage des indifferenten Bereiches.

Liegt nun ein Großteil der Laststufen im verschleißfreien Bereich, so kann die Grenzschicht auf eine Stärke anwachsen, die auch den hohen Beanspruchungen standhält; damit können diese das typische Verhalten der Tieflage aufweisen. Voraussetzung dafür ist, dass der zeitliche Abstand der Schaltungen im Kollektiv den Werten des Einstufenversuches entspricht, was durch die konstante mittlere Reibleistung bei Einstufen- und Kollektivversuchen gewährleistet ist.

LÖSCHE hat in seiner Arbeit nachgewiesen, dass der zeitliche Abstand der Schaltungen einen Einfluss hat. Durch Vorgabe einer konstanten Taktzeit anstatt einer konstanten mittleren Reibleistung bei gleichbleibender Gesamtversuchsdauer konnte ein Anstieg des Anteils verschleißbehafteter Schaltungen bewirkt werden.

In **Abbildung 61** sind die Kollektivversuche entsprechend dem vorgestellten Einteilungskriterium zur Bestimmung des tribologischen Verhaltens dargestellt und die Bereichsgrenzen aus dem Einstufenversuch eingezeichnet. Die resultierenden Werte für die Reibarbeit und die

äquivalente Schalthäufigkeit des Kollektivs wurden anhand der Werte der einzelnen Laststufen und der Häufigkeit der Laststufe h_i berechnet.

$$q_{N,\text{koll}} = \sum_{i=1}^{n_{\text{LS}}} h_i \cdot q_{N,i}$$

$$S_{H,\text{äq,koll}} = \sum_{i=1}^{n_{\text{LS}}} h_i \cdot S_{H,\text{äq},i} = \sum_{i=1}^{n_{\text{LS}}} h_i \cdot \left(\frac{\dot{q}_{\text{max}} \cdot J}{1 \text{ W/mm}^2 \cdot 1 \text{ kg m}^2} \right)^2 \cdot S_{H,i} \cdot k_{\vartheta}$$

Zusätzlich sind im Hintergrund die Werte der einzelnen Laststufen unter Standardbedingungen dargestellt.

Zu erkennen ist, dass alle Versuche, die entsprechend dem Grenzkriterium ein Verhalten aus dem temporär verschleißbehafteten Bereich zeigen müssten, andauernd in der Verschleißhochlage verharrten und alle Versuche, die im verschleißfreien Bereich liegen sollten, ein indifferentes Verhalten gezeigt haben. Eine Ausnahme bildet der durch Reibwertabfall ausgefallene Versuch bei höherer Öltemperatur. Dieser Ausfall könnte aber durch einen nur temporären Übergang in die Tieflage, wie er bei dem „mittleren“ Kollektiv (Abbildung 56) beobachtet wurde, begründet sein. Durch die niedrigeren Reibwerte bei höheren Temperaturen ist es jedoch zum Ausfall gekommen. Die Verschiebung der Grenzen ist plausibel, da im Kollektiv kein eingelaufener Zustand für einzelne Laststufen erreicht werden kann. Es ist denkbar, dass auch im Einstufenversuch eine Beanspruchung aus dem indifferenten Bereich eine dauerhafte Hochlage aufweist, wenn eine Anpassung der Reibflächengeometrie verhindert wird.

Eine Vorhersage des tribologischen Verhaltens mithilfe der äquivalenten Schalthäufigkeit ist anscheinend auch für Kollektivversuche möglich.

6.2.2 Verschleißverhalten

Eine Berechnung des Verschleißes aus den Ergebnissen der Einstufenversuche nach einer linearen Schadensakkumulationshypothese, in der die Verschleißintensität von Schaltungen aus dem indifferenten Bereich entweder zu 100 % oder gar nicht berücksichtigt wird, liefert lediglich eine grobe Abschätzung durch Angabe der minimalen und maximalen Werte. Enthält das Kollektiv viele Beanspruchungen aus dem indifferenten Bereich, können diese Werte weit auseinanderliegen. Unter Umständen können die realen Verschleißwerte auch außerhalb dieser berechneten Spanne liegen, da auch die Laststufen aus dem verschleißbehafteten und verschleißfreien Bereich ein anderes Verschleißverhalten aufweisen können, was zumindest aufgrund des Reibungsverhaltens zu erwarten ist.

Außerdem hat sich gezeigt, dass die Parameter Taktzeit und Öltemperatur einen Einfluss auf die Verschleißintensität im Kollektiv haben. In den Einstufenversuchen beschränkte sich der Einfluss dieser Parameter auf die Bereichszuordnung und führte nicht zu einer Änderung der Verschleißintensität, so dass sie nach der oben beschriebenen Schadensakkumulations-

hypothese nicht berücksichtigt würden. Weiterführende Erkenntnisse, die zu einer Verbesserung der Berechnungsmethode führen, sind daher wünschenswert.

Eine Bestimmung des Verschleißes pro Schaltung der einzelnen Laststufen im Kollektiv ist aus messtechnischen Gründen nicht möglich. Die Ergebnisse aus dem vorangegangenen Vorhaben haben jedoch gezeigt, dass die Verschleißwerte der Laststufen in der Reibwert-hochlage bei einer homogenen Kollektivzusammensetzung in der gleichen Größenordnung wie im Einstufenversuch liegen und Wechselwirkungen vernachlässigt werden können.

Nach dem bisherigen Erkenntnisstand kann davon ausgegangen werden, dass ein enger Zusammenhang zwischen Reibwert und Verschleiß besteht. Daraus kann gefolgert werden, dass Schaltungen mit einem Reibwertniveau aus der Tieflage nicht zum Verschleiß beitragen, während Schaltungen mit Reibwerten der Hochlage einen Verschleißbeitrag in Höhe des in den Einstufenversuchen ermittelten Wertes leisten. Der Einfluss des Kollektivs beschränkt sich auf die Zuordnung der einzelnen Schaltungen zur Reibwerthoch- oder -tieflage und könnte dann in einer Verschleißberechnung nach einer linearen Schadensakkumulationshypothese durch einen von der Kollektivzusammensetzung abhängigen Faktor berücksichtigt werden.

Diese Hypothese soll nun anhand des Reibwertverhaltens der Kollektivversuche überprüft

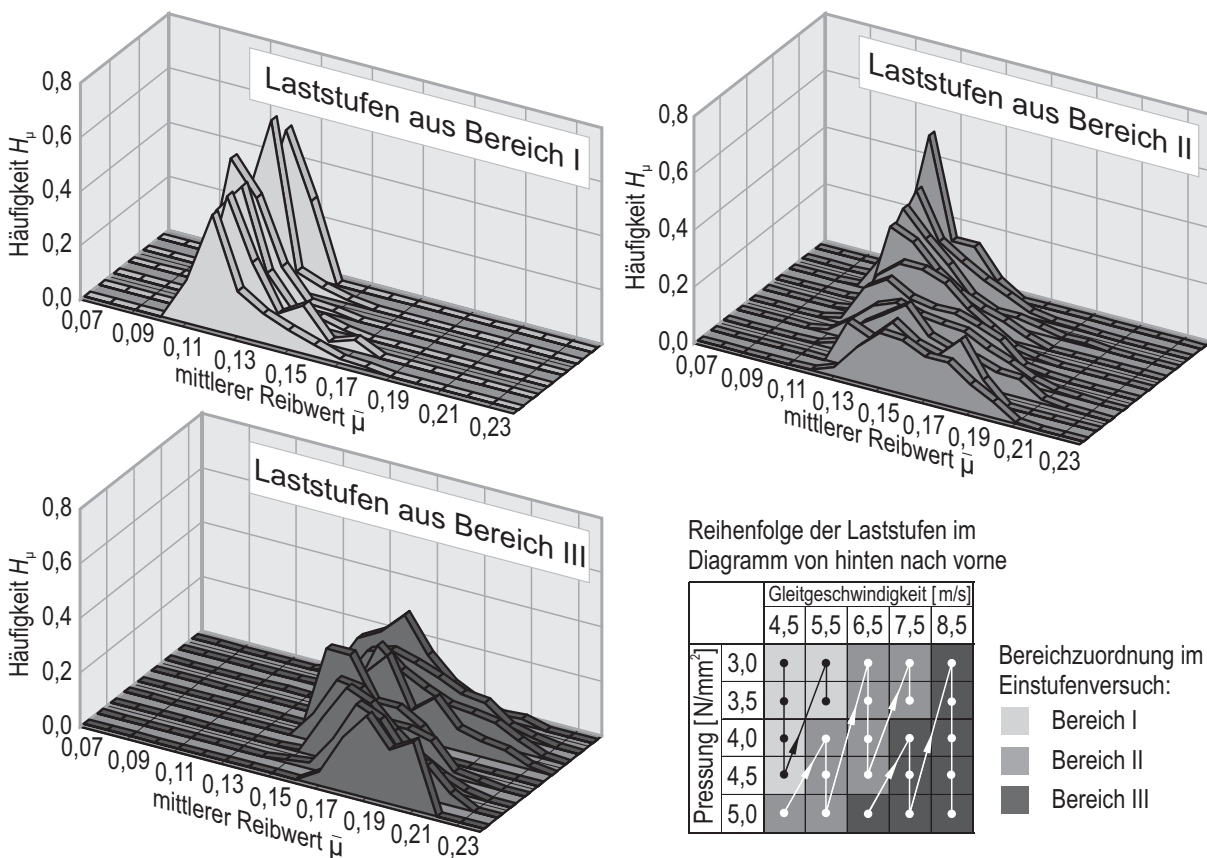


Abbildung 62: Häufigkeitsverteilung der mittleren Reibwerte jeder einzelnen Laststufe eines Beanspruchungskollektivs am Beispiel eines Versuches mit dem „schweren“ Kollektiv

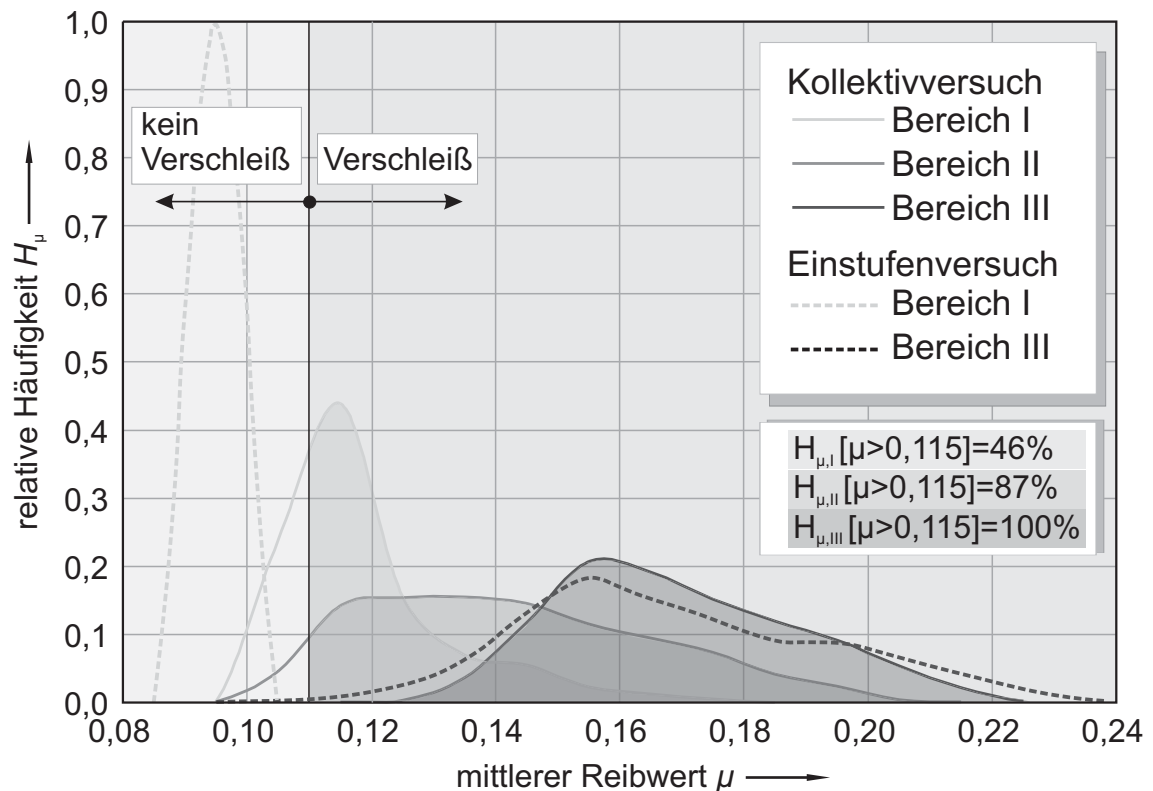


Abbildung 63: Häufigkeitsverteilung der mittleren Reibwerte der nach Bereichen zusammengefassten Laststufen am Beispiel eines Versuches mit dem „schweren“ Kollektiv und Definition des Bereichsfaktors H_{μ}

werden. Der angenommene enge Zusammenhang zwischen Reibung und Verschleiß ermöglicht es, entsprechende Faktoren für eine lineare Schadensakkumulationsrechnung aus der Häufigkeitsverteilung der Reibwerte zu gewinnen.

Abbildung 62 zeigt eine Darstellung des Reibwertverhaltens der einzelnen Laststufen in Form einer Häufigkeitsverteilung der Reibwerte für ein „schweres“ Kollektiv. Bei der Berechnung der Verteilung wurden nur die Werte bis 90% der Gesamtschaltungszahl berücksichtigt, um eine Verfälschung durch die scheinbar niedrigen Reibwerte³⁶ gegen Versuchsende auszuschließen. Die Bereichszuordnung der einzelnen Laststufen erfolgte auf Basis des tribologischen Verhaltens in den Einstufenversuchen unter Standardbedingungen. Die Laststufen wurden entsprechend der dargestellten Tabelle angeordnet.

Das typische stetige Reibwertverhalten aus dem Bereich I ist durch eine schmalbandige Verteilung mit einem hohen Maximalwert auf einem niedrigen Reibwertniveau gekennzeichnet. Die Verteilung für ein Verhalten aus Bereich III mit stark schwankenden, hohen Reibwerten erstreckt sich über eine ausgedehnte Bandbreite ohne ausgeprägten Maximalwert auf einem höheren Niveau. Je nach Kollektivzusammensetzung und

³⁶ Bei den gemessenen Reibwerten gegen Versuchsende handelt es sich um scheinbar niedrige Reibwerte, da es bedingt durch den Axialverschleiß zu einem Anlaufen der Planflächen kommt und somit die Kraftverstärkung über die Konusflächen teilweise aufgehoben wird, was in der Berechnung des Reibwertes jedoch nicht berücksichtigt wird.

Grundtemperatur ergeben sich im Kollektiv Abweichungen vom oben beschriebenen Verhalten. Auch in dieser Darstellung spiegelt sich das in der Tabelle 6 beschriebene Reibwertverhalten wieder.

Um weitere Aussagen aus den Messwerten abzuleiten, ist eine zusätzliche Reduktion der Daten notwendig. **Abbildung 63** zeigt die Häufigkeitsverteilung der Reibwerte der einzelnen Laststufen zusammengefasst nach deren Verhalten im Einstufenversuch. Weiterhin ist die Häufigkeitsverteilung für je einen Einstufenversuch aus dem Bereich I bzw. Bereich III mit einer gestrichelten Linie dargestellt.

Anhand dieser Darstellung soll nun ein Verfahren für die Berechnung des Verschleißes im Kollektiv anhand des Reibwertverhaltens vorgestellt werden. Diesem Verfahren liegen folgende Überlegungen zugrunde:

- Die Verteilung der Laststufen aus dem Bereich III stimmt mit der Verteilung des betreffenden Einstufenversuches weitgehend überein. Im Einstufenversuch sind 100% der Schaltungen am Verschleiß beteiligt, somit müssten auch im Kollektivversuch 100% der Schaltungen aus Bereich III zum Verschleiß beitragen.
- Ein Einstufenversuch mit einer Beanspruchung aus dem Bereich I zeigt keinen messbaren Verschleiß. Das Maximum der Verteilung im Kollektiv liegt für den dargestellten Fall bei deutlich höheren Reibwerten. Folglich ist damit zu rechnen, dass die Laststufen aus dem Bereich I zu einem gewissen Anteil am Verschleiß beteiligt sind.

Unter der Voraussetzung eines engen Zusammenhangs zwischen Reibwert und Verschleiß wird nun ein Reibwert festgelegt, welcher als Kriterium für das Auftreten von Verschleiß gelten soll. Dieser Grenzreibwert soll aufgrund der obigen Überlegungen $\mu_G=0,115$ betragen. Es wird angenommen, dass alle Schaltungen mit einem mittleren Reibwert $\mu \geq \mu_G$ zum Gesamtverschleiß beitragen; andererseits gelten alle Schaltungen mit $\mu < \mu_G$ als verschleißfrei.

Die Summenhäufigkeit $H_{\mu}[\mu \geq 0,115]$ der Verteilung eines jeden Bereichs ist dann ein Maß dafür, welcher Anteil der Schaltungen am Verschleißprozess beteiligt ist, und kann als Multiplikator für die Verschleißwerte der einzelnen Bereiche verwendet werden. Daraus resultiert die gezeigte Berechnungsformel für den mittleren Verschleiß pro Schaltung unter Kollektivbeanspruchung. Der mittlere Verschleiß im Kollektiv berechnet sich dann als Summe der Produkte aus dem jeweiligen Bereichsfaktor, der relativen Häufigkeit der einzelnen Laststufe und dem Verschleiß der Laststufe im Einstufenversuch.

$$h_N = \sum_{j=I}^{III} \left(H_{\mu,j}[\mu > 0,115] \cdot \sum_{i=1}^{n_j} (h_{LS,ji} \cdot h_{N,ji}) \right)$$

mit $h_{LS,ji}$ rel. Häufigkeit der Laststufe i aus dem Bereich j

$h_{N,ji}$ Verschleiß pro Schaltung der Laststufe i aus dem Bereich j (6.12)

n_j Anzahl der Laststufen aus dem Bereich j

$H_{\mu,j}$ Bereichsfaktor für den Bereich j

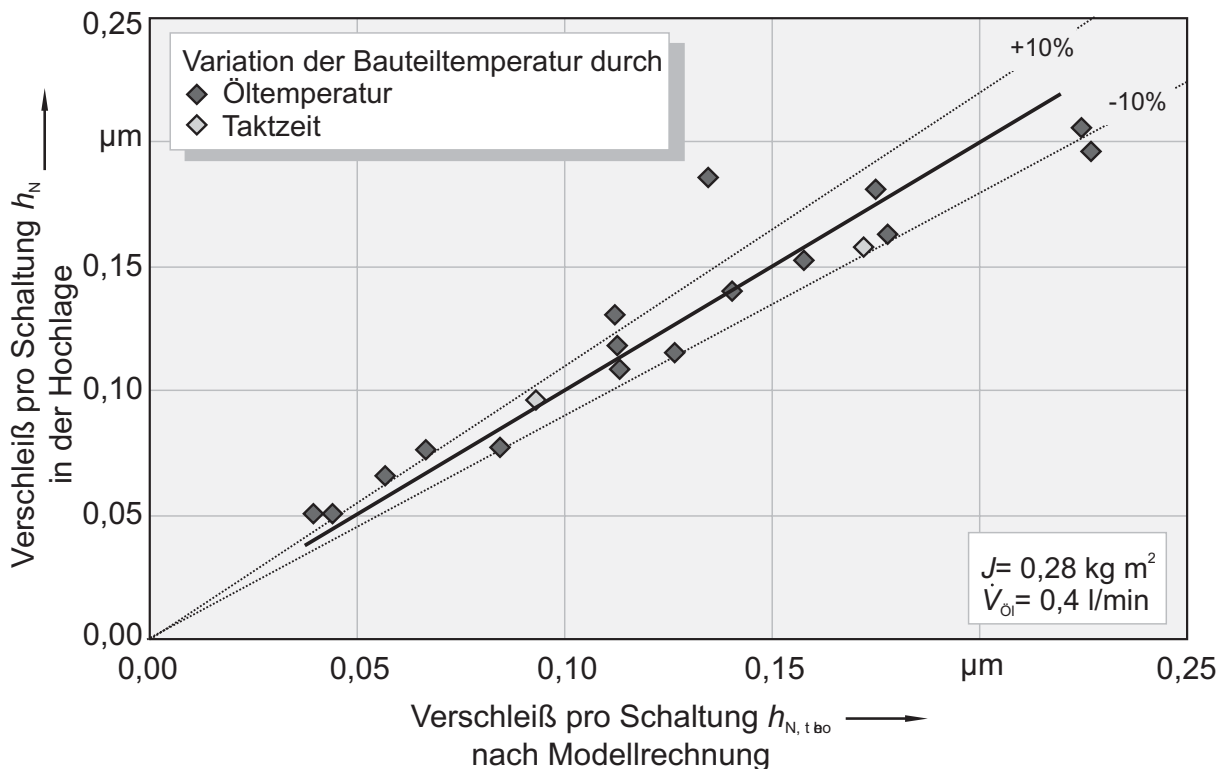


Abbildung 64: Korrelation von experimentell ermittelten und berechneten Verschleißwerten aller Kollektivversuche

Die Summenhäufigkeit $H_{\mu}[\mu \geq 0,115]$ soll im folgenden als Bereichsfaktor bezeichnet werden und entspricht den eingefärbten Flächen unter der jeweiligen Verteilung (**Abbildung 63**).

Dieses Verfahren wurde auf alle durchgeführten Kollektivversuche angewandt. Die Korrelation der berechneten mit den experimentell ermittelten Verschleißwerten zeigt **Abbildung 64**. Für die Versuche mit einem Übergang in den „eingelaufenen“ Bereich ist der Verschleißgradient der Reibwerthochlage und des eingelaufenen Zustandes, verbunden durch eine gestrichelte Linie in das Diagramm eingetragen. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung der gemessenen Verschleißgradienten mit den berechneten Werten.

Es lässt sich also der Verschleiß anhand des gemessenen Reibwertverhaltens und den Verschleißwerten der einzelnen Laststufen aus dem Einstufenversuch mit guter Näherung berechnen. Für eine praktische Anwendbarkeit dieses Berechnungsansatzes ist es wünschenswert, die Bereichsfaktoren ohne die Durchführung der Versuche anhand der Einflussparameter Kollektivzusammensetzung und Grundtemperatur bestimmen zu können.

Einen detaillierten Vergleich der Bereichsfaktoren in Abhängigkeit der Öltemperatur zeigt **Abbildung 65**. Dargestellt sind die im Prüfstandsversuch ermittelten Verschleißgradienten und die Ergebnisse des vorgestellten Berechnungsansatzes. Die gestrichelten Linien zeigen die nach einem vereinfachten Ansatz berechneten Grenzwerte. Danach werden die Verschleißgradienten aus dem Einstufenversuch für folgende Laststufen entsprechend ihrer Häufigkeit aufsummiert:

- ◇ mittlerer Verschleiß pro Schaltung h_N (Prüfstandsversuch)
- mittlerer Verschleiß pro Schaltung h_N (berechnet aus Bereichsfaktoren)
- ⋯ mittlerer Verschleiß pro Schaltung h_N (berechnete Grenzwerte:
untere Grenze: 0% Bereich I und II, 100% Bereich III
obere Grenze: 0% Bereich I, 100% Bereich II und III)
- █ Bereichsfaktoren für $\mu_{Grenz} = 0,115$ (Bereich I: hellgrau, II: grau, III: dunkelgrau)
- █ Kollektivzusammensetzung

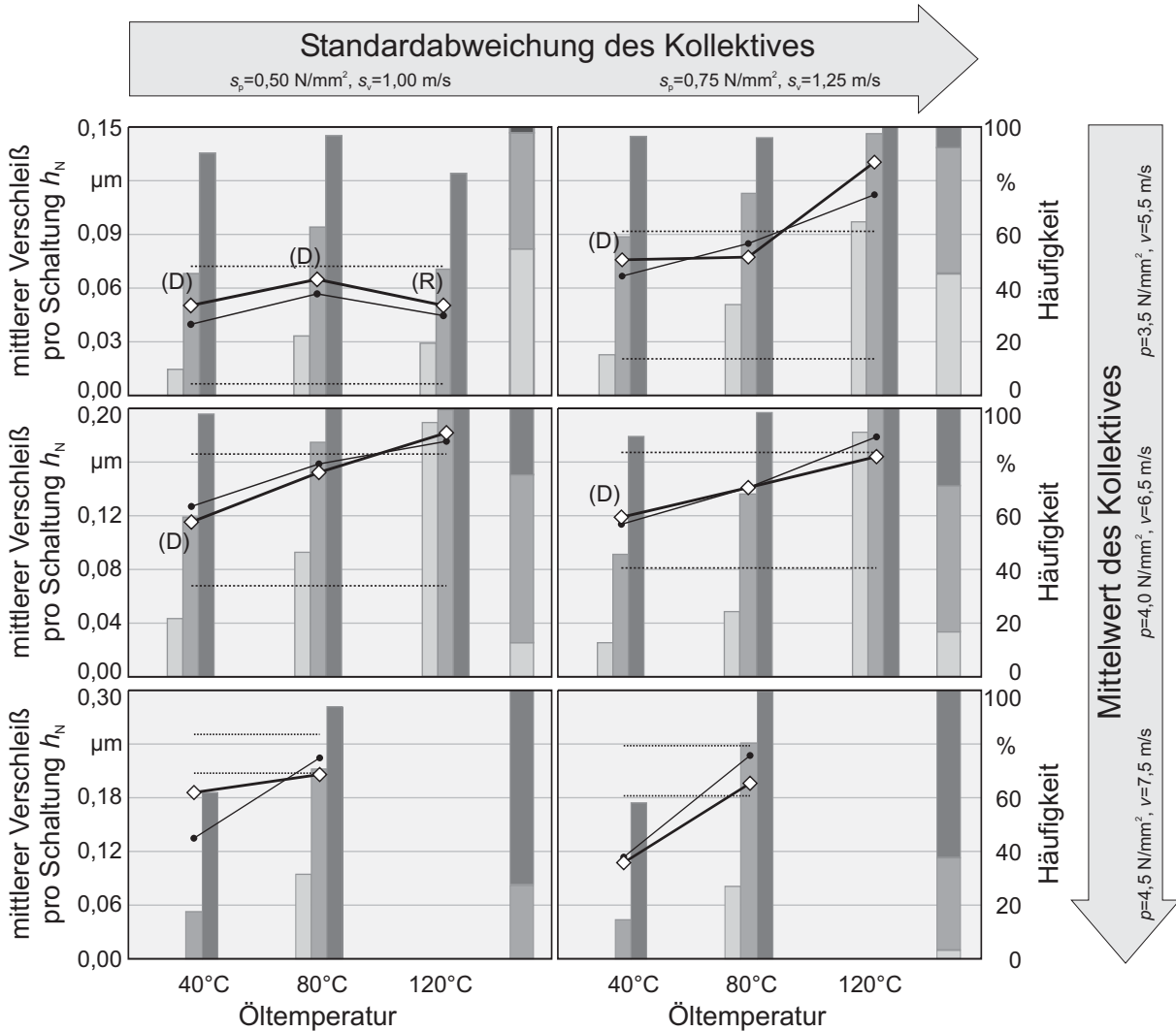


Abbildung 65: Berechnete und experimentell ermittelte Verschleißwerte unter Kollektivbeanspruchung und die Werte der Bereichsfaktoren in Abhängigkeit der Öltemperatur für unterschiedliche Kollektivzusammensetzungen

- unterer Grenzwert: Alle Laststufen aus dem Bereich III und keine Laststufe aus den Bereichen I und II tragen zum Verschleiß bei.
- oberer Grenzwert: Alle Laststufen aus den Bereichen II sowie III und keine Laststufe aus dem Bereich I tragen zum Verschleiß bei.

Die Zuordnung der Laststufen zu den Bereichen erfolgt nach der experimentell ermittelten Einteilung unter Standardbedingungen.

Die Balkendiagramme zeigen die Häufigkeitsverteilung der Laststufen im Kollektiv zugeordnet den drei Bereichen (rechts) und die Summenhäufigkeit der Schaltungen eines jeden Bereiches, die entsprechend dem beschriebenen Berechnungsansatz zum Verschleiß beitragen (links). Versuche, die nach einer anfänglichen Reibwerthochlage in den eingelaufenen, verschleißfreien Zustand übergegangen sind, sind entsprechend gekennzeichnet (**Durchläufer** bzw. **Reibwertabfall**). Die Verschleißwerte stammen dann aus der Reibwerthochlage. Alle nicht gekennzeichneten Werte entsprechen Versuchen, die mit Axialverschleiß beendet wurden.

Der Verschleißgradient im Kollektivversuch nimmt bis auf eine Ausnahme³⁷ mit steigender Öltemperatur deutlich zu, obwohl eine Abhängigkeit des Verschleißgradienten in der Hochlage von der Öltemperatur im Einstufenversuch nicht ermittelt werden konnte. Der Grund dafür ist eine Verschiebung der Bereichsgrenzen, wie an den ansteigenden Werten für die Bereichsfaktoren zu erkennen ist. Demnach nimmt die Anzahl der Laststufen, die zum Verschleiß beitragen, mit der Öltemperatur zu.

Für das „leichte“ und „mittlere“ Kollektiv liegen die Verschleißwerte bei einer Öltemperatur von 40° zwischen den Grenzwerten und bei einer Öltemperatur von 80°C nahe dem oberen Grenzwert. Dabei setzt sich der Gesamtverschleiß nicht wie unter der vereinfachten Annahme nur aus den Verschleißwerten der Laststufen aus dem Bereich II und III zusammen, sondern Laststufen aus allen drei Bereichen tragen zum Verschleiß bei, wie die Bereichsfaktoren verdeutlichen. Die Verschleißwerte für eine Öltemperatur von 120°C liegen zum größten Teil über dem oberen Grenzwert. Die Bereichsfaktoren wiesen in diesem Fall entsprechend hohe Werte auf. Bemerkenswert ist vor allem der hohe Faktor für den Bereich I beim „mittleren“ Kollektiv. Trotzdem übersteigt der Verschleißwert des „leichten“ Kollektivs den Grenzwert in einem größeren Maße als beim „mittleren“ Kollektiv. Dies ist auf den großen Anteil von Laststufen aus dem Bereich I beim „leichten“ Kollektiv zurückzuführen.

Das „schwere“ Kollektiv weist Verschleißwerte auf, die bei niedrigen Öltemperaturen unter bzw. bei höheren Öltemperaturen nahe dem unteren Grenzwert liegen. Die Versuche bei der geringsten Öltemperatur für dieses Kollektiv weisen mit Abstand die geringsten Bereichsfaktoren auf, was in Kombination mit dem hohen Anteil von Laststufen aus dem Bereich III zu niedrigen Verschleißwerten führt.

Zur Verdeutlichung des Einflusses der Kollektivzusammensetzung auf die Bereichsfaktoren zeigt **Abbildung 66** die Werte in Abhängigkeit des Kollektivmittelwertes. Die „Kollektivschwere“ nimmt in den Diagrammen von links nach rechts zu. Der Verschleißgradient steigt mit der Verschiebung des Mittelwertes zu höheren Beanspruchungen an. Dies ist im wesentlichen durch die anwachsende Häufigkeit von Laststufen aus dem Bereich III und nicht

³⁷ Bei dem Versuch mit Ausfall durch Reibwertabfall weichen die Werte für die Bereichsfaktoren deutlich vom Trend ab, der sich in den anderen Versuchen gezeigt hat. Diese Werte sind jedoch nicht repräsentativ, da es sich hier um einen Frühausfall handelt, der wahrscheinlich nur durch eine Laststufe verursacht wurde.

durch eine Verschiebung der Bereichsgrenzen bedingt, wie auch der ansteigende Verlauf der Grenzlinien des vereinfachten Berechnungsansatzes belegt.

Ein einheitlicher Trend der Bereichsfaktoren in Abhängigkeit des Mittelwertes ist nicht vorhanden. Ein kontinuierliches Anwachsen der Bereichsfaktoren mit zunehmender „Kollektivschwere“ ist nicht zu beobachten. Es ist sogar eine starke Absenkung der Bereichsfaktoren und damit des Verschleißgradienten für das Kollektiv mit dem höchsten Mittelwert bei der niedrigsten Öltemperatur zu verzeichnen.

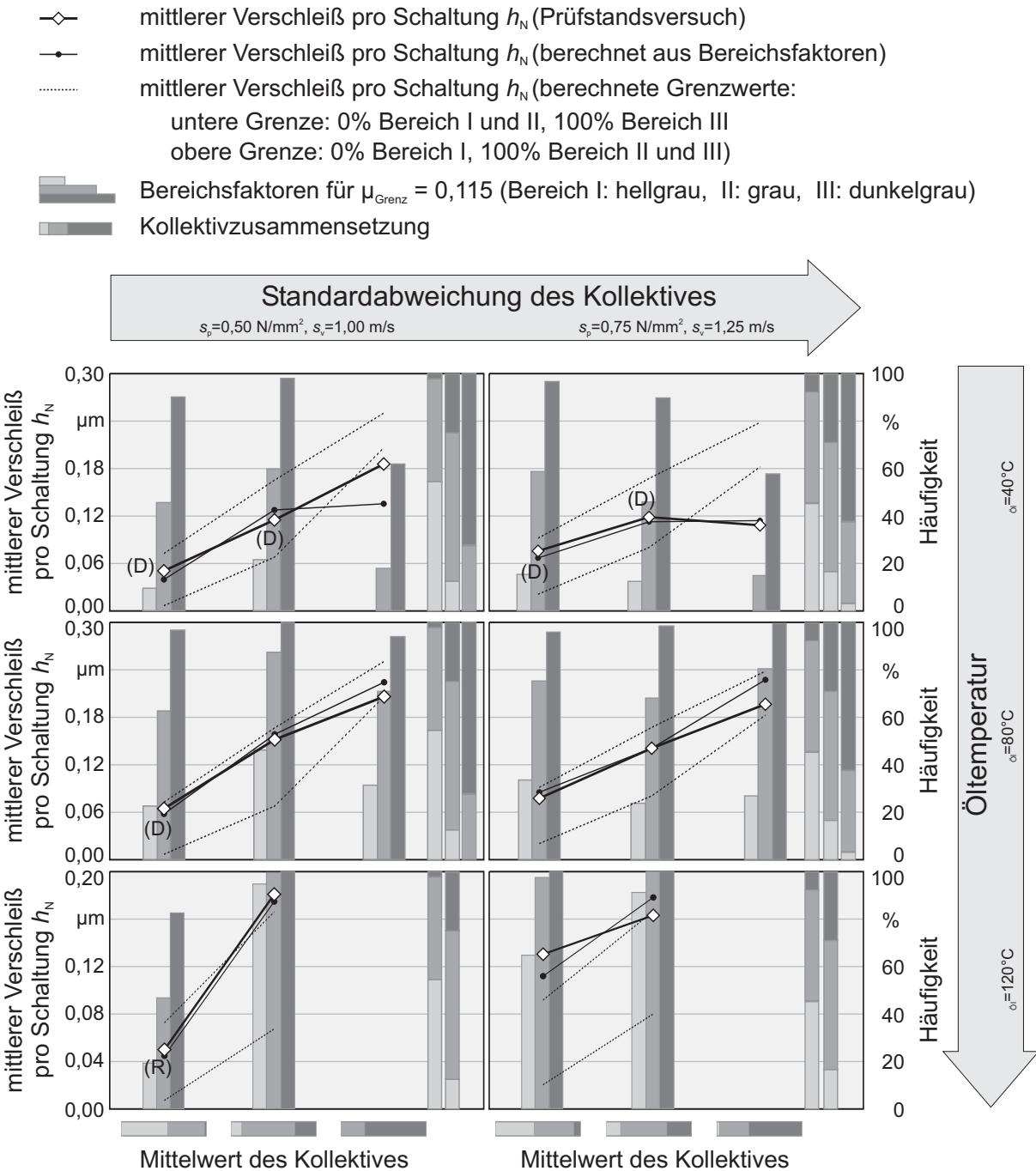


Abbildung 66: Berechnete und experimentell ermittelte Verschleißwerte unter Kollektivbeanspruchung und die Werte der Bereichsfaktoren in Abhängigkeit des Kollektivmittelwertes für unterschiedliche Kollektivzusammensetzungen

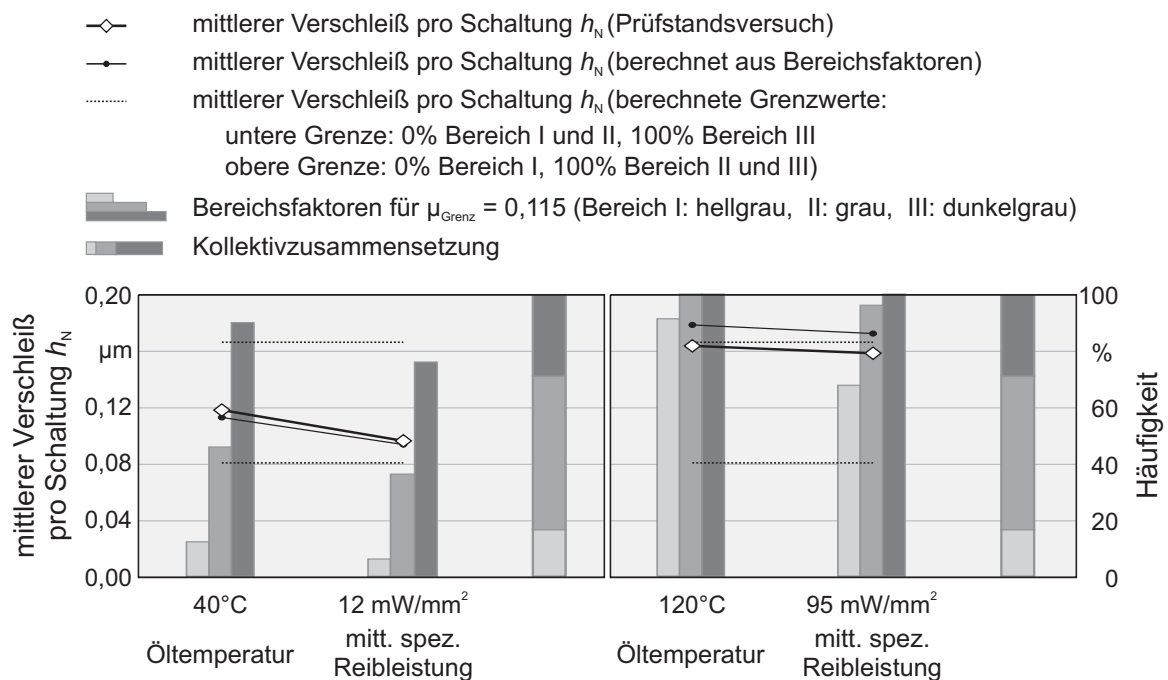


Abbildung 67: Vergleich der berechneten und experimentell ermittelten Verschleißwerte unter Kollektivbeanspruchung bei Variation von Öltemperatur bzw. Taktzeit unter der Bedingung identischer Bauteiltemperaturen

Die tribologische Gleichwertigkeit von Taktzeit und Öltemperatur im Einstufenversuch bei gleicher Bauteiltemperatur ist, wie **Abbildung 67** zeigt, auch im Kollektivversuch gegeben. Das linke Diagramm zeigt die Versuche mit verringerter Bauteiltemperatur, das rechte Diagramm mit erhöhter Bauteiltemperatur. Die Parameter für Öltemperatur und Taktzeit wurden aus den Vorversuchen zum Temperaturverhalten ermittelt, so dass sich gleiche Bauteiltemperaturen einstellen. Die ermittelten Verschleißwerte und Bereichsfaktoren weisen die gleiche Größenordnung auf, sind jedoch bei Variation der Taktzeit tendenziell kleiner; auch die erreichte Bauteiltemperatur ist jeweils um 5...10°C geringer.

Aus den beschriebenen Ergebnissen können folgende qualitative Merksätze für das Verschleißverhalten im Kollektiv abgeleitet werden:

- Auch im Kollektiv kann durch Verringerung der Beanspruchung oder der Bauteiltemperatur ein Wechsel im tribologischen Verhalten von Bereich III nach Bereich II erreicht werden.
- Es ist für das tribologische Verhalten unerheblich, durch welchen Parameter die Bauteiltemperatur beeinflusst wird.
- Der Verschleißgradient der einzelnen Laststufen in der Hochlage im Kollektiv entspricht weitgehend dem Wert aus dem Einstufenversuch. Wechselwirkungen treten anscheinend nicht auf.
- Die „Schwere“ des Kollektivs hat keinen eindeutigen Einfluss auf die Bereichsfaktoren.
- Die Häufigkeit der am Verschleiß beteiligten Laststufen ausgedrückt durch den Bereichsfaktor steigt mit der Bauteiltemperatur an.

- Für die Standardbedingungen ($\vartheta_{0I}=80^{\circ}\text{C}$, $q_{pm}=57\text{ mW/mm}^2$) liegt der gemessene Verschleißgradient zwischen den berechneten Grenzwerten, in denen die Laststufen des Bereiches II entweder zu 0% oder zu 100% berücksichtigt werden. Bei niedrigeren Bauteiltemperaturen kann der Verschleißgradient auch unter dem unteren Grenzwert bzw. bei höheren Temperaturen über dem oberen Grenzwert liegen.

Quantitative Vorgaben zur Berechnung des Verschleißes unter Kollektivbeanspruchung in Abhängigkeit der Bauteiltemperatur und der Kollektivzusammensetzung konnten aus den Versuchen nicht abgeleitet werden. Schwierigkeiten bereitet hierbei vor allem eine quantitative Charakterisierung des Kollektivs, die offenbar nicht in einfacher Weise mit den Kenngrößen einer Normalverteilung möglich ist.

Die Zuordnung des tribologischen Verhaltens der einzelnen Laststufen zum jeweiligen Bereich erfolgte für alle Kollektivversuche, auch bei Variation der Bauteiltemperatur, auf Grundlage der Ergebnisse der Einstufenversuche unter Standardbedingungen. Für diesen Fall liegen experimentell abgesicherte Erkenntnisse zur Lage der Bereichsgrenzen im Parameterfeld vor. Obwohl die Bereichsgrenzen bei unterschiedlichen Bauteiltemperaturen verschoben sind, zeigt sich dennoch eine gute Übereinstimmung zwischen den experimentell ermittelten und den mit der Schadensakkumulationshypothese berechneten Werten. Eine wesentlich bessere Korrelation ist auch bei Berücksichtigung dieser Grenzverschiebung, zum Beispiel anhand des vorgestellten Einteilungskriteriums, nicht zu erwarten. Lediglich die Abschätzung des minimalen und maximalen Grenzwertes für den Verschleißgradienten nach der vereinfachten Berechnungsmethode mit oder ohne Berücksichtigung der Laststufen aus dem indifferenten Bereich wird besser zutreffen.

7 Schlussfolgerungen

In diesem Abschnitt sollen allgemeingültige Schlussfolgerungen über den Einfluss der Temperatur auf das tribologische Verhalten von Synchronisierungen dargelegt werden und konstruktive Maßnahmen zur Verbesserung des Reibungs- und Verschleißverhaltens aufgezeigt werden. Außerdem wird verdeutlicht, dass eine Übertragbarkeit der Ergebnisse auf Systeme mit anderen Eigenschaften ohne Berechnung der Pressungs- und Temperaturverteilung nur eingeschränkt möglich ist.

7.1 Einfluss der Beanspruchungsparameter auf die Temperatur

Es hat sich gezeigt, dass alle Beanspruchungsparameter Auswirkungen auf die Reibflächentemperatur von Synchronisierungen haben. Die Reibflächentemperatur ist die Summe aus der Grundtemperatur und der Temperaturerhöhung durch den Reibungsvorgang. Die Beanspruchungsparameter unterscheiden sich nach Abbildung 68 hinsichtlich ihrer Wirkung auf die genannten Temperaturkomponenten.

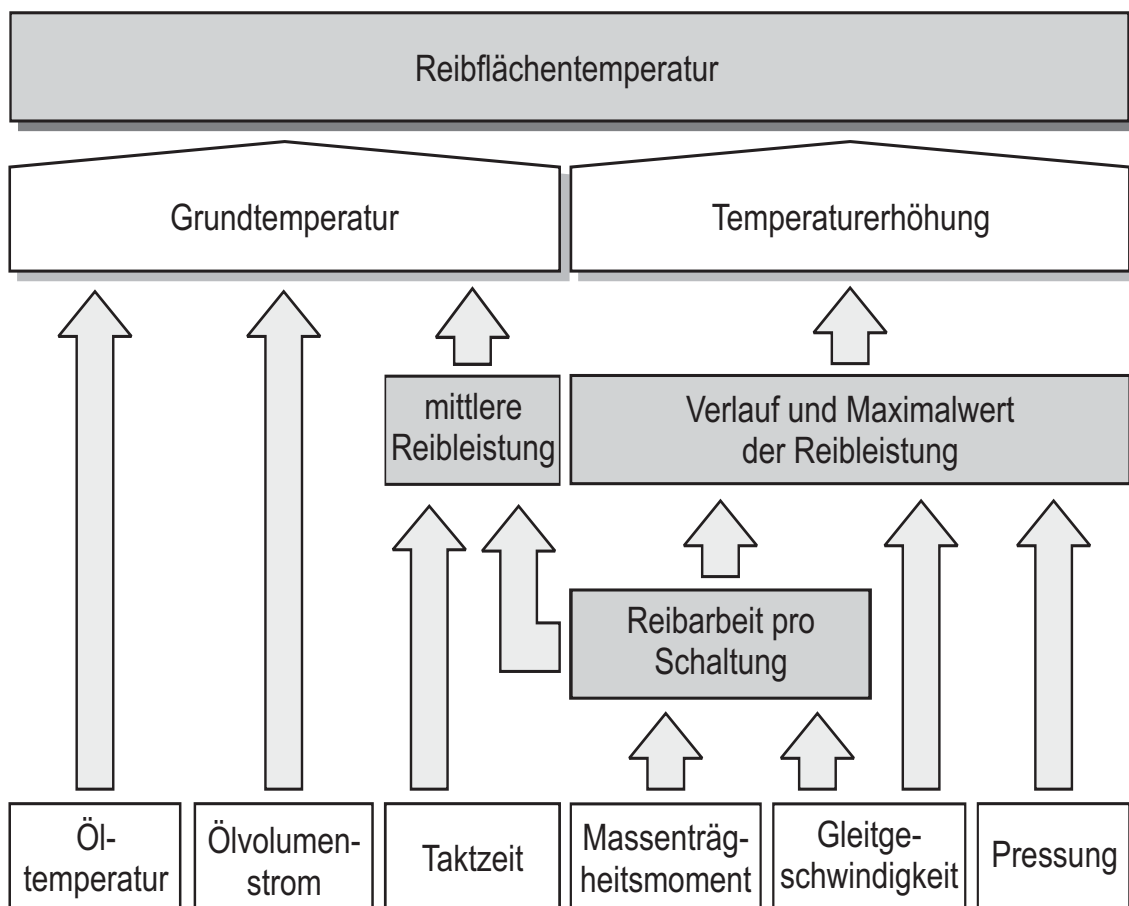


Abbildung 68: Einfluss der Beanspruchungsparameter auf die Reibflächentemperatur bei intermittierender, instationärer gleitender Beanspruchung

Die Temperaturerhöhung entsteht durch die Umsetzung der Reibarbeit in Wärme in der Reibfläche. Der Verlauf der Temperaturerhöhung ist vom Pressungsverlauf, der Gleitgeschwindigkeit und dem Massenträgheitsmoment abhängig. Sie ist nahezu unabhängig von den Umgebungsbedingungen und der Reibflächengeometrie. Ein analytischer Berechnungsansatz, der eine eindimensionale Wärmeleitung annimmt und eine Wärmeabgabe an die Umgebung sowie die exakte Bauteilgeometrie vernachlässigt, liefert sehr gute Ergebnisse für die Temperaturerhöhung, wenn die Reibleistungsverteilung im Kontakt bekannt und nahezu gleichmäßig ist. Die Voraussetzungen für die analytische Rechnung sind genügend große Bauteilabmessungen und kurze Schaltzeiten. Dies ist bei Synchronisierungen in den meisten Fällen gegeben.

Die Grundtemperatur resultiert aus dem zugeführten und dem über die Umgebung abgeführten Wärmestrom und ist wesentlich von der im Mittel zugeführten Reibleistung und den thermischen Eigenschaften der Umgebung sowie der Geometrie der Bauteile abhängig. Als Einflussparameter für die Umgebungsbedingungen sind die Öltemperatur und der Ölvolumenstrom zu nennen. Ein Maß für den im Mittel zugeführten Wärmestrom ist die mittlere spezifische Reibleistung als die pro Schaltung umgesetzte Reibarbeit bezogen auf die Taktzeit und die Reibfläche. Insbesondere bei komplexen Bauteilgeometrien und örtlich unterschiedlicher Bauteiltemperatur, wie es bei kurzen Schaltungsabständen der Fall ist, ist eine analytische Berechnung mit großen Unsicherheiten verbunden.

Es hat sich gezeigt, dass aufgrund der speziellen Geometrie und des Kraftangriffs an einer Synchronisierung unter Umständen stark ungleichmäßige Temperaturverteilungen auftreten können. Die Temperaturverteilung hängt vom Verformungsverhalten der Bauteile und der daraus resultierenden Pressungsverteilung ab. Eine Berechnung der Pressungs- und Temperaturverteilung mithilfe der FE-Methode hat sich als geeignete Vorgehensweise herausgestellt.

Infolge der Oberflächentopographie berühren sich die Reibflächen lediglich kurzzeitig an einzelnen Rauheitserhebungen, so dass es zu einem impulsartigen Wärmeeintrag verbunden mit einer lokalen Temperaturerhöhung (Blitztemperatur) kommt. Die Temperatur im direkten Kontakt ist die Summe aus der Reibflächentemperatur und der lokalen Temperaturerhöhung. Da die Kontaktzeit nur kurz ist, wird letztere zügig abgebaut und es kommt zu einer Temperaturerhöhung der gesamten Reibfläche. Zur Berechnung der lokalen Temperaturüberhöhungen stehen entsprechende Hypothesen zur Verfügung. Da die realen mikroskopischen Kontaktverhältnisse weitgehend unbekannt sind, ist eine quantitative Berechnung jedoch nur unter entsprechenden nicht gesicherten Annahmen möglich.

7.2 Einfluss der Temperatur auf das tribologische Verhalten

Die Temperatur konnte als wesentliche Einflussgröße auf das Reibungs- und Verschleißverhalten bestätigt werden. Die Ergebnisse der Temperaturberechnung sind in Modell-

vorstellungen eingeflossen, mit denen das in Versuchen beobachtete Verhalten begründet werden kann.

So gelang es, das charakteristische Verhalten einer Stahl/Molybdän-Synchronisierung anhand der Temperaturverteilung zu erklären. Danach ist die maximale Reibflächentemperatur dafür verantwortlich, ob ein Verhalten aus der Reibwerthoch- oder -tieflage auftritt. Die auftretenden maximalen Reibflächentemperaturen können sich im Laufe eines Versuches durch Verschleiß so ändern, dass ein Übergang von der Hoch- zur Tieflage erfolgt. Für bestimmte Versuchsbedingungen – konstante Grundtemperatur und ähnliche Reibleistungsverläufe – ist es möglich, eine Grenztemperatur anzugeben. Eine Prognose über das Auftreten und die Länge einer Reibwert- und Verschleißhochlage anhand dieser Grenztemperatur stimmt mit dem experimentell ermittelten Verhalten überein.

Bei Variation der Grundtemperatur durch die Taktzeit oder die Öltemperatur und des Reibleistungsverlaufes durch das Massenträgheitsmoment oder den Pressungsanstieg kann mit diesem Grenzkriterium allerdings nicht in allen Fällen eine zufriedenstellende Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen erzielt werden.

Es ist jedoch denkbar, dass auch für diese Fälle ein Temperaturkriterium zutreffend ist. So könnte nicht die Reibflächentemperatur, sondern die Kontakttemperatur – Summe aus Reibflächentemperatur und lokaler Temperaturerhöhung – die maßgebliche Größe für das tribologische Verhalten sein. Ohne Kenntnis der mikroskopischen Kontaktverhältnisse beruht eine Abschätzung der lokalen Temperaturerhöhung auf vielen Annahmen und ist deshalb entsprechend unsicher. Im Rahmen dieser Arbeit wurde deshalb auf weitergehende Untersuchungen in dieser Richtung verzichtet. Eine weitere Möglichkeit ist, dass die Grenztemperatur selber eine Funktion des Grundtemperaturniveaus und der Reibleistungsverläufe ist. Bei unterschiedlichen Grundtemperaturen könnten sich zum Beispiel andersartige Grenzschichten ausbilden, die eine höhere oder geringere thermische Beanspruchbarkeit aufweisen. Eine solche Abhängigkeit der Grenztemperatur konnte durch die vorliegenden Versuchsergebnisse nicht mit Sicherheit belegt werden. Diese zeigen aber, dass eine solche Annahme zutreffen kann. Weiterführende Untersuchungen in dieser Richtung sind sinnvoll.

Die Simulation der Temperaturverläufe unter Kollektivbeanspruchung zeigt, dass die dabei auftretenden maximalen Reibflächentemperaturen tendenziell höher sind als im Einstufenversuch bei gleicher Beanspruchung, da die Ausbildung einer optimal an eine Beanspruchung angepassten Geometrie nicht erfolgen kann. Unter bestimmten Randbedingungen ist dies eine schlüssige Erklärung für das im Versuch ermittelte Verhalten. Eine vollständige Begründung für alle Beobachtungen kann jedoch mit den Simulationsrechnungen nicht gegeben werden. Effekte, die über einen Einfluss der Pressungsverteilung im Kontakt auf die Temperatur hinausgehen, werden von der Rechnung nicht berücksichtigt.

Für die praktische Anwendung wurde ein als VDI-Richtlinie eingeführtes Auslegungsverfahren für schaltbare Kupplungen, das auf einem Berechnungsansatz für die Temperatur basiert, entsprechend den eben beschriebenen Erkenntnissen erweitert. Damit ist eine

Vorhersage des tribologischen Verhaltens für alle untersuchten Versuchsbedingungen einschließlich der Kollektivversuche möglich.

Die Berechnung der Verschleißintensität in der Verschleißhochlage kann mithilfe eines Ansatzes zur Berechnung der lokalen Temperaturerhöhungen erfolgen. Dieser Ansatz hat sich bereits bei LÖSCHE als zutreffend erwiesen. Die maßgebliche Einflussgröße auf die Verschleißintensität ist dementsprechend die lokale Temperaturerhöhung in den Einzelkontakten der Rauheitserhebungen und nicht die Reibflächentemperatur. Die Versuchsergebnisse belegen dieses: Das Grundtemperaturniveau hatte im Versuch einen Einfluss auf die Einordnung des tribologischen Verhaltens in die Hoch- oder Tieflage, aber nicht auf die Verschleißintensität. Als Beanspruchungsparameter, der bei dem hier untersuchten System für die lokale Temperaturerhöhung verantwortlich ist, wurde die Anfangsgleitgeschwindigkeit identifiziert.

Eine Modellvorstellung zum Reibungsverlauf über der Schaltzeit zeigt, dass der Reibflächentemperatur auch ein prägender Einfluss auf die Reibungsverhältnisse zugeschrieben werden kann. Diese Vorstellung geht davon aus, dass entsprechend den Verhältnissen im Mischreibungsgebiet die Reibkräfte durch Scherspannungen im Schmierstoff und Schubspannungen in der Grenzschicht entstehen. Die Höhe der Reibung infolge Scherung des Schmierstoffes ist dabei von der Reibflächentemperatur und der Relativgeschwindigkeit abhängig. Unter Berücksichtigung weiterer Randbedingungen konnte mit diesem Modell das stetige Reibungsverhalten der Tieflage nachgebildet werden.

Der maßgebliche Einfluss der Temperatur sowohl auf das Reibungsverhalten als auch auf das Verschleißverhalten konnte somit bestätigt werden.

7.3 Konstruktive Maßnahmen

Aus den Erkenntnissen zum Einfluss der Temperatur auf das tribologische Verhalten und der FE-Analyse können konkrete konstruktive Maßnahmen für die Gestaltung von Synchronisierungen abgeleitet werden. In Hinblick auf eine möglichst niedrige, mechanische und thermische Beanspruchung ist eine gleichmäßige Verteilung über den Kontakt anzustreben. Als Resultat dieser Untersuchungen stellen

- ein angepasster Kegelwinkel,
- eine hohe Steifigkeit der Bauteile,
- eine niedrige Kontaktsteifigkeit,
- und ein geringer radialer Versatz der Kraftangriffspunkte

erfolgsversprechende konstruktive Maßnahmen zur Verringerung der örtlichen Beanspruchung dar.

Eine an die Beanspruchung angepasste Kegelwinkeldifferenz ist ein wirksames Mittel, um das tribologische Verhalten schon bestehender Systeme zu verbessern. Allerdings kann eine optimale Auslegung der Geometrie nur auf eine Pressungsstufe erfolgen. Bei Kollektivbeanspruchungen, wie sie im realen Einsatzfall auftreten, kann die Abstimmung nur einen Kompromiss darstellen.

Dieser Kompromiss gelingt umso besser, je steifer die Bauteile sind. Vielfach setzt jedoch der zur Verfügung stehende Bauraum einer Erhöhung der Steifigkeit der Bauteile Grenzen.

Eine geringe Kontaktsteifigkeit ist hinsichtlich einer guten geometrischen Anpassung der Oberflächen sinnvoll. Dies ist eine in der Praxis gebräuchliche Maßnahme. Reibschichten werden häufig so ausgelegt, dass in eine duktile Matrix harte Verschleißpartikel eingelagert werden. Die geringe Nachgiebigkeit der Molybdänbeschichtung bei dem hier betrachteten System ist ein Faktor, der das charakteristische Verhalten mit Verschleißhoch- und -tieflage begünstigt.

Schließlich kann auch das Moment, das aus dem radialen Versatz der an der Verzahnung und an der Reibfläche angreifenden Kräfte resultiert, verringert werden. Dieses Moment verursacht die Aufstülpung der Ringe und damit die ungleichmäßige Pressungsverteilung. Prinzipbedingt kann jedoch bei den derzeit gebräuchlichen Synchronisierungen der radiale Versatz nicht völlig vermieden werden.

7.4 Anmerkungen zur Übertragbarkeit auf andere Systeme

Die prinzipiellen Aussagen zur Pressungs- und Temperaturverteilung im Reibkontakt von Synchronisierungen sind generell auch für Systeme mit unterschiedlichen Geometrien und Werkstoffen zutreffend. Eine erneute Berechnung der Pressungs- und Temperaturverteilung ist aber selbst bei geringfügigen Änderungen der Reibflächengröße unumgänglich. So kann bei einer Verringerung der realen makroskopischen Kontaktfläche durch Verbreiterung der Öldränagenuten nicht zwingend auf eine höhere maximale Reibflächentemperatur geschlossen werden.

Abbildung 69 zeigt beispielhaft die Pressungs- und Temperaturverteilung für eine um 25% reduzierte reale makroskopische Reibfläche bei ansonsten unveränderten Bedingungen und Eigenschaften der Bauteile. Erwartungsgemäß liegt die über die reale makroskopische Reibfläche gemittelte Pressung bei konstanter nomineller Pressung entsprechend dem reziproken Flächenverhältnis höher. Die örtliche Pressungsverteilung entzieht sich jedoch einer einfachen Skalierung.

Die resultierenden maximalen Reibflächentemperaturen zeigt das rechte Diagramm. Der absolute Maximalwert der beiden Fälle unterscheidet sich nur unwesentlich. Die Temperaturerhöhung durch den Reibungsvorgang ist infolge der Reibleistungsdichte zwar um den entsprechenden Faktor höher, aber die Temperaturen vor Schaltungsbeginn sinken auf ein niedrigeres Niveau. Die maximale Reibflächentemperatur ist trotz gesteigerter Reibleistungsdichte entgegen den Erwartungen nicht wesentlich angestiegen.

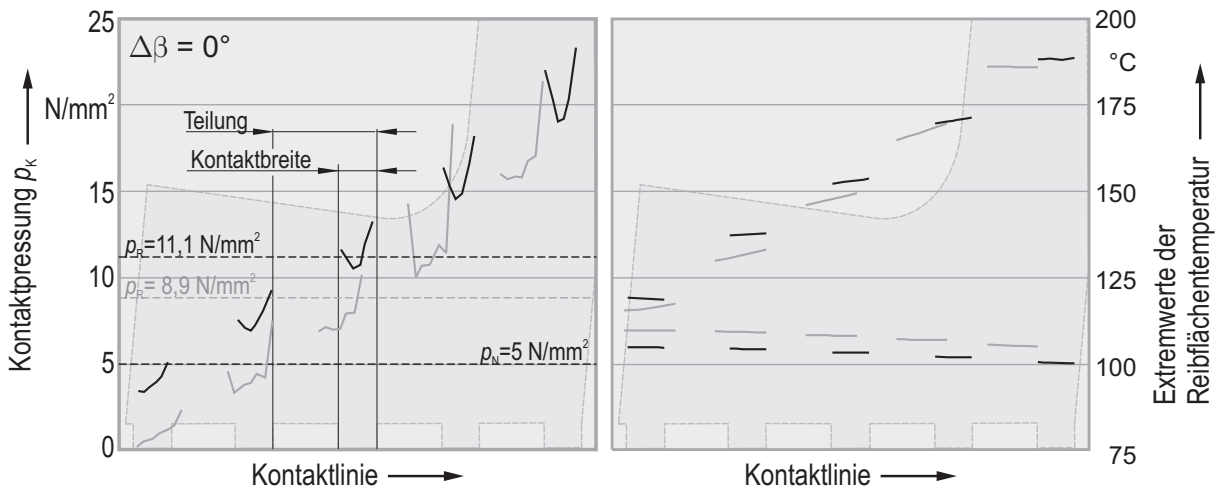


Abbildung 69: Pressungs- und Temperaturverteilung bei unterschiedlicher Reibflächengröße

Die Auswirkungen von Änderungen der Geometrie und der Werkstoffeigenschaften auf die örtliche Pressungs- und Temperaturverteilung sind zumindest stichprobenartig zu überprüfen. Unter Umständen ist eine komplett neue Berechnung für alle Beanspruchungsgrößen notwendig.

Die getroffenen Aussagen zum Einfluss der Beanspruchungsparameter auf den zeitlichen Temperaturverlauf in der Reibfläche sind ohne Einschränkungen auch für andere Systeme gültig, da dieser weitgehend unabhängig von der Geometrie ist.

Die Auswirkungen der Temperatur auf das tribologische Verhalten sind dann stark von den Werkstoffen der Reibpaarung und der Reibflächenmikrogeometrie abhängig. Darüber sind Aussagen gegenwärtig nur auf experimentellen Wege möglich.

8 Zusammenfassung

Die Sperrsynchonisierung ist auch heute noch eine wesentliche Baugruppe der meisten Kraftfahrzeuggetriebe. Die sich fortlaufend ändernden Anforderungen, zum Beispiel durch den Trend zur Automatisierung von Schaltgetrieben, erfordern insbesondere vor dem Hintergrund immer kompakter und leistungsfähiger werdender Getriebe eine ständige Weiterentwicklung der Baugruppe. Einen kosten- und zeitintensiven Faktor stellt dabei die Funktions- und Lebensdauerprüfung im Prüfstandsversuch dar.

Ziel der in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen war es, Erkenntnisse hinsichtlich der Beanspruchbarkeit von Synchronisierungen zu gewinnen und ein Modell zur Ermittlung der thermischen Beanspruchung zu erstellen. So sollte die Aussagekraft von Versuchen erhöht und eine Basis für die Minimierung der Anzahl von Prüfstandsversuchen durch Abschätzung des zu erwartenden tribologischen Verhaltens geschaffen werden.

Dazu wurden in Ergänzung der Arbeit von LÖSCHE umfangreiche experimentelle Untersuchungen an einem System mit Stahl-Molybdän-Reibpaarung zum Einfluss der maßgeblichen Beanspruchungsparameter auf das tribologische Verhalten durchgeführt. Die Untersuchungen von LÖSCHE beschränkten sich auf die primären Beanspruchungsparameter Gleitgeschwindigkeit und Pressung, wohingegen in dieser Arbeit die sekundären Beanspruchungsparameter Öltemperatur, Ölvolumenstrom, Taktzeit, Massenträgheitsmoment und Pressungsverlauf hinzukamen.

Ein FE-Modell zur Berechnung der Reibflächentemperaturen wurde aufgestellt und mit Messungen am Prüfstand abgeglichen. Die Güte des Berechnungsmodells zeigt sich an der sehr guten Übereinstimmung der Ergebnisse mit einem analytischen Verfahren zur Berechnung der Temperaturerhöhungen durch den Reibungsvorgang. Eine Ermittlung absoluter Temperaturwerte ist jedoch nur mit dem FE-Modell möglich. Die Anwendung des analytischen Verfahrens ist weiterhin aufgrund der vereinfachenden Annahmen auf Fälle mit gleichmäßiger Reibleistungsdichte beschränkt. Bedingt durch die spezielle Geometrie und die Lage der Kraftangriffspunkte ist dies bei Synchronisierungen nicht immer der Fall. Das FE-Modell unterliegt diesen Beschränkungen nicht.

Die experimentellen Untersuchungen bestätigen die grundsätzlichen Erkenntnisse von LÖSCHE zum tribologischen Verhalten eines weitgehend ähnlichen Systems, das sich lediglich im Fertigungsverfahren der Reibfläche von dem hier untersuchten System unterscheidet. In beiden Fällen wurde das für dieses System typische Reibungs- und Verschleißverhalten beobachtet, welches sich abhängig von der Beanspruchung in drei Bereiche einteilen lässt. Das Verhalten der Bereiche ist jeweils geprägt durch eine dauerhafte Reibwert- und Verschleißhochlage, eine dauerhafte Tieflage oder eine anfängliche Hochlage mit einem Übergang zur Tieflage im Versuchsverlauf.

Das Verschleißmodell von LÖSCHE auf Grundlage eines Beanspruchungskoeffizienten, der auf einem Ansatz zur Berechnung der lokalen Temperaturerhöhung beruht, konnte ohne prinzipielle Änderungen an das hier untersuchte tribologische Systeme angepasst werden. Dieses Modell erlaubt die Beschreibung der Verschleißintensität in der Hochlage in Abhängigkeit der primären Beanspruchungsparameter Gleitgeschwindigkeit und Pressung, wobei für das in dieser Arbeit untersuchte System ein Einfluss der Pressung nicht erkennbar ist.

Die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten weiteren Beanspruchungsparameter hatten keinen Einfluss auf die Verschleißintensität. Die Lage der Beanspruchungsgrenzen zwischen den Bereichen war dennoch von diesen Größen abhängig.

Mithilfe des FE-Modells konnte eine Begründung für das charakteristische Verhalten im Einstufenversuch gegeben werden, die darauf beruht, dass für ein Verhalten der Tieflage eine bestimmte Reibflächentemperatur nicht überschritten werden darf. Unter bestimmten Randbedingungen korrelierte das damit vorhergesagte tribologische Verhalten sehr gut mit den Versuchsergebnissen. Ein Temperaturkriterium ist bei anderen Versuchsbedingungen wahrscheinlich auch anwendbar, konnte aber anhand der vorliegenden Versuchsergebnisse nicht vollständig geklärt werden. Hinsichtlich einer praktischen Anwendung der Erkenntnisse gelang es jedoch, ein als VDI-Richtlinie eingeführtes Auslegungsverfahren zu erweitern.

Auch das tribologische Verhalten im Kollektiv konnte mit den Simulationsrechnungen erklärt werden. Die auftretenden maximalen Reibflächentemperaturen sind tendenziell höher als in den Einstufenversuchen. Dennoch war qualitativ das Reibwertverhalten der Einstufenversuche zu erkennen. Die enge Beziehung zwischen Reibung und Verschleiß legte die Vermutung nahe, dass die Modellvorstellung einer linearen Schadensakkumulation grundsätzlich auf das vorliegende Verschleißproblem anwendbar ist. Es wurde daher eine modifizierte lineare Schadensakkumulationshypothese unter Einbeziehung eines zusätzlichen Bereichsfaktors vorgeschlagen und deren grundsätzliche Anwendbarkeit nachgewiesen.

Grundsätzlich ist es somit gelungen, ein Zusammenhang zwischen den Beanspruchungsparametern, den sich einstellenden Reibflächentemperaturen und dem tribologischen Verhalten herzustellen.

Diese Erweiterung der bisherigen Erkenntnisse kann dazu beitragen, die Anzahl der für eine sichere Auslegung von Synchronisierungen notwendigen Prüfstandsversuche zu verringern. Die Kenntnis der prinzipiellen Einflussgrößen auf das tribologische Verhalten und die Temperatur erhöht die Aussagekraft von Versuchsergebnissen. Des Weiteren konnten Hinweise gegeben werden, wie sich das tribologische Verhalten über die konstruktive Gestaltung und die Betriebsparameter verbessern lässt.

Literatur

- [1] Archard, J.F.: The temperature of rubbing surfaces. *Wear* 2, 438–455, 1958/59.
- [2] Baum, U.; Brügel, E.; Sauter, J.; Schmidt, I.: Getriebeteile aus Sinterstahl – Anforderungen und Einsatzgrenzen. In: VDI (Hrsg.): Übertragbarkeit von Werkstoffkennwerten auf Bauteileigenschaften (VDI-Werkstofftag, München, 4.-5. März 1991/VDI-Gesellschaft Werkstofftechnik). VDI-Bericht Nr. 852, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1991, 411–423.
- [3] Blok H.: The flash temperature concept. *Wear* 6, 483–494, 1963.
- [4] Blok, H.: Seizure delay method for determining the protection against scuffing afforded by extreme pressure lubricants. *J. Society of Auto Engineers*, Vol. 44, No. 5 (1939), 193 – 210 and 220.
- [5] Blok, H.: Theoretical study of temperature rise at surfaces of actual contact under oiliness lubricating conditions. Measurement of temperature flashes on gear teeth under extreme pressure conditions. *Proc. Gen. Dis. Lubrication and Lubricants*, London 1937 Vol. 2, 14–20, 222–235, London Institution of Mechanical Engineers, 1937.
- [6] Bowden, F. P.; Ridler, K. E. W.: Physical properties of sliding metals. III. The surface temperature of sliding metals. The temperature of lubricated surfaces *Proc. Roy. Soc. (London) A* 154/883, 431–432, 1936.
- [7] Bowden, F. P.; Tabor, D.: Die Kontaktfläche zwischen stationären und sich bewegenden Oberflächen. *Proc. Roy. Soc.*, Vol. 169, N 938, 1939, 391-413.
- [8] Brügel, E.: Praxisnahe Prüfstandserprobung von Getriebekomponenten. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 35 (1988), Nr. 2, 69–74.
- [9] Brügel, E.; Thies, H.-E.; Naumann, W.: Einfluß des Schmierstoffs auf Schaltelemente von Fahrzeuggetrieben. *Tribologie und Schmierungstechnik* 36 (1989) 6, 283 – 286.
- [10] Czichos, H.; Habig, K.-H.: *Tribologie–Handbuch*. Braunschweig/Wiesbaden: Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 1. Auflage, 1992.
- [11] Denizot, D.; Roques-Carmes, C.; Monteil, G. ; Lonchamp, J. : A tribological study of synchronizing devices used in car boxes. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineering* Vol. 203, 1989, 111–115.
- [12] Deutsches Institut für Normung; DIN 50320: Verschleiß (Begriffe, Systemanalyse von Verschleißvorgängen, Gliederung des Verschleißgebietes). Dezember 1979.
- [13] Deutsches Institut für Normung; DIN 50321: Verschleiß–Messgrößen. Dezember 1979.
- [14] Deutsches Institut für Normung; DIN 50322: Kategorien der Verschleißprüfung. März 1986.

- [15] Duminy, J.: Beurteilung des Betriebsverhaltens schaltbarer Kupplungen. Dissertation, Technische Universität Berlin, 1979.
- [16] Dyson, A.: Scuffing – a review. Tribology international, April 1975.
- [17] Ferchl, H.; Konrad, A.: Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisations-einrichtungen in Kfz-Schaltgetrieben. BMFT–Abschlussbericht, Teil I, Förderungs-kennzeichen 01Z 269.
- [18] Funck, G.: Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen. Dissertation, Technische Universität München, 1985.
- [19] Furey, M. J.: Surface temperatures in sliding contact. ASLE Trans. 7/2, 133–146, 1964.
- [20] Gauger, D.: Wirkmechanismen und Belastungsgrenzen von Reibpaarungen trocken-laufender Kupplungen. Fortschrittsberichte VDI Reihe 1 Nr. 301. Düsseldorf: VDI Verlag 1998.
- [21] Greenwood ; J. A., Williamson, J. P. B.: The contact of nominally flat surfaces. Proc. Roy. Soc. London A 295 (1966) 300.
- [22] Greenwood, J. A.; Tripp, J. H.: The elastic contact of rough spheres. Trans ASME, J. Appl. Mech. 89 (1967) 153.
- [23] Hasselgruber, H.: Temperaturberechnungen für mechanische Reibkupplungen. Schriftenreihe Antriebstechnik, Band 21, Friedrich Vieweg & Sohn, Braunschweig, 1959.
- [24] Jaeger, J. C.: Moving sources of heat and the temperature at sliding contacts. J. Proc. Roy. Soc. New South Wales 76/–, 203–224, 1942.
- [25] Joachim, J. F.; Thies, H. E.; Brügel, E.: Lebensdauerschmierung bei Fahrzeuggetrieben. In: GfT (Hrsg.; Verant.); DGMK (Verant.), Schmierstoffe für die 90er Jahre (Tribologie-Fachtagung, Koblenz, 6.-7. November), 11/1–11/10.
- [26] Joule, D.; Hinduja, S.; Ashton, J.N.: Thermal analysis of a spur gearbox. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 202 (1998), No. C4, 242 – 262.
- [27] Kaffanke, K.; Czichos, H.: Die Bestimmung von Grenzflächentemperaturen bei tribolo-gischen Vorgängen. Bundesanstalt für Materialprüfung, BAM–Berichte Nr. 19, 1973.
- [28] Kragelski, I. W.: Reibung und Verschleiß. München: Hanser Verlag, 1971.
- [29] Kragelski, I. W.; Dobycin, M. N.; Kombatov, V. S.: Grundlagen der Berechnung von Reibung und Verschleiß. Berlin: VEB Verlag Technik, 1982.
- [30] Krause, H.; Christ, E.: Kontaktflächentemperaturen bei technisch trockener Reibung und deren Messung. VDI–Z 118 (1976) Nr. 11 – Juni(I).
- [31] Krüger, H.: Reibungs- und Temperaturverhalten der nassen Lamellenkupplung. Dissertation, Technische Hochschule Hannover, 1964.

- [32] Langeheinecke, K.; Jany, P.; Sapper, E.: Thermodynamik für Ingenieure. Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1999, 2. Auflage.
- [33] Lechner, G.; Naunheimer, H.: Fahrzeuggetriebe; Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 1994.
- [34] Leimann, D.-O.: Erhöhung der Wärmegrenzleistung bei Getrieben mit Luftkühlung. Konstruktion 31 (1979), 434 – 438.
- [35] Ling, F. F.: On temperature transients at sliding interface. (J. Lubric. Technol.) ASME F 91/3, 397–405, 1969.
- [36] Ling, F. F.; Pu, S. L. : Probable interface temperatures of solids in sliding contact. Wear 7/1, 22–36, 1964.
- [37] Looman, J.: Zahnradgetriebe, Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen. Berlin, Heidelberg, New York, Paris, Tokyo: Springer-Verlag, 1996, 3. Auflage.
- [38] Lösche, T.: Das tribologische Verhalten von Synchronisierungen unter Berücksichtigung des Beanspruchungskollektivs. Universität Hannover, Dissertation, 1998.
- [39] Mailänder, R.; Dies, K.: Beitrag zur Erforschung der Vorgänge beim Verschleiß. Archiv für das Eisenhüttenwesen 16(10), 385–398, 1943.
- [40] Mailänder, R.; Dies, K.: Beitrag zur Erforschung der Vorgänge beim Verschleiß. Archiv für das Eisenhüttenwesen 16 (10), 1943, 385–398.
- [41] Matucha, K. H.; Steffens, Th.: Werkstoffspezifische Aspekte des Verschleißverhaltens von Gleitelementen. In: Werkstoff und Innovation 2 (1989), Nr. 1, 42–46.
- [42] Meyer, K.; Kloß, H.: Reibung und Verschleiß geschmierter Reibsysteme. Expert Verlag, Ehningen, 1993, 1. Auflage.
- [43] Müller, G.; Groth, C.: FEM für Praktiker, Expert Verlag, 1997, 3. Auflage.
- [44] Müller, G.; Groth, C.: FEM für Praktiker – Temperaturfelder, Expert Verlag, 1998, 2. Auflage.
- [45] O’Donoghue, J. P., Cameron, A.: Friction and temperature in rolling sliding contacts. ASLE Trans. 9/2, 186–194, 1966.
- [46] Oedekoven, A.: Temperaturverhalten von trockenlaufenden Kupplungen. Fortschrittsberichte VDI Reihe 1, Nr.181. Düsseldorf: VDI-Verlag 1989.
- [47] Padmore, E. L.: Synchromesh Performance in Automobiles - a Progress Report. In: Oil-Immersed Brakes and Clutches, Institution of Mechanical Engineers Conference Publication 1977-2. London: Mechanical Engineers Publications Ltd., 1977, 13–27.
- [48] Perponcher, C. v.: Einflüsse von Reibflächentopographie und Beanspruchungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen. Dissertation TU München, 1998.

- [49] Pflaum, P.: Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben. Dissertation TU München, 1988.
- [50] Pflaum, H.: Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben. In: Bartz, W. J. (Hrsg.); Technische Akademie Esslingen (Veranst.): Kraftfahrzeug-Schmierung (7. Internationales Kolloquium, 16.-18. Januar 1990), Band 2.
- [51] Pinnekamp, B.: Das Schaltverhalten von PKW-Getriebesynchronisierungen. Dissertation TU München, 1992.
- [52] Poll, G.; Krause, H.: Verschleiß bei gleitender und wälzender Relativbewegung (Teil I). Tribologie und Schmierungstechnik 31(4), 209–214, 1984.
- [53] Poll, G.; Krause, H.: Verschleiß bei gleitender und wälzender Relativbewegung (Teil II). Tribologie und Schmierungstechnik 31(5), 285–289, 1984.
- [54] Polzer, G.; Meißner, F.: Grundlagen zu Reibung und Verschleiß. VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, 2. Auflage, 1982.
- [55] Pronikov, A. S.: Theoretical fundamentals for calculating the wear of machine parts. Wear 6, 1963, 391–406.
- [56] Rank, R.: Untersuchungen zur Lebensdauerprüfung von Synchronisierungen, Dissertation TU München, 1995.
- [57] Rohloff, H.; Zastera, A.: Physikalische Eigenschaften gebräuchlicher Stähle, Verlag Stahleisen GmbH, Düsseldorf, 1996.
- [58] Rosen, I.; Kruk, S.; Eker, P. O.; Mellgren, H.: Synchronmesh Mechanisms: Experience of Heavy Truck Gearboxes. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 184 (1969-70), Pt 31. London: Institution of Mechanical Engineers, 1972, 438–476.
- [59] Schad, A.: Grundsatzuntersuchungen zum Reibungs- und Verschleißverhalten alternativer Synchronringwerkstoffe. Dissertation Gesamthochschule Kassel, 1998.
- [60] Schmidt, I.: Leistungssteigerung von Getriebekomponenten durch Beschichtungen. In: VDI (Hrsg.): Beschichtung hochbeanspruchter Bauteile: Verschleiß- und Korrosionsschutz (Tagung Wiesbaden, 7. und 8. November 1990/VDI-Gesellschaft Werkstofftechnik). VDI-Bericht Nr. 866, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1990.
- [61] Steinhilper, W.: Der zeitliche Verlauf in Reibungsbremsen und Reibungskupplungen beim Schaltvorgang. Dissertation, Universität Karlsruhe, 1962.
- [62] Thum, H.: Verschleißteile – Zuverlässigkeit und Lebensdauer. Verlag Technik GmbH, Berlin, München, 1. Auflage, 1992.
- [63] Uetz, H.; Sommer, K.: Grenzflächentemperaturen bei Gleitbeanspruchung und deren Wirkung. Mineralöltechnik 12(17), 3–25, 1972.

-
- [64] Vagramyan, G.: A new method of measuring the temperature of sliding friction between dissimilar metals. *Engineers Digest*, London, 19/40, 440, 1958.
- [65] VDI-Richtlinie 2241: Schaltbare fremdbetätigte Reibkupplungen und –bremsen. Blatt 1: Begriffe, Bauarten, Kennwerte, Berechnungen (1992); Blatt 2: Systembezogene Eigenschaften, Auswahlkriterien, Berechnungsbeispiele (1994).
- [66] VDI-Wärmeatlas, Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. /. Auflage, VDI-Verlag Düsseldorf, 1994.
- [67] Wagner, D.: Neue Reibmaterialien und Konzepte für Einfach- und Mehrfach-synchronisierungen. *Automobiltechnische Zeitschrift* 95 (1993), Nr. 7/8, 380–387.
- [68] Wagner, D.: Reaktionsschichtbildung von hochlegierten Getriebeölen an Reibelementen in naßlaufenden Kupplungen. *Automobiltechnische Zeitung* 94 (1992) 10, 550 – 553.
- [69] Winkler, H.: Berechnung der Temperatur- und Spannungsfelder von Gleit-Wälzpaarungen. Dissertation, Technische Universität München, 1986.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Marcus Spreckels
Geburtsdatum und -ort: 18.06.1967 in Bremen

Schulbildung

08/73 – 07/77 Grundschohle Achim
08/77 – 07/79 Orientierungsstufe Achim
08/79 – 06/86 Gymnasium Achim

Ausbildung

08/86 – 01/89 Ausbildung zum Maschinenschlosser

Wehrdienst

06/89 – 08/90 Grundwehrdienst als Kfz- und Panzerschlosser

Studium

10/90 – 03/96 Studium des Maschinenbaus an der Universität Hannover,
Fachrichtung „Entwicklungs- und Konstruktionstechnik“
09/92 Diplomvorprüfung
03/96 Diplomprüfung
11/92 – 11/95 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie

Berufstätigkeit

seit 04/96 Wissenschaftlicher Mitarbeiter
am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik
und Tribologie (IMKT) der Universität Hannover,
Prof. Dr.-Ing. G. Poll