

# **Thermomechanische Einflüsse auf die Tribologie von Synchronisierungen**

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur  
genehmigte  
**Dissertation**

von  
Dipl.-Ing. Sascha Neudörfer  
geboren am 05.02.1973 in Hannover

2008

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. G. Poll  
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. M. Gietzelt  
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. B.-A. Behrens  
Tag der Promotion: 14. August 2008

## **Vorwort**

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

Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll gilt mein besonderer Dank für das entgegengebrachte Vertrauen sowie für die stete Anregung, die wohlwollende Unterstützung und die Diskussionen meiner Forschungsarbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Gietzelt danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. A. Behrens danke ich für den Vorsitz der Prüfungskommission.

Weiterhin danke ich allen Mitarbeitern des Institutes sowie den zahlreichen Studenten, die mich bei den Untersuchungen unterstützt haben. Ohne ihre Arbeit in Experiment und Simulation wäre diese Arbeit kaum möglich gewesen.

Insbesondere gilt mein Dank Jens Kuhlmann, Andreas Keßler und Thomas Kruse für die zahlreichen anregenden Diskussionen auf dem gemeinsamen Weg, Knut Erdmann für die ausdauernden Diskussionen zum Thema Synchronisierungen und meinen langjährigen Hiwis Tobias Froböse und Raid Al-Rawi für Ihre Ölresistenz.

Der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA) und ihren Mitgliedsfirmen danke ich für die finanzielle und fachliche Unterstützung bei meinen Untersuchungen.

Nicht zuletzt danke ich meiner Frau und meinen Kindern für das Verständnis und die Unterstützung meiner Arbeit, sowie meinen Eltern für die Förderung meiner Ausbildung.

Hannover, im August 2008

Sascha Neudörfer

## **Zusammenfassung**

Sascha Neudörfer:

### **Thermomechanische Einflüsse auf die Tribologie von Synchronisierungen**

Funktion und Lebensdauer des tribologischen Systems „Synchronisierung“ im modernen Fahrzeuggetriebe werden maßgeblich vom Reibungs- und Verschleißverhalten der beteiligten Komponenten beeinflusst. Im Zuge der Weiterentwicklung geht der Trend zu kompakteren, leichteren und leistungsstärkeren Getrieben. Damit die Synchronisierung den gestiegenen Anforderungen gerecht wird, werden moderne Reibpaarungen eingesetzt, die sich durch hohe Verschleißfestigkeit bei gleichzeitiger Reibwertstabilität unter allen Beanspruchungsbedingungen auszeichnen sollen.

Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt in der Analyse des tribologischen Verhaltens hochbeanspruchter Synchronisierungen mit modernen Reibpaarungen und die durch die hohe mechanische und thermische Beanspruchung der Synchronisierung hervorgerufenen thermomechanischen Wechselwirkungen. Dazu wurden umfangreiche experimentelle Untersuchungen an zwei verschleißfesten Seriensynchronisierungen mit unterschiedlicher Werkstoff-Schmierstoff-Kombination durchgeführt und jeweils eine Modellrechnung zur Vorhersage des Verschleißes in Abhängigkeit der Beanspruchungsparameter aufgestellt.

Durch geringe Verschleißbeträge und hohe Beanspruchung der untersuchten Systeme traten Systemeigenschaften in den Vordergrund, die bisher nicht eingehend untersucht wurden. Dazu gehören die Wechselwirkungen an den Dachschrägen, die Ringsteifigkeit und die Bauteiltoleranzen. Deren Einfluss wurde in mehreren Schritten durch experimentelle Untersuchungen, FEM Berechnung und spezielle entwickelte Modellprüfkörper analysiert.

Zunächst wurden experimentelle Untersuchungen zum Einfluss von Dachschrägen, Ringsteifigkeit und Bauteiltoleranzen durchgeführt. Danach wurde mit dem thermisch-mechanischen FEM-Modell die Ermittlung der Verteilung von Pressung und Temperatur im Reibkontakt in Abhängigkeit der Nebeneffekte untersucht. Abschließend wurde mit speziell entwickelten Modellprüfkörpern der Einfluss der Nebeneffekte auf ein Minimum herabgesetzt.

Mit Hilfe der Modellsysteme ist es gelungen, einen umfassenden Überblick über das tribologische Verhalten moderner Reibpaarungen in Synchronisierungen zu gewinnen. Durch die gleichen geometrischen Abmessungen sind direkte Vergleiche von Reibwert- und Temperaturverläufen möglich. Die analytische Ermittlung der thermischen Eigenschaften der Reibwerkstoffe im Verbund stellt für zukünftige mechanische und thermische Auslegung Anhaltswerte zur Berechnung und Simulation zur Verfügung.

Des Weiteren werden praktische Hinweise zur konstruktiven Auslegung von Synchronisierungen gegeben. Durch eine beanspruchungsoptimierte Auslegung des Ringquerschnittes und der Gegenreibfläche lassen sich die mechanischen Reibflächenbeanspruchungen herabsetzen. Genauso kann mit einer optimierten thermischen Auslegung die Reibflächentemperatur minimiert werden. Dabei ist zu beachten, dass die örtliche Reibflächentemperatur unter anderem aus der Kontaktpressung resultiert und somit die mechanischen Systemeigenschaften die Beanspruchung der Reibfläche dominieren.

## **Abstract**

Sascha Neudörfer:

### **Thermo-mecanical influences on the tribology of Synchronizer systems**

Function and running life of the tribological system “synchronization” in transmissions of modern vehicles are mainly determined by friction and wear characteristics of involved components. The current trend in development goes towards more compact, lighter transmissions with high performance. In order to meet higher requirements, synchronizer systems use modern friction pairing whose outstanding features include high wear resistance as well as great friction stability under stress conditions.

This thesis focuses on the analysis of tribological behaviour of synchronizer systems with modern friction pairing under extreme stress as well as thermo-mechanical interaction caused by high mechanical and thermal stress of synchronizer systems. Extensive experimental studies were carried out with two wear-resistant series synchronizer systems with different material-lubricant-combinations and for each one a model calculation was established to properly forecast wear depending on varying stress parameters.

In conditions of limited degrees of wear and high stress of the systems that were examined, system characteristics became obvious that had not been analyzed extensively so far. Among these were interactions occurring at the roof angles, ring rigidity and component tolerance. Their influence was analyzed in several steps with the help of experimental studies, FEM calculation as well as specially designed test bodies.

First, experimental studies of the influence of roof angles, ring rigidity and component tolerance were carried out. Then, with the help of the thermo-mechanical FEM model, the determination of the distribution of pressure and temperature during friction contact depending on side effects was analyzed. Finally, by using specially designed test bodies, the influence of side effects was brought down to a minimum.

With the help of model systems it was possible to get a detailed view of tribological behaviour of modern friction pairing in synchronizer systems. Because of the same geometric dimensions, a direct comparison of the development of friction factor and temperature was possible. The analytical determination of thermal characteristics of frictional material as a compound offers ground results for calculation and simulation of future mechanical and thermal layouts.

Furthermore, practical information on constructive layouts of synchronized systems is explained. With the help of a stress-optimized layout of the ring section and the opposed friction surface, mechanical stress of the friction surface is reduced. With an optimized thermal layout, the friction surface temperature can also be minimized. In this case it is important that, among other factors, the local friction surface temperature results from contact pressure; therefore mechanical system characteristics are dominant as far as stress of the friction surface is concerned.

Schlagworte:

Synchronisierung, thermomechanischer Einfluss, Modellprüfkörper

Synchronizer, thermo-mechanical influence, design model system

## Inhalt

Inhalt.....	I
Formelzeichen.....	IV
1 Einleitung.....	1
1.1 Problemstellung.....	2
1.2 Zielsetzung, Lösungsweg.....	4
2 Theoretischer Hintergrund.....	5
2.1 Funktionsweise der Sperrsynchonisierung.....	5
2.1.1 Beanspruchungskenngrößen.....	8
2.1.1.1 Primäre Beanspruchungsparameter.....	8
2.1.1.2 Sekundäre Beanspruchungsparameter.....	10
2.1.2 Reaktionskenngrößen.....	10
2.1.2.1 Reibung.....	10
2.1.2.2 Verschleiß.....	12
2.1.3 Sperrsisicherheit, Sperrgrenze.....	12
2.1.4 Ausfallmechanismen, Ausfallursachen.....	13
2.2 Tribologie in Synchronisierungen.....	15
2.2.1 Tribologische Grundlagen.....	16
2.2.2 Ansätze zur Verschleißberechnung.....	17
2.2.3 Reibflächentemperatur.....	19
2.3 Tribologische Untersuchungen an Synchronisierungen.....	20
2.3.1 Werkstoff-Schmierstoffkombination.....	20
2.3.2 Prüfverfahren und Beanspruchung.....	20
2.3.3 Reibflächenbeschaffenheit.....	21
2.3.4 Verschleiß.....	21
2.3.5 Temperatureinfluss.....	23
2.4 Physikalische Eigenschaften von Synchronisierungen.....	25
2.4.1 Grundlagen der Wärmeleitung.....	25
2.4.2 Ermittlung der Wärmeleitfähigkeit.....	26
2.4.3 Mechanische und thermische Eigenschaften des Ringträgers.....	26
2.4.4 Wärmeleitfähigkeitsuntersuchungen in Klebeverbindungen.....	27
2.4.5 Wärmeleitfähigkeitsuntersuchungen in Reibschichten.....	27
3 Basis der Untersuchungen.....	29
3.1 Universalreibflächenprüfstand - $\mu_{comp}$ .....	29
3.1.1 Mess- und Steuergrößen.....	30
3.1.2 Versuchsdurchführung.....	32
3.2 Wärmeleitfähigkeitsprüfstand.....	33
4 Berechnungsmodell.....	35

4.1	Berechnung der thermischen Eigenschaften von Synchronringen.....	35
4.2	Modellierung des mechanischen Kontaktes.....	37
4.2.1	Wahl des Kontaktalgorithmus.....	38
4.2.2	Variation der Kontaktsteifigkeit.....	38
4.2.3	Variation der Vernetzungsdichte.....	40
4.3	Modellierung des thermomechanischen Kontaktes.....	41
5	Entwicklung von Modellprüfkörpern.....	44
6	Vorstellung und Analyse der tribologischen Systeme.....	47
6.1	Technische Daten.....	47
6.2	Materialkombinationen.....	48
6.3	Aufbau des Ringträgers und der Reibbeläge.....	50
6.4	Mikrogeometrie der Reibfläche.....	53
6.5	Mechanische Eigenschaften der Synchronringe.....	55
6.6	Thermische Eigenschaften der Synchronringe.....	56
6.6.1	Experimentelle Dichtebestimmung.....	57
6.6.2	Abschätzung der spezifischen Wärmekapazität.....	58
6.6.3	Abschätzung der thermischen Kontaktfläche.....	59
6.6.4	Experimentelle Ermittlung der Erwärmungskurve.....	61
6.6.5	Berechnung der Wärmeleitfähigkeit.....	61
6.6.6	Wärmeausdehnungskoeffizient.....	63
7	Das tribologische Verhalten der Seriensysteme.....	64
7.1	Versuchsprogramm zur Aufstellung des Verschleißmodells.....	64
7.1.1	Versuchsblock 1 - Einstufendauerversuche.....	64
7.1.2	Versuchsblock 2 - Bestimmung des Temperatureinflusses.....	66
7.1.3	Versuchsblock 3 - Kollektivversuche.....	67
7.1.4	Beanspruchungsbereich.....	69
7.1.5	Maßnahme zur Verhinderung des Durchschaltens.....	69
7.2	Seriensystem A (Stahl/Streusinter/MTF).....	71
7.2.1	Analyse des tribologischen Verhaltens.....	71
7.2.2	Anpassung des Verschleißmodells.....	72
7.2.2.1	Versuchsblock I - Einstufendauerversuche.....	72
7.2.2.2	Versuchsblock II - Einfluss der Bauteiltemperatur.....	76
7.2.2.3	Versuchsblock III - Kollektivversuche.....	80
7.2.3	Begleitende Untersuchungen.....	84
7.2.3.1	Einfluss der Wechselwirkungen an der Dachschrägenverzahnung.....	85
7.2.3.2	Einfluss der Bauteiltoleranzen.....	96
7.2.3.3	Einfluss der Ringsteifigkeit im Dauerversuch.....	105
7.2.3.4	Einfluss der wechselnden Beanspruchungsrichtung im Dauerversuch.....	110
7.2.3.5	Veränderung der Reibschichtoberfläche.....	111
7.2.4	Zusammenfassung Seriensystem A.....	114



---

7.3	Seriensystem B (Stahl/Karbon/ATF) .....	119
7.3.1	Analyse des tribologischen Verhaltens .....	119
7.3.2	Anpassung des Verschleißmodells.....	121
7.3.2.1	Versuchsblock I - Einstufenversuche.....	121
7.3.2.2	Versuchsblock II - Einfluss der Bauteiltemperatur .....	125
7.3.2.3	Versuchsblock III - Kollektivversuche .....	128
7.3.3	Begleitende Untersuchungen.....	130
7.3.3.1	Einfluss der Bauteiltoleranzen und Einlaufverhalten.....	130
7.3.3.2	Einfluss der Wechselwirkungen an der Dachschrägenverzahnung.....	133
7.3.3.3	Einfluss der Ringsteifigkeit.....	137
7.3.3.4	Veränderung der Reibschichtoberfläche .....	139
7.3.4	Zusammenfassung Seriensystem B .....	144
7.4	Gegenüberstellung von Seriensystem A und B.....	145
8	Das tribologische Verhalten der Modellsysteme .....	148
8.1	Versuchsprogramm .....	148
8.2	Mehrstufendauerschaltversuche .....	149
8.3	Einstufendauerschaltversuche .....	151
8.4	Bauteiltemperatur und Pressungsverteilung.....	153
8.5	Zusammenfassung - tribologisches Verhalten der Modellsysteme.....	156
9	Schlussfolgerungen .....	158
9.1	Anwendung des Verschleißmodells .....	158
9.2	Einfluss der Nebeneffekte .....	161
9.3	Konstruktive Auslegung.....	161
9.3.1	Kontaktfläche .....	162
9.3.2	Ringwinkel .....	163
9.3.3	Ringsteifigkeit .....	164
9.3.4	Zusammenfassung – konstruktive Auslegung.....	166
9.4	Thermische Auslegung.....	166
9.4.1	Wärmeleitfähigkeit Ringträger.....	167
9.4.2	Wärmeleitfähigkeit Zwischenschicht.....	168
9.4.3	Wärmeleitfähigkeit Reibbelag.....	168
9.4.4	Zusammenfassung – thermische Auslegung.....	169
10	Zusammenfassung und Ausblick .....	170
11	Literaturverzeichnis.....	174

## Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$a$	$\text{m}^2/\text{s}$	Temperaturleitfähigkeit
$A$	$\text{mm}^2$	Querschnittsfläche
$A_N$	$\text{mm}^2$	nominelle Kontaktfläche
$A_{\text{Nutzung}}$	$\text{mm}^2$	Fläche der Synchronringnutzung
$A_R$	$\text{mm}^2$	reale Kontaktfläche aus makroskopischer Sicht
$b_R$	$\text{mm}$	Breite der Reibfläche
$B$	–	Beanspruchungskoeffizient
$c$	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	spezifische Wärmekapazität
$c_{\text{ax}}$	$\text{N}/\text{m}$	axiale Steifigkeit
$c_1, c_2, c_3$	–	Koeffizienten
$d_1$	$\text{mm}$	kleiner Kegeldurchmesser
$d_2$	$\text{mm}$	großer Kegeldurchmesser
$d_D$	$\text{mm}$	mittlerer Durchmesser der Dachschrägenverzahnung
$d_N$	$\text{mm}$	Nenndurchmesser der Synchronisierung
$F_{\text{ax}}$	$\text{N}$	Axialkraft am Reibkontakt
$\Delta F_{\text{ax}}$	$\text{N}$	Differenzaxialkraft
$\hat{F}_{\text{ax}}$	$\text{N}$	Nennwert der Axialkraft
$F_{G1}$	$\text{N}$	Gewichtskraft des nicht eingetauchten Körpers
$F_{G2}$	$\text{N}$	Gewichtskraft des eingetauchten Körpers
$F_N$	$\text{N}$	Normalkraft im Reibkontakt
$F_S$	$\text{N}$	Schaltkraft an der Schiebemuffe
$\text{grad } T$	$\text{K}/\text{s}$	Temperaturgradient
$H$	$\text{mm}$	axiale Verschleißhöhe
$\Delta H$	$\text{mm}$	Verschleißhöhendifferenz
$H_E$	$\text{mm}$	axialer Einlaufverschleiß
$H_{\text{ges}}$	$\text{mm}$	axiale Verschleißreserve
$h_N$	$\mu\text{m}$	Verschleißgradient (Axialverschleiß pro Schaltung)
$h_q$	$\mu\text{m}/\text{J}$	Verschleißintensität (Axialverschleiß pro spez. Reibarbeit)
$h_{q,E}$	$\mu\text{m}/\text{J}$	Verschleißintensität im Einlaufbereich
$i$	–	Zahl der Lastschritte
$j$	–	Zahl der Kontaktelemente
$J$	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	Massenträgheitsmoment
$K$	$\text{N}/\text{m}$	Kontaktsteifigkeit
$l$	$\text{mm}$	durchströmte Länge
$m$	–	Exponent
$n_0$	$1/\text{min}$	Anfangsdrehzahl
$n_{\text{max}}$	$1/\text{min}$	Anfangsdrehzahl
$N$	–	Schaltunگزahl
$\Delta n$	$1/\text{min}$	Differenzdrehzahl von Synchronring und -konus

<b>Formelzeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bezeichnung</b>
$\Delta N$	–	Schaltun­gs­zahl­dif­fe­renz
$N_{\text{ges}}$	–	Schaltun­gs­zahl bis zum Ausfall
$P$	W	Reibleistung
$p_K$	N/mm <sup>2</sup>	Flächen­pres­sung im Kontakt
$p_{K,m}$	N/mm <sup>2</sup>	Mittelwert der Flächen­pres­sung im Kontakt
$p_{\text{Kol},m}$	N/mm <sup>2</sup>	Mittelwert der Flächen­pres­sung im Kollektiv
$p_N$	N/mm <sup>2</sup>	nominelle Pressung
$\hat{p}_N$	N/mm <sup>2</sup>	Nennwert der nominellen Pressung
$\dot{p}$	N/(mm <sup>2</sup> ·s)	Maximalwert der nominellen Pressung
$p_r$	N/mm <sup>2</sup>	reale Pressung im Reibkontakt aus makroskopischer Sicht
$Q_N$	J	Reibarbeit pro Schaltung
$q_N$	J/mm <sup>2</sup>	spezifische Reibarbeit pro Schaltung
$\dot{q}$	W/mm <sup>2</sup>	spezifische Reibleistung
$\dot{q}_0$	W/mm <sup>2</sup>	mittlere spezifische Reibleistung über Schaltvorgang
$\dot{q}_m$	W/mm <sup>2</sup>	mittlere spezifische Reibleistung über Schaltzyklus
$r_1$	mm	Radius Rohrin­nenseite
$r_2$	mm	Radius Rohraußen­seite
$S_{\text{Grenz}}$	–	Sperr­si­cher­heit
$s$	mm	Weg der Schiebemuffe
$\Delta s$	mm	Auf­schieb­be­weg
$s_R$	mm	Reibweg
$s_{vp}$	N/mm	Standard­ab­wei­chung Pressung
$s_{vv}$	N/mm	Standard­ab­wei­chung Anfangsgleitgeschwindigkeit
$t_S$	s	Schaltzeit
$t_T$	s	Taktzeit
$T_R$	Nm	Reibmoment in der Kegel­reib­fläche der Synchronisierung
$T_Z$	Nm	Rück­stell­moment an der Dach­schrägen­verzahnung
$\Delta T$	K	Temperaturerhöhung
$T_K$	°C	Konustemperatur
$T_{Kt}$	°C	Kontakttemperatur
$T_{\text{Öl}}$	°C	Öltemperatur
$T_{\text{Ring}}$	°C	Ringtemperatur
$v$	m/s	Gleitgeschwindigkeit
$v_{\text{max}}$	m/s	Anfangsgleitgeschwindigkeit
$v_{\text{Kol},m}$	N/mm <sup>2</sup>	Mittelwert der Anfangsgleitgeschwindigkeit im Kollektiv
$v_N$	mm <sup>3</sup>	Verschleißvolumen pro Schaltung
$v_q$	mm <sup>3</sup> /J	Verschleißvolumen pro spezifischer Reibarbeit
$v_{\text{rel}}$	m/s	Relativgeschwindigkeit
$\Delta V$	mm <sup>3</sup>	Verschleißvolumen
$\dot{V}_{\text{Öl}}$	l/min	Ölvolumenstrom
$W_R$	Nm	Reibarbeit

<b>Formelzeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bezeichnung</b>
$x$	–	Exponent der Pressung
$y$	–	Exponent der Gleitgeschwindigkeit
$\alpha$	°	halber Kegelwinkel der Kegelreibfläche
$\beta$	°	Dachschrägenwinkel
$\gamma$	°	Stülpwinkel des Synchronringes
$\Delta$	mm	Durchdringung im FEM Kontakt
$\lambda$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit
$\mu$	–	Reibwert in der Kegelreibfläche
$\mu_{\min}$	–	minimaler Reibwert in der Kegelreibfläche
$\mu_{\max}$	–	maximaler Reibwert in der Kegelreibfläche
$\mu_D$	–	Reibwert der Dachschrägen
$\eta$	Ns/m <sup>2</sup>	dynamische Viskosität
$\nu$	mm <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\rho_K$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte des eingetauchten Körpers
$\rho_W$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte von Wasser

## 1 Einleitung

In Handschaltgetrieben und automatisierten Stufenschaltgetrieben von Kraftfahrzeugen werden beim Gangwechsel zur Drehzahlangleichung von Losrad und Welle vor dem Aufbau einer formschlüssigen Verbindung standardmäßig Sperrsynchronisierungen verwendet. Diese sind im Allgemeinen als Kegelreibkupplungen mit überbrückender Klauenkupplung ausgeführt, welche Verschleiß unterliegen und somit ein funktions- und lebensdauerbestimmendes Element der Getriebe darstellen. Die kinetische Energie wird dabei in der Kegelreibkupplung dissipiert, deren Komponenten Reibbelag, Gegenauflfläche und Schmierstoff ein komplexes tribologisches System bilden. Funktion und Lebensdauer der Synchronisierung sind maßgeblich vom Reibungs- und Verschleißverhalten des tribologischen Systems abhängig.

Stufenschaltgetriebe werden zurzeit in mehr als 50% der weltweit verkauften Fahrzeuge eingebaut. Prognosen für das Jahr 2007 besagen, dass voraussichtlich 80 Millionen Automobile gefertigt werden, von denen knapp die Hälfte mit Getrieben ausgestattet wird, die Synchronisierungen zum Gangwechsel benötigen. Ein Trend in der Entwicklung ist die Substitution der automatischen Wandlergetriebe zu automatisiert geschalteten Stufenschaltgetrieben und Direktschaltgetrieben (Doppelkupplungsgetrieben).

Die Notwendigkeit der ständigen Weiterentwicklung resultiert zum einen aus sich fortwährend ändernden Randbedingungen - beispielsweise der Gewichtseinsparung zur Reduzierung der Fahrzeugmasse und damit des Kraftstoffverbrauchs - zum anderen durch den Kostendruck im Wettbewerb der Hersteller. Diese sind gezwungen, kompaktere, leichtere Baugruppen zu entwickeln und herzustellen. Dabei wird der Einsatz neuer Werkstoffe, Schmierstoffe und Fertigungstechnologien benötigt, um die Belastbarkeit der Reibpaarung zu erhöhen.

Wesentliche Ziele bei der Getriebeauslegung und Weiterentwicklung sind Bauraumminimierung und Leichtbau. Der Trend zu höheren Ganganzahlen und steigenden Antriebsmomenten bei nahezu gleichem zur Verfügung stehendem Bauraum erhöht zusätzlich die Leistungsdichte im Getriebe. Außerdem werden durch den Einsatz von Aktoren in automatisierten Stufenschaltgetrieben die Schalthäufigkeit erhöht und bei höheren Schaltkräften die Schaltzeiten verkürzt und damit die Beanspruchung der Synchronisierung erhöht. Zunehmend wird auch den Leerlaufverlusten der Synchronisierung im Schleppbetrieb zunehmend Beachtung geschenkt.

Der Kostendruck führt in der Serienfertigung zu dem Einsatz neuer Werkstoffe, Schmierstoffe und Fertigungstechnologien. In dieser Hinsicht müssen auch Synchronisierungen verbessert werden. Bisher werden die Synchronisierungen in der Regel ohne lastspezifische Optimierung dem Bauraum angepasst. Steigenden Synchronisationsmomenten wird mit der Parallelschaltung von Reibbelägen in Mehrfachsynchronisierungen entgegengewirkt.

In **Abbildung 1** sind die maßgeblichen Faktoren bei der Auslegung von Synchronisierungen zusammengefasst. Neben der Grundforderung nach Funktionssicherheit unter allen Einsatzbedingungen und einer ausreichenden Lebensdauer ergänzen die Forderungen nach optimalem Schaltkomfort, hoher Leistungsfähigkeit, Verträglichkeit mit anderen Getriebekomponenten, geringem Bauraum und Gewicht, sowie geringen Kosten das Anforderungsprofil der Syn-

chronisierung.

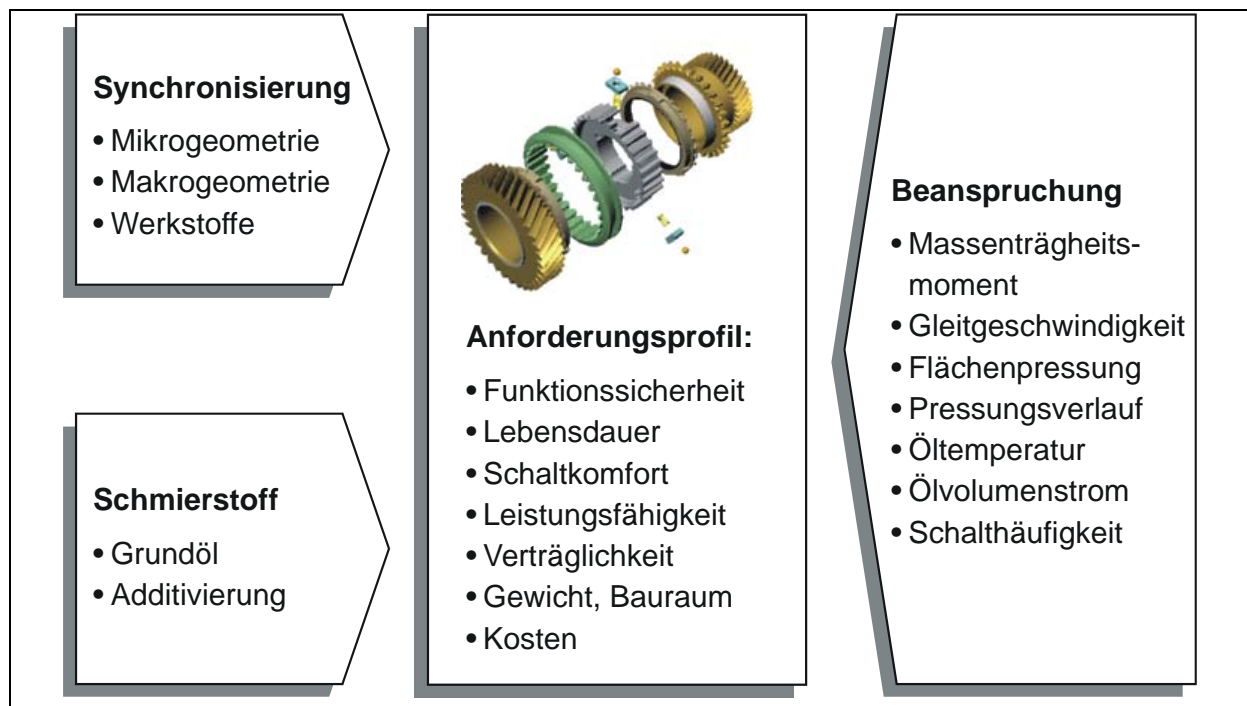


Abbildung 1: Auslegung von Synchronisierungen [48]

Die Erhöhung der Belastbarkeit der Reibpaarung bei Beibehaltung der Funktionssicherheit des Systems ist das Ziel der Entwicklungen. Dadurch gewinnt die genaue Vorhersage der Belastbarkeit des Systems „Synchronisierung“ immer mehr an Bedeutung.

## 1.1 Problemstellung

Die tribologischen Eigenschaften der Synchronisierungen lassen sich bisher auf Basis einer Gesamtreaktion des Systems auf äußere Beanspruchungen beschreiben [30], [49]. Durch die komplexen mechanischen und tribologischen Zusammenhänge im System ist eine andere Beschreibung oftmals nicht möglich. Die modernen Reibmaterialien zeigen in der Regel hohe Verschleißfestigkeiten. Es existieren bisher keine allgemein an Synchronisierungen anzuwendenden, empirischen Rechenmodelle, die den Verschleiß moderner Reibpaarungen in Abhängigkeit der Beanspruchungsparameter Pressung, Anfangsgleitgeschwindigkeit und spezifischer Reibarbeit beschreiben. Die existierenden Berechnungsmodelle sind speziell auf die untersuchten Systeme zugeschnitten.

Soll jedoch eine Aussage über das tribologische Verhalten durch die Veränderung der Reibflächen in Abhängigkeit der spezifischen Beanspruchung getroffen werden, muss die Synchronisierung genauer analysiert werden. Dazu werden in der Regel umfangreiche Prüfstandsversuche mit realitätsnaher Kollektivbeanspruchung durchgeführt und durch langwierige, sowie kostenintensive Fahrversuche überprüft. Zunehmend werden Rechenmodelle zur Simulation des Schaltverhaltens und der Temperaturverteilung der Synchronisierung eingesetzt. Die Vorhersage des tribologischen Verhaltens auf Basis von Rechenmodellen ist ohne einen Abgleich der Ergebnisse durch Prüfstandsversuche bisher nicht zuverlässig.

Die Reibwertstabilität und damit die Funktionsstabilität der Synchronisierung hängen in ho-

hem Maße von der Beanspruchung der Systeme ab. Bei Überbeanspruchung kann es zum Reibwertabfall und zur Fehlfunktion des Systems kommen. Experimentelle Untersuchungen in [35] und [36] zeigen, dass bei hohen Beanspruchungen und geringen Verschleißintensitäten Nebeneffekte in den Vordergrund treten, welche die Beanspruchung des Reibkontaktes und damit den Verlauf des Reibwertes beeinflussen.

Neben der Substituierung kostenintensiver Werkstoffe und Fertigungsverfahren werden auf Grund der Bauraumminimierung die Synchronisierungen im Durchmesser kleiner und im Querschnitt dünner. Zusätzlich wird die Beanspruchung der Synchronisierung durch höhere Schaltkräfte, kürzere Schaltzeiten, höhere Schalthäufigkeit und größere Trägheitsmomente erhöht. Dieser Umstand führt dazu, dass die Reibflächenverformung sehr stark von der Geometrie des Ringträgers abhängt. Da die Ausführung des Ringträgers herstellerabhängig ist und mittlerweile das klassische Messing zunehmend durch Stahlblech oder Sintermaterialien ersetzt wird, erfolgt mit dem Materialwechsel eine Veränderung der mechanischen Eigenschaften des Ringträgers und damit gleichzeitig ein Wechsel der Reibflächenbeanspruchung.

Die Reibflächenbeanspruchung setzt sich aus der Kontaktpressung und der durch die umgesetzte Reibarbeit entstehenden Reibungswärme zusammen. Die Temperatur im Reibungskontakt übt entscheidenden Einfluss auf das tribologische Verhalten aus. Diese Temperatur ist experimentell ohne große Beeinflussung der Messstelle nicht zu bestimmen. *Spreckels* [48] entwickelte ein Berechnungsmodell auf Basis der finiten Elemente Methode (FEM) zur Bestimmung der Temperaturverteilung in Synchronisierungen und erklärte damit das indifferente Verschleißverhalten einer Synchronisierung mit Molybdänreischicht. Über im Versuch gemessene Verläufe der Bauteiltemperaturen kann durch numerische Berechnung auf die Temperaturverteilung in der Synchronisierung und damit im Reibkontakt geschlossen werden. Die physikalischen Eigenschaften der verwendeten Materialien wurden dabei der Literatur entnommen.

Die Baugruppe Synchronisierung besteht aus einer Kombination von unterschiedlichen Materialien, deren physikalische Eigenschaften zur Berechnung bekannt sein müssen. Die klassische Messing/Stahlsynchronisierung besteht aus einem Messingsynchronring und einem Stahlkonus. Die am Synchronring für die Funktion wichtigen Elemente, wie Dachschrägen und Indexierung bestehen aus dem gleichen Material, wie die Reibfläche. Mittlerweile ist eine Vielzahl von Reibschichtmaterialien in Synchronisierungen im Einsatz. Diese Reibbeläge werden stoff- und zum Teil formschlüssig auf Ringträger aufgebracht. Für die Ringträger stehen neben dem klassischen Messing, vornehmlich Stahlsinter- und Stahlschmiedeteile zur Verfügung.

Die verwendeten Materialien für Ringträger und Reibbelag richten sich nach der zu erwartenden Beanspruchung, der Verträglichkeit mit anderen Getriebekomponenten und nach den entstehenden Kosten. Durch die Materialkombination von Reibbelag, Zwischenschicht und Ringträger können für den Ring keine einheitlichen physikalischen Werkstoffkennwerte angegeben werden. Die Hersteller geben teilweise für die einzelnen Materialien Werkstoffkennwerte an, die im Allgemeinen für den unverarbeiteten Zustand gelten. Gerade bei den Reibbelägen ist jedoch anzunehmen, dass das Fügeverfahren, durch die Veränderung der Po-

renanzahl und die thermische Behandlung beim Klebe- oder Schweißprozess maßgeblichen Einfluss auf die physikalischen Eigenschaften ausübt.

Bisher sind die Ursachen für das tribologische Verhalten moderner Reibpaarungen in Synchronisierungen noch nicht umfassend geklärt. Nebeneffekte sind bisher durch deutlich höhere Verschleißintensitäten der klassischen Synchronisierungen nicht in den Vordergrund getreten. Des Weiteren fehlen die für die numerische Berechnung der Systeme wichtigen physikalischen Kennwerte der verwendeten Materialien im verarbeiteten Zustand.

## 1.2 Zielsetzung, Lösungsweg

Das Ziel dieser Arbeit ist das tribologische Verhalten moderner Reibpaarungen in Synchronisierungen zu analysieren und Rückschlüsse auf den Ringaufbau und die Ringgeometrie zu ziehen.

Zunächst wird für zwei Seriensysteme je ein Modell zur Verschleißvorhersage in Abhängigkeit der Beanspruchungsparameter aufgestellt.

Aus den tribologischen Reaktionen der beiden Systeme auf die äußeren Beanspruchungen werden weitere systembedingte Einflussparameter herausgearbeitet. Dazu werden die Systeme in Funktion und Steifigkeit modifiziert und weiteren experimentellen Untersuchungen unterzogen.

Um den Einfluss der Ringsteifigkeit zu minimieren und eine Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Reibschichten zu erreichen, wird ein Modellsystem entwickelt, das sich durch identische geometrische Abmessungen und mechanische Eigenschaften auszeichnet.

Mit besonderen Analysemethoden werden die physikalischen Eigenschaften der Synchronringe ermittelt. So ermöglicht ein speziell entwickelter Prüfstand die Untersuchung des Wärmeleitvermögens von Synchronringen. Durch Separierung der Synchronringe in die einzelnen Bestandteile werden Ringaufbau und Dichte analysiert.

Parallel dazu wird ein numerisches Berechnungsmodell zur Analyse der thermischen und mechanischen Beanspruchung der verwendeten Systeme entwickelt. Die Basis des Berechnungsmodells bildet der Ansatz von *Spreckels* [48], berücksichtigt aber zusätzlich die thermomechanischen Wechselwirkungen im Reibkontakt und den unterschiedlichen Systemaufbau, sowie die zusätzlichen Materialkombinationen.

Die durch Prüfstandsversuche gewonnenen Messdaten werden mit den Ergebnissen der FEM-Rechnung verglichen und dadurch Rückschlüsse auf das Reibungs- und Verschleißverhalten der Systeme aufgezeigt.

Abschließend werden konkrete Vorschläge zur Analyse und Auslegung von hochbeanspruchten Synchronisierungen gegeben.



## 2 Theoretischer Hintergrund

In diesem Kapitel wird zunächst die Funktion der Sperrsynchonisierung erläutert. Nachfolgend werden die tribologischen und physikalischen Eigenschaften vorgestellt um abschließend auf die Beanspruchungsgrößen der Synchronisierung einzugehen.

### 2.1 Funktionsweise der Sperrsynchonisierung

Für einen komfortablen und störungsfreien Schaltvorgang in automatisiert- oder handgeschalteten Fahrzeuggetrieben sind Synchronisierungen ein unverzichtbarer Bestandteil. Die optimale Abstimmung des kompletten Systems ist für das Funktionsverhalten der Synchronisierung entscheidend. In Stufenschaltgetrieben sind die Laufverzahnungen der einzelnen Gänge, auch wenn sie nicht an der Leistungsübertragung beteiligt sind, ständig im Eingriff. Ein Zahnrad ist fest mit der Welle verbunden und das zugehörige Losrad kann zunächst frei auf der Welle rotieren. Durch den Schaltvorgang wird der Leistungsfluss hergestellt. Dazu wird das jeweilige Losrad über eine Zahnkupplung mit der Welle formschlüssig verbunden. Durch die unterschiedlichen Übersetzungen ergibt sich bei einem Gangwechsel zwangsläufig eine Drehzahldifferenz zwischen zu schaltendem Losrad und Welle. Die Sperrsynchonisierung hat die Aufgabe diese Drehzahldifferenz abzubauen und bis zum Synchronlauf den Aufbau der formschlüssigen Verbindung zu verhindern. Die motorseitigen Getriebeelemente müssen beim Hochschalten verzögert, beim Herunterschalten beschleunigt werden.

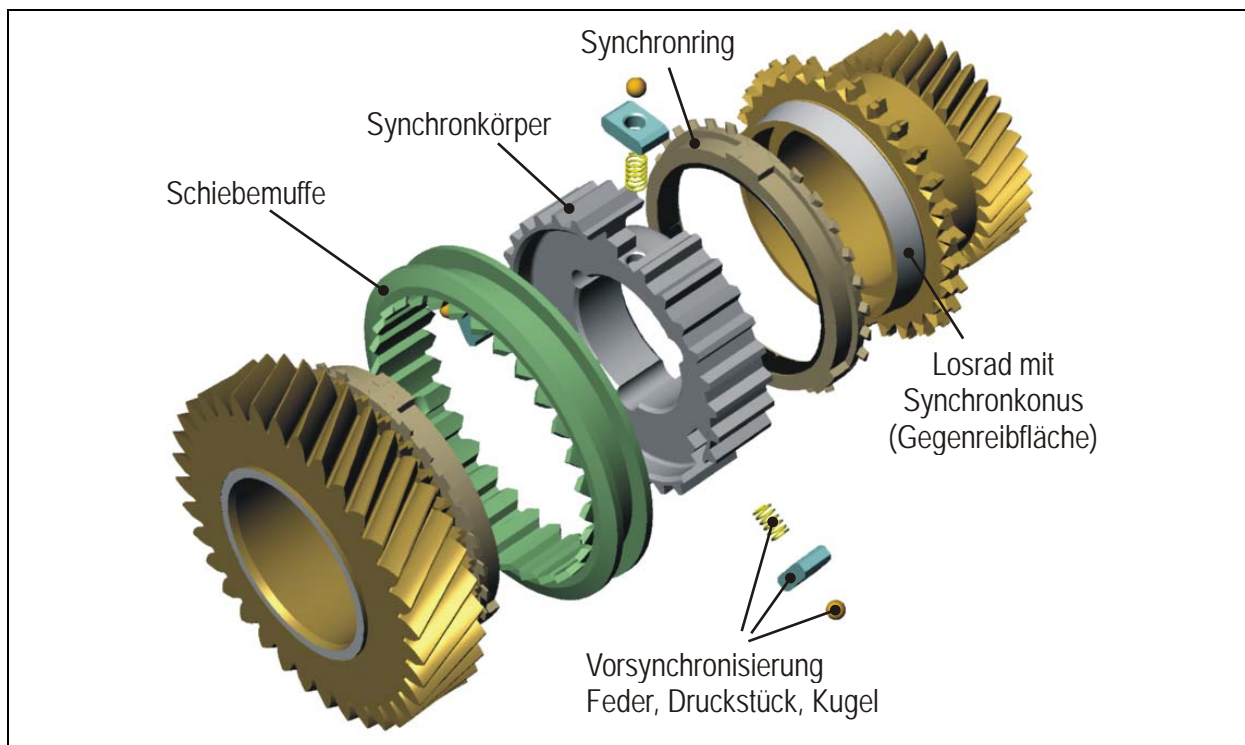


Abbildung 2: Sperrsynchonisierung nach dem System Borg-Warner

Die gebräuchlichste Bauform in der Praxis ist die Sperrsynchonisierung nach dem System BORG-WARNER, die in **Abbildung 2** als Einfachsynchonisierung dargestellt ist. Mit zunehmenden Schaltleistungen werden Mehrfachsysteme mit zwei- oder drei parallel geschalte-

ten Reibflächen eingesetzt. Die Leistungsübertragung erfolgt über die konusförmige Reibfläche zwischen dem Synchronkonus (1) und Synchronring (2). Der Synchronring steht über den Synchronkörper (3) mit der Welle in Verbindung. Der Synchronisationsvorgang wird bei Kontakt der abgeschrägten Sperrverzahnung zwischen Synchronring und der Schiebemuffe (4) eingeleitet. Die Verzahnung der Schiebemuffe und die Kupplungsverzahnung am Losrad stellen die formschlüssige Verbindung her. Der Synchronisationsvorgang untergliedert sich in fünf Phasen (**Abbildung 3**).

<b>Vorstufe:</b>	Überwindung aller Schaltspiele
<b>Phase I:</b>	Die Schaltkraft drückt während der Vorsynchronisation die Schiebemuffe (4) mitsamt der federbelasteten Druckstücke (6) in Richtung des zu schaltenden Losrades. Die Konusflächen von Synchronring (2) und Synchronkonus (1) werden nach Überwindung aller Schaltspiele durch die Druckstücke aufeinander gepresst. Das Reibmoment dreht den Synchronring im Kupplungskörper (3) im Rahmen des tangentialen Spieles. Die Verzahnung von Ring und Schiebemuffe sind nun um eine halbe Verzahnungsbreite gegeneinander verschoben.
<b>Phase II:</b>	Wenn die Schaltkraft größer ist als die von der Vorspannung der Druckfeder (5) abhängige Vorsynchronisationskraft, bewegt sich die Schiebemuffe weiter bis die Sperrverzahnung am Synchronring und die Verzahnung der Schiebemuffe aufeinander treffen. Solange das Reibmoment zwischen den Konusflächen $T_R$ größer ist als das sich auf Grund der Dachschrägenwinkel einstellende Sperrmoment $T_Z$ , findet keine weitere axiale Verschiebung der Schiebemuffe statt. Die motorseitigen Getriebeelemente werden durch das Reibmoment beschleunigt bzw. verzögert. Es findet die Hauptsynchronisation statt.
<b>Phase III:</b>	Wenn zwischen Synchronring und Synchronkonus Gleichlauf herrscht, wird das Reibmoment $T_R \approx 0$ . Das Sperrmoment $T_Z$ bewirkt nun eine Verdrehung des Synchronringes, bis sich Zahn und Zahnücke jeweils gegenüberstehen. Die Verzahnung der Schiebemuffe rutscht durch die Sperrverzahnung des Synchronringes.
<b>Phase IV:</b>	Die Verzahnung der Schiebemuffe gleitet mit den Dachschrägen auf der Kupplungsverzahnung am Synchronkonus ab und verdreht den Kupplungskörper bis Zahn und Zahnücke gegenüberstehen.
<b>Phase V:</b>	Die formschlüssige Verbindung zwischen Abtriebswelle und Losrad wird hergestellt.

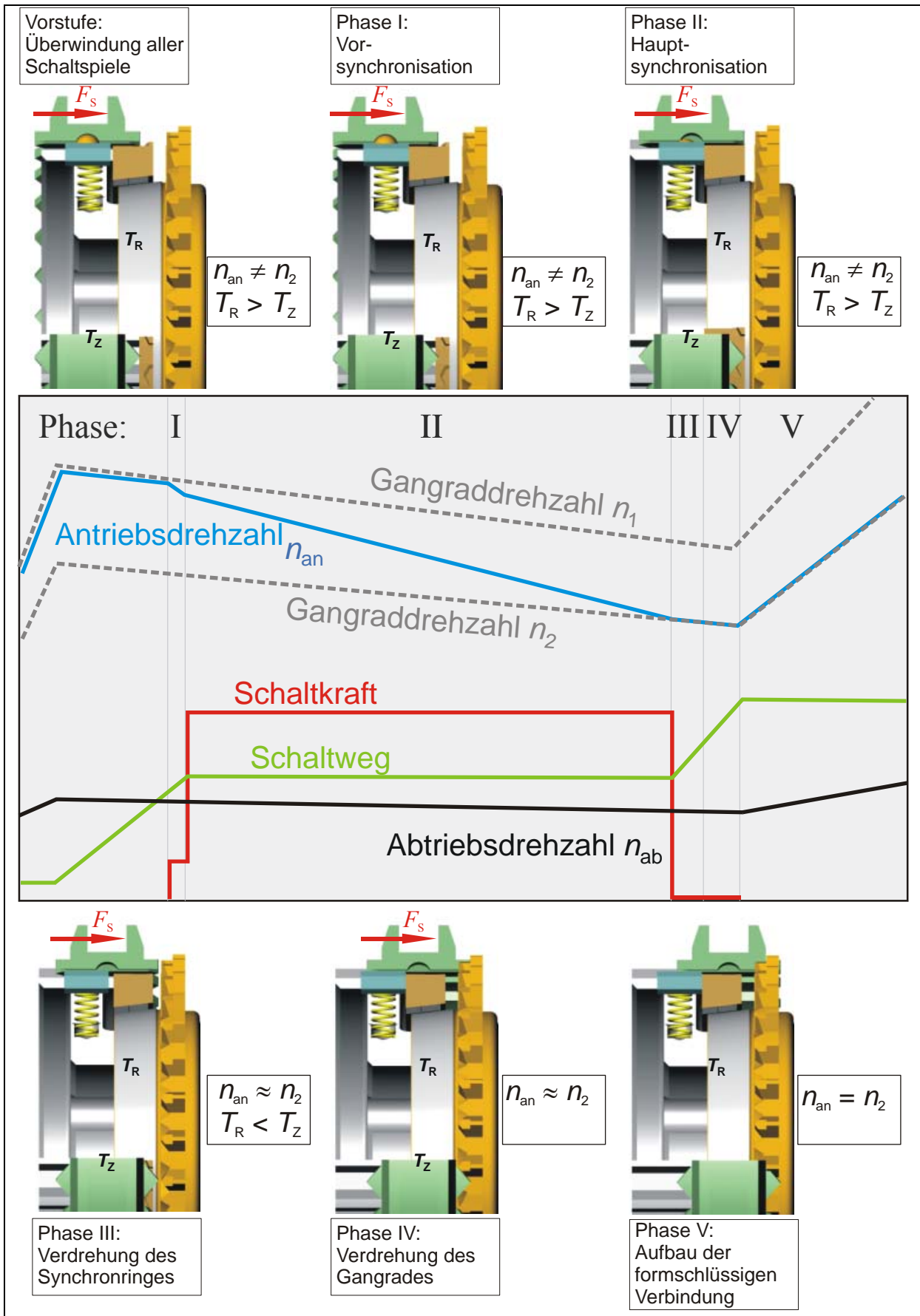


Abbildung 3: Der Synchronisiervorgang mit seinen charakteristischen Phasen

### 2.1.1 Beanspruchungskenngrößen

Durch das Beanspruchungskollektiv wird das tribologische Verhalten der Synchronisierung beeinflusst. Dabei wird von *primären*, direkt die Schaltung beeinflussenden und *sekundären*, die Umgebungsbedingungen der Schaltung beeinflussenden Beanspruchungsparametern unterschieden (**Abbildung 4**).

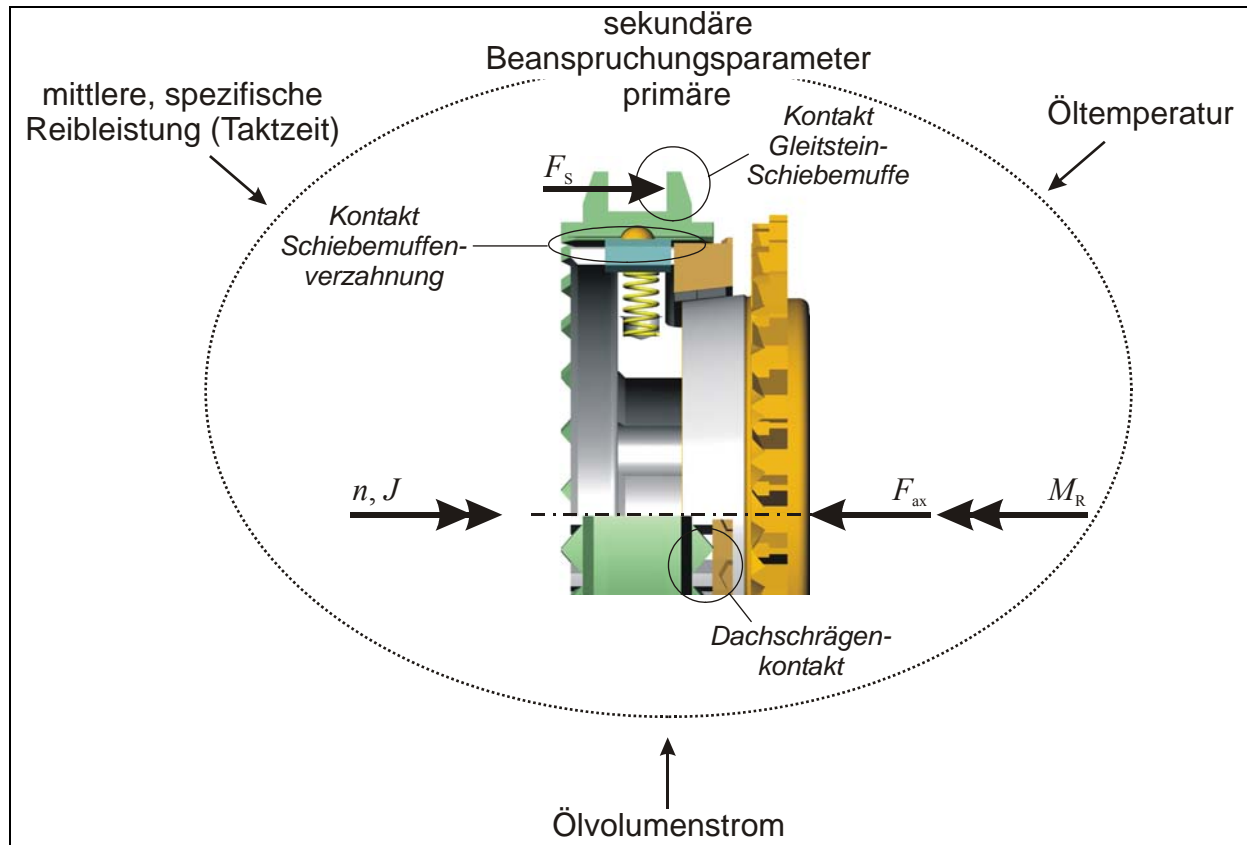


Abbildung 4: primäre und sekundäre Beanspruchungsparameter

#### 2.1.1.1 Primäre Beanspruchungsparameter

Die primären Beanspruchungsparameter im Reibkontakt sind die nominelle (mittlere) Flächenpressung  $p_n$ , die maximale Anfangsgleitgeschwindigkeit  $v_{max}$ , und das zu synchronisierende Massenträgheitsmoment  $J$ . Sie stehen über die nominelle spezifische Reibleistung  $\dot{q}_n(t)$  im Zusammenhang:

$$\dot{q}_n(t) = \mu(t) \cdot p_n(t) \cdot v(t) = \mu(t) \cdot p_n(t) \left[ v_0 - \frac{A_n \cdot d_n^2}{4 \cdot J} \int_0^t \mu(t) \cdot p_n(t) \cdot dt \right] \quad (1)$$

Die Schaltkraft  $F_s$  wird über die Kontaktflächen zwischen den Dachschrägen der Schiebemuffe und des Synchronringes in das System Synchronisierung eingeleitet. Durch die Reibung an den Kontaktstellen zwischen Schaltgabel, Gleitsteinen, Schiebemuffe, Indexierung und Dachschrägen wird die Schaltkraft auf die Axialkraft  $F_{ax}$  am Reibkontakt reduziert. 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:

$$p_n(t) = \frac{F_{ax}(t)}{A_n \cdot \sin \alpha} \quad (2)$$

Die nominelle Kontaktfläche<sup>1</sup> ergibt sich als Mantelfläche des geraden Kreiskegelstumpfes aus der Breite des Reibbelages  $b_R$ , dem kleinen  $d_1$  und dem großen Kegeldurchmesser  $d_2$  und berücksichtigt keine Drainagenuten.

$$A_n = \pi \cdot b_R \cdot \left( \frac{d_1 + d_2}{2} \right) \quad (3)$$

In der Praxis wird die nominelle Reibfläche auch vereinfachend als Mantelfläche des geraden Kreiszyinders über den nominellen Reibflächendurchmesser  $d_n$  berechnet.

$$A_n = \pi \cdot b_R \cdot d_n \quad (4)$$

Die Nutung zur Ölverdrängung bestimmt die Makrogeometrie der Reibfläche. Diese sogenannte reale Kontaktfläche  $A_r$  ist in der Regel kleiner als die nominelle Reibfläche.

$$A_r = A_n - \sum A_{Nutung} \quad (5)$$

Die reale Pressung  $p_r$  im Reibkontakt entsteht aus der Axialkraft und der makroskopischen Reibflächenbeschaffenheit. Sie beschreibt nicht die tatsächliche Flächenpressung, die an den Erhebungen der Rauheitsspitzen im mikroskopischen Bereich vorliegt.

$$p_r(t) = \frac{F_{ax}(t)}{A_r \cdot \sin \alpha} \quad (6)$$

Zu Schaltungsbeginn ergibt sich die maximale Anfangsgleitgeschwindigkeit  $v_{max}$  aus der Anfangsdrehzahl  $n_0$  entsprechend der Gleichung:

$$v_{max} = v_0 = n_0 \cdot \pi \cdot d_n \quad (7)$$

Die Gleitgeschwindigkeit verringert sich durch Umsetzen der kinetischen Energie in Reibarbeit nach folgender Gleichung:

$$v(t) = v_0 - \left( \frac{A_n \cdot d_n^2}{4 \cdot J} \int_0^t \mu(t) \cdot p_n(t) \cdot dt \right) \quad (8)$$

Neben dem Kegelreibmoment wirken noch das Schleppmoment des Prüfaufbaus und das Schaltgabelreibmoment auf die Drehzahlverringerng. Das Schleppmoment des Prüfstandes ist im Verhältnis zum Kegelreibmoment sehr gering und kann vernachlässigt werden. Das Schaltgabelmoment im Bereich der Schaltung ist nur mit erheblichem messtechnischem Aufwand zu bestimmen und wird ebenfalls vernachlässigt.

Bei einem idealisierten rechteckigem Pressungsverlauf und einem über der Schaltung konstanten Reibwert ergibt sich die Schaltzeit (Beanspruchungsdauer)  $t_S$  zu:

---

<sup>1</sup> Hier wird davon ausgegangen, dass der Reibbelag vollständig auf der Gegenreibfläche anliegt und somit die maximale Reibfläche darstellt.

$$t_s = \frac{4 \cdot v_{\max} \cdot J}{A_n \cdot p_n \cdot \mu \cdot d_n^2} \quad (9)$$

Die spezifische Reibarbeit  $q_n$ , die pro Schaltung im Kontakt umgesetzt wird entspricht der in der Prüfstandswelle gespeicherten kinetischen Energie und wird durch die Schwungmasse  $J$  des Prüfstandes und die Anfangsdrehzahl  $n_{\max}$  bestimmt. Sie errechnet sich unter den genannten Voraussetzungen zu:

$$q_n = \frac{Q_n}{A_n} = \frac{\frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega_{\max}^2}{A_n} = 2 \cdot \frac{J}{A_n} \left( \frac{v_0}{d_n} \right)^2 \quad (10)$$

### 2.1.1.2 Sekundäre Beanspruchungsparameter

Die sekundären Beanspruchungsparameter beschreiben die Beanspruchungsgrößen, die unabhängig vom Schaltvorgang für die Beanspruchung maßgeblich sind. Der zeitliche Abstand aufeinander folgender Schaltungen und wird als Taktzeit  $t_T$  bezeichnet und der Kehrwert ist die Schalhäufigkeit  $S_H$ . Sie gibt die Zahl der Schaltungen pro Zeiteinheit an.

Als Maß für die mittlere thermische Beanspruchung wird die mittlere spezifische Reibleistung verwendet. Sie ist als die pro Schaltzyklus umgesetzte spezifische Reibarbeit auf die Taktzeit bezogen definiert:

$$\dot{q}_m = \frac{q_n}{t_T} = \frac{2 \cdot J \cdot v_0^2}{A_n \cdot d_n^2 \cdot t_T} \quad (11)$$

Das Temperaturniveau der Umgebung und die Größe der über die Umgebung und den Ölvolumenstrom abgeführten bzw. zugeführten Energie werden im Wesentlichen von der Öltemperatur und dem Ölvolumenstrom bestimmt.

## 2.1.2 Reaktionskenngrößen

Als Reaktion auf die Beanspruchung entsteht in der Synchronisierung Reibung und als Folge dieser Energiedissipation entsteht Verschleiß an den Kontaktflächen.

### 2.1.2.1 Reibung

**Abbildung 5** zeigt exemplarisch einen Schaltungsverlauf beim Synchronisationsvorgang. Der momentane Reibwert  $\mu(t)$  während eines Schaltungsverlaufs wird aus den Messgrößen Reibmoment  $T_R(t)$  und Axialkraft  $F_{ax}(t)$  berechnet. Dieser Reibwert wird über dem Umfang der Kegelfläche gemittelt und dadurch können lokale Reibwertunterschiede auf der Kegelfläche z.B.: durch ungleichmäßige Kontaktverhältnisse oder Fresserscheinungen nicht explizit erfasst werden.

Zur Darstellung des Reibwertverhaltens im Trendverlauf eines Versuchs über mehrere Schaltungen oder zum Vergleich des Reibwertverhaltens nach bestimmten Schaltungszahlen von unterschiedlichen Versuchen bietet sich der mittlere Reibwert während einer Schaltung  $\mu$  an. Er bildet das arithmetische Mittel, der während des Schaltvorgangs berechneten Reibwerte  $\mu(t)$ . Für die Festlegung der Mittelungsgrenzen wird die in der Praxis übliche Methode einer

Mittelung entsprechend einem Drehzahlkriterium durchgeführt, bei dem alle Reibwerte bei einer Drehzahl kleiner als 60% der Solldrehzahl zur Mittelung herangezogen werden. Dabei sollen nach Möglichkeit nur Reibwerte erfasst werden, die nach Erreichen der Sollkraft ermittelt wurden.

Die einfache Betrachtung der mittleren Reibwerte über die Lebensdauer einer Synchronisierung ist für die Beurteilung des Reibwert- und Verschleißverhaltens nicht ausreichend. Diese Methode ist dennoch sehr gut zum Aufzeigen von Tendenzen und zur Lokalisierung von Sprungstellen im tribologischen Verhalten geeignet. Neben dem mittleren Reibwert sind der minimale und maximale Reibwert innerhalb einer Schaltung aussagekräftige Größen für die Sperrstabilität und Schaltqualität des Systems.

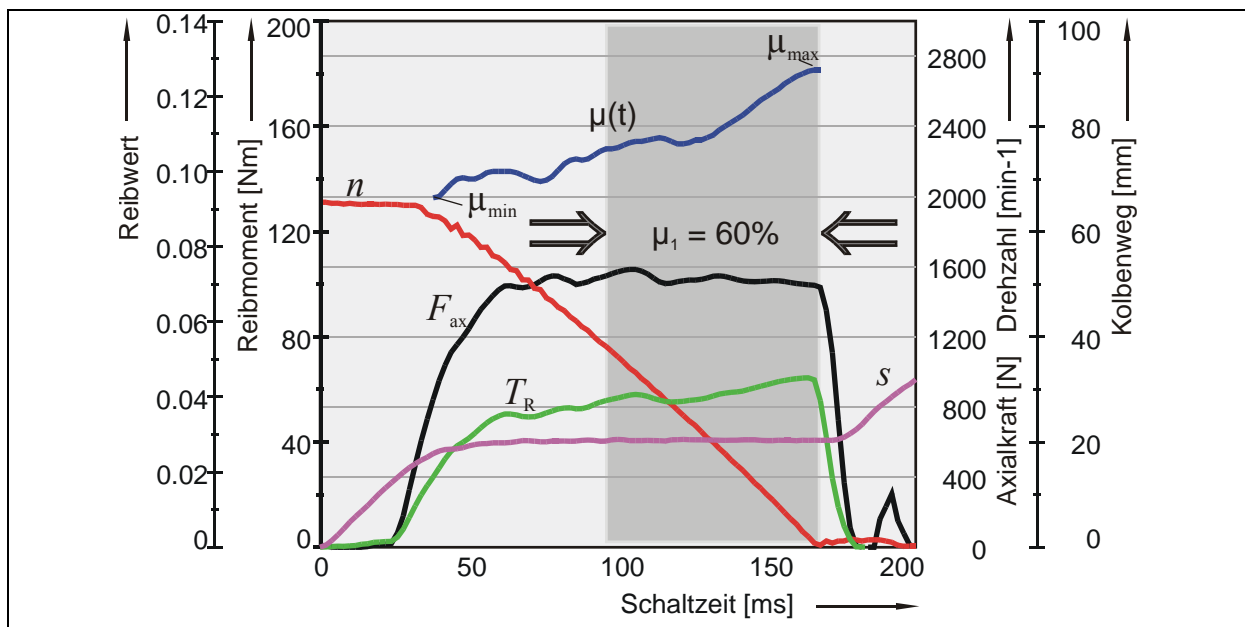


Abbildung 5: Reibwertermittlung über die Schaltungsdauer

Die aus der Axialkraft und dem Reibflächenwinkel in der Reibfläche entstehende Normalkraft  $F_N$  steht über den Reibwert  $\mu$  mit der aus der Anfangsgleitgeschwindigkeit und dem Massenträgheitsmoment resultierenden Reibkraft  $F_R$  nach dem Gesetz von Coulomb in Beziehung:

$$F_R = \mu \cdot F_N = \mu \cdot \frac{F_{ax}}{\sin \alpha} \quad (12)$$

Das Reibmoment  $T_R$  am Synchronkonus entsteht aus der Reibkraft und dem halben Reibflächendurchmesser  $d_n$ .

$$T_R = \mu \cdot \frac{d_n}{2} \cdot F_N = \mu \cdot \frac{d_n}{2} \cdot \frac{F_{ax}}{\sin \alpha} \quad (13)$$

Bei Kenntnis des Reibmomentes und der Axialkraft kann mit den geometrischen Daten der Synchronisierung der Reibwert  $\mu$  berechnet werden.

$$\mu = T_R \cdot \frac{2}{d_n} \cdot \frac{\sin \alpha}{F_{ax}} \quad (14)$$

### 2.1.2.2 Verschleiß

Die meisten Verschleißprozesse beginnen unabhängig vom späteren Verlauf mit einem erhöhten Einlaufverschleiß, durch makroskopische Form- und Lageabweichungen der einzelnen Bauteilkomponenten und durch physikalisch-chemische Prozesse an den Oberflächen. Für die in dieser Arbeit verwendeten Systeme wird die Beachtung des Einlaufverschleißes in Kapitel 7.1 beschrieben.

Die Lebensdauer  $N_{\text{ges}}$  in Schaltungen ist eine einfache und anschauliche Kenngröße zur Beurteilung des Verschleißverhaltens bis zum Ausfall des Systems. Als indirekte Verschleißmessgröße kann sie bei ausschließlicher Betrachtung, trotz identischem Verschleißverhalten Unterschiede vortäuschen, da Form- und Lageabweichungen und Synchronringaufweitungen durch Axialkraft und Temperatur nicht berücksichtigt werden.

In diesem Fall ist die Betrachtung bezogener Messgrößen in Form des mittleren Verschleißgradienten notwendig. Der Verschleißgradient ist der mittlere axiale Verschleißweg pro Schaltung und wird folgendermaßen bestimmt:

$$h_N = \frac{H}{N} \quad (15)$$

Diese Angabe der Verschleißstärke als „Verschleiß pro Schaltung“ ist eine sehr anschauliche Größe. Dieser Wert kann nur über eine größere Schaltungszahl mit ausreichender Genauigkeit bestimmt werden, da die geringen Verschleißwege pro Schaltung die Genauigkeit des Messsystems unterschreiten. Da bei nichtlinearen Verschleißverläufen der Verschleiß pro Schaltung nicht konstant ist, kann ein mittlerer Verschleißgradient nur verwendet werden, wenn er auf eine einheitliche Größe bezogen wird.

Der axiale Verschleißweg pro Reibarbeit  $h_q$  bezieht die Verschleißintensität auf die umgesetzte Reibarbeit:

$$h_q = \frac{h_N}{q_N} = \frac{d_n^2 \cdot h_N}{2 \cdot J \cdot v_{\text{max}}^2} \quad (16)$$

Die genannten Kenngrößen berücksichtigen nicht die unterschiedliche Geometrie der Systeme. Dazu dient das Verschleißvolumen pro Reibarbeit, welches eine Beurteilung unabhängig von einem konkreten Verschleißproblem oder einer bestimmten Geometrie erlaubt, da diese mit in den Kennwert integriert ist. Die energetische Verschleißintensität als Verschleißvolumen pro Reibarbeit  $v_q$  ist der Quotient aus Verschleißvolumen pro Schaltung  $v_N$  und Reibarbeit pro Schaltung  $q_N$ :

$$v_q = \frac{v_N}{q_N} = \frac{h_N \cdot \sin \alpha \cdot A_N}{q_N} \quad (17)$$

### 2.1.3 Sperricherheit, Sperrgrenze

Solange eine Differenzdrehzahl besteht, ist die einwandfreie Funktion der Sperrsynchrosierung nur gewährleistet, wenn das Reibmoment in der Reibfläche größer als das Rückstellmoment an der Sperrverzahnung ist.



Die Sperrgrenze oder Sperrsicherheit der Synchronisierung  $S_{\text{Grenz}}$  berechnet sich aus dem in der Kegelfläche wirkenden Reibmoment  $T_R$  und dem an den Dachschrägen angreifenden Rückstellmoment  $T_Z$  und muss für eine einwandfreie Funktion der Synchronisierung größer als eins sein.

$$S_{\text{Grenz}} = \frac{T_R}{T_Z} > 1 \quad (18)$$

Das Rückstellmoment  $T_Z$  ist neben der Axialkraft eine Funktion des Dachschrägenwinkels  $\beta$ , des mittleren Dachschrägendurchmessers  $d_D$  und des mittleren Reibwertes an den Dachschrägen  $\mu_D$ .

$$T_Z = F_{\text{ax}} \cdot \frac{d_D}{2} \cdot \left( \frac{\cos \frac{\beta}{2} - \mu_D \cdot \sin \frac{\beta}{2}}{\sin \frac{\beta}{2} + \mu_D \cdot \cos \frac{\beta}{2}} \right) \quad (19)$$

Wenn die Sperrgrenze unterschritten wird ( $S_{\text{Grenz}} < 1$ ), kommt es zu einem vorzeitigen Durchrutschen der Schiebemuffe. Beim Versuch die formschlüssige Verbindung herzustellen, macht sich die noch bestehende Drehzahldifferenz im Getriebe durch ein „Ratschen“ bemerkbar.

#### 2.1.4 Ausfallmechanismen, Ausfallursachen

Die drei Hauptausfallursachen von Synchronisierungen **Axialverschleiß**, **Dachschrägenverschleiß** und **Reibwertabfall** treten in der Praxis häufig kombiniert auf.

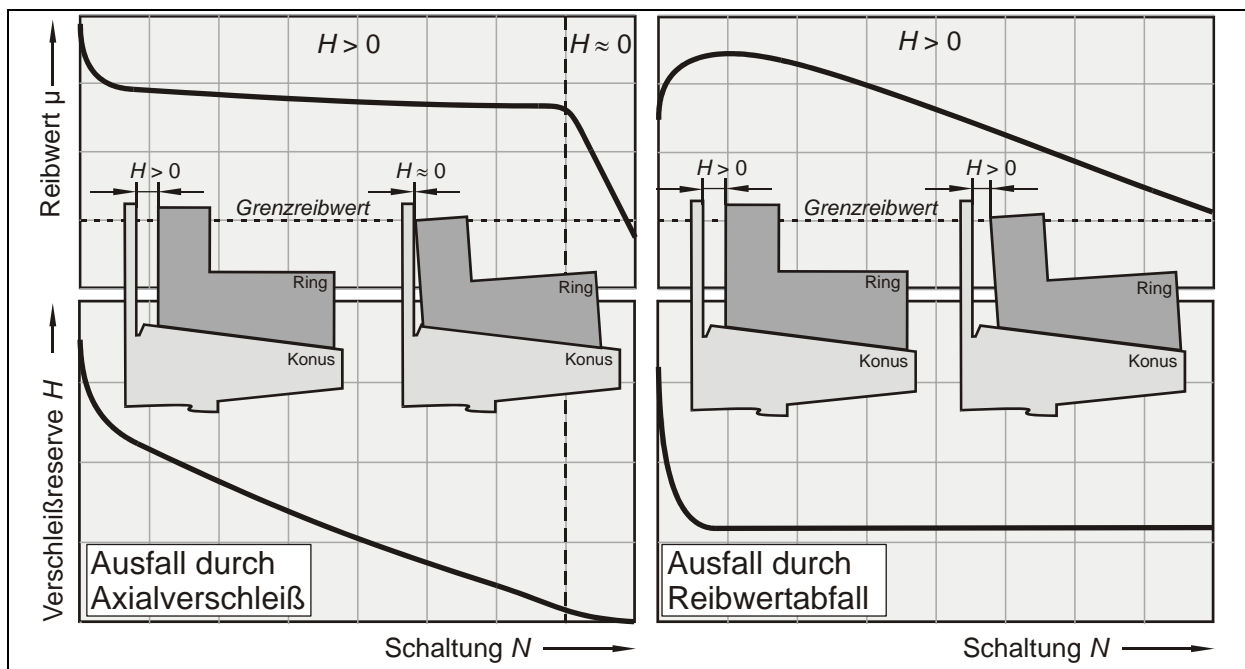


Abbildung 6: Ausfall durch Axialverschleiß (links) und Reibwertabfall (rechts)

Der Ausfall durch **Axialverschleiß** (Abbildung 6, links) kann bei Systemen erfolgen, deren tribologische Eigenschaften über die gesamte Verschleißreserve nahezu konstant bleiben. Der Verschleiß erfolgt zum größten Teil auf der Seite des Reibbelages. Bei Synchronringen die

vollständig aus dem Reibmaterial bestehen (z.B. aus Sondermessing) kann durch das kontinuierliche Aufzehren der Verschleißreserve der Reibkontakt am Ende der Lebensdauer nicht mehr ausschließlich an den Konusflächen erfolgen, sondern verlagert sich in zunehmendem Maße an die planen Flanschflächen. Die Verstärkung der Axialkraft über den Winkel der Konusflächen entfällt, demzufolge nehmen auch das Reibmoment und damit der Reibwert ab.

Beim **Dachschrägenverschleiß** werden die Winkel und Oberflächen der Dachschrägen verändert und genauso wie beim Axialverschleiß die geometrischen und tribologischen Eigenschaften der Synchronisierung beeinflusst. Diese Veränderungen haben direkten Einfluss auf die Sperrgrenze der Synchronisierung.

Beim Ausfall durch **Reibwertabfall** sinkt der Reibwert der Kegelreibkupplung auf Grund beanspruchungsbedingt veränderter tribologischer Eigenschaften der Reibflächen, der Dachschrägen oder des Schmieröles ab (**Abbildung 6**, rechts). Ein **Reibwertabfall** durch Änderung der tribologischen Eigenschaften des Systems kann (z.B. bei Überbeanspruchung) schon nach kurzer Gebrauchsdauer zum Ausfall führen. Durch einen Schmierstoffwechsel kann eine Veränderung der tribologischen Rahmenbedingungen erfolgen und unter Umständen die Funktionstüchtigkeit des Systems über längere Zeit wiederherstellen.

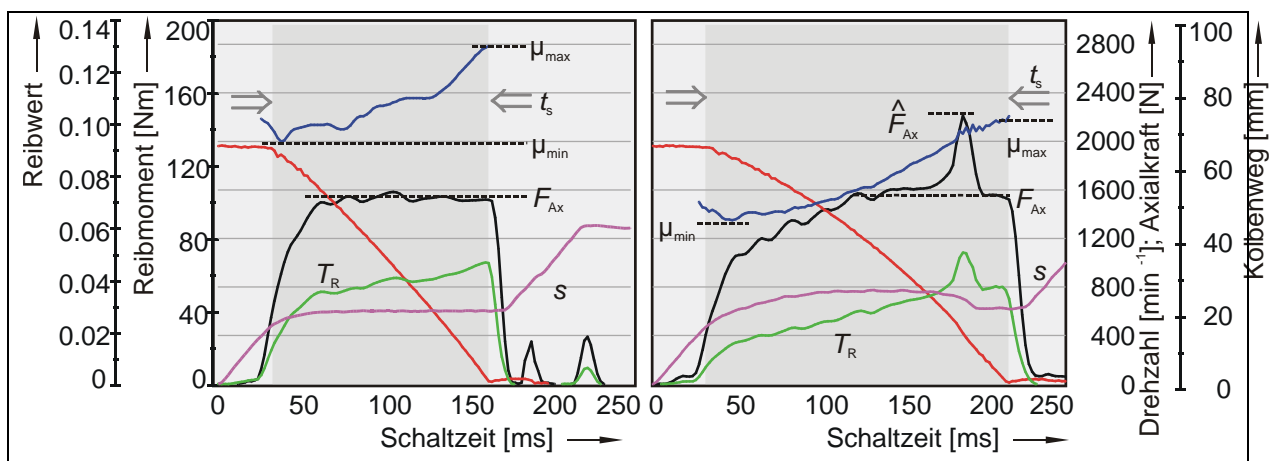


Abbildung 7: normaler Schaltungsverlauf (links) und temporäre Unterschreitung der Sperrgrenze innerhalb der Schaltung (rechts)

Bei einem schleichenden Reibwertabfall über eine größere Anzahl von Schaltungen kann es zum temporären Unterschreiten der Sperrgrenzen kommen (**Abbildung 7**). Das linke Diagramm zeigt einen korrekten Schaltungsverlauf mit nahezu rechteckigem Axialkraftverlauf ( $F_{ax}$ ), linearer Drehzahlabnahme ( $n$ ) und einer konstanten Schiebemuffenposition ( $s$ ) während des Synchronisationsvorganges. Dieser Verlauf wird durch den genügend hohen Reibwert ( $\mu$ ) und der damit verbundenen stabilen Sperrstellung des Systems erreicht.

Bei Unterschreitung der systembedingten Sperrgrenze durch einen geringen Reibwert kommt es zunächst zu Instabilitäten innerhalb der Schaltung und bei weiterem Absinken des Reibwertes zum vorzeitigen Durchschalten und dem Ausfall des Systems. Im rechten Diagramm ist die Veränderung der Schiebemuffenposition deutlich zu erkennen. Axialkraftaufbau, Drehzahlverlauf und Schiebemuffenstellung sind nicht stabil und verändern so die Beanspruchungsbedingungen. Bei steigendem Reibwert gegen Schaltungsende wird, durch die Rück-

stellkraft des Synchronringes die Schiebemuffe wieder herausgedrückt und es erfolgt ein Anstieg der Axialkraft auf eine Höhe, die deutlich über dem Sollwert liegt.

Des Weiteren können Funktionsstörungen auftreten, die aber in den meisten Fällen lediglich eine Beeinträchtigung des Schaltkomforts oder eine einmalige Funktionsstörung und somit keinen Ausfall darstellen. Eine hohe Ölviskosität, niedrige Schaltgeschwindigkeit oder ein großer Überschiebeabstand begünstigen das Hochschaltkratzen. Es tritt auf, wenn sich nach dem ordnungsgemäßen Passieren der Sperrverzahnung wiederum eine Differenzdrehzahl zum Beispiel durch Verlustmomente aufbaut. Schaltkraftüberhöhungen nach dem eigentlichen Synchronisationsvorgang können durch verschlissene Verzahnungen hervorgerufen werden und können den Aufbau der formschlüssigen Verbindung verhindern. Zu dem können Selbsthemmung in Folge eines zu hohen Endreibwerts, Wärmedehnungen, sowie Fressen den Aufbau des Formschluss verhindern, wenn dadurch eine Verdrehung des Synchronringes auf dem Konus verhindert wird.

## 2.2 Tribologie in Synchronisierungen

Die Kraftübertragung an Synchronisierungen erfolgt durch direkten Kontakt der Oberflächen und Kontaktkräfte, welche durch Scherspannungen im Schmierstoff in den Vertiefungen der Oberflächenstruktur, sowie durch hydrodynamische Schmierfilme an einzelnen Rauheitserhebungen entstehen (**Abbildung 8**). Das Beanspruchungskollektiv wird an den Kontaktflächen der Dachschrägen in die Synchronisierung eingeleitet und über die Kegelform der Reibfläche verstärkt. Durch die komplexe Geometrie sind die örtlichen Bauteilelastizitäten ungleichförmig und die Beanspruchung der Reibfläche ist örtlich unterschiedlich. Das Maximum der Beanspruchung entsteht am großen Kegeldurchmesser. Experimentelle Untersuchungen mit unterschiedlichen Reibmaterialien zeigen, dass sich diese ungleichmäßige Beanspruchungsverteilung auf die örtliche Verschleißausprägung der Reibfläche auswirkt ([35], [36]).

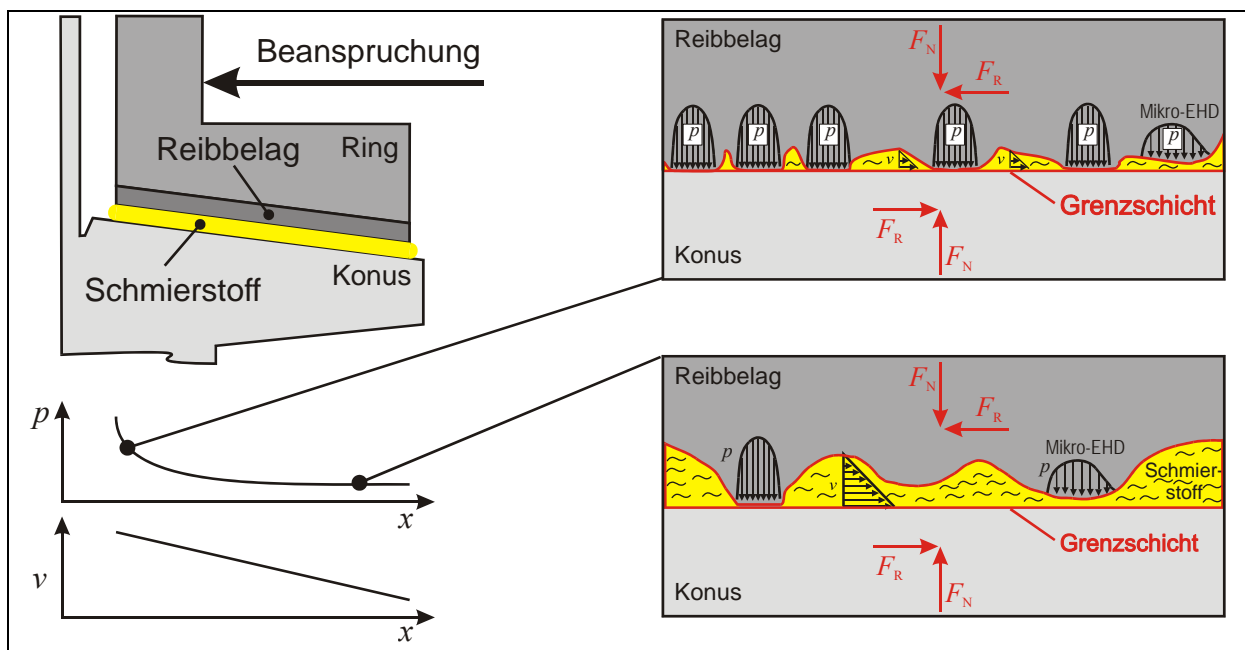


Abbildung 8: Synchronisierung als tribologisches System mit unterschiedlichen Beanspruchungszonen

Das tribologische Verhalten der Synchronisierung resultiert aus der Reaktion des tribologischen Systems auf die äußere Beanspruchung. Durch die beanspruchungsbedingten Bauteilverformungen wird die Reibfläche unterschiedlich beansprucht und bildet dadurch verschiedene tribologische Bereiche aus. Im Bereich einer geringeren Flächenpressung ist der Schmierfilm dicker und es überwiegt die Flüssigkeitsreibung, welche durch das Viskositätsverhalten des Schmierstoffes beeinflusst wird (**Abbildung 8**, rechts unten). Im Gebiet der Festkörper- bzw. Grenzreibung wird durch die hohe Flächenpressung der Schmierstoff aus dem Kontakt gedrückt und es sind die Eigenschaften der sich berührenden Oberflächen maßgeblich für das tribologische Verhalten.

### 2.2.1 Tribologische Grundlagen

Verschleiß und Reibung im tribologischen Kontakt sind durch die Vielzahl parallel ablaufender Prozesse eng miteinander verknüpft.

Die allgemein als Reibung bezeichnete Energiedissipation, durch die Relativbewegung kontaktierender Körper entsteht aus mehreren, im Kontaktbereich ablaufenden, sich zeitlich und örtlich ständig ändernden und sich überlagernden Einzelprozessen. Die Reibung ist **zeitabhängig**, wobei die Länge der zeitlichen Änderungen sehr unterschiedlich sein kann. Im Zeitraum des instationären Prozesses einer Schaltung treten durch sich ständig ändernde Betriebsbedingungen kurzfristige Änderungen des Reibungszustandes auf. Die Veränderung der Mikro- und Makrokontaktgeometrie durch Deformation, Materialabtrag oder Schichtbildung kann bei Betrachtung eines längeren Zeitraumes über mehrere Schaltungen eine ständig wechselnde Reibcharakteristik aufweisen.

Die **örtliche Abhängigkeit** ergibt sich aus der Eigenschaft technisch rauer Oberflächen, diskrete Kontaktstellen an einzelnen Rauheitserhebungen auszubilden. Die Mikrogeometrie prägt die Kontaktpunktdichte und -größe sowie deren Beanspruchung.

Die maßgeblichen Einflussgrößen auf den **hydrodynamischen und elastohydrodynamischen Druckaufbau** sind die Relativgeschwindigkeit, die wirkende Normalkraft, die Makro- und Mikrogeometrie, die Schmierstoffviskosität und das Verformungsverhalten im Mikrobereich. Die Scherung des Schmierstoffes ist abhängig vom Schergefälle und der Viskosität des Schmierstoffes, welche wiederum eine Funktion der Temperatur und des Druckes ist. Aus diesen Größen resultiert der Bewegungswiderstand. Die hydrodynamische Reibung ist in der Regel geringer als die Festkörperreibung.

Die **mechanischen und stofflichen Wechselwirkungen** zwischen den Oberflächen erfolgen in den Bereichen eines direkten Kontaktes. Dabei entsteht die mechanische Komponente durch elastische oder plastische Deformationen, die von der Mikrogeometrie, den Festigkeitseigenschaften des weicheren Reibpartners und der Normal- und Tangentialbeanspruchung der Oberfläche abhängen. Molekulare Wechselwirkungen entstehen in den diskreten Einzelkontakten und bilden die stoffliche Komponente, die auch als Adhäsion bezeichnet werden. Die Größe der realen mikroskopischen Kontaktfläche und die Neigung der Reibpartner bzw. deren Oberflächenschichten, Bindungen einzugehen, sind die maßgeblichen Faktoren für die Höhe dieser Reibungskomponente. Die Ausbildung der realen Kontaktfläche wird durch die Nor-

mal- und Tangentialbeanspruchung, mikro- und makrogeometrische Formabweichungen sowie die mechanischen Eigenschaften der Werkstoffe verursacht.

Die **Grenzschicht** im technischen Reibkontakt ist eine die Festkörper trennende Zwischenschicht, welche durch chemische und physikalische Wechselwirkungen der Grundwerkstoffe mit aktiven Bestandteilen des Schmierstoffs oder der Umgebung ausgebildet wird. Das Reibungs- und Verschleißverhalten dieser Grenzschicht kann erheblich von der Charakteristik der Grundwerkstoffe abweichen. Durch die Additivierung der Schmierstoffe wird der Einfluss der Grenzschichtbildung gesteuert und der Verschleiß durch ständigen Abrieb und Neubildung scherinstabiler Schichten vermindert. Dabei werden adhäsive Wechselwirkungen zwischen den Festkörperoberflächen verhindert und so der Grundwerkstoff vor Materialabtrag geschützt.

Der Zeitraum, der für eine Regeneration der Oberflächenschichten zur Verfügung steht, hängt von der **Kontaktzeit** und dem Zeitraum zwischen zwei Kontaktierungen ab. Dieser Zeitraum ist von der Relativgeschwindigkeit, der Kontaktpunktgröße und -dichte abhängig und steht in engem Zusammenhang zur Reibflächentemperatur.

Die **Reibflächentemperatur** wurde als bestimmende Einflussgrößen für diese Vorgänge erkannt. Sie wirkt sich in vielen Bereichen auf den Reibungsprozess aus [26]. Dabei ist die Temperaturabhängigkeit der mechanischen und thermischen Eigenschaften der Reibwerkstoffe wie Elastizitätsmodul, Fließgrenze, Wärmeleitfähigkeit und –Kapazität zu nennen, die sich durch Umwandlungs- oder Ausscheidungsprozesse im Werkstoffgefüge und temperaturinduzierte Eigenspannungen verändern können. Ein weiterer Einfluss ist die Temperaturabhängigkeit der physikalischen Eigenschaften des Schmierstoffes und der thermisch aktivierten, chemischen Prozesse, wie Oxidation, Grenzschichtbildung oder Zersetzung des Schmierstoffes und der darin enthaltenen Additive. 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.

### 2.2.2 Ansätze zur Verschleißberechnung

Der Verschleiß wird genau, wie die Reibungsmechanismen durch die mechanischen (Abrasion und Oberflächenzerrüttung) und stofflichen (Adhäsion und tribochemische Reaktionen) Wechselwirkungen verursacht. Verschleiß wird in [18] 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. Eine tribologische Beanspruchung ist die Beanspruchung der Oberfläche eines festen Körpers durch Kontakt mit einem Gegenkörper unter Relativbewegung. Der unter tribologischer Beanspruchung auftretende Verschleiß entsteht aus dem Zusammenwirken aller am Verschleißvorgang beteiligten Elemente und kann nur durch systembezogene Verschleißkenngrößen beschrieben werden“.

Die Vorhersage des Verschleißes bzw. die Kenntnis des Verschleißverhaltens tribologisch

beanspruchter Bauteile ist für den sicheren Einsatz unter allen Beanspruchungsbedingungen notwendig. In Folge der äußeren Beanspruchung kommt es zum Heraustrennen von Verschleißpartikeln, deren Gesamtmenge zum Verschleißvolumen zusammengefasst wird. Für das Verschleißvolumen  $\Delta V$  kann vereinfacht eine Proportionalität zwischen dem Produkt aus Normalkraft  $F_N$  und Reibweg  $s_R$  angenommen werden:

$$\Delta V \sim F_N \cdot s_R \quad (20)$$

Dies gilt unter der Annahme, dass die Anzahl der beanspruchten Mikrokontakte proportional zur Normalkraft<sup>1</sup> ist und jeder Mikrokontakt mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit zu einem Verschleißpartikel führt. Mit Berücksichtigung der spezifischen Einflussgrößen kann der Proportionalitätsfaktor für jeden einzelnen Mechanismus berechnet werden. Die theoretische Abschätzung des Verschleißprozesses in technischen Systemen ist durch die Überlagerung der meist unbekanntesten Einzelmechanismen nur schwer möglich [10].

Wenn die im Kontakt ablaufenden Prozesse unbekannt sind, kann die Wirkung der Reibung als energetische Größe (Reibarbeit), welche nach dem Energieerhaltungssatz vollständig in andere Energieformen übergeht, angesehen werden. Der Verschleiß entsteht durch die Energieakkumulation im beanspruchten Volumen. Die an den Kontaktspitzen impulsförmig zugeführte Reibenergie wird entweder dissipiert oder irreversibel gespeichert, wenn nicht auf Grund des Überschreitens eines kritischen Energieniveaus das sofortige Lostrennen eines Verschleißpartikels die gespeicherte Energie abgebaut wird. Das kritische Energieniveau wird auch als scheinbare Reibungsenergie-dichte bezeichnet und kennzeichnet die Grenzenergie-dichte, die der Werkstoff gerade noch erträgt ohne einen Verschleißpartikel abzutrennen [41]. Die scheinbare Reibungsenergie-dichte ist neben den Werkstoffeigenschaften auch von den tribologischen Randbedingungen abhängig und enthält alle Größen, die nicht in der Reibarbeit berücksichtigt werden.

Die Untersuchungen in [39] und [40] bestätigen, dass dieser energetische Ansatz, wonach der volumetrische Verschleißbetrag ein Produkt aus Reibarbeit und einem Proportionalitätsfaktor ist, grundsätzlich zur Beschreibung des Verschleißverhaltens bei Mikroverschleiß<sup>2</sup> angewendet werden kann. Die scheinbare Reibungsenergie-dichte entspricht dem Proportionalitätsfaktor und ist neben den Eigenschaften des tribologischen Systems von den Beanspruchungsbedingungen und weiteren Einflüssen abhängig. Diese sollten durch experimentelle Untersuchungen abgeglichen werden.

In den Veröffentlichungen [31], [32] und [42] wird der Proportionalitätsfaktor als Funktion einer Temperatur angesehen, welche das Produkt aus Gleitgeschwindigkeit und Flächenpressung bildet<sup>3</sup>. In den Untersuchungen gelang es den Einfluss der Gleitgeschwindigkeit  $v_{rel}$ , der Normalkraft  $F_N$  und der Geometrie auf den Proportionalitätsfaktor in einem Temperaturansatz

<sup>1</sup> Dies ist nach den Ergebnissen der Kontaktmechanik bei technischen Oberflächen häufig der Fall [8][21][22].

<sup>2</sup> Mikroverschleiß ist der Materialabtrag im Bereich der Oberflächenfeingestalt bei reibungsbehaftetem Festkörperkontakt mit Relativbewegung (Adhäsion, Abrasion). Makroverschleiß bezeichnet die Oberflächenzerrüttung in Folge der normalen und tangentialen Beanspruchung.

<sup>3</sup> Die spezifischen Größen werden durch Exponenten entsprechend gewichtet.

zu vereinen. Der Zusammenhang zwischen Verschleißvolumen  $\Delta V$  und Reibarbeit  $W_R$  kann bei Auftreten von Mikroverschleiß allgemein beschrieben werden:

$$\frac{\Delta V}{W_R} = f(F_N^m \cdot v_{\text{rel}}) \quad \text{mit } 0,5 \leq m \leq 1 \quad (21)$$

Diese Verschleißfunktion und der Exponent hängen vom jeweiligen Tribosystem ab und müssen zunächst experimentell ermittelt werden.

Welche Temperaturkomponente der ausschlaggebende Faktor für den Verschleiß ist, wurde bisher noch nicht übereinstimmend geklärt. In [5] wurde die Hypothese aufgestellt, dass Fressverschleiß<sup>1</sup> bei einer für das tribologische System charakteristischen Temperatur auftritt, die nahezu unabhängig von den Beanspruchungsbedingungen ist. Die Vergleichsgröße dafür ist die Kontaktflächentemperatur als Summe aus Reibflächentemperatur und den lokalen Temperaturerhöhungen (Blitztemperatur).

### 2.2.3 Reibflächentemperatur

In der Literatur wird die thermische Beanspruchung als ein wesentlicher Einflussfaktor auf die Höhe von Reibung und Verschleiß an reibungsbeanspruchten Oberflächen angesehen ([30], [49], [35], [3], [48], [26], [10]). Mindestens 95% der Reibungsenergie werden im Kontakt in Wärme umgewandelt und in die Bauteile abgeleitet. Die Temperatur nimmt ausgehend von der Kontaktfläche in das Bauteilinnere mit einem von den Beanspruchungs- und Umgebungsbedingungen abhängigen Gradienten ab.

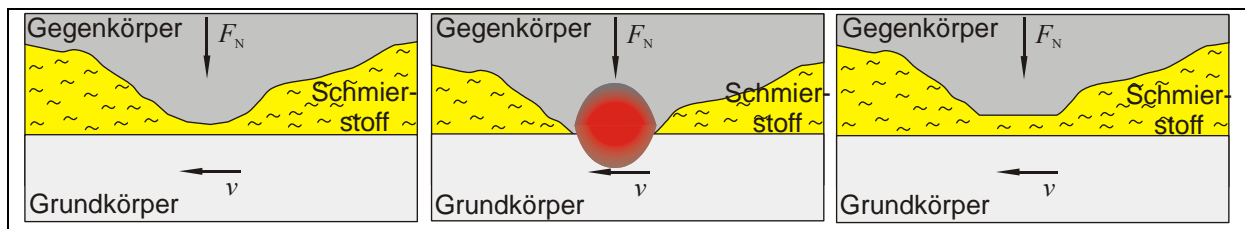


Abbildung 9: Modellvorstellung zur lokalen Temperaturerhöhung im Mikrokontakt [10]

**Abbildung 9** zeigt die Modellvorstellung zur lokalen Temperaturerhöhung im Mikrokontakt. Der Kontakt setzt sich aus einer Vielzahl von diskreten Einzelkontakten an den einzelnen Mikroerhebungen zusammen. Er ist damit maßgeblich von der Mikrogeometrie des Reibkontaktes abhängig. Die Temperatur im direkten Kontakt, ist die Summe aus der Reibflächentemperatur und den lokalen, kurzzeitigen Temperaturüberhöhungen im Mikrokontakt in Folge der Energiedissipation. Die blitzartig auftretenden lokalen Temperaturüberhöhungen (Blitztemperatur) direkt an der Oberfläche einzelner Mikrokontaktstellen entziehen sich einer direkten Messung.

Genauso ist eine direkte Messung der Reibflächentemperatur an Synchronisierungen ohne Veränderung des Systems nicht möglich. Stattdessen kann die Bauteiltemperatur durch geeignete Messaufnehmer in der Nähe der Reibfläche aufgenommen werden. Durch die ungleich-

<sup>1</sup> Fressverschleiß ist eine Hochlage des Verschleißes mit vorwiegend adhäsivem Charakter

mäßige Temperaturverteilung über dem Reibflächenquerschnitt sind dabei Messungen an mehreren Stellen zur sicheren Bestimmung des Temperaturgradienten notwendig. Durch numerische Berechnungsmethoden kann unter Berücksichtigung der Randbedingungen und physikalischen Eigenschaften von der Temperaturmessung im Bauteilinneren auf die Reibflächentemperatur geschlossen werden ([35], [48]).

## 2.3 Tribologische Untersuchungen an Synchronisierungen

Zur Erweiterung des Kenntnisstandes bezüglich der komplexen tribologischen Zusammenhänge innerhalb von Synchronisierungen wurden bereits eine Vielzahl von Forschungsarbeiten auf diesem Gebiet durchgeführt. Im Folgenden wird daraus ein Auszug vorgestellt.

### 2.3.1 Werkstoff-Schmierstoffkombination

Der Einfluss des Schmierstoffes auf das Reibungsverhalten der Baugruppe Synchronisierung wurde von *Pflaum* [38] in Prüfstandsversuchen mit unterschiedlichen Reibbelägen in Kombination mit verschiedenen Schmierstoffen (handelsübliche Schmieröle und Referenzöle mit reinen Wirkstoffen und Additivpaketen) untersucht. Der Schmierstoff mit den darin enthaltenen Wirkstoffen beeinflusst erheblich das Reibungs- und Verschleißverhalten.

*Schad* [46] untersuchte das Reibungs- und Verschleißverhalten mehrerer Werkstoffpaarungen und ihre Eignung für den Einsatz in Synchronisierungen.

### 2.3.2 Prüfverfahren und Beanspruchung

*Rank* [44] erarbeitete auf der Basis experimenteller Untersuchungen ein Prüfverfahren für Synchronisierungen mit dem Ziel einer Reduzierung der zu prüfenden Parameter. Dazu führte er Versuche mit verschiedenen Kombinationen von Schmierstoffen und Reibwerkstoffen unter Variation der Beanspruchungsgrößen durch. Für eine molybdänbeschichtete Synchronisierung sieht er die spezifische Reibarbeit und die maximale spezifische Reibleistung als wichtigste Einflussgrößen an.

*Brügel* [9] korrelierte die Ergebnisse von Lebensdaueruntersuchungen mit Lastkollektiven mit Resultaten von Einstufenversuchen. Er folgert, dass durch Kollektivversuche aussagekräftigere Ergebnisse erzielt werden können.

*Lösche* [29] führte umfangreiche experimentelle Untersuchungen zum Einfluss der Beanspruchungsparameter auf das tribologische Verhalten an zwei unterschiedlichen tribologischen Systemen durch. Auf Grundlage der Versuche wurde ein empirisches Verschleißmodell für konstante Beanspruchungen (Einstufenversuche) aufgestellt, bei dem die Parameter Flächenpressung und Anfangsgleitgeschwindigkeit in Form eines Temperaturansatzes sowie die Reibarbeit die Eingangsgrößen bilden. In weiteren Versuchen unter Kollektivbeanspruchung spiegelte sich qualitativ das Reibwertverhalten der Einstufenversuche wieder. Eine genaue Analyse der physikalischen Mechanismen, die den Zusammenhang zwischen Verschleiß und Temperatur begründen, war nicht möglich. Das auf einem Temperaturansatz basierende Verschleißmodell und verschiedene andere beobachtete Phänomene deuten jedoch darauf hin, dass die Temperatur eine entscheidende Einflussgröße auf den Verschleiß darstellt.



### 2.3.3 Reibflächenbeschaffenheit

Die Makrogeometrie der Reibflächen von Synchronisierungen ist durch spezielle Nuten mit dem Abtransport des Schmiermittels maßgeblich am Übergang von Flüssigkeitsreibung auf Mischreibung im Kontakt beteiligt. Im Gegensatz dazu wird in der Mikrogeometrie der Reibfläche in den Poren und zwischen den Rauheitserhebungen das Öl gespeichert und dient dort zur Kühlung des Reibkontaktes und zur Versorgung der Kontaktzone mit Additiven.

*v. Perponcher* [37] untersuchte die Auswirkungen einer verschleißbedingten Änderung der Oberflächentopographie im Dauerschaltversuch auf das Reibungsverhalten. Zur Korrelation von Oberflächentopographie und Reibungsverhalten wählt er die dreidimensional ermittelte Kernrautiefe als charakteristisches Merkmal der Oberflächengestalt und gibt geeignete Messparameter an. Die Glättung der Oberflächentopografie und der in Folge absinkende Reibwert bei hohen Gleitgeschwindigkeiten lassen auf einen zunehmenden hydrodynamischen Traganteil schließen.

*Socin* und *Kirk Walters* [47] untersuchten den allgemeinen Funktionszusammenhang zwischen Synchronisierungssystemen mit unterschiedlichen Gewindesteigungen der Reibfläche. Sie ermittelten, dass bei entsprechender Gewindegestaltung auf Axialnuten verzichtet werden kann. Hingegen fanden *Rosen, Krik, Eker* und *Mellgren* [45], dass Axialnuten für schnelleren Abfluss des Öls von der Reibkontaktoberfläche sorgen, was zu einem schnelleren Anstieg des Reibwertes im Reibkontakt führt. Der endgültige Reibungskoeffizient wird dadurch aber nicht erhöht. Es wird aber auch betont, dass gewindeförmige Rillen in Radialrichtung das Öl am schnellsten ablaufen lassen. Tiefe und Abstand der Gewindegänge, sowie der Flankenwinkel haben Einfluss auf den Reibwert-Zeitverlauf.

*Knoll* und *Backhaus* [25] verglichen experimentell und mit Hilfe von Simulationsrechnungen verschiedene Makrogeometrien mit radialen und axialen Nuten verschiedener Anzahl und Breite, sowie eine so genannte Waffelstruktur. Die Grundlage hierfür bildete die *Reynoldssche* Differentialgleichung für eine Strömung durch Spalte, welche durch die Makrogeometrie einen stufenförmigen Höhenverlauf haben. Die Arbeiten von *v. Perponcher* [37], die später auch durch Messungen von *Jaber* [1] bestätigt wurden, zeigen aber, dass neben der Makrogeometrie die Mikrogeometrie einen wesentlichen Einfluss auf den Reibmomentaufbau ausübt. Daher wurde in den Simulationsrechnungen von *Knoll und Backhaus* der Einfluss der Rauheit mit Hilfe der Methode der Flusstensen (Druckflusstensor und Scherflusstensor) berücksichtigt, die zu einer modifizierten Reynoldsschen Differentialgleichung führt. Für die Anwendung war es notwendig, die Mikrogeometrie messtechnisch zu erfassen und daraus Kennwerte für die Berechnung abzuleiten. Damit ließen sich die Messwerte durch die Simulationsrechnungen sehr gut nachbilden.

### 2.3.4 Verschleiß

Zur Verschleißbeschreibung an Synchronisierungen geht *Lösche* [30] in seinen Untersuchungen von einem Modell aus, das den Verschleiß pro Reibarbeit als eine Funktion eines Beanspruchungskoeffizienten des Typs

$$B = p^x \cdot v^y \quad (22)$$

ansieht. Der Beanspruchungskoeffizient kann als Maß für die im direkten Kontakt gleitender Oberflächen entstehenden, blitzartigen Temperaturerhöhungen angesehen werden. Die Exponenten werden aus experimentellen Untersuchungen ermittelt. Die Temperatur hat einen wesentlichen Einfluss auf das Verhalten tribologischer Systeme. Die Oberflächentemperatur als Summe aus mittlerer Körpertemperatur und kurzzeitigen, lokalen Temperaturüberhöhungen  $\Delta T$  ist für ein Tribosystem ein Resultat der von außen aufgeprägten Beanspruchungsgrößen:

$$\Delta T = f(p_m^x \cdot v_{\max}^y) \quad (23)$$

Der Schwerpunkt der experimentellen Untersuchungen lag auf zwei sehr unterschiedlichen tribologischen Systemen (Stahl/Messing, Stahl/ Molybdän). Das Tribosystem mit der Stahl/Messing- Reibpaarung zeigte in den Einstufenversuchen ein einheitliches Reibwert- und Verschleißverhalten. Bei allen Versuchen mit diesem System trat Verschleiß auf, wenn auch in unterschiedlicher Stärke. Beim Stahl/Molybdän-System konnten die Beanspruchungen hingegen nach ihrer tribologischen Wirkung in drei Bereiche mit signifikant unterschiedlichem Verhalten unterteilt werden.

Die Grundlage für das Verschleißmodell bilden Einstufenversuche, bei denen die Parameter „Flächenpressung“ und „Anfangsgleitgeschwindigkeit“ sowie die „Reibarbeit“ die Eingangsgrößen bilden. Im Modell wurde aus Gleitgeschwindigkeit und Flächenpressung ein Beanspruchungskennwert definiert, dem eine bestimmte Verschleißintensität zuzuordnen ist. Die Verschleißintensität als Verschleißvolumen bezogen auf die umgesetzte Reibarbeit lässt sich über die Reibarbeit pro Schaltung auf einen Axialverschleiß pro Schaltung umrechnen. Das Vorhandensein einer solchen Beziehung und verschiedene andere beobachtete Phänomene deuten darauf hin, dass die Temperatur eine entscheidende Einflussgröße auf den Verschleiß darstellt. Eine genaue Analyse der physikalischen Mechanismen, die den Zusammenhang zwischen Verschleiß und Temperatur begründen, war nicht möglich.

Anhand dieses Modells besteht die Möglichkeit, den Verschleißverlauf bzw. die erreichbare Schaltungsanzahl in einem Versuch in Abhängigkeit von den Beanspruchungsparametern zu berechnen. Dies ist auch dann möglich, wenn sich die Kontaktgeometrie mit zunehmendem Verschleiß ändert und daher nichtlineare und nichtaffine Verschleißverläufe zu erwarten sind.

In den Kollektivversuchen 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 berechnen. Bei dem System mit uneinheitlichem Verschleißverhalten musste hingegen ein indifferenter Bereich 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.

Die Versuche haben somit gezeigt, dass Einstufenversuche grundsätzlich geeignet sind, die Lebensdauer einer Synchronisierung in einem späteren Kollektiv zu beschreiben. Kollektivversuche können dabei zu einer Verkürzung der Versuchszeiten beitragen.

### 2.3.5 Temperatureinfluss

*Spreckels* [49] untersuchte gezielt den Einfluss der Körper- bzw. Blitztemperatur beeinflussenden Parameter wie die Öltemperatur, die Taktzeit und der Ölvolumenstrom oder die Reibleistungsverteilung auf das tribologische Verhalten von Synchronisierungen. Er baut dabei auf den Untersuchungen von *Lösche* [30] auf und erweitert die gewonnenen Erkenntnisse über den Einfluss der Beanspruchungsparameter Gleitgeschwindigkeit und Flächenpressung auf das Reibungs- und Verschleißverhalten unter Kollektivbeanspruchung hinsichtlich der weiteren Beanspruchungsparameter im realen Fahrbetrieb.

Ein eindeutiger Einfluss der Temperatur auf das tribologische Verhalten wurde bei beiden Systemen nachgewiesen. Aus den Versuchsergebnissen kann gefolgert werden, dass es für das tribologische Verhalten anscheinend unerheblich ist, durch welchen Beanspruchungsparameter die Temperaturen hervorgerufen werden. Somit ist eine Reduzierung der notwendigen Versuchsanzahl möglich. Unter Berücksichtigung der spezifischen Eigenschaften der tribologischen Systeme ist die Anwendbarkeit einer linearen Schadensakkumulationshypothese zur Berechnung des Verschleißes unter Kollektivbeanspruchung aus den Ergebnissen von Einstufenversuchen möglich. Andererseits kann unter bestimmten Umständen die erhöhte Aussagekraft von Stufen- und Kollektivversuchen zu einer Straffung und Verkürzung des Versuchsprogramms führen.

Eine Berechnung der Reibflächentemperatur an Synchronisierungen wurde von *Spreckels* [48] mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente (FEM) unter Berücksichtigung der Randbedingungen und physikalischen Eigenschaften durchgeführt. Das Ziel der Arbeit war, die Auswirkungen 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 Nutzfahrzeugsynchronisierung mit molybdänbeschichteter Reibfläche mit Hilfe einer Modellrechnung auf Basis der Finiten Elemente Methode analysiert. In einem ersten Berechnungsschritt wurden die aus den äußeren Beanspruchungen resultierenden Kontaktpressungen ermittelt und diese dann in einem zweiten Schritt den aus der Reibenergie resultierenden Wärmeströmen zugeordnet. Insgesamt wurde der Bereich des Schaltkraftanstieges in eine bestimmte Anzahl von Lastschritten unterteilt, um eine gute Auflösung der pressungsbedingten Temperaturentstehung im Kontakt zu gewinnen. Ein Ergebnis der Rechnung ist die zeitliche und örtliche Verteilung der Temperatur in der Kontaktfläche.

**Abbildung 10** zeigt das prinzipielle Vorgehen bei der Berechnung. Zunächst wird die Pressungsverteilung im Kontakt aus der Axialkraft numerisch bestimmt. In Abhängigkeit dieser Pressungsverteilung wird dann die zeitliche und örtliche Reibleistungsdichte analytisch berechnet. Abschließend erfolgt die numerische Berechnung der örtlichen und zeitlichen Tem-

peraturverteilung.

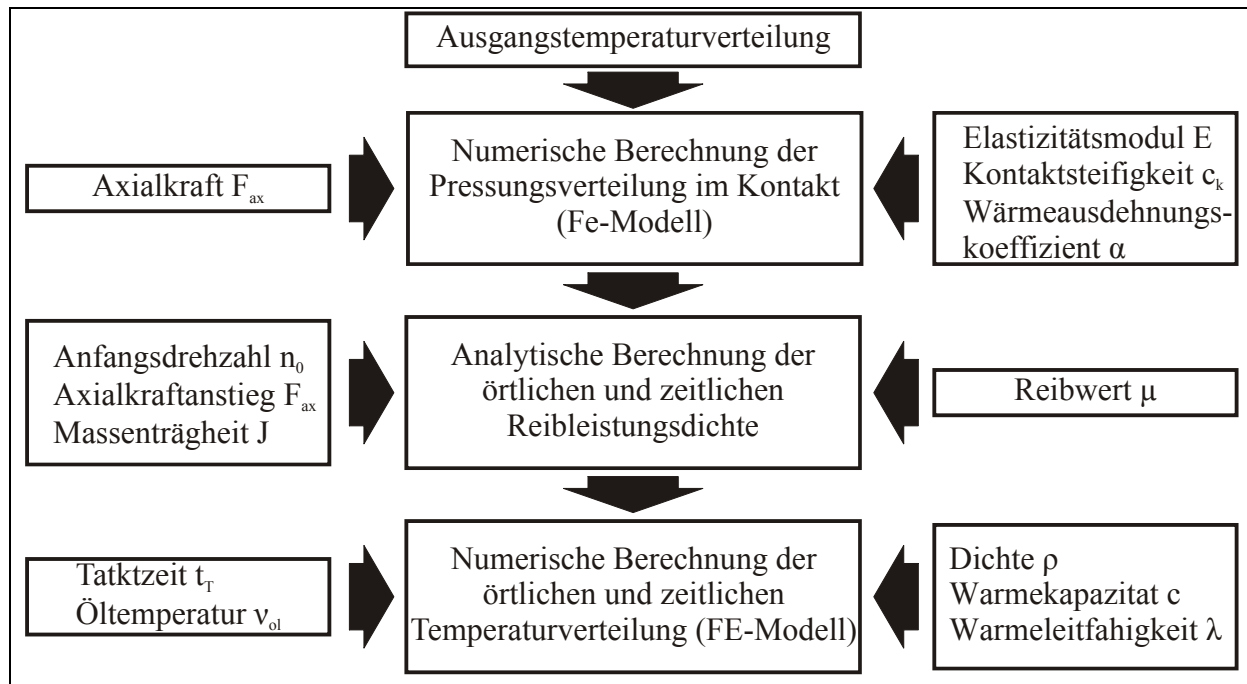


Abbildung 10: Kombination aus mechanischer und thermischer Rechnung [48]

Durch umfangreiche Prüfstandsversuche wurden Aussagen zum tribologischen Verhalten einer Synchronisierung mit Molybdän-Stahl-Reibpaarung bei unterschiedlichen Beanspruchungen gewonnen. Das Reibungs- und Verschleißverhalten dieser Paarung ist je nach Beanspruchung geprägt von drei Bereichen. Im ersten Bereich befinden sich Reibwert und Verschleiß in einer dauerhaften Hochlage. Im zweiten Bereich liegt eine dauerhafte Reibwerttieflage ohne messbaren Verschleiß vor. Der dritte Bereich ist durch eine anfängliche Reibwert- und Verschleißhochlage mit einem Übergang zur Tieflage gekennzeichnet.

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 Versuchsergebnissen.

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

Die für die Berechnung notwendigen Stoffwerte entstammen Herstellerangaben und der Literatur. Eine systembezogene, spezielle Bestimmung der physikalischen Kenngrößen für die Bauteile Synchronisierung erfolgte nicht. Konus und Ringträger bestehen aus geschmiedetem Stahl. Die Reibschicht ist durch Flammsspritzen auf den Ringträger aufgetragen. Es wird vereinfachend angenommen, dass zwischen Reibfläche und Ringträger keine zusätzlichen thermischen Widerstände existieren. Das Modell geht von einer gleichmäßigen Verteilung der

Reibungsenergie auf Reib- und Gegenreibfläche aus.

## 2.4 Physikalische Eigenschaften von Synchronisierungen

Die messtechnischen Möglichkeiten zur Ermittlung der Temperaturverteilung in Synchronisierungen und besonders die Messung der Oberflächentemperaturen sind begrenzt. Daher werden numerische Simulationen eingesetzt, um das thermische Verhalten während des Schaltvorganges darzustellen. Für diese Berechnungen ist die Eingabe der entsprechenden Stoffwerte notwendig, die größtenteils nicht bekannt sind.

Moderne Synchronringe bestehen aus geschmiedeten Messing oder Stahl, gesintertem Stahl oder umgeformtem Stahlblech. Der geschmiedete Messingring aus Vollmaterial hat thermische Eigenschaften, die am ehesten den bekannten Laborwerten entsprechen sollten. Dem Erwärmungsvorgang stellt sich nur die um die Trapeznuten reduzierter Reibfläche entgegen. Allerdings ist nicht auszuschließen, dass sich durch den Schmiedeprozess die thermischen Eigenschaften verändern. Bei Mehrstoffringen wird dem Stahlring mit aufgespritzter Reibschicht die beste Wärmeleitfähigkeit vorausgesagt. Die Substitution des Ringträgers durch Sinterstahl und die Aufbringung unterschiedlichster Reibbeläge reduzieren die Wärmeleitfähigkeit weiter.

### 2.4.1 Grundlagen der Wärmeleitung

Die Wärmeleitung ist ein Energietransport in Form von Wärme und liegt in einem ruhenden Stoff vor, wenn dort Temperaturunterschiede vorhanden sind. Dabei läuft der Wärmestrom in Richtung der abnehmenden Temperatur.

Der Zusammenhang zwischen der Wärmestromdichte und dem Temperaturgradienten wird mit dem nach *Fourier* benannten Ansatz beschrieben:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad } T \quad (24)$$

Dabei ist die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  [W/mK] eine stoffspezifische Größe. Sie bestimmt das Vermögen eines Stoffes, thermische Energie mittels Wärmeleitung zu transportieren. Sie ist eine Funktion der Temperatur und in geringem Maße auch des Druckes. Wenn keine großen Temperaturunterschiede vorhanden sind, werden diese Abhängigkeiten vernachlässigt. In der Praxis wird oft mit gemittelten Zahlenwerten gerechnet.

Es zeigt sich, dass der Berechnungsansatz das Wärmeleitungsverhalten für verschiedenste Situationen und unterschiedlichste Stoffe und für sehr unterschiedliche Temperaturgradienten sehr genau beschreibt. Aus diesem Ansatz ergibt sich die Wärmeleitungsgleichung zu:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (25)$$

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

Wobei die Temperaturleitfähigkeit  $a$  [m<sup>2</sup> / s] im Gegensatz zur Wärmeleitfähigkeit die instationären Effekte, wie sie etwa beim zyklischen Erwärmen von Reibflächen entstehen beschreibt. Vom Moment der Erwärmung an wird das thermische Verhalten eines Stoffes von

der Temperaturleitfähigkeit bestimmt. Im stationären Temperaturfeld bestimmt die Wärmeleitfähigkeit das Verhalten.

Die Temperaturleitfähigkeit kann bei Kenntnis der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  [W/mK], der spezifischen Wärmekapazität  $c$  [kJ/kg K], und der Dichte des Werkstoffes  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] nach Gleichung (25) berechnet werden.

### 2.4.2 Ermittlung der Wärmeleitfähigkeit

Zur messtechnischen Ermittlung der Wärmeleitfähigkeit stehen im Laborversuch an speziellen Probekörpern genormte Bestimmungsverfahren zur Verfügung ([13], [15], [14]). Grundlage der Messverfahren ist die Laplace-Gleichung für die Wärmeübertragung mit den speziellen Lösungen für die Sondergebiete der ebenen Wand und dem Zylinder.

Im stationären Zustand der Wärmeleitung gilt für das Plattenverfahren:

$$\dot{Q} = \lambda \cdot A \cdot \frac{(\vartheta_1 - \vartheta_2)}{l} \quad (26)$$

Die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  errechnet sich bei eindimensionaler Wärmeleitung im stationären Fall aus dem Wärmestrom  $\dot{Q}$  [W], der Temperaturdifferenz  $\Delta T = \vartheta_1 - \vartheta_2$  [K] der beiden Plattenseiten, der durchströmten Querschnittsfläche  $A$  [m<sup>2</sup>] der Platten und der durchströmten Länge  $l$  [m].

Im Rohrverfahren gilt:

$$\dot{Q} = \lambda \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (27)$$

Analog zum Plattenverfahren wird ein Wärmestrom  $\dot{Q}$  [W] in ein Rohr der Länge  $L$  [m] geleitet und die Temperaturdifferenz  $\Delta T = \vartheta_1 - \vartheta_2$  [K] der Rohrrinnen- ( $r_1$  [m]) und Rohraußenseite ( $r_2$  [m]) bestimmt.

### 2.4.3 Mechanische und thermische Eigenschaften des Ringträgers

*Krehl* und *Rau* [27] untersuchten den Einfluss verschiedener pulvermetallischer Werkstoffe auf die mechanische Festigkeit von Synchronringen. Besondere Beachtung wurde dabei der Formgenauigkeit und Verschleißfestigkeit der Dachschrägen und der Indexierung geschenkt. Dazu wurden vier Materialkombinationen verglichen, die teilweise durch Härten (Plasma-nitrieren, Einsatzhärten) nachbehandelt wurden. Es zeigen sich deutliche Unterschiede in der Zugfestigkeit der Bauteile durch die unterschiedlichen Materialkompositionen und Härteverfahren. Anhand von Schlifffbildern kann nachgewiesen werden, dass sich durch die unterschiedlichen Herstellungsverfahren die Randschichtgefüge der Sinterringe maßgeblich verändern. Die thermischen Eigenschaften der Ringe wurden nicht untersucht.

*Danninger* und *Leitner* [11] untersuchten im Vakuum mit einer Laser-Flash Apparatur die Veränderung der Temperaturleitfähigkeit von Sinterbauteilen aus reinem Eisenpulver mit der Zugabe von Legierungsbestandteilen während des Herstellungsprozesses. Die erreichten Temperaturen beim Sinterprozess betragen 1000 °C. Die Proben hatten einen Durchmesser

von 16 mm und eine Dicke von 5 mm. Der Wärmetransport innerhalb der Bauteile hängt von den Kontaktflächen zwischen den Partikeln und deren Veränderung während des Sinterprozesses ab. Dabei nimmt die Wärmeleitfähigkeit durch Zugabe von Legierungsbestandteilen ab.

#### **2.4.4 Wärmeleitfähigkeitsuntersuchungen in Klebeverbindungen**

*Hahn und Meschut* [23] untersuchten die Wärmeleitfähigkeit von Klebeverbindungen unter Berücksichtigung der klebespezifischen Randbedingungen. Da bisher auf dem Gebiet der Klebeverbindungen kein genormtes Verfahren zur Ermittlung der Wärmeleitfähigkeit existierte, entwickelten sie ein stationäres Messverfahren (bei einer Temperatur) und quasistationäres Messverfahren (im Temperaturbereich von  $-50^{\circ}\text{C}$  bis  $+150^{\circ}\text{C}$ ) Dabei wurden der Zustand gealterter und ungealterter Proben verglichen und der Einfluss unterschiedlicher Füllstoffe mit variierenden Volumenanteilen in der Polymermatrix untersucht.

Da die Füllstoffe neben den physikalischen insbesondere die strukturmechanischen Eigenschaften von Klebeverbindungen beeinflussen, wurde neben den Wärmeleitungseigenschaften auch das Festigkeitsverhalten der modifizierten Klebstoffe analysiert. Die Untersuchungen wurden mit warmhärtenden Reaktionsklebstoffen auf Polyurethan- und Epoxidharzbasis durchgeführt. Den ungefüllten Harzen wurden Füllstoffe, wie Quarzmehl, Aluminiumpulver und Silberpulver in unterschiedlicher Volumenkonzentration zugeführt. Dichtemessungen ergaben, dass die plättchenförmige Partikelgestalt der Aluminium- und Silberpulver den Hohlraumanteil der Klebeverbindung gegenüber einer Einmischung von Quarzmehl deutlich ansteigen lässt. Zudem wird die Verarbeitung durch die Begünstigung der Agglomerat- bzw. Hohlraumbildung erschwert. Die Festigkeit der Klebeverbindung wird schon durch die Zugabe geringster Mengen an Füllstoffen maßgeblich verändert. Die Wärmeleitfähigkeit der Klebeverbindung hängt von der Wärmeleitfähigkeit der Füllstoffe, dabei insbesondere von der Partikelform und deren Ausrichtung ab und von der Klebschichtdicke ab, was durch eine einfache analytische Berechnung und durch einen Vergleich mit experimentellen Untersuchungen nachgewiesen wurde.

#### **2.4.5 Wärmeleitfähigkeitsuntersuchungen in Reibschichten**

Die Wärmeleitfähigkeitsbestimmung in Reibschichten für Synchronisierungen beschränkt sich bisher auf die Ermittlung der physikalischen Eigenschaften im Laborversuch. Thermische Eigenschaften, wie sie aus besonderer Geometrie und dem Herstellungsprozess entstehen wurden noch nicht speziell untersucht.

*Boo und Young* [7] stellten ein analytisches Modell zur Berechnung der Wärmeleitfähigkeit in gewebten phenolharzgebundenen Karbonfaserverbundwerkstoffen auf und verglichen die Berechnungsergebnisse mit experimentellen Ergebnissen. Trotz der sehr hohen Wärmeleitfähigkeit des Karbons in Faserrichtung, weisen die Verbundwerkstoffe eine wesentlich geringere Wärmeleitfähigkeit als Metalle auf. Die physikalischen und thermischen Eigenschaften hängen von der Webrichtung der Fasern ab. Diese Materialien eignen sich sehr gut zur thermischen Isolierung.

*Eckert und Goldbach* [17] untersuchten die Zusammensetzung von phenolharzgebundenen Hochleistungsbrembelägen. Bei diesen Reibbelägen tritt bei hohen Beanspruchungen ein Reibwertabfall durch die Zersetzungsprodukte zwischen Reibbelag und Gegenreibkörper auf. Dieses sogenannte „Fading“ (Schwinden) hängt von der Belagszusammensetzung, dem Bindemittel (Phenolharz) und zusätzlichen Beimischungen ab. Die verwendeten Phenolharze tragen stark zur Reibwerthöhe bei, greifen den Gegenreibkörper stark an und erbringen bei hohen Temperaturen mit und ohne Sauerstoffzutritt einen hohen Restkohlenstoffgehalt. Die Festigkeit der Beläge wird im hohen Temperaturbereich durch die gezielte Karbonisierung der Bindemittel erreicht. Beim Bremsbetrieb wandert die karbonisierte Schicht in Folge der thermischen Beanspruchung durch den Reibbelag.

*Gopal, Dharani und Blum* [20] untersuchten das Fading an phenolharzgebundenen Karbonfaserreibschichten in Abhängigkeit unterschiedlicher Zusätze auf einem Trommelbremsenprüfstand bei stationären Beanspruchungsbedingungen. Der Bereich des Fadings begann bei einer an der Gegenreibfläche in der Nähe des Kontaktes gemessenen Temperatur von 200 °C. Bis zum Beginn des Fadings bei dieser Temperatur erfolgte ein Reibwertanstieg. Beim Fading dann ein Reibwertabfall des Systems. Des Weiteren wurde eine Pressungsabhängigkeit des Reibwertes beobachtet.



### 3 Basis der Untersuchungen

Die experimentellen Untersuchungen zum tribologischen Verhalten und zur Temperaturleitfähigkeit von Synchronisierungen wurden auf speziell dafür entwickelten Prüfständen im Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Leibniz Universität Hannover durchgeführt.

#### 3.1 Universalreibflächenprüfstand - $\mu\text{comp}$

Das Grundprinzip des Universalreibflächenprüfstands (**Abbildung 11**) besteht darin, dass eine auf der Prüfwellen angeordnete Reibfläche in Verbindung mit einer Schwungmasse auf eine vorgegebene Drehzahl, welche der zu untersuchenden Differenzdrehzahl entspricht, beschleunigt und über die zu untersuchende Gegenreibfläche gegen den stillstehenden, fest mit dem Gehäuse des Prüfstandes verbundenen Messaufnehmer abgebremst wird.

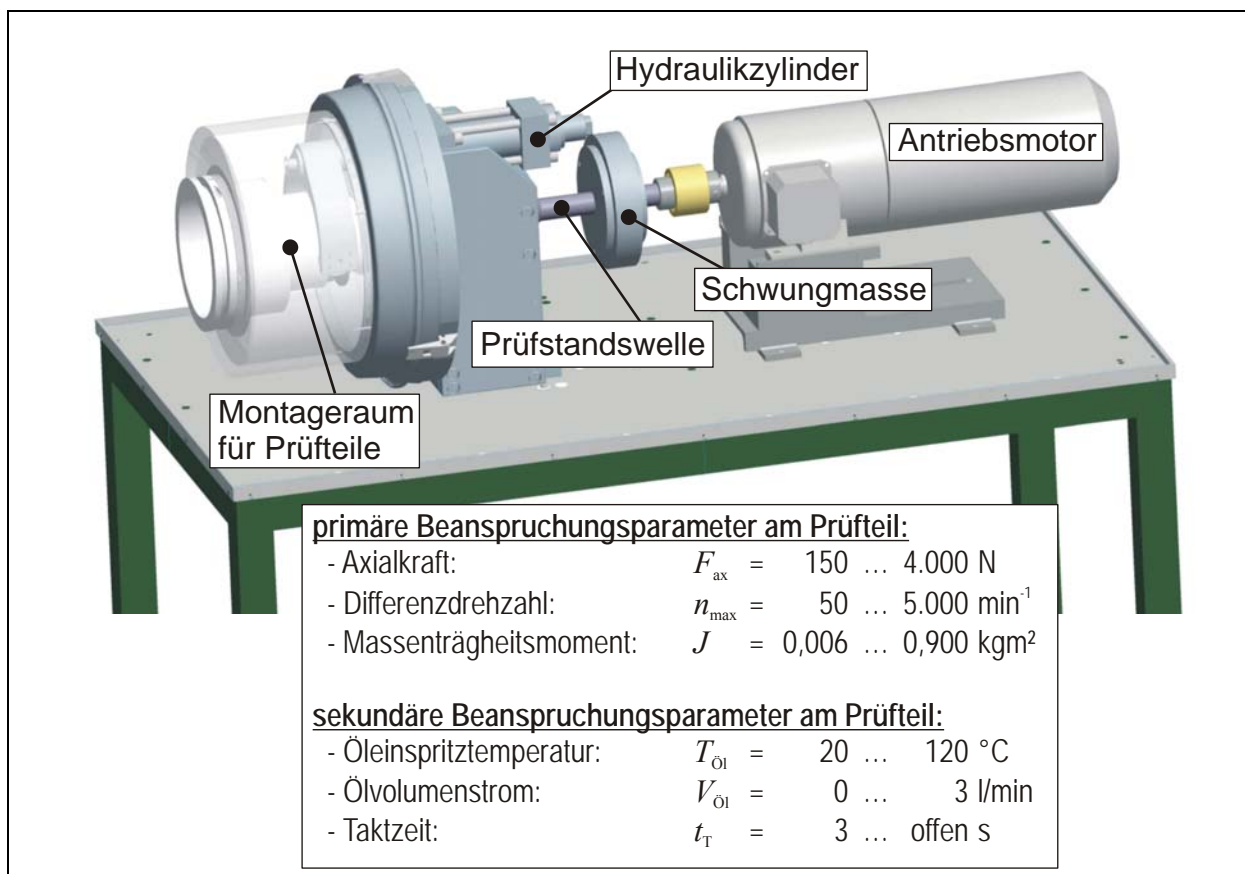


Abbildung 11: Aufbau und Prüfparameter am Universal-Reibflächenprüfstand

Der Universalreibflächenprüfstand ermöglicht eine Untersuchung einfacher (z.B. Stift-Scheibe) und aufwändiger Reibpaarungen mit beliebiger Anordnung der Reibflächen (z.B. Synchronisierungen, Lamellenkupplungen). Die Beanspruchung der Reibpaarung lässt sich durch die freie Variation nahezu aller Beanspruchungsparameter über das komfortable Mess- und Steuerungsprogramm *SYNCHRO* [50] einfach zusammenstellen. Dabei können die Beanspruchungsgrößen sowohl stationär oder instationär (transient) aufgebracht werden. Eine Besonderheit des Prüfstandes ist die Möglichkeit der stochastischen Beanspruchungsreihenfolge

und dem beliebigen Wechsel der Drehrichtung, welche realitätsnahe Beanspruchungen realistisch widerspiegelt.

### 3.1.1 Mess- und Steuergrößen

**Abbildung 12** zeigt die Anordnung der Synchronisierung im Prüfstand. Im Standardfall wird das Losrad über die Verzahnung in einer Adaptierung eingespannt. Die Zentrierung erfolgt über den Innendurchmesser des Losrades. Die Adaptierung ist direkt mit dem Messaufnehmer verbunden und ermöglicht so die reibungsfreie Erfassung des Reibmomentes und der Axialkraft.

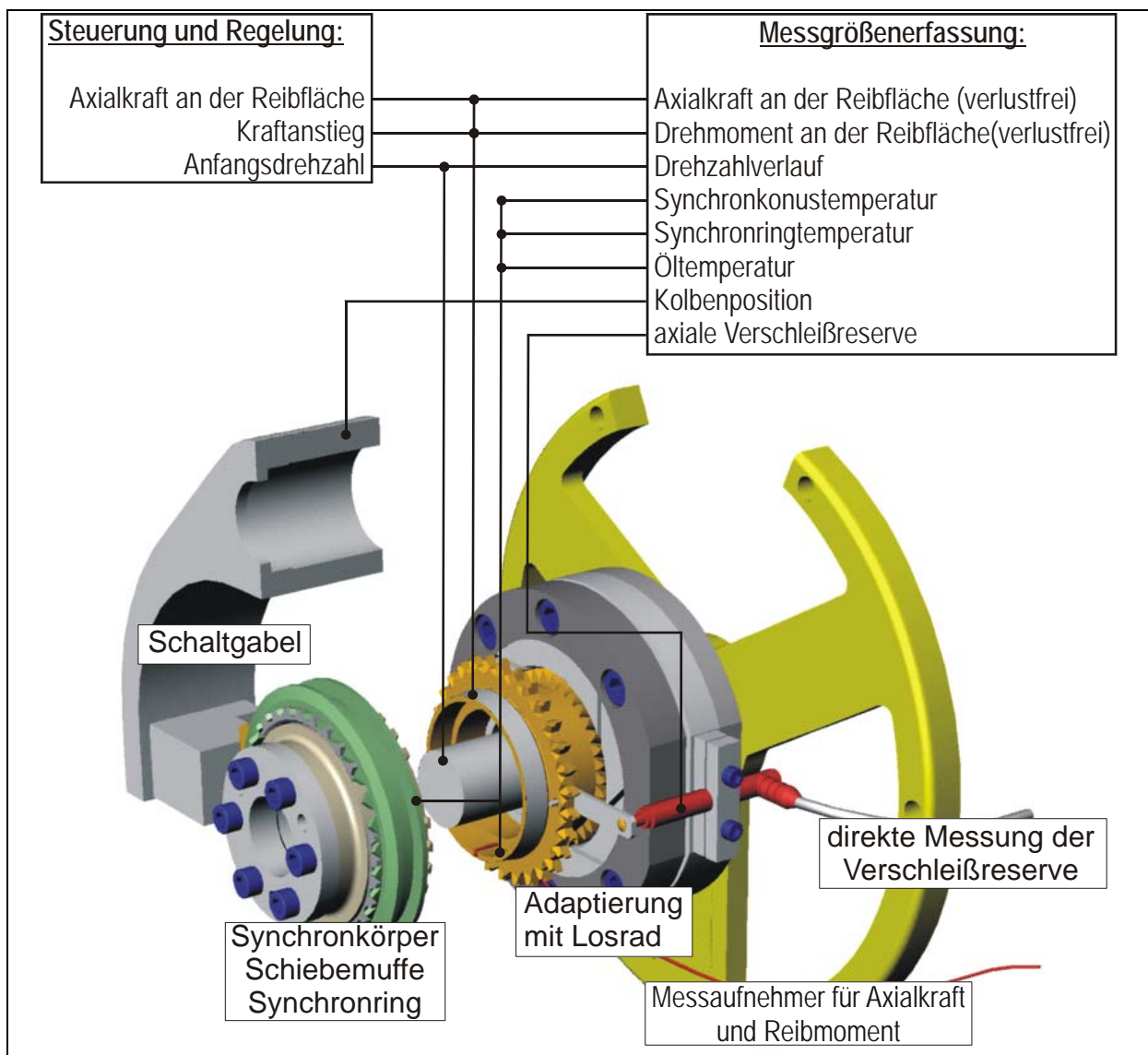


Abbildung 12: Adaptierung der Synchronisierung und Erfassung der Messgrößen

Die Axialkraft wird über die Schaltdauer konstant gehalten. Zur genauen Bestimmung des Verschleißfortschrittes wird die Ringposition während jeder Schaltung in Abhängigkeit von der Konusposition mit einem induktiven Messtaster erfasst. So können nichtlineare Verschleißfortschritte sicher erfasst werden. Des Weiteren ist zu jedem Zeitpunkt der Schaltung die Ringposition bekannt. Beim Vergleich der Ringposition mit der Schaltgabelposition kön-

nen Rückschlüsse auf die Sperrstabilität der Systeme innerhalb der Schaltung gezogen werden.

Das tribologische Verhalten der Synchronisierung wird maßgeblich durch die Temperaturen der Bauteile beeinflusst. Eine von außen veränderte Bauteiltemperatur verändert die mittlere Reibflächentemperatur und ist im Reibungsverhalten des Systems zu erkennen. Sprunghaft veränderte Bauteiltemperaturen führen zu sprunghaften Reibwertreaktionen. Zur sicheren Deutung des tribologischen Verhaltens ist es daher unerlässlich, alle messbaren thermischen Größen zu erfassen.

Die Prüfstandssoftware erfasst und speichert alle Temperaturverläufe. So ist sichergestellt, dass kein zusätzlicher zeitlicher Versatz zwischen Beanspruchung und Bestimmung der Temperaturmessgrößen auftreten kann. Die Temperaturverläufe werden für jede Einzelschaltung komplett und zusätzlich deren Mittelwerte in einer Trenddatei abgespeichert.

Für Standarduntersuchungen wird ein vakuumverschweißtes NiCrNi-Thermoelement in einer Bohrung unterhalb der Reibfläche am stillstehenden Bauteil platziert. Das verwendete Thermoelement zeichnet sich durch eine geringe Baugröße und die damit verbundene einfache Applizierung auch an kleinen Bauteilen aus. Zusätzlich kann die Temperatur mit einer Telemetrie am drehenden Bauteil erfasst werden. Auf Grund der zunehmenden hohen Beanspruchung der Synchrosysteme und der „dünnen“ Bauteile wird die Temperaturmessung am drehenden Bauteil in der Regel in Stichproben durchgeführt, um die Bauteile durch Bohrungen der Temperatursensoren nicht zusätzlich zu schwächen. Wegen des geringen zur Verfügung stehenden Bauraumes und der schlechten Zugänglichkeit der Reibfläche müssen die Temperaturenfnehmer sehr platzsparend eingeklebt werden. Zudem muss die Klebestelle gegen hohe Temperaturen und aggressive Öle resistent sein.

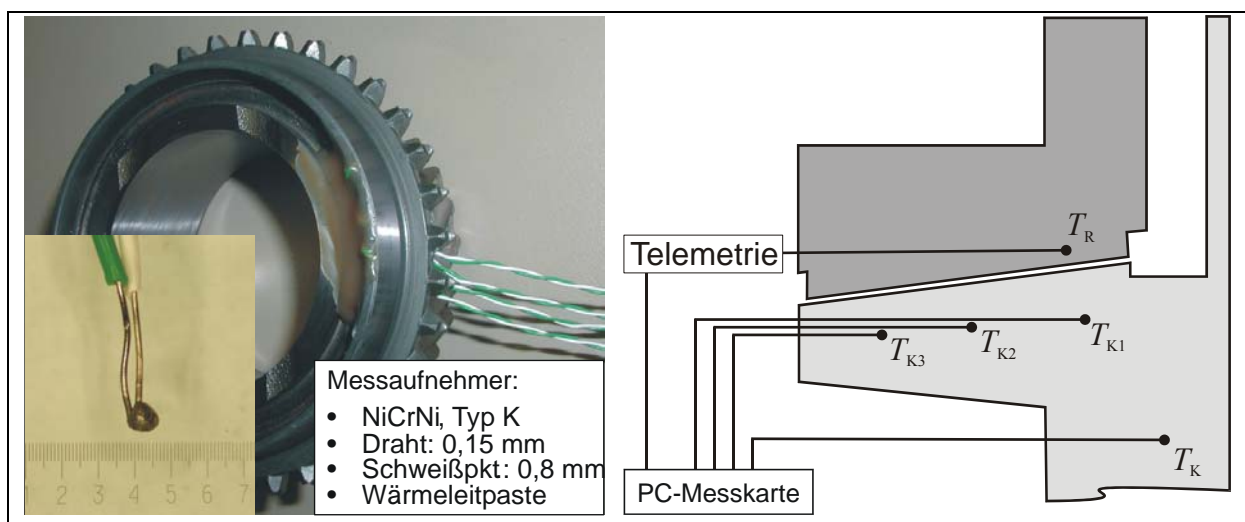


Abbildung 13: Messstellenanordnung am Seriensystem

Zur Berechnung der Temperaturverteilung an Bauteil- und Reibflächen ist es notwendig den Temperaturgradienten im Bauteil zu bestimmen. Dazu müssen mehrere Temperatursensoren an unterschiedlichen Stellen im Bauteil platziert werden (**Abbildung 13**). In Abhängigkeit der Messstellenposition ergibt sich ein Temperaturgradient im Bauteil, der durch unterschiedliche

Temperaturverläufe deutlich wird (**Abbildung 14**).

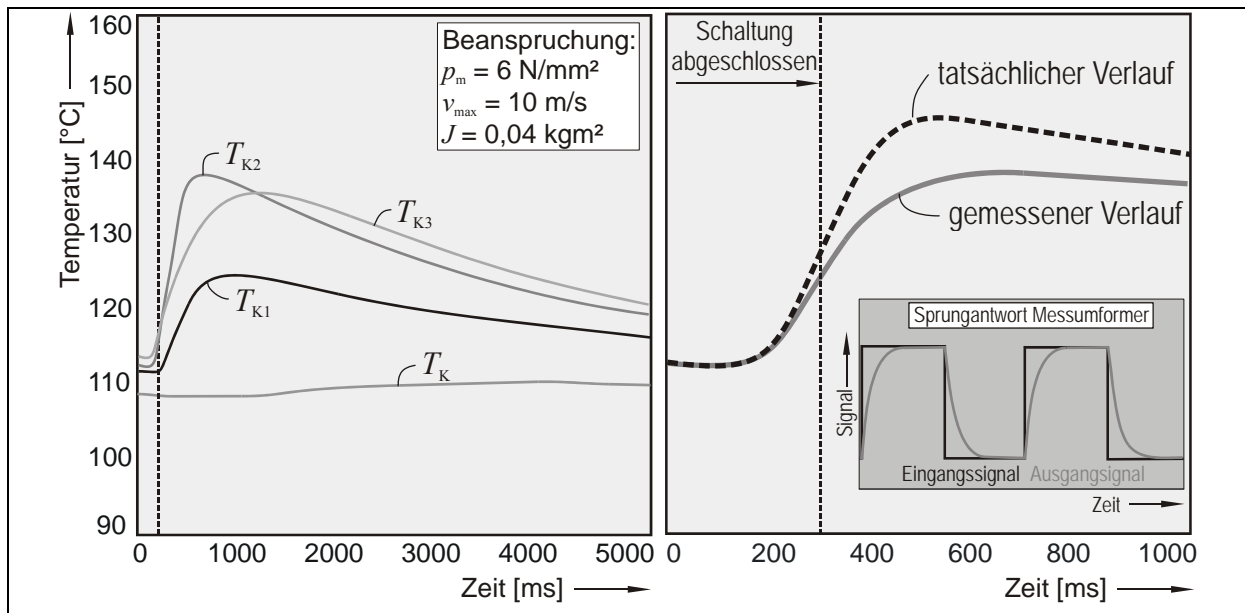


Abbildung 14: Temperaturgradient im Bauteil

Das messbare Temperaturmaximum tritt in der Regel nach dem Ende der Schaltung auf, da der durch die Reibung eingebrachte Wärmestrom die Messstelle erst nach einiger Zeit erreicht und die Umformung der Messgröße im Messwertumformer zusätzlich Zeit in Anspruch nimmt. Der thermische Kontakt zwischen Thermoelement und Messstelle dämpft die Temperaturmessung zusätzlich. Des Weiteren wird die Messwertumformung durch die verwendeten elektronischen Bauteile verzögert. Diese sind prinzipbedingt auf Entstörung des Messsignals ausgelegt und verlangsamen zusätzlich den Messwertanstieg. Gerade bei schnellen Temperaturänderungen sind die tatsächlichen Temperaturen höher als die gemessenen Temperaturen.

### 3.1.2 Versuchsdurchführung

Zur Analyse des Reibungs- und Verschleißverhaltens von Synchronisierungen werden standardmäßig Einstufendauerschaltversuche, geordneter und stochastisch gestufte Versuche angewendet. Die prinzipielle Reihenfolge der Beanspruchungsstufen zeigt **Abbildung 15**. Es ist möglich, alle Versuche mit konstanter und wechselnder Drehrichtung durchzuführen. Mit dieser Art der Versuchsdurchführung werden bauteilspezifische, drehrichtungsabhängige Einflüsse sicher erkannt. Die Versuchsansätze beginnen in der Regel mit einer gewissen Anzahl von Einlaufschaltungen bei niedrigen Beanspruchungen, um fertigungsbedingte Einflüsse zu reduzieren und die Spitzen an den Reiboberflächen zu glätten.

Im **Einstufendauerschaltversuch** wird das System über eine bestimmte Anzahl von Schaltungen mit einer von Schaltung zu Schaltung konstanten Beanspruchung belastet.

Die Beanspruchungsreihenfolge im **geordneten Mehrstufendauerschaltversuch** kann beliebig variiert werden. Es hat sich jedoch gezeigt, dass der Reibkontakt maßgeblich durch die lastabhängige Ringstülpung beeinflusst wird. Deshalb werden zu konstanten Pressungsstufen die Anfangsgleitgeschwindigkeiten pyramidenförmig variiert. Dieses Vorgehen ermöglicht eine Aussage über die tribologischen Systemeigenschaften innerhalb einer Pressungsstufe bei

unterschiedlichen Anfangsgleitgeschwindigkeiten, weil die kraftabhängige Ringstülpung in der Stufe konstant gehalten wird und somit eine kraftabhängige Veränderung der Kontaktfläche ausgeschlossen werden kann.

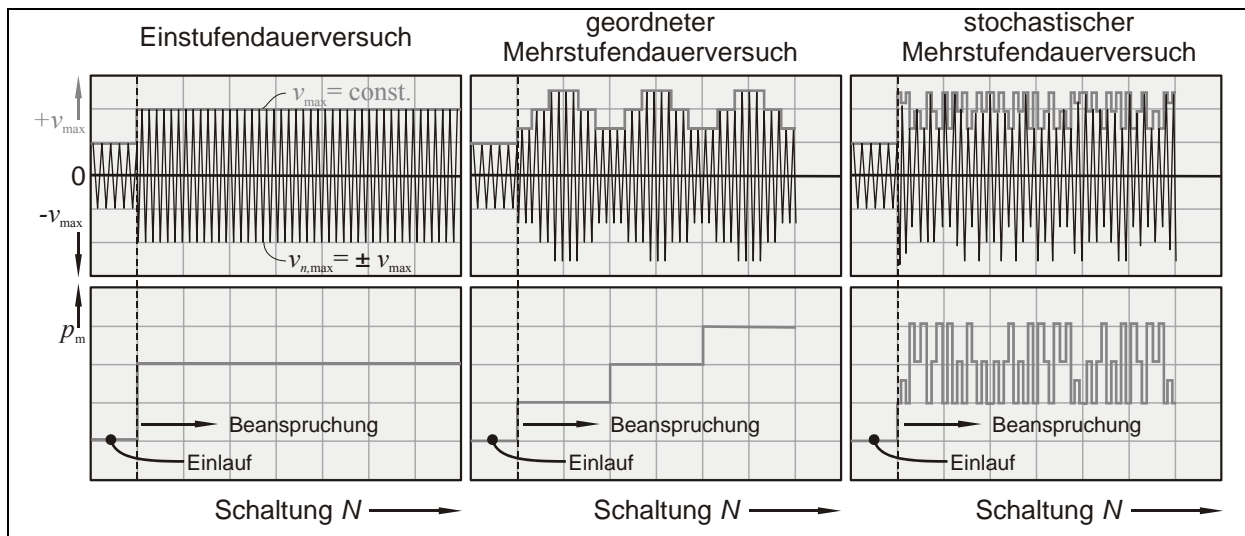


Abbildung 15: Einstufendauerschaltversuch

Der **stochastische Mehrstufendauerversuch** ist die realitätsnächste Beanspruchung der Synchronisierung im Prüfstand. Im Gegensatz zu der geordnet gestuften Beanspruchungsreihenfolgen werden hier zufällige Beanspruchungskombinationen von Anfangsgleitgeschwindigkeit und Flächenpressung untersucht. Beim Vergleich von stochastischer mit geordnet gestufter Versuchsdurchführung, sollte der Anteil der einzelnen Beanspruchungsstufen im stochastischen Versuch dem Anteil der im geordnet gestuften Versuchen entsprechen.

### 3.2 Wärmeleitfähigkeitsprüfstand

Der in **Abbildung 16** dargestellte Wärmeleitfähigkeitsprüfstand ermöglicht die experimentelle Ermittlung der Wärme- und Temperaturleitfähigkeit von Synchronringen. Der Heizkegel wird bei abgehobenem Synchronring auf eine vorgegebene Solltemperatur erwärmt. Der Synchronring wird dabei von einem klimatisierten, abwärtsgerichteten Luftstrom auf Umgebungstemperatur gehalten. Nach dem Temperatúrausgleich von Konus und Ring wird über den Hebelmechanismus ein Schaltvorgang simuliert und der Ring mit einer definierten Axialkraft auf den Konus gepresst. Der Konus hält auf Grund der dem Ring gegenüber deutlich größeren Masse die Temperatur konstant.

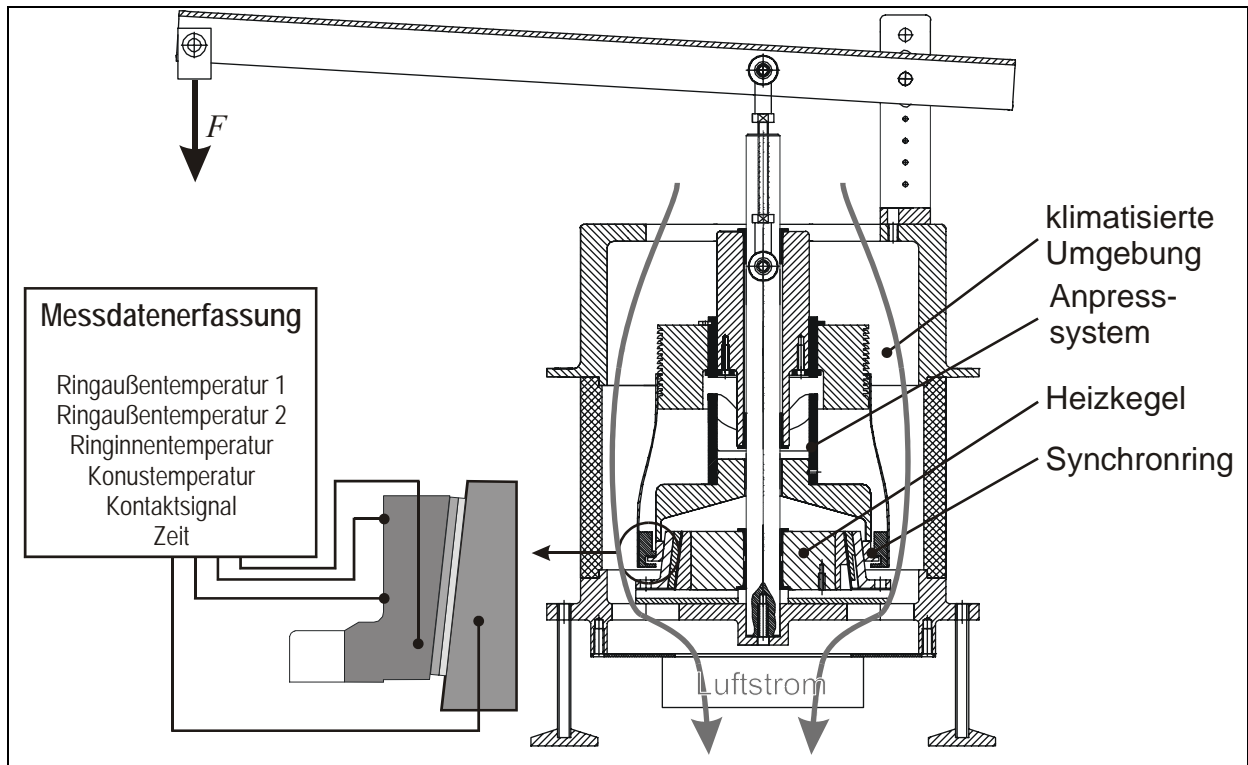


Abbildung 16: Prüfstand zur Ermittlung der Wärmeleitfähigkeit von Synchronringen

Dieses Verfahren weicht von den klassischen Verfahren zur Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit nach DIN52612 [13] und DIN52613 [14] in folgenden Punkten ab:

- Die Bestimmung von Temperatur- und Wärmeleitfähigkeit wird am realen Bauteil mit kegeliger Kontaktfläche durchgeführt.
- Eine Isolierung von Ring und Konus gegenüber der klimatisierten Umgebung ist auf Grund der komplexen Geometrie nicht möglich.
- Der Wärmestrom durch das Bauteil ist nicht bekannt. Die Konustemperatur ist konstant.
- Der Wärmestrom variiert in Abhängigkeit der bauteilspezifischen Kontaktfläche.
- Die Wärmeabfuhr an den Ringaußenflächen erfolgt durch die Konvektion im temperierten Luftstrom

Die Temperaturmessung am Synchronring wird mit Thermoelementen an unterschiedlichen Stellen durchgeführt und ermöglicht somit die Bestimmung der Temperaturverteilung im Bauteil. Auf die Berechnung der Wärmeleitfähigkeit wird im folgenden Kapitel eingegangen.

## 4 Berechnungsmodell

Die Temperatur im tribologischen Kontakt hat sich in vielen Untersuchungen als eine entscheidende Einflussgröße auf das tribologische Verhalten reibungsbehafteter Oberflächen herausgestellt. Die direkte Temperaturmessung kann ohne eine große Störung des tribologischen Kontaktes bei Synchronisierungen nicht erfolgen. Aus diesem Grund soll die Temperaturverteilung mit dem Verfahren der Finiten Elemente (FEM) bestimmt werden<sup>1</sup>. Dazu ist es notwendig, die thermischen Eigenschaften der verwendeten Materialien im verarbeiteten Zustand zu kennen. Die verfügbaren Literaturwerte reichen dazu oftmals nicht aus.

Zunächst wird die Berechnung der thermischen Eigenschaften von Synchronringen durchgeführt und mit den Ergebnissen des Wärmeleitfähigkeitsprüfstandes abgeglichen. Nachfolgend wird die Berechnung der Pressungs- und Temperaturverteilung in der Synchronisierung mit den angepassten Stoffwerten durchgeführt.

### 4.1 Berechnung der thermischen Eigenschaften von Synchronringen

Zur Bestimmung der thermischen Eigenschaften von Synchronringen wird ein zweidimensionales, rotationssymmetrisches Modell der Querschnittsfläche aus einer Variablendatei automatisch generiert. Damit ist es möglich, verschiedene Synchronringgeometrien zu analysieren. Der verwendete Elementtyp weist thermische Freiheitsgrade auf. Durch die Rotationssymmetrie sind die Temperaturen unabhängig vom Umfangswinkel. Die Wärmeströme im Bauteil treten nur in axialer und radialer Richtung auf. Die Wärmeleitungsgleichung für das zu lösende Problem ergibt sich zu [48]:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{q}_r}{r} + \frac{\partial \dot{q}_r}{\partial r} + \frac{\partial \dot{q}_{zz}}{\partial z} &= -\rho \cdot c \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial t} ; \dot{q} = -\lambda \text{grad } \vartheta \\ \Rightarrow \lambda \left[ \frac{\partial \vartheta}{\partial r} \cdot \frac{1}{r} + \left( \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} \right) \right] &= \rho \cdot c \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial t} \end{aligned} \quad (28)$$

Für die Ausprägung des Temperaturanstieges im Bauteil sind die thermischen Materialeigenschaften, wie Wärmeleitfähigkeit, -Kapazität und Dichte ausschlaggebend. Durch die Temperaturabhängigkeit dieser Größen wird eine transiente Rechnung notwendig.

Neben den thermischen Verhältnissen im Inneren des Bauteiles werden die Wechselwirkungen mit der Umgebung durch die Randbedingungen und äußeren Lasten definiert.

In **Abbildung 17** ist die Querschnittsfläche des Synchronringes mit den Randbedingungen dargestellt. Der Temperatursensor T1 ist direkt an der Verbindungsstelle Reibbelag Ringträger angebracht. Die Sensoren T2 und T3 werden mit der Klemme und den Federn von Außen auf die Ringmantelfläche gedrückt. Die Konvektion zwischen den Ringaußenflächen und dem Luftstrom, sowie der Wärmeübergang zwischen Klemme und Ringträger werden mit Temperaturmessungen am Prüfstand experimentell bestimmt und mit der Simulationsrechnung abgeglichen.

<sup>1</sup> In dieser Arbeit wird mit dem Programm ANSYS in der Version 10.0 gearbeitet.

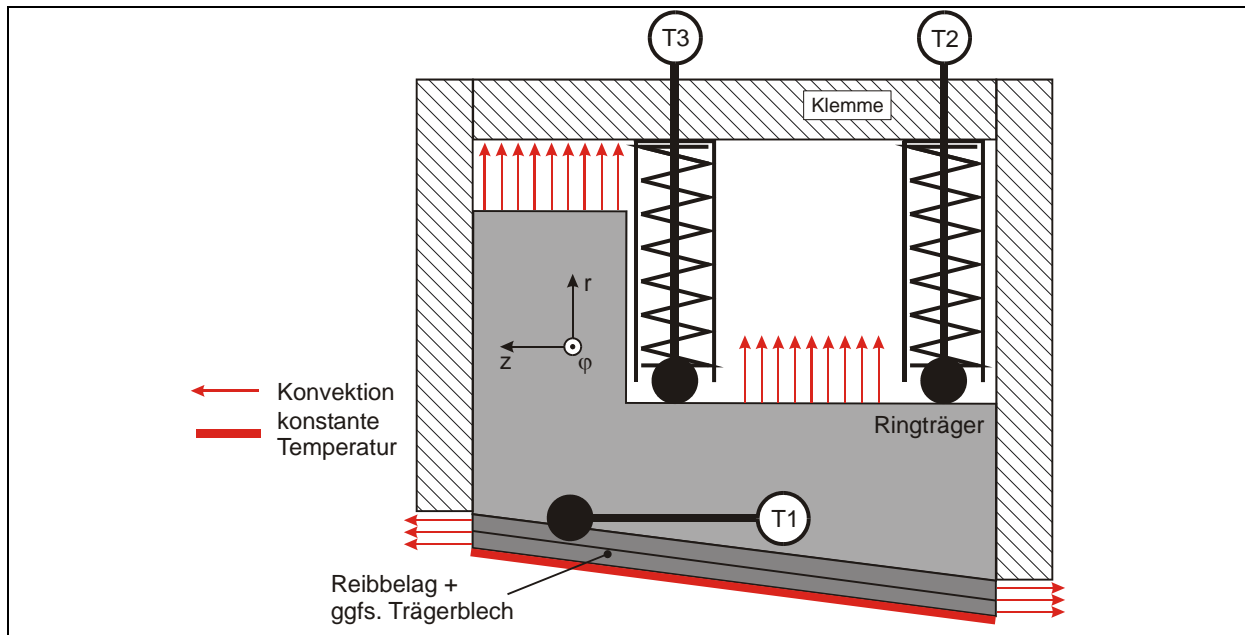


Abbildung 17: Modell mit Randbedingungen und Temperaturmessstellen

In **Abbildung 18** ist eine berechnete Temperaturverteilung für eine Reibflächentemperatur von  $80\text{ °C}$  exemplarisch dargestellt. Die plötzliche Erwärmung der Reibfläche führt zu der im Zeitverlauf unterschiedlichen Temperaturverteilung im Synchronring. Die Erwärmung der Reibfläche erfolgt über die Erwärmungszeit gleichmäßig. Zwischen den Klemmen und dem Synchronring findet ein Wärmeaustausch statt. Im Bereich der äußeren Messstellen 2 und 3 findet durch den klimatisierten Luftstrom Konvektion statt. Hier wird die Klemme am kleineren Kegeldurchmesser direkt angeströmt und die Klemme liegt am großen Kegeldurchmesser im Windschatten. Daraus und durch die Kegelreibfläche ergibt sich eine Temperaturverteilung, die ihr Maximum im Bauteil an Messstelle 1 am großen Kegeldurchmesser ausbildet.

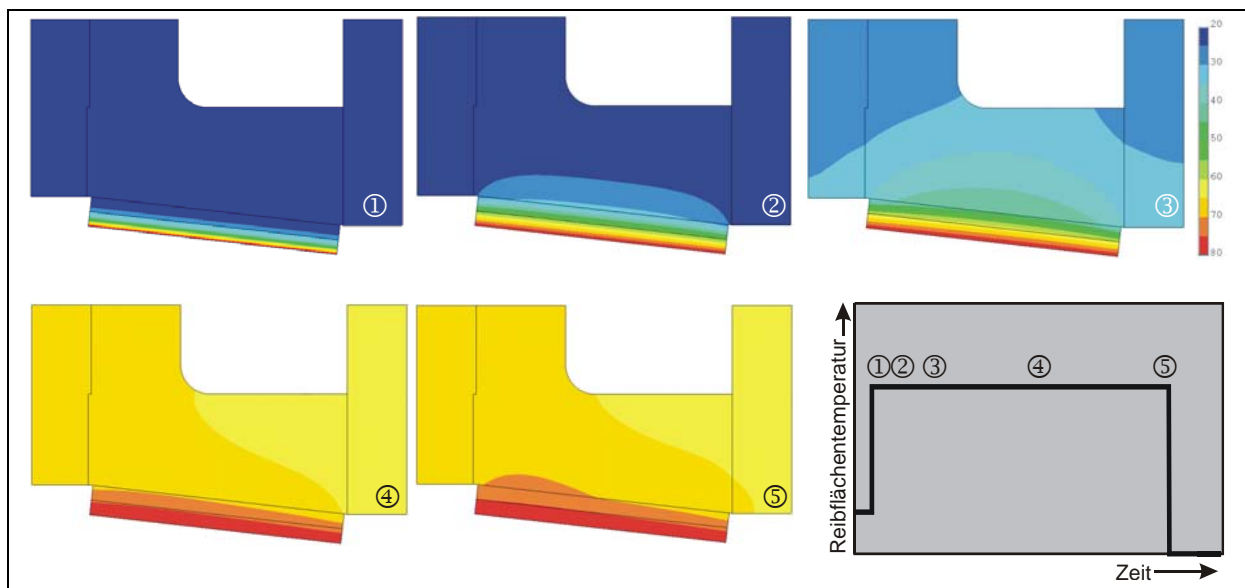


Abbildung 18: Temperaturverteilung im Ringmaterial C1 zu unterschiedlichen Zeitpunkten bei einer Reibflächentemperatur von  $80\text{ °C}$

Die Berechnung der Temperatur- und Wärmeleitfähigkeit wird mit den aus der Literatur be-



kannten oder abgeschätzten Werten für Wärmeleitfähigkeit, spezifische Wärmekapazität und Dichte gestartet. Die Anpassung des berechneten an den gemessenen Temperaturverlaufes erfolgt durch schrittweise (iterative) Veränderung der Wärmeleitfähigkeit des Reibbelages im Berechnungsprogramm.

Ein berechneter Temperaturverlauf für das Material C1 bei einer Reibflächentemperatur von 120 °C fällt etwas höher aus als der gemessene (**Abbildung 19**). Zudem ist der gemessene Verlauf zeitlich etwas verzögert. Qualitativ lassen sich die Verläufe sehr gut miteinander vergleichen. Sie sind lediglich geringfügig parallel verschoben. Diese Unterschiede zwischen Rechnung und Messung sind auf folgende Gründe zurückzuführen:

- Durch unzureichenden thermischen Kontakt zwischen Sensor und Bauteil ist dort die Leitfähigkeit geringer als im übrigen Bauteil.
- Die Position der Temperatursensoren stimmt in Folge von Fertigungsabweichungen bei Rechnung und Messung nicht exakt überein.
- Die örtliche Auflösung der Mess- und Rechenstellen führt zur Mittelwertbildung.
- Die Konvektionsrandbedingungen und der Wärmeübergang zwischen Ringträger und Klemmen stimmen nicht exakt überein.
- Die Wandlung des Temperatursignals im Messumformer benötigt Zeit.

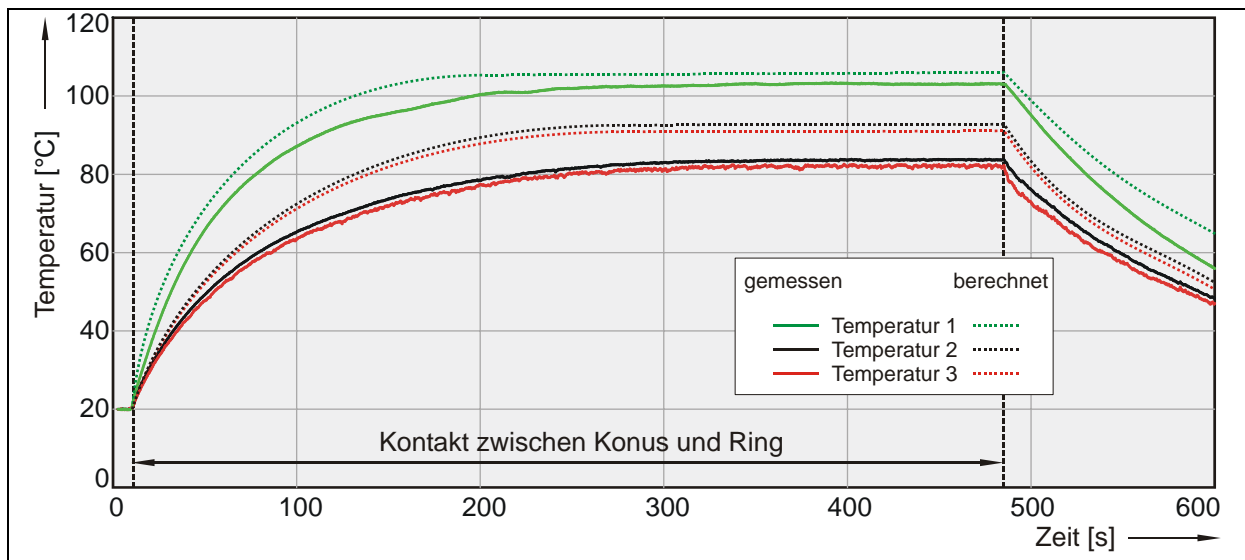


Abbildung 19: Gemessener und berechneter Temperaturverlauf am Wärmeleitfähigkeitsprüfstand

## 4.2 Modellierung des mechanischen Kontaktes

Die Verteilung der Reibungsenergie in der Reibfläche wird durch die örtliche Kontaktpressung bestimmt. Sie hängt bei der Berechnung sehr stark von der Berechnungsmethode ab. Im Folgenden wird der Kontaktalgorithmus ausgewählt und die Kontaktsteifigkeit bestimmt. Abschließend wird der Einfluss der Vernetzungsdichte auf das Rechenergebnis dargestellt.

### 4.2.1 Wahl des Kontaktalgorithmus

Das FEM-Programm ANSYS bietet drei Algorithmen für die Berücksichtigung der nichtlinearen Randbedingung „Kontakt“ zwischen zwei Körpern an [2]. **Abbildung 20** zeigt den Kontakt zwischen zwei vernetzten Körpern, an denen spezielle Kontaktelemente platziert sind. Zur mathematischen Lösung des Kontaktproblems ist eine geringe Durchdringung  $\Delta t > 0$  der Bauteile notwendig, auch wenn die Bauteile sich physikalisch nicht durchdringen.

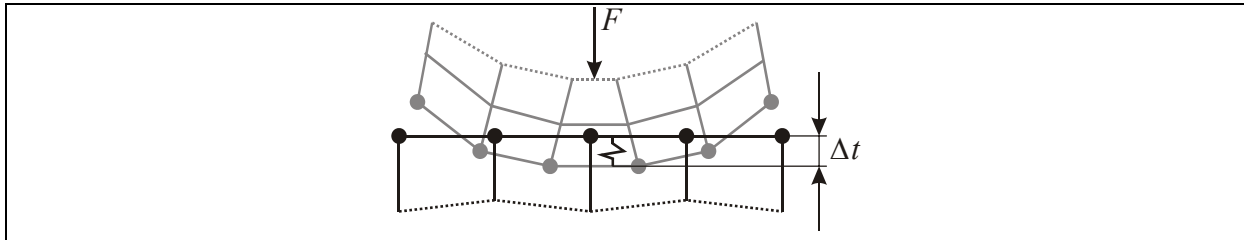


Abbildung 20: Kontaktsteifigkeit und Durchdringung

Für die Berechnung des Kegelkontaktproblems an Synchronisierungen werden im Folgenden drei Methoden näher beschrieben:

- Pure Penalty
- Lagrange
- Augmented Lagrange (Standardeinstellung)

Das **Pure Penalty** Verfahren formuliert die Kontaktbedingung als eine Nebenbedingung. Es wird bei der Berechnung von flächigem Kontakt, mit daraus resultierender geringer Durchdringung empfohlen. Das Verfahren ermöglicht die Variation der Kontaktsteifigkeit (FKN). Durch diesen direkten Zugriff auf die Kontaktelemente können Konvergenzprobleme bei der Berechnung verringert werden. Allerdings kann die Durchdringung vorher nicht abgeschätzt werden.

Bei dem **Lagrange** Verfahren wird die Kontaktbedingung als weiterer Freiheitsgrad formuliert. Damit können lokale Kontaktprobleme, die sensitiv auf Durchdringung sind, präzise berechnet werden. Die Kontaktsteifigkeit wird nicht definiert und scheidet somit als möglicher Einflussparameter auf die Berechnungsergebnisse aus. Dieses Verfahren ist speicherintensiver und neigt zu Konvergenzproblemen.

Das **Augmented Lagrange** Verfahren kombiniert die beiden Verfahren und ist die Standardeinstellung für die Kontaktberechnung. Dabei wird zunächst mit dem Penalty Verfahren der Kontakt bestimmt und anschließend, falls die Durchdringung einen vorgegebenen Wert überschreitet, mit dem Lagrange Verfahren die Durchdringung auf einen vorgegebenen Wert zurückgesetzt.

### 4.2.2 Variation der Kontaktsteifigkeit

Die numerisch notwendigen kleinen Durchdringungen sollten so gering wie möglich gehalten

werden, um realitätsnahe Ergebnisse zu erhalten. Um den Einfluss der Kontaktsteifigkeit am vorliegenden Kegelkontakt zu bestimmen, wird diese soweit variiert, bis die Summe der numerisch ermittelten Pressung  $p_{m,num}$  über die Kontaktfläche der analytisch bestimmten Flächenpressung, die sich aus der Axialkraft und den geometrischen Randbedingungen ergibt, entspricht.

$$p_{m,num} = \frac{\sum_{i=1}^n p_i}{n} = \frac{F_{ax}}{\sin \alpha \cdot A_n} \quad (29)$$

Das große Diagramm in **Abbildung 21** zeigt die Unterschiede zwischen den mit dem *Lagrange* und dem *Augmented Lagrange* Verfahren bestimmten Flächenpressungsverläufe über die Reibbelagsbreite. Beim *Augmented Lagrange* Verfahren kann die Kontaktsteifigkeit durch den Anwender variiert werden. Dadurch ergeben sich bei hoher Kontaktsteifigkeit an den Rändern der Reibfläche hohe Spitzenpressungen bei kleinen Durchdringungen. Bei geringer Kontaktsteifigkeit wird die Durchdringung größer und die Spitzenpressungen an den Rändern der Reibfläche nehmen ab. Im Gegensatz dazu lässt sich mit dem *Lagrange* Verfahren nur ein Verlauf der Flächenpressung über die Kontaktbreite berechnen.

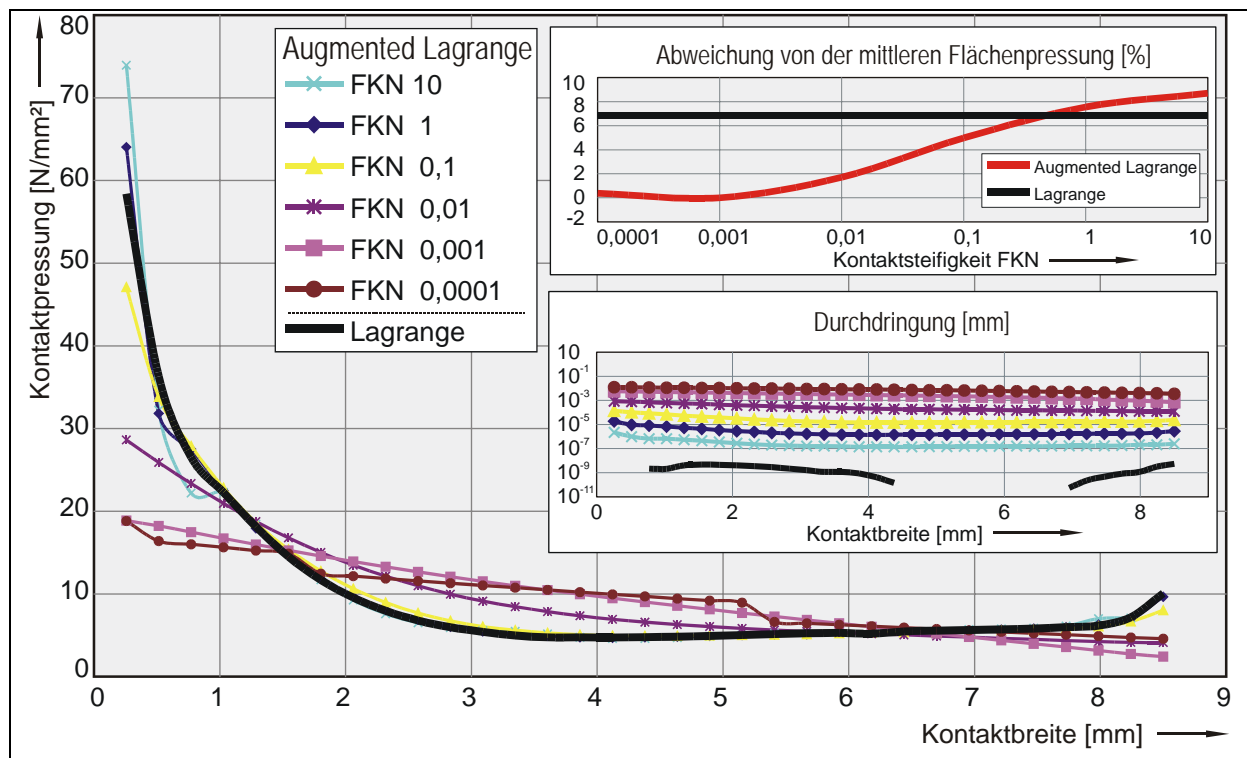


Abbildung 21: Beeinflussung des Berechnungsergebnisses durch die Verwendung unterschiedlicher Kontaktalgorithmen.

Im rechten oberen Diagramm ist die Abweichung der mit dem *Lagrange* und dem *Augmented Lagrange* Verfahren ermittelten Flächenpressung zur analytisch berechneten Flächenpressung dargestellt. Bei einer Kontaktsteifigkeit von 0,001 liegt die Abweichung der dem *Augmented Lagrange* Verfahren ermittelten Flächenpressung gegenüber der analytisch berechneten Flächenpressung unter einem tausendstel Prozent. Für diese Kontaktsteifigkeit ergibt sich ein

nahezu linearer Verlauf der Flächenpressung über die Kontaktknoten (großes Diagramm) und eine Durchdringung der Bauteile im Zehntelmillimeterbereich (rechtes unteres Diagramm). Diese Durchdringung ist aber nicht gleichmäßig über die Kontaktknoten verteilt und dadurch werden die Spitzenpressungen an den Rändern im Berechnungsergebnis entsprechend abgebaut.

Im Vergleich dazu zeigt der mit dem *Lagrange* Verfahren berechnete Pressungsverlauf eine Durchdringung, die im Bereich der numerischen Ungenauigkeit des Berechnungsprogramms liegt. Allerdings ergibt sich eine konstante Abweichung der numerisch berechneten Flächenpressung von 6,5 %.

Da die wahren Kontaktsteifigkeiten der realen Bauteile nicht bekannt sind, wird für die Berechnung im Folgenden mit dem *Lagrange* Verfahren gerechnet. Damit wird die Durchdringung der Bauteile auf ein Minimum reduziert und sichergestellt, dass das Berechnungsergebnis nicht von einer automatisch variierten Kontaktsteifigkeit abhängt.

### 4.2.3 Variation der Vernetzungsdichte

Über die Vernetzungsdichte lassen sich die Ergebnisgenauigkeit und die Rechenzeit variieren. **Abbildung 22** zeigt den Verlauf der Kontaktpressung für vier unterschiedliche Vernetzungsdichten und die Abweichung von der analytisch bestimmten mittleren Flächenpressung. Zwischen den Stufen verdoppelt sich jeweils die Vernetzungsdichte.

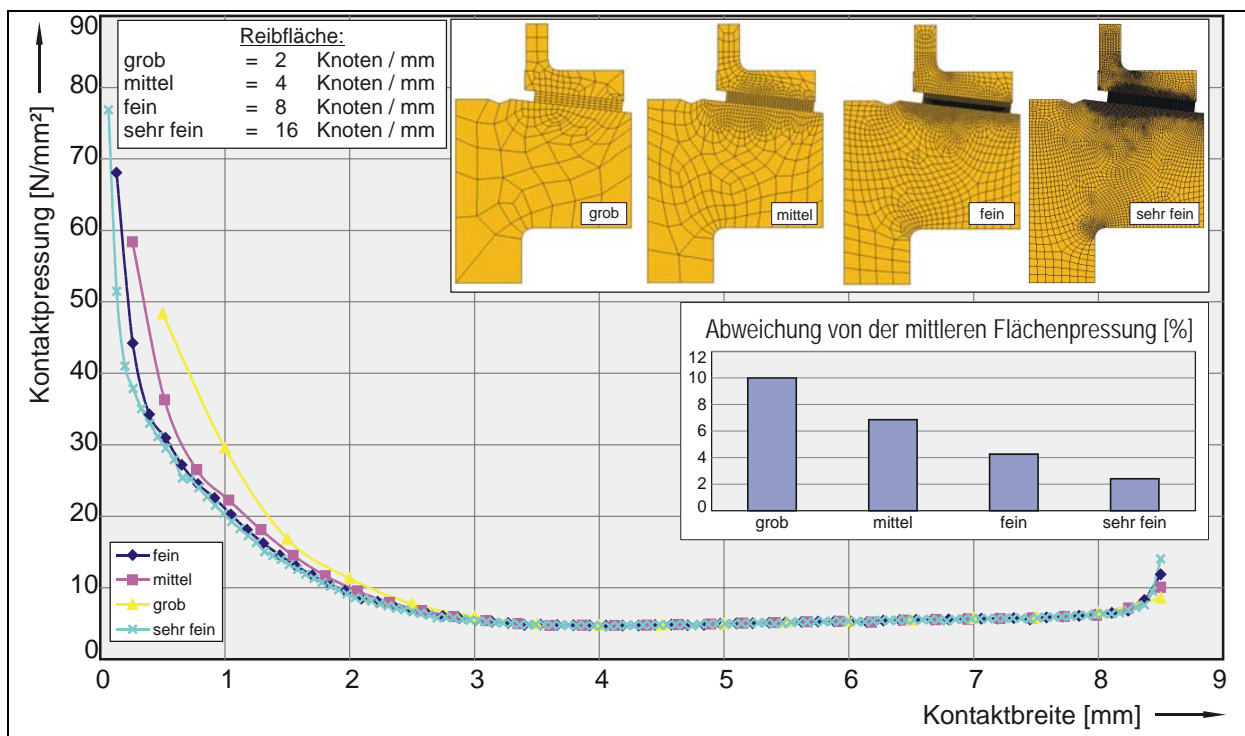


Abbildung 22: Abhängigkeit der Kontaktpressung von der Vernetzungsdichte

Die maßgeblichen Unterschiede des Berechnungsergebnisses zeigen sich an den Rändern der Reibfläche. Hier sind die Materialspannungen theoretisch unendlich. Durch eine feinere Vernetzung ergeben sich an den Rändern höhere Spannungen. Für die weiteren Berechnungen wird als Kompromiss zwischen Rechengenauigkeit (Abweichung ca. 4%) und Rechenzeit mit

der feinen Vernetzung gerechnet.

### 4.3 Modellierung des thermomechanischen Kontaktes

Die Temperaturverteilung im Kontakt zwischen Synchronring und Konus wird von durch Reibung verursachten örtlich unterschiedlichen Wärmeströmen erzeugt, welche aus der durch die Ringverformung unterschiedlichen Kontaktpressungen und der spezifischen Reibleistungen resultieren. Die Berechnung zur Temperaturverteilung im Kontakt erfolgt in drei Schritten (**Abbildung 23**).

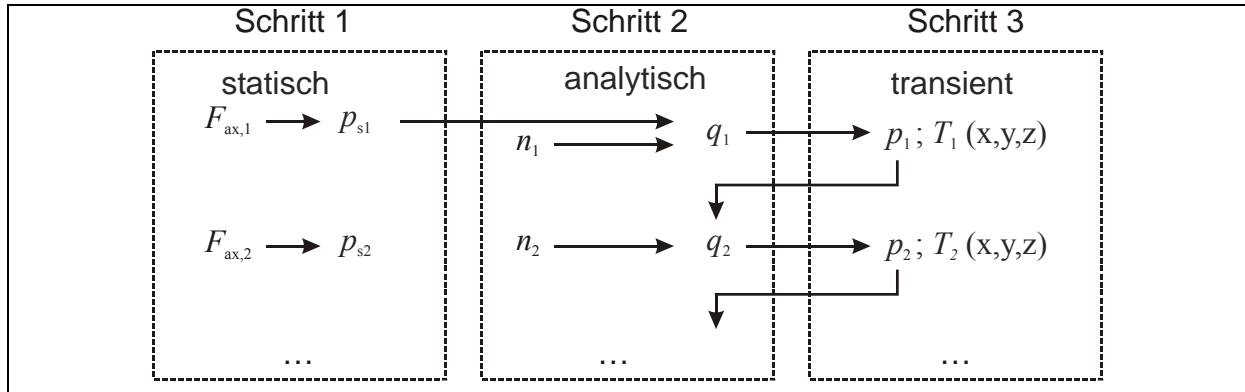


Abbildung 23: FEM Programmablauf

**Schritt 1:** Zunächst wird in einer rein mechanischen FE-Analyse die aus der Schaltkraft resultierende Pressungsverteilung für die Lastschritte im Kraftanstieg an den einzelnen Kontaktelementen berechnet. Hiermit ist es möglich, die rein mechanischen Eigenschaften der Synchronisierung zu untersuchen.

**Schritt 2:** Im zweiten Schritt erfolgt für jeden Lastschritt die analytische Berechnung der spezifischen Wärmeströme für die unterschiedlichen Reibdurchmesser und die Einleitung in die einzelnen Kontaktelemente. Dabei wird für die erste Verteilung der Wärmeströme das Ergebnis der Kontaktpressung der ersten rein mechanischen Analyse verwendet. Danach wird für die folgenden Schritte das jeweilige Ergebnis der Kontaktpressungsverteilung des vorangegangenen Lastschrittes verwendet. Die Gleitgeschwindigkeit nimmt in jedem Zeitinkrement des linearen Pressungsanstiegs einen konstanten Ersatzwert an:

$$v_i = v_0 - \frac{2i^2 - 1}{4} \cdot \mu \cdot \dot{p}_N \cdot \frac{A_N \cdot d_N^2}{4 \cdot J} \cdot \left( \frac{\hat{p}_N}{\dot{p}_N} \cdot \frac{1}{i} \right)^2 \quad (30)$$

Mit der Kontaktpressung und der Gleitgeschwindigkeit können die spezifischen Wärmeströme für die einzelnen Kontaktelemente  $K_j$  und Lastschritte  $L_i$  unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Reibdurchmesser berechnet werden.

$$\dot{q}_{i,j} = \mu \cdot p_{K_{ij}} \cdot v_i \cdot \frac{d_j}{d_N} \quad (31)$$

**Schritt 3:** Im dritten Schritt wird die aus der thermischen Verformung und der Axialkraft resultierende Pressungs- und Temperaturverteilung im Reibkontakt bestimmt.

Den Beanspruchungsverlauf und die Anordnung der Laststufen zeigt **Abbildung 24**. Der Anstieg der Axialkraft wird in der Skriptdatei mit 10 Lastschritten vorgegeben. Zu jedem Lastschritt wird die resultierende Kontaktpressung berechnet und in eine Ergebnisdatei ausgegeben. Der Kraftanstieg kann sowohl mit dem Einfluss der thermischen Verformung als auch rein statisch ohne thermischen Einfluss berechnet werden. Das rechte obere Diagramm in **Abbildung 24** zeigt die Kontaktpressung für 10 Lastschritte bei rein mechanischer Berechnung.

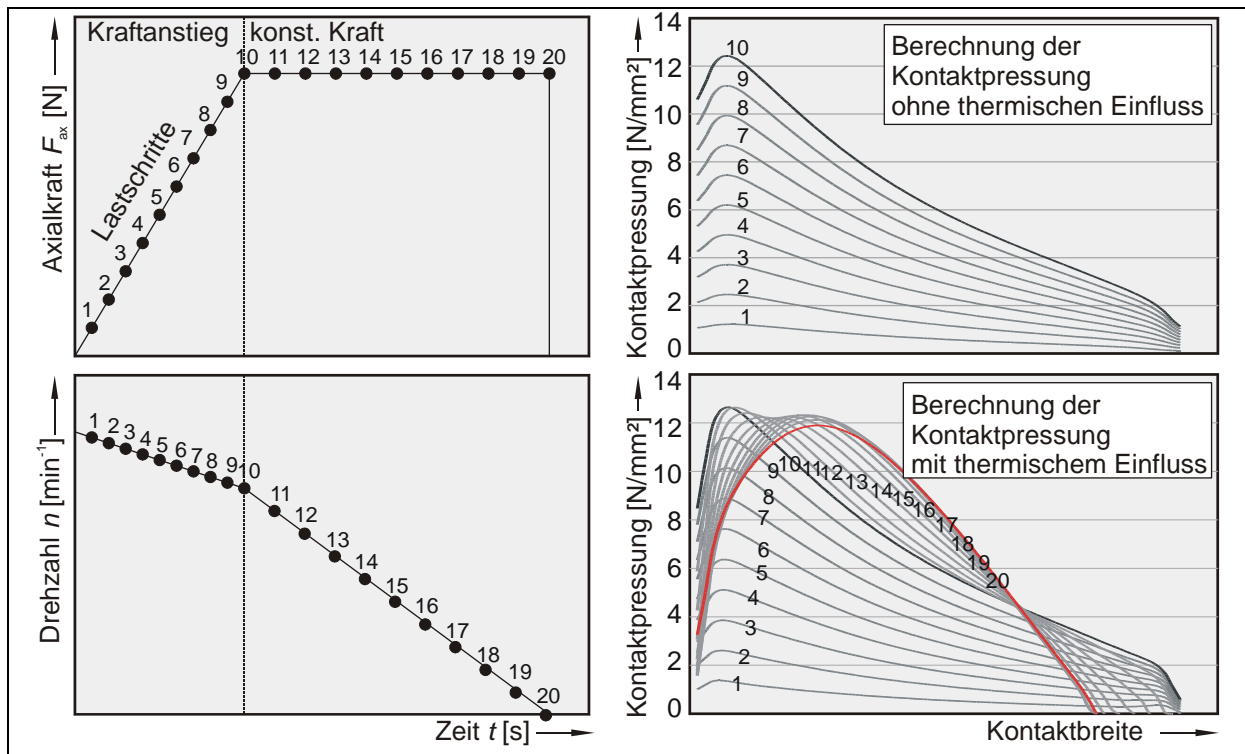


Abbildung 24: FEM Beanspruchung: links: Aufteilung der Axialkraft und Anfangsdrehzahl in Lastschritte. Rechts: Kontaktpressungsverteilung für statische und transiente Kontaktberechnung.

Bei zusätzlicher thermischer Berechnung verändern sich die Kontaktpressungen durch die überlagerte thermische Verformung zu den Verläufen im unteren rechten Diagramm in **Abbildung 24**. Die thermischen Verformungen in den ersten 10 Stufen des Kraftanstieges führen zu etwas höheren Maximalwerten der Kontaktpressung. In der Phase der konstanten Axialkraft, die die Rutschphase des Synchronisiervorganges beschreibt, verändert sich die Kontaktpressung. Durch die Verformung der Reibfläche werden abwechselnd sich erwärmende Bereiche aus dem Kontakt gehoben und sich abkühlende Bereich in Kontakt gebracht. Diese wechselnde Beanspruchung verursacht kontinuierlich eine veränderte Kontaktpressungsverteilung im Schaltungsablauf. Der Mittelwert der Kontaktpressungsverteilung ist in jedem Lastschritt gleich.

Die in Abhängigkeit der Kontaktpressung eingebrachten Wärmeströme an den einzelnen Kontaktelementen verursachen für die einzelnen Lastschritte 1 bis 20, die in **Abbildung 25** dargestellten Verläufe der Kontakttemperatur<sup>1</sup>.

In den experimentellen Untersuchungen ist bei dieser für die Berechnung angenommenen Beanspruchung eine mittlere Bauteiltemperatur von 110°C gemessen worden. Durch die Randbedingungen wird diese bei der Berechnung vorgegeben und der erste Lastschritt befindet sich auf diesem Temperaturniveau.

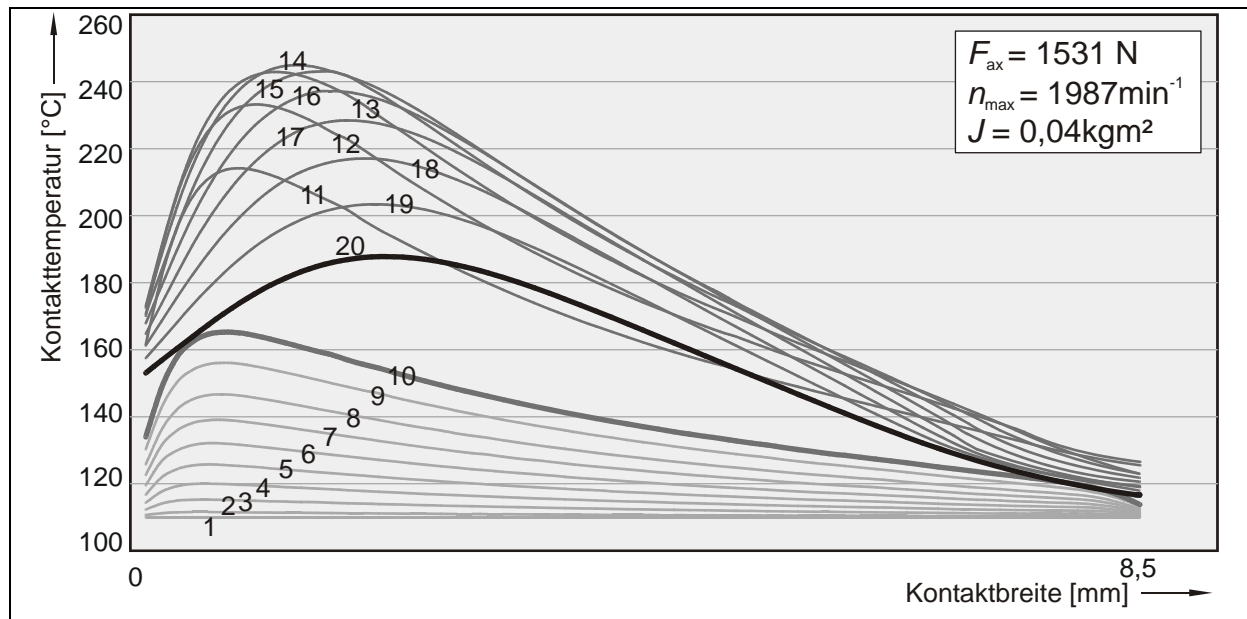


Abbildung 25: Berechnung der Kontakttemperaturen für die einzelnen Lastschritte

<sup>1</sup> Der große Unterschied zwischen Lastschritt 10 und 11 resultiert aus unterschiedlichen Zeitinkrementen im Kraftanstieg und in der Rutschphase.

## 5 Entwicklung von Modellprüfkörpern

Synchronisierungen werden in einer Vielzahl von Bauformen für die jeweilig geforderte Leistungsfähigkeit und für den zur Verfügung stehenden Bauraum eingesetzt. Sie unterscheiden sich in den Abmessungen der Reibfläche und in der Systemsteifigkeit. Durch die an den Dachschrägen angreifende Schaltkraft wird der Synchronring elastisch verformt und überträgt diese Verformung auf die Reibfläche und verursacht dort eine ungleichmäßige Kontaktpressung (**Abbildung 26**). Diese Ringstülpung erschwert beim Vergleich verschiedener Synchronisierungen untereinander die Deutung des tribologischen Verhaltens.

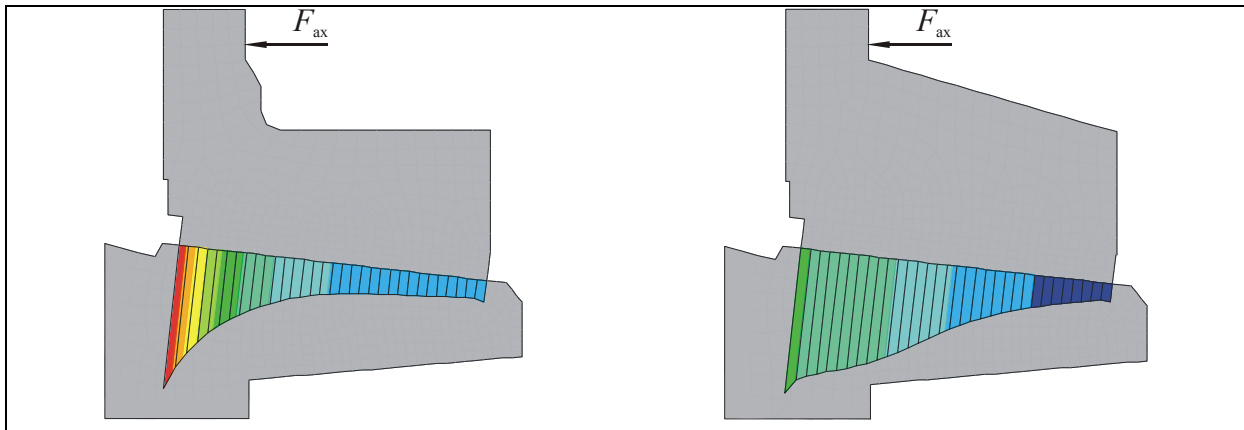


Abbildung 26: Kontaktverteilung in Abhängigkeit des Ringquerschnittes

Meist existiert für ein in der Serie eingesetztes System nur eine begrenzte Anzahl von Reibbelägen. Die Fertigung von systemspezifischen Prototypen ist kostenintensiv und zeitaufwendig. Zur einfachen und zügigen Analyse des tribologischen Verhaltens unterschiedlicher Werkstoff-Schmierstoffkombinationen ist eine einheitliche Reibflächengeometrie und gleiches Systemverhalten wünschenswert. Dadurch kann der Einfluss der Ringstülpung minimiert werden und die Kontaktpressung in der Reibfläche zwischen den unterschiedlichen Systemen verglichen werden. Aus diesen Anforderungen sind Modellprüfkörper entwickelt worden, die sich durch folgende Eigenschaften auszeichnen:

- Einheitliche Baugröße – mittlerer Reibflächendurchmesser  $d_N = 76$  mm; halber Kegelwinkel  $\alpha = 6,5^\circ$ ; Reibflächenbreite  $b_R = 8$  mm
- Hohe Ringsteifigkeit
- Einheitliches Konusmaterial (gleiche Oberflächenbeschaffenheit)
- Ausreichende Breite der Gegenreibfläche (kein Abschneiden der Reibfläche durch Freistiche)
- Möglichkeit der vergleichenden Temperaturmessung, durch festgelegte Temperaturmessstelle in der Nähe der Reibfläche
- Einfacher Aufbau

Der mittlere Reibflächendurchmesser wurde auf 76 mm festgelegt und entspricht den Abmes-



sungen des Seriensystems A. Für diesen Durchmesser lagen bereits zwei Synchronringe aus dem Serieneinsatz mit Streusinterreibbelag und aus Sondermessing vor. Zusätzlich wurden Modellringe entwickelt, auf die beliebige Reibbeläge aufgebracht werden können (**Abbildung 27**).

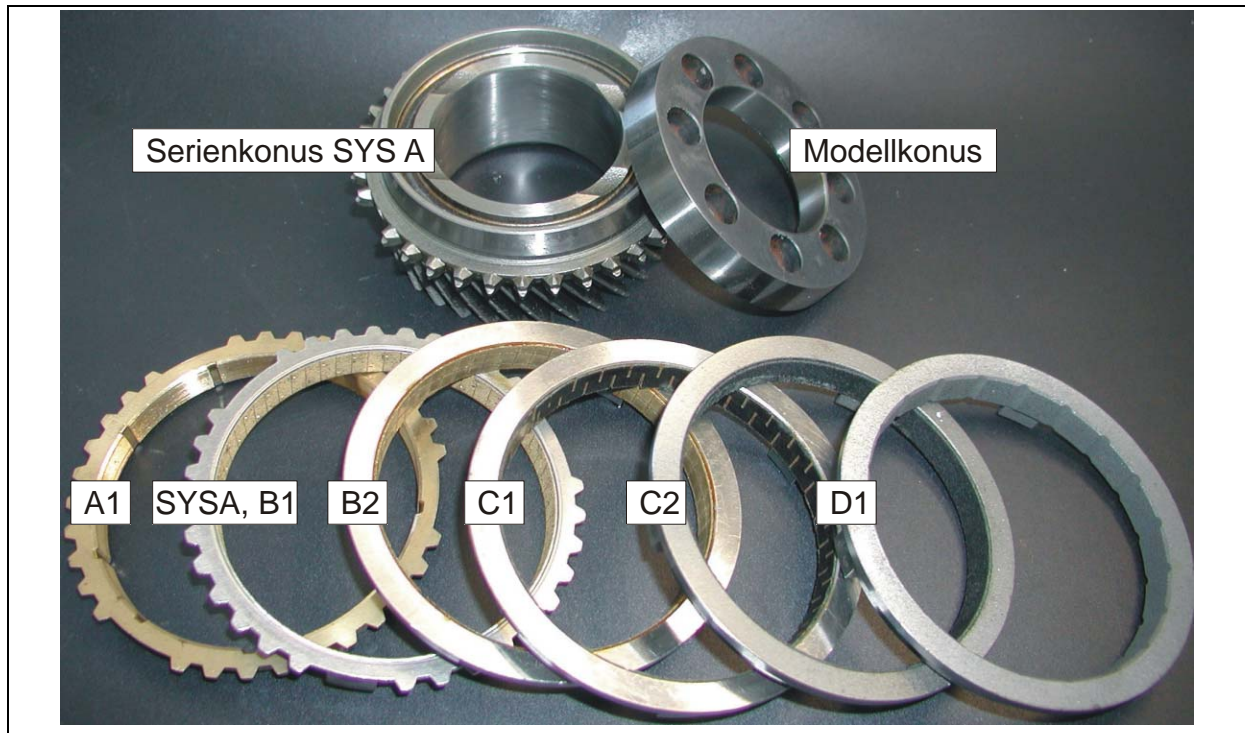


Abbildung 27: Übersicht der Modellsysteme

Die konstruktive Anordnung der Modellsysteme im Prüfstand gleicht der Anordnung der Seriensysteme (**Abbildung 28**). Die Schaltkraft wird über den Hydraulikkolben und über die Gleitsteine in die Schiebemuffe eingeleitet und auf den Modellring übertragen. An Stelle der Dachschrägen zwischen Modellring und Schiebemuffe dient dazu eine Planfläche.

Der Modellkonus ist über eine Adaptierung direkt mit dem Messaufnehmer verbunden. Er ist auf der Konusrückseite mit drei Bohrungen zur Applizierung von mehreren Temperatursensoren in der Nähe der Reibfläche versehen. Die mittlere Bauteiltemperatur wird über einen ortsfesten Temperatursensor in der Adaptierung, in der Nähe der Reibfläche gemessen. Beim Prüfteilwechsel verbleibt der Sensor im System. So können unterschiedliche Systemeigenschaften hinsichtlich ihrer Temperaturentwicklung, bei sonst unveränderten Randbedingungen untersucht werden.

Im Ring ist eine zusätzliche Temperaturmessstelle zur Bestimmung der mittleren Ringtemperatur angebracht. Das Signal wird über eine Telemetrie übertragen.

Die Ringposition wird über einen induktiven Wegtaster ermittelt. Die Referenzplanfläche in der Adaptierung macht eine sichere Analyse der Ringaufschiebung in Abhängigkeit des verwendeten Materials und der aus der Beanspruchung resultierenden Wärmedehnung möglich.

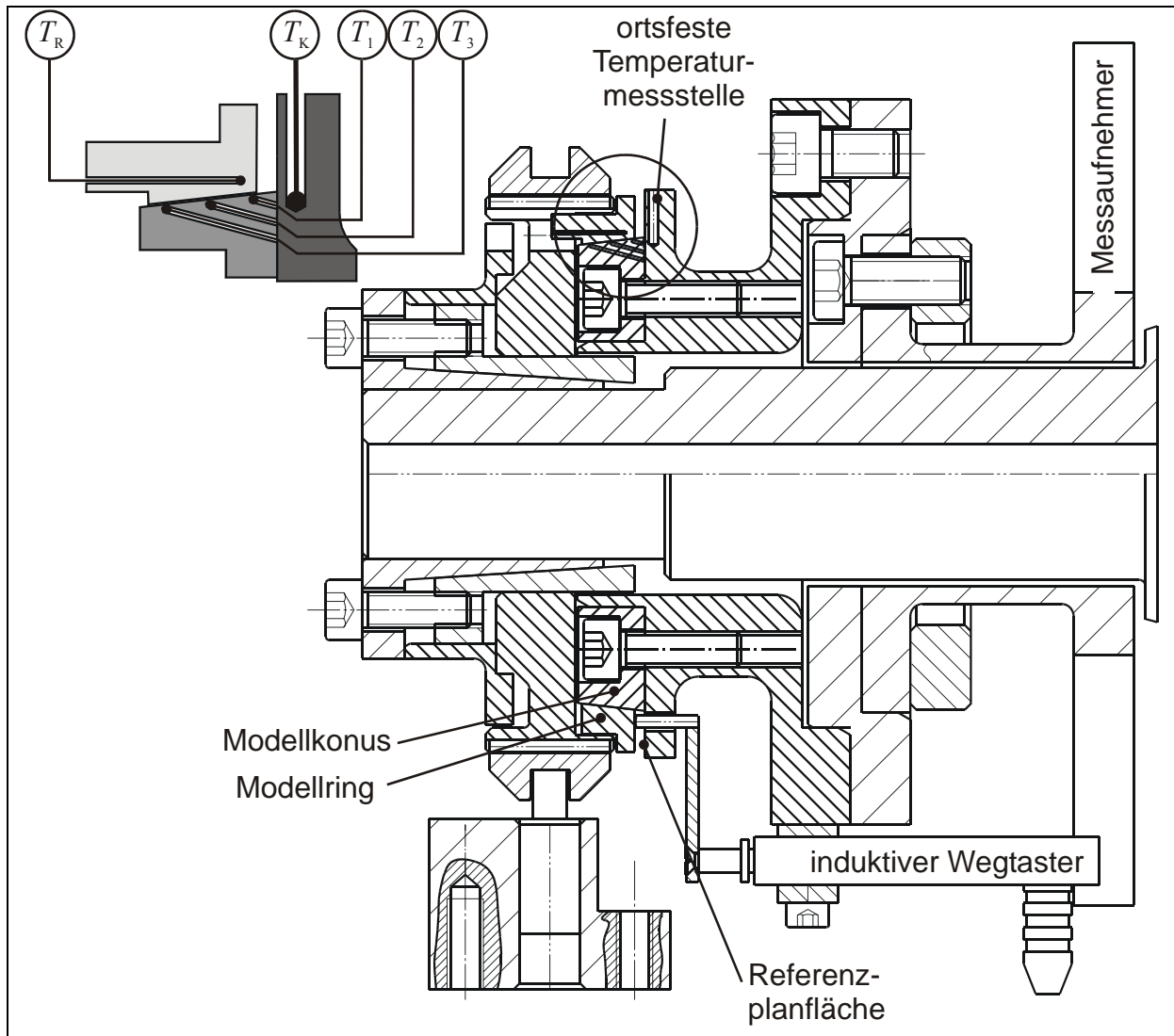


Abbildung 28: konstruktive Anordnung der Modellsysteme im Prüfstand

## 6 Vorstellung und Analyse der tribologischen Systeme

Im Rahmen der Untersuchungen wurden zwei Seriensynchronisierungen (Seriensystem A, Seriensystem B) und ein Modellsystem mit verschiedenen Serienreibbelägen untersucht. Um die Unterschiede zwischen den verwendeten Reibpaarungen deuten zu können, werden in diesem Kapitel die Systeme analysiert und beschrieben. Dabei werden neben den konstruktiven Unterschieden im Aufbau der Serien- und Modellsysteme besonders die Unterschiede der mechanischen und thermischen Eigenschaften der Reibbeläge herausgearbeitet. Die in der Reibzone ablaufenden Prozesse werden direkt durch die Beanspruchung und Beschaffenheit der Reiboberfläche und den darunter liegenden Zonen beeinflusst.

### 6.1 Technische Daten

Bei den Seriensystemen handelt es sich um Einkonussynchronisierungen nach dem Prinzip Borg-Warner, bei denen die Synchronkonen aus massivem Stahl bestehen und direkt mit den Losrädern verbunden sind. Durch die konstruktive Ausführung wird an Seriensystem A im Gegensatz zu Seriensystem B die Konusreibfläche durch einen Freistich begrenzt (**Abbildung 29**). Dieser Freistich erschwert die Deutung des tribologischen Verhaltens des Systems (siehe Kapitel 7.2.3). Die Reibbeläge sind bei beiden Seriensystemen auf einen Ringträger aus Sinterstahl aufgebracht.

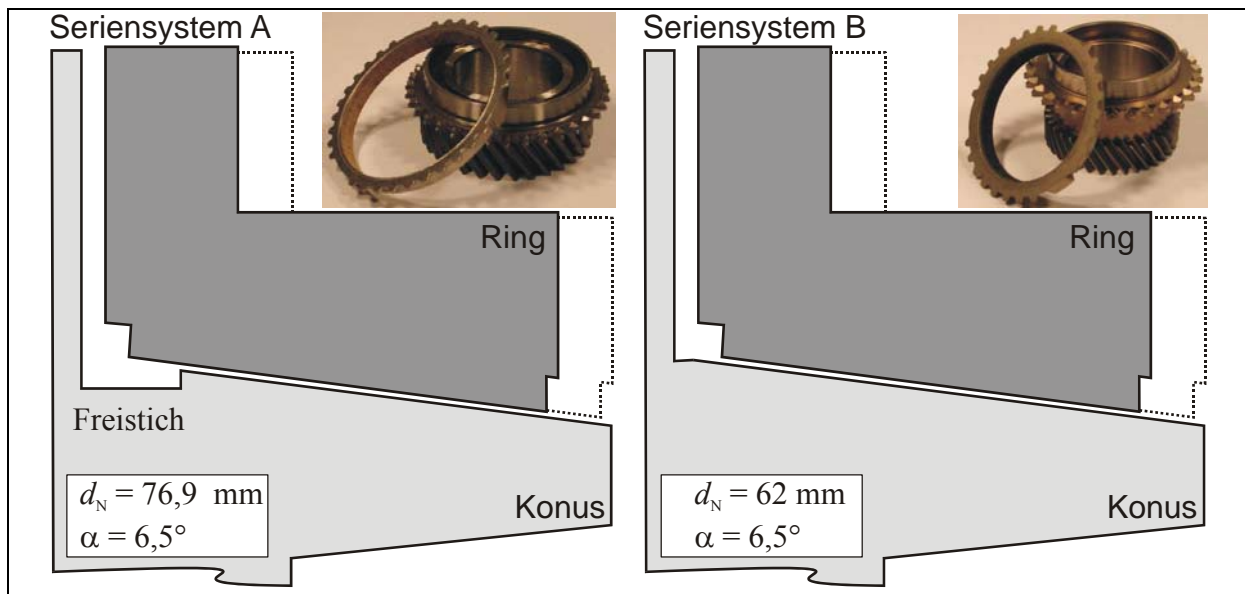


Abbildung 29: Konstruktive Ausführung und Abschneiden der Gegenreibfläche durch Freistich an Seriensystem A im Gegensatz zu Seriensystem B

Das Modellsystem besteht aus einem Modellkonus aus Stahl mit einer geschliffenen Oberfläche und einem Modellring mit appliziertem Reibbelag. Der mittlere Reibflächendurchmesser, die Reibflächenbreite und der Konuswinkel entsprechen denen von Seriensystem A. Im Gegensatz zum Seriensystem ist die Reibfläche des Konus größer als die Ringreibfläche ausgeführt, damit eine vollständige Anlage des Ringes bei jeder Beanspruchung gewährleistet ist. Auf dem Modellkonus werden neben den Modellringen auch die Serienringe A1 und B1 eingesetzt. **Tabelle 1** gibt eine Übersicht der verwendeten Systeme.

System	Konus	Material	Ring	Fügeverfahren	Material
Seriensystem A	Serie	17CrNiMo6	Serie	Punktschweißung	Streusinter 1
Seriensystem B	Serie	17CrNiMo6	Serie	Klebung	Karbon 2
A1	Modell	17CrNiMo6	Serie	Vollmaterial	Sondermessing
B1	Modell	17CrNiMo6	Serie	Punktschweißung	Streusinter 1
B2	Modell	17CrNiMo6	Modell	Klebung	Streusinter 2
C1	Modell	17CrNiMo6	Modell	Klebung	Karbon 1
C2	Modell	17CrNiMo6	Modell	Klebung	Karbon 2
D1	Modell	17CrNiMo6	Modell	Metallspritzung	Molybdän

Tabelle 1: Tribologische Systeme

Als Schmierstoffe werden für die Versuche jeweils ein handelsübliches Handschalt- und Automatikgetriebeöl der API GL4 Klassifikation eingesetzt (**Tabelle 2**).

	Schmierstoff A	Schmierstoff B
Serienanwendung	MTF	ATF
Ölsorte/-spezifikation	BOT130M	DEXRON III
Viskosität	$\nu_{40} = 77,5 \text{ mm}^2/\text{s}$ $\nu_{100} = 15,1 \text{ mm}^2/\text{s}$	$\nu_{40} = 36,97 \text{ mm}^2/\text{s}$ $\nu_{100} = 8,23 \text{ mm}^2/\text{s}$
Dichte	$\rho_{15} = 872,7 \text{ kg/m}^3$	$\rho_{15} = 863,0 \text{ kg/m}^3$
spez. Wärmekapazität	$C = 1.700 \text{ J/kgK}^*$	$C = 1.700 \text{ J/kgK}^*$
* Abschätzung		

Tabelle 2: Schmierstoffdaten

## 6.2 Materialkombinationen

Synchronringe bestehen zum Teil aus einer Kombination verschiedener Materialien. Die Mikrogeometrie der Reibbeläge wird durch den Fertigungsprozess bestimmt. Dabei kann zwischen metallischen und organischen Reibbelägen unterschieden werden. Nachfolgend werden einige Beläge vorgestellt, die in modernen Synchronisierungen am weitesten verbreitet sind.

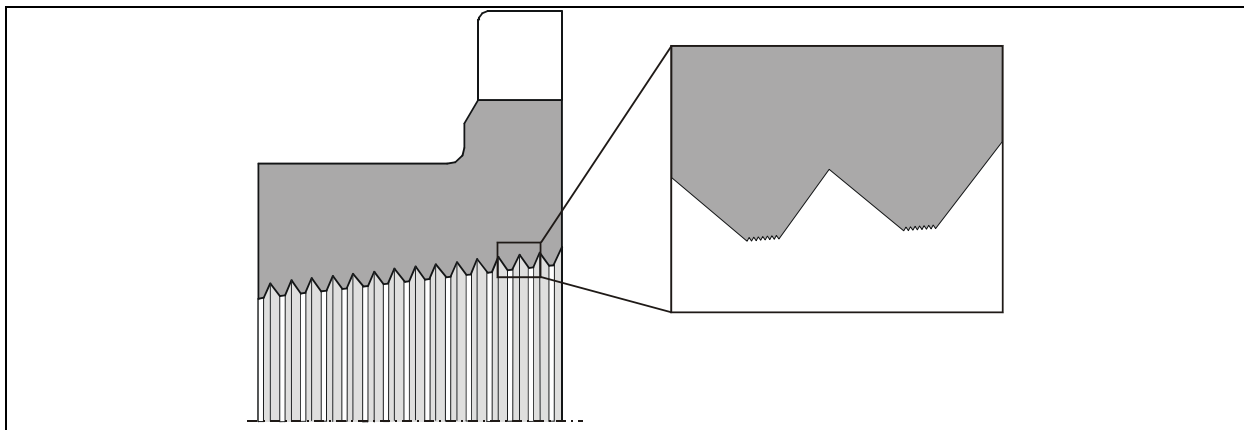


Abbildung 30: Mikrogeometrie Trapeznut

Synchronringe aus Vollmaterial, z.B. Sondermessing werden in der Regel mit einer Trapezgewindenut zur Ölverdrängung ausgeführt (**Abbildung 30**). Als Sondermessing oder auch Mehrkomponentenmessing werden Messinglegierungen bezeichnet, bei denen neben den Hauptbestandteilen Kupfer und Zink noch weitere Legierungsbestandteile zugesetzt werden.

Zu diesen zählen Nickel, Aluminium, Silizium und Eisen, welche das Sondermessing besonders verschleißfest machen. Diese Ringe werden geschmiedet und nachträglich spanend bearbeitet. Die Nutung reduziert die maximal zur Verfügung stehende Kontaktfläche und erhöht dadurch die reale Pressung im Reibkontakt. Gleichzeitig fördert die Nutung durch den Öltransport die Kühlung der Reibfläche und die Versorgung des Reibkontaktes mit Schmierstoffadditiven. Durch Verschleiß an den Trapeznuten wird die reale Reibfläche größer und die spezifischen Beanspruchungen gehen zurück.

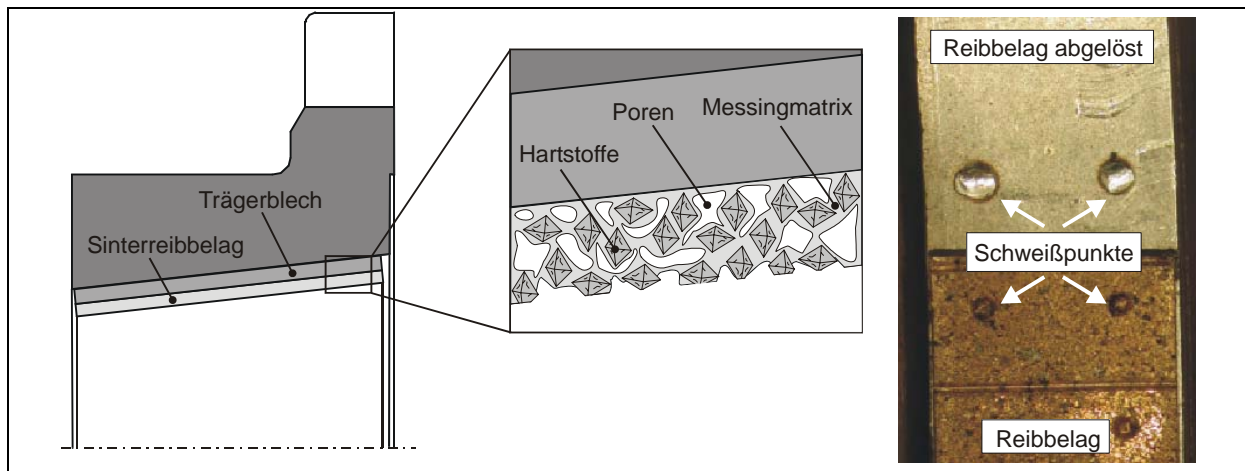


Abbildung 31: Mikrogeometrie Streusinter

Streusinterreibbeläge bestehen aus einer Messing-Bronze-Matrix mit hohem Messinganteil und Zusatzstoffen (wie Hartstoffe, Graphit etc.). Die Sintertemperatur für Sinterbronzen liegt zwischen 740-780°C [43]. Die Dichte des Matrixverbundes wird durch Poren gesteuert. Diese Poren bilden an der Reibfläche Kavitäten aus, über die die Schmierstoffversorgung im Reibkontakt gesteuert wird. Die reale Reibfläche wird durch die Poren und Kavitäten des Belages bestimmt. Beim Verschleiß der Reibfläche werden Hartstoffe herausgebrochen und neue Kavitäten freigelegt. Bei Überbeanspruchung neigen diese Beläge zum Verschmieren der Kavitäten. Dadurch wird ein Herausbrechen der Hartstoffe verhindert und die Eigenschaften der Reibschicht verändern sich. Das Gemisch aus Reibmaterialien wird durch unterschiedliche Verfahren mit dem Ringträger verbunden. Der Querschnitt in **Abbildung 31** zeigt einen Reibbelag, der auf ein Trägerblech gestreut und nachträglich gesintert wird. Durch Punktschweißung wird dieses Trägerblech mit dem Ringträger verbunden. Teilweise werden Streusinterbeläge auch direkt mit dem Ringträger verklebt oder aufgesintert.

Metallspritzschichten werden durch unterschiedliche Fertigungsverfahren auf den Trägerwerkstoff aufgebracht (**Abbildung 32**). Durch topographische Gestaltung der Trägerfläche können die Eigenschaften der Reibschicht zusätzlich makroskopisch beeinflusst werden. Verfahrensbedingt bilden sich neben dem aufgespritzten Metall auch Oxidationsprodukte. Des Weiteren werden auch gezielt Partikel hinzugefügt um die tribologischen Eigenschaften zu verändern. Die Mikroporosität erlaubt einen guten Schmierstofftransport im Kontakt. Metallische Reibbeläge werden bei hohen Beanspruchungen eingesetzt (z.B. Molybdän).

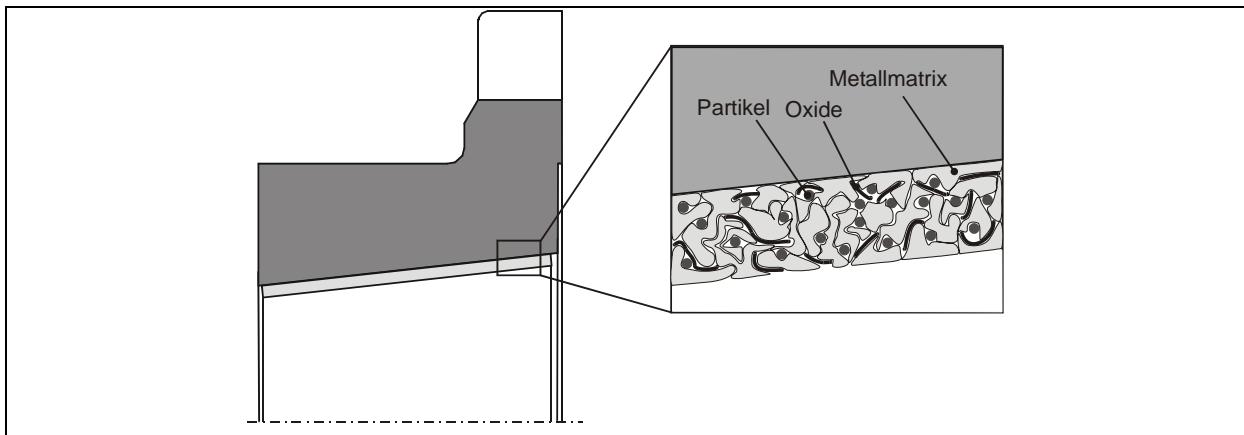


Abbildung 32: Mikrogeometrie Metallspritzschicht

Karbon zählt zu den organischen Reibbelägen. Es wird durch seine hohe Beanspruchbarkeit und seiner Unempfindlichkeit gegenüber Fertigungstoleranzen in den Reibflächen in zunehmendem Maße eingesetzt. Reibbeläge aus Karbon werden in verschiedenster Ausführung eingesetzt. Der Belag wird stoffschlüssig mit dem Ringträger verbunden. Je nach Anforderungsprofil werden aus Karbonfasern gewebte Beläge mit anisotropen Eigenschaften oder gemischte Beläge mit isotropen Eigenschaften eingesetzt (**Abbildung 33**). Bei gemischten Belägen werden Kohlenstoff, Hartstoffe und Verstärkungsfasern in einer Phenolharzmatrix verpresst. Dieser Belagsaufbau weist durch Mikroporositäten gute Schmierstoffversorgung im Reibkontakt auf. Das Herausbrechen der Hartstoffe aus der Matrix setzt neue Kavitäten frei und sorgt für eine Erneuerung der Reibfläche. Bei Überbeanspruchung neigen diese Beläge zur Verdichtung und die Reibschichteigenschaften verändern sich. Die Zersetzungstemperatur für diese Beläge beginnt bei 300°C [24].

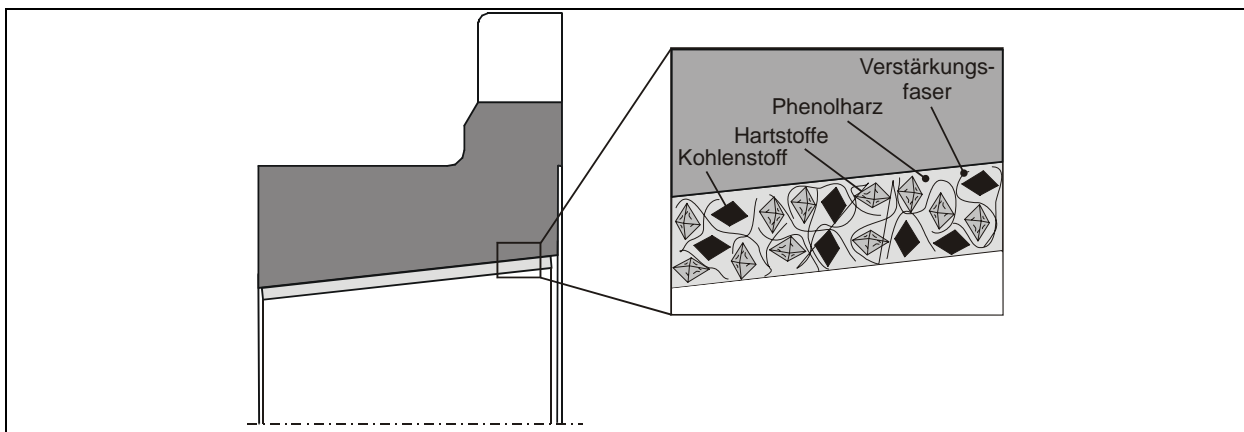


Abbildung 33: Mikrogeometrie Karbonbelag mit isotropen Eigenschaften

### 6.3 Aufbau des Ringträgers und der Reibbeläge

Der Aufbau des Ringträgers wirkt sich auf die Ringsteifigkeit und damit die Ringverformung in Folge der äußeren Beanspruchung aus. Dabei beeinflusst der Ringquerschnitt die Ringstül-pung und die Ausführung und Anordnung der Indexierung die Ringverformung in Umfangs-richtung. Daraus resultieren für jedes System auch bei gleichen äußeren Beanspruchungen örtlich unterschiedliche Reibflächenbeanspruchungen. **Abbildung 34** zeigt die für die expe-

rimentellen Untersuchungen verwendeten Ringträger. Die Seriensynchronringe besitzen eine außen liegende Indexierung. Bei dem Modellring fehlt die Dachschrägenverzahnung und die Indexierung ist an der axialen Stirnfläche hinter dem Ringquerschnitt angeordnet, und egalisiert dadurch die Kontaktpressung. Wenn (z.B. durch Flammsspritzen) die Reibschicht direkt auf den Ringträger aufgebracht wird, muss die die axiale Ölnutung direkt in den Ringträger eingearbeitet werden. Sonst wird der zum Teil mit Ölnutung versehene Belag direkt auf den ungenutzten Ringträger geklebt.

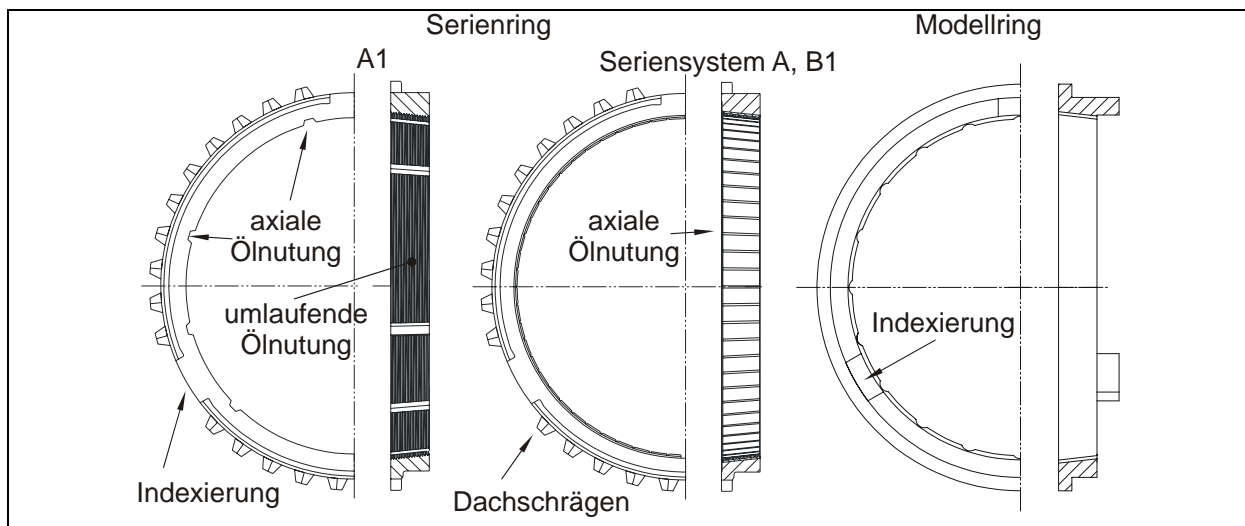


Abbildung 34: Makrogeometrie von Serien- und Modellring mit Trapezgewinde und axialer Nutung

Der konstruktive Aufbau der verwendeten Ringträger und Reibbeläge lässt sich in den Schliffbildern des Ringquerschnittes in **Abbildung 35** erkennen.

Die Streusinterreißbeläge (**Seriensystem A, B1, B2**) werden durch unterschiedliche Verfahren mit dem Ringträger verbunden. An dem Serienring von **Seriensystem A** und **Modellsystem B1** wird das auf ein Trägerblech gesinterte Gemisch aus Reibmaterialien durch Punktschweißen mit dem gesinterten Ringträger verbunden. **Abbildung 31** zeigt die Anordnung der Schweißpunkte für Seriensystem A, B1. Zur Ölverdrängung sind axiale Nuten in den Reibbelag eingepreßt. Der Schweißpunktdurchmesser beträgt ca. 0,5 mm. Durch den Schweißprozess biegt sich das Trägermaterial auf und bildet einen Luftspalt zum Ringträger. **B2** wird ohne Trägerblech durch Kleben direkt mit dem Modellringträger verbunden.

Die verwendeten Karbonbeläge **C1, C2, Seriensystem B** werden an den Modellringen und am Serienring stoffschlüssig durch Kleben mit dem Ringträger verbunden. Im Gegensatz zu C1 weist das Karbonfasergemisch bei C2 und Seriensystem B deutliche Poren auf. Diese beiden Beläge sind im Aufbau gleich und unterscheiden sich hier nur durch den unterschiedlichen Reibflächendurchmesser und die an Seriensystem B vorhandene axiale Nutung.

Im Schliffbild des Seriensynchronringes (**A1**) ist das zur Ölverdrängung notwendige Trapezgewinde in der Reibfläche deutlich zu erkennen.

Die Molybdänreißschicht **D1** wird durch Flammsspritzen direkt mit dem Ringträger verbunden. Zwischen Reibbelag und Ringträger besteht durch die Verschweißung vom Molybdän mit dem Ringträgerwerkstoff eine metallische Verbindung.

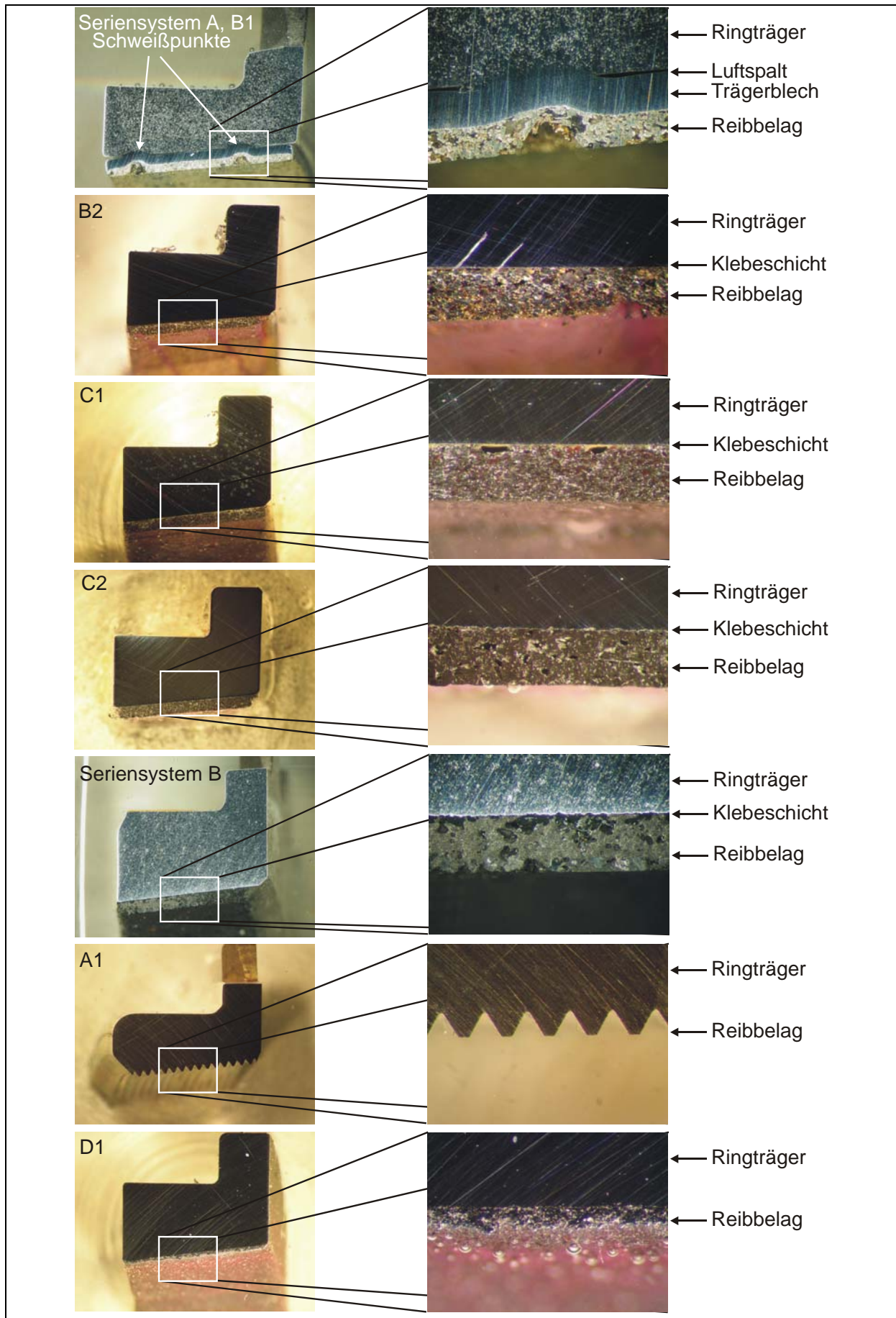


Abbildung 35: Schliffbilder der Synchronringe



## 6.4 Mikrogeometrie der Reibfläche

Die Mikrogeometrie der Reibfläche wird durch topographische Abtastung bestimmt und daraus die reale im Kontakt befindliche Reibfläche abgeschätzt. Die Abtastung der Reibfläche wird durch Nuten, Schweißpunkte, große Rauheit und teilweise große Partikel an der Oberfläche erschwert (**Abbildung 36**).

Die Bestimmung der Oberflächentopographie durch die Kernrauheitskenngrößen nach DIN EN ISO 13565 [16] wird über die gesamte Ringbreite mit einer Tastschnittbreite von 5 mm durchgeführt. Damit ist gewährleistet, dass die Inhomogenitäten im Material durch eine ausreichend große Fläche entsprechend gemittelt werden. Die tragende Reibfläche wird aus dem Mittelwert der einzelnen Tastschnitte der Materialanteilskurve der Beläge berechnet.

Die **Tabelle 3** zeigt die Kernrautiefe  $R_k$ , die reduzierte Spitzenhöhe  $R_{vk}$  und die reduzierte Spitzentiefe  $R_{pk}$ , sowie die Materialanteile MR1 und MR2 für alle an der Probe durchgeführten Tastschnitte. Im Bereich der axialen, in Tastrichtung angeordneten Öldrainagenuten und Schweißpunkte wird der Messbereich des Tasters unterschritten. Die dortigen Kernrauheitskennwerte fallen aus der Mittelwertbildung heraus. Die umlaufenden Drainagenuten werden mit abgetastet und finden sich in der erhöhten Riefentiefe wieder.

Die Oberflächentopographie zeigt die offenporige Struktur der Streusinterreibbeläge Seriensystem A, B1, B2. Für Seriensystem A, B1 sind neben der axial in der Mitte verlaufenden Öldrainagenut zwei Schweißpunkte zu erkennen. B2 besitzt im Gegensatz zu B1 eine waffelförmige Öldrainagenutung. Die Struktur der Karbonreibbeläge C1, C2, Seriensystem B ist offenporig. Die Öldrainagenut des Karbonreibbelages C1 ist bis zur Hälfte der Belagsbreite ausgebildet. C2 ist ohne Öldrainagenutung ausgeführt, entspricht aber von der Zusammensetzung dem Belag von Seriensystem B. Die unterschiedliche Oberflächenstruktur ist dem Herstellungsverfahren zuzuordnen. Die Oberflächentopographie des Molybdänreibbelages D1 zeigt eine von vielen Spitzen überzogene Oberfläche ohne erkennbare Poren. Für den Synchronring aus Sondermessing (A1) wurde die tragende Kontaktfläche aus den geometrischen Abmessungen des Trapezgewindes zu 22,2 % der nominellen Kontaktfläche bestimmt<sup>1</sup>.

	$R_k$	$R_{pk}$	$R_{vk}$	MR1	MR2
	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]	[%]	[%]
A1	- / -	- / -	- / -	22	- / -
B1, Seriensystem A	16,34	4,90	21,10	5,99	71,90
B2	32,89	11,98	27,36	7,43	79,82
C1	11,62	3,01	13,45	5,64	77,15
C2	11,73	6,72	23,78	9,74	75,79
D1	26,87	7,83	13,09	7,86	86,71
Seriensystem B	34,94	9,99	32,45	6,14	77,40

Tabelle 3: Mittelwerte der Kernrauheitskenngrößen über alle Tastschnitte

<sup>1</sup> Eine Bestimmung der Kernrauheitskenngrößen für die Trapeznutzung im Reibbelag A1 über die gesamte Ringbreite kann nicht erfolgen, da durch die Tiefe der Trapeznutzung der Tastermessbereich unterschritten wird. Zur Bestimmung der Kenngrößen nach [16] über die Breite der einzelnen Trapezflächen sind die Taststrecken mit 0,125 mm zu kurz.

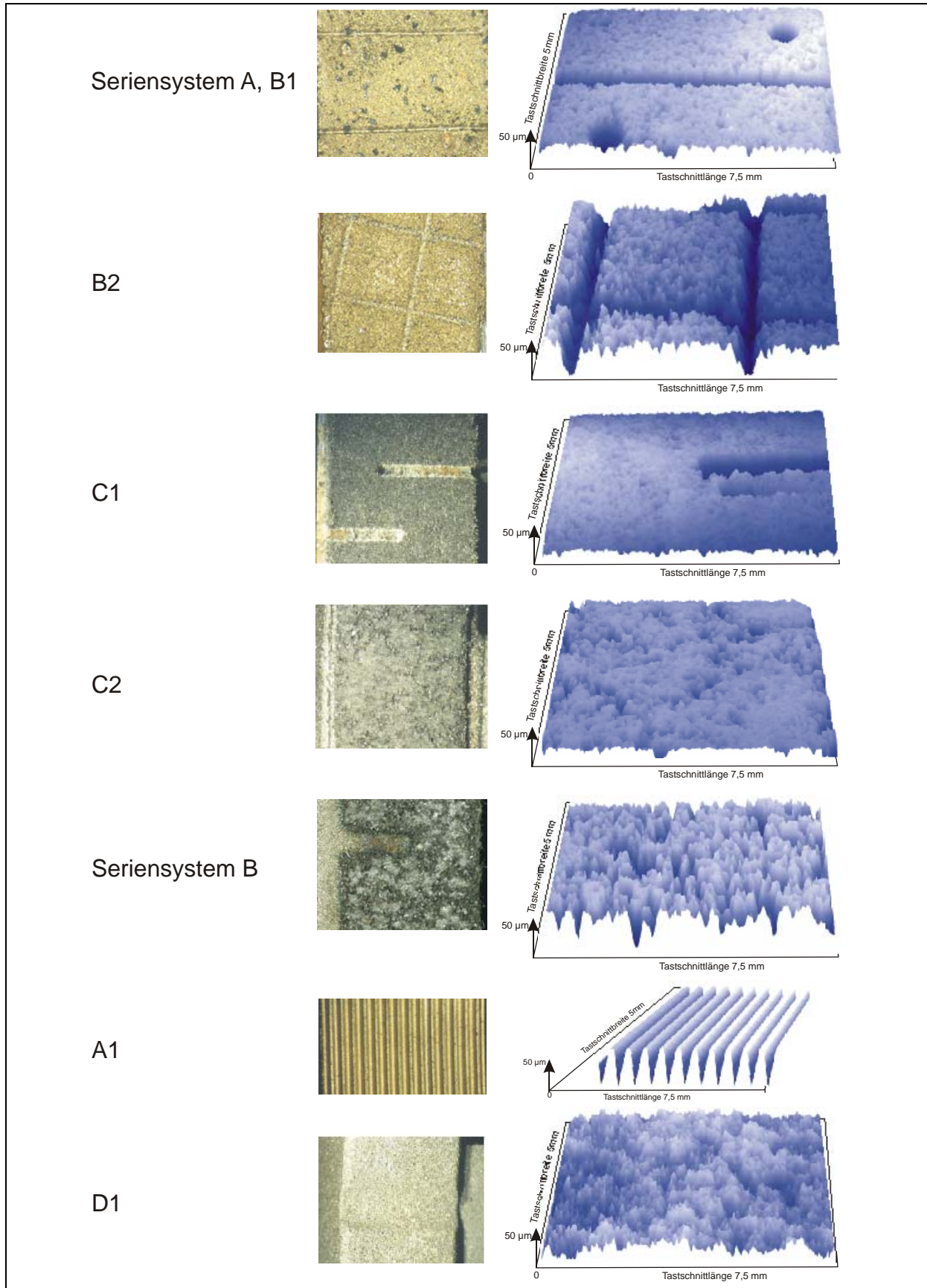


Abbildung 36: Mikrogeometrie der Reibflächen

## 6.5 Mechanische Eigenschaften der Synchronringe

Die Kombination der Synchronringmaterialien übt einen entscheidenden Einfluss auf die mechanischen Eigenschaften des Synchronringes aus. Da für die verwendeten Materialien der Elastizitätsmodul (bzw. Schubmodul) und die Querkontraktionszahl weitestgehend nicht bekannt sind, werden diese Größen aus den experimentellen Stufenschaltversuchen abgeschätzt. Dabei kann zunächst beim Wechsel der Kraft zwischen Ende der Einlaufstufe<sup>1</sup> und Anfang der Beanspruchungsstufe die axiale Ringsteifigkeit direkt aus der elastischen Ringaufschiebung im Verschleißverlauf bestimmt werden (**Abbildung 37**, kleines Diagramm). Hier zeigen sich bereits deutliche Unterschiede in der Steifigkeit der Systeme. Die experimentell bestimmte Ringsteifigkeit berechnet sich aus der Differenz der Axialkraft  $\Delta F_{ax}$  und der Differenz des Aufschiebeweg  $\Delta s$  zu

$$c_{ax} = \frac{\Delta F_{ax}}{\Delta s} \quad (32)$$

Die Reibmaterialien ändern ihre physikalischen Eigenschaften, durch Belagsverdichtung mit zunehmender Schaltungszahl. In **Abbildung 37** (großes Diagramm) ist dieses Verhalten dargestellt.

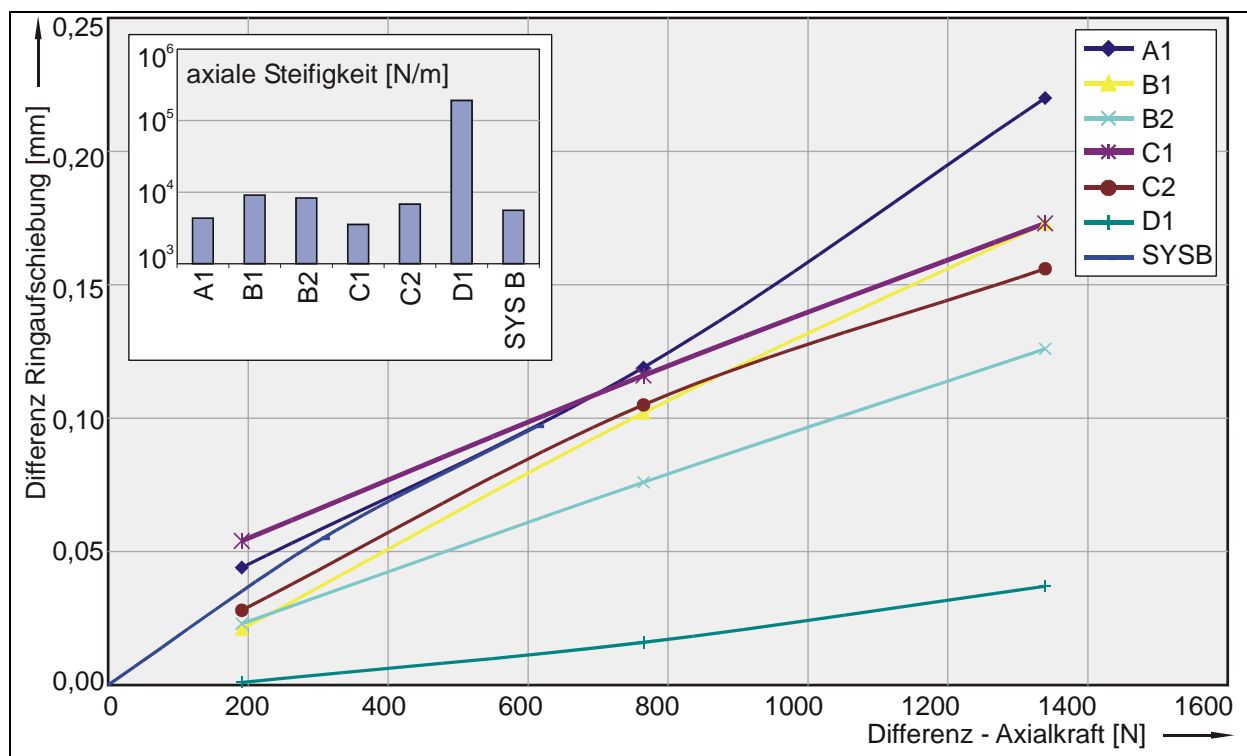


Abbildung 37: Ringsteifigkeit der Systeme

Mit zunehmender Axialkraft sind die Verläufe degressiv ausgebildet. Die höheren Stufen der Axialkraft werden im Stufenversuch erst nach einer bestimmten Anzahl von Schaltungen erreicht. Somit haben die Reibbeläge bereits eine gewisse Beanspruchung und Verschleiß erfahren. Außerdem neigen sehr offenporige Reibbeläge zur Verdichtung beim Einfluss von Druck

<sup>1</sup> Nach dem Einlauf sind die fertigungsbedingten Geometrieabweichungen weitestgehend abgebaut.

und Temperatur. Diese Verdichtung ist in der Regel irreversibel, so dass beim Entspannen des Belages nicht wieder die volle Belagsdicke erreicht wird.

Für die numerische Berechnung wird das bei den zusammengesetzten Ringen größtenteils unbekannte E-Modul des Reibbelages und der Zwischenschicht im Eingabeskript variiert, bis die Abweichung zwischen numerisch bestimmter und experimentell ermittelter Ringaufschiebung unter 1% liegt. Der E-Modul für den Ringträger wird den vorliegenden Literaturwerten oder Herstellerangaben entnommen. Die Querkontraktionszahl der Reibschicht wird für die Systeme A1 und D1 aus der Literatur entnommen. Für die zusammengesetzten Ringe wird wegen fehlender Materialgesetze die Querkontraktionszahl angenommen. **Tabelle 4** können die für die Berechnung verwendeten E-Module und Querkontraktionszahlen entnommen werden.

	A1	Serien- system A, B1	B2	C1	C2	D1	Serien- system B
Reibbelag	110.000 (0,37)	2.000 (0,3)	3.000 (0,3)	310 (0,25)	800 (0,25)	360.000 (0,3)	800 (0,25)
Zwischen- schicht	110.000 (0,37)	2.000 (0,3)	3.000 (0,3)	310 (0,25)	800 (0,25)	210.000 (0,3)	800 (0,25)
Ringträger	110.000 (0,37)	155.000 (0,28)	210.000 (0,3)	210.000 (0,3)	210.000 (0,3)	210.000 (0,3)	155.000 (0,28)
(Querkontraktionszahl)							

Tabelle 4: E-Modul [N/mm<sup>2</sup>] und Querkontraktionszahl der Synchronringe

## 6.6 Thermische Eigenschaften der Synchronringe

Wie bei den mechanischen Eigenschaften sind die thermischen Eigenschaften der Synchronringe weitestgehend unbekannt, da diese aus mehreren Materialien zusammengefügt werden und die thermischen Eigenschaften der Einzelmaterialien, ebenso wie die der Fügestellen nur bedingt bekannt sind. Die verwendeten Materialien verändern durch die Verarbeitung ihre thermischen Eigenschaften. Die Reibschichten werden durch unterschiedliche Fügeverfahren (Schweißen, Kleben, direktes Verpressen) auf den Ringträger aufgebracht. Die Ringträger bestehen aus geschmiedeten Messing, umgeformten Blech und Sinterstahl. Die Umformverfahren der Reibschichten und Ringträger haben Einfluss auf die Gitterstruktur, Korngrenzen und Dichte der verwendeten Werkstoffe und Fügestellen.

Für die herstellungsbedingte Änderung der Wärme- und Temperaturleitfähigkeit<sup>1</sup> der verwendeten Materialien ist es nur bedingt möglich, von den einzelnen veröffentlichten Stoffwerten auf eine Gesamtwärmeleitfähigkeit der Synchronringe zu schließen. Aus diesem Grund wird der Erwärmungsvorgang am kompletten Synchronring im Wärmeleitfähigkeitsprüfstand messtechnisch bestimmt und die Ergebnisse einer numerischen Iteration zur Berechnung der Wärmeleitfähigkeit zugeführt.

<sup>1</sup> Bei Sinterbauteilen gibt es unterschiedliche Dichteverteilungen im Ringquerschnitt. Beim geschmiedeten Messing entstehen durch den Umformprozess intermetallische Phasen.

Zur Berechnung der thermischen Eigenschaften von Synchronringen nach Gleichung (25) müssen zunächst die notwendigen Stoffgrößen:

- Dichte des Werkstoffes  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>]
- spezifische Wärmekapazität  $c$  [kJ/kg K]
- Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  [W/mK]

experimentell bestimmt oder aus Literatur- und Herstellerangaben abgeschätzt werden.

### 6.6.1 Experimentelle Dichtebestimmung

Die veröffentlichten Werte der experimentell im Labor bestimmte Dichten für Sintermaterialien oder unbeölte Reibbeläge kann, wie Untersuchungen in [11] zeigen, teilweise sehr stark von der Dichte im realen Bauteil abweichen. Im Labor werden optimal verdichtete Probekörper verwendet. Im Gegensatz dazu wird der gesinterte Synchronring mit seiner komplexen Geometrie beim Sinterprozess nicht homogen verdichtet. Karbon-Reibbeläge werden beim Klebprozess Druck und Temperatur ausgesetzt und verändern so ihre Dichte je nach Höhe der Anpresskraft beim thermischen Fügen. Poröse Reibbeläge, wie Karbon und Streusinter, saugen sich beim ersten Kontakt mit Öl im Getriebe schwammartig voll und verdrängen so die Luft in den Poren.

Die Dichte kann nach dem Prinzip von *Archimedes* mit relativ geringem Aufwand ermittelt werden. Danach erfährt ein vollständig in einer Flüssigkeit oder Gas eingetauchter Körper eine Auftriebskraft, die der Gewichtskraft des Volumens der verdrängten Flüssigkeit entspricht. Zur Bestimmung der zwei Unbekannten *Dichte* und *Volumen*, sind zwei Messungen erforderlich.

Wird ein beliebiger Körper mit dem Volumen  $V_K$  vollständig in zwei Flüssigkeiten oder Gase mit den bekannten Dichten  $\rho_1$  und  $\rho_2$  eingetaucht, so erfährt er die unterschiedlichen, resultierenden Gewichtskräfte  $F_{G1}$  bzw.  $F_{G2}$ . Die gesuchte Dichte  $\rho_K$  lässt sich wie folgt bestimmen. Werden zum Beispiel Luft und Wasser mit stark unterschiedlichen Dichten als Vergleichsmitteln ( $\rho_L \ll \rho_K$ ) genommen, gilt:

$$\rho_K = \frac{F_{G1}}{F_{G1} - F_{G2}} \cdot \rho_2 \quad (33)$$

Die Dichten der verwendeten Synchronringe und deren Einzelmaterialien wurden mit einer Feinwaage bestimmt. Dazu wurden die Ringträger von dem Reibbelag getrennt, separat gewogen und nachfolgend im Wasserbad deren Auftrieb bestimmt. Da sowohl die Sintergrundkörper von Seriensystem A und Seriensystem B, sowie die Reibbeläge von Modellsystem B1, B2, C1 und C2 Poren aufweisen, wurden diese vorher eine Zeit in Öl gelagert. An den Außenflächen anhaftendes Öl wurde vor der Dichtebestimmung entfernt.

Die Separierung des Streusinter-Reibbelages vom Trägerblech ist bei Seriensystem A und Modellsystem B1 nicht möglich. Aus diesem Grunde wurde für beide Materialien eine ge-

meinsame Dichte bestimmt. Die Dichte des Ringträgers ist etwas höher als die Herstellerangabe. Dies ist auf die unterschiedliche Verdichtung des Sinterwerkstoffes im Synchronring zurückzuführen. Die Dichte des Reibbelages in Verbindung mit dem Trägerblech ist höher, als die des reinen Sintermaterials. Eine Trennung von Reibbelag und Ringträger ist bei Modellsystem B2 in der Klebefuge mit einem Messer möglich. Im Reibbelag sind eine Vielzahl von Poren und Hartstoffen in einer Messingmatrix gebunden, die die Dichte herabsetzen.

Die Trennung der Karbon-Reibbeläge an dem Modellsystemen C1, C2 und dem Seriensystem B erfolgt mit einem Messer in der Klebefuge. Die Reibbeläge bestehen aus Kohlenstoff, Hartstoffen, Verstärkungsfasern und Phenolharz. Die Dichten sind deutlich geringer, als die der metallischen Reibbeläge. Modellsystem C2 besitzt den gleichen Reibbelag, wie Seriensystem B, mit dem Unterschied, dass keine Ölnutung vorhanden ist und der Reibbelag statt auf den Serienringträger auf den Modellringträger mit größerem Durchmesser aufgeklebt ist. Die ermittelte Dichte entspricht der von Seriensystem B. Die Dichte des Serienringträgers von Seriensystem B ist höher als die Herstellerangabe und höher, als die Dichte von Seriensystem A.

Die ermittelte Dichte des Serienringes aus Sondermessing A1 ist geringer, als die aus Literaturangaben stammende Dichte für reines Messing. Im Sondermessing sind eine Reihe von Legierungsbestandteilen enthalten, wie z.B. Al ( $\rho_{Al} = 2.700 \text{ kg/m}^3$ ), Si ( $\rho_{Si} = 2.330 \text{ kg/m}^3$ ) die die Dichte reduzieren. Ein Separieren des Belages von Modellring D1 ist nicht möglich. Die Dichte dieses Ringes wurde komplett bestimmt und liegt auf Grund der sehr dünnen Reibschicht im Bereich des Modellringträgers aus Stahl.

Die Ergebnisse der experimentellen Dichtebestimmung können **Tabelle 5** entnommen werden.

System	Ring		
	Reibbelag	Trägerblech	Ringträger
	[kg/m <sup>3</sup> ]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[kg/m <sup>3</sup> ]
Seriensystem A, B1	7.240 (k.a.)		7.250 (7.200)
Seriensystem B	1.050(k.a.)		7.300 (7.200)
A1	7.800 (8.800)		
B2	4.000 (k.a.)		7.850
C1	1.100 (k.a.)		7.850
C2	1.050 (k.a.)		7.850
D1	7.780 (10.280 u.7.850)		
( ) - Herstellerangabe			

Tabelle 5: experimentell bestimmte Dichte

### 6.6.2 Abschätzung der spezifischen Wärmekapazität

Für die einzelnen Materialien sind nur bedingt Angaben zur spezifischen Wärmekapazität vorhanden. Die zur Berechnung verwendeten Werte werden aus den Literatur- und Herstellerangaben abgeschätzt (**Tabelle 6**).

Für den Ringträger aus Sinterstahl bei Seriensystem A und Seriensystem B gibt es Herstellerangaben für die spezifische Wärmekapazität. Bei allen Modellringen besteht der Ringträger

aus Stahl (42CrMo4, [51]).

Für die Streusinterbeläge Seriensystem A und Modellsystem B1, B2 gibt es keine Herstellerangaben zur spezifischen Wärmekapazität. Die Abschätzung ergibt sich aus dem Wert des reinen Messings (377 J/kgK) und dem in den Poren sitzenden Öl (ca. 2.000 J/kgK).

Die spezifischen Wärmekapazitäten der Karbonbeläge von Seriensystem B und Modellsystem C1, C2, sind vom Hersteller bestimmt worden und sind deutlich höher als die der metallischen Reibbeläge. Durch das in den Poren sitzende Öl erhöht sich dieser Wert etwas.

Die im Sondermessing **A1** enthaltenden Legierungsbestandteile, wie z.B. Al (896 J/kgK), Cu (381 J/kgK) erhöhen die spezifische Wärmekapazität. Die spezifischen Wärmekapazitäten von **D1** für Reibbelag und Ring entstammen [51].

System	Ring		
	Reibbelag	Trägerblech	Ringträger
	[J/kgK]	[J/kgK]	[J/kgK]
Seriensystem A, B1	800 *	500	170
Seriensystem B	1.770		170
A1	430 *		
B2	800*		470
C1	1.265		470
C2	1.770		470
D1	250		470
* Abschätzung			

Tabelle 6: spezifische Wärmekapazität

### 6.6.3 Abschätzung der thermischen Kontaktfläche

Die thermische Kontaktfläche trägt zur Weiterleitung der im Reibkontakt in Wärme umgesetzten Reibenergie in den Ringträger bei. Die Oberfläche des Reibbelages ist entscheidend für den durch den Synchronring fließenden Wärmestrom. Sie ergibt sich aus der nominellen Kontaktfläche, die sich bei idealen geometrischen Kontaktverhältnissen und Vollmaterialausführung von Ring und Konus zueinander einstellen würde und wird dann durch die zur Ölverdrängung notwendigen Nuten reduziert. Im mikroskopischen Kontakt wird die reale Kontaktfläche durch die Rauheitsspitzen weiter reduziert.

Im Berechnungsmodell kann nur von einer ideal glatten Kontaktfläche und idealen Werkstoffzusammensetzungen ausgegangen werden. Aus diesem Grund muss über die Variation der Wärmeleitfähigkeit die ungünstigere reale Kontaktsituation nachgebildet werden.

In **Tabelle 7** ist eine Abschätzung der konstruktions- und belagsspezifischen Reduzierung der thermischen Kontaktfläche angegeben. Da es zwischen den einzelnen Systemen durch die Oberflächentopographie Unterschiede in der realen Kontaktfläche gibt, sind auch die sich einstellenden Temperaturen und Wärmeströme durch die Systeme unterschiedlich.

System	A1	Serien- sys- tem A, B1	B2	C1	C2	D1	Serien- sys- tem B
nomielle Kontaktfläche [mm <sup>2</sup> ]	1910	1910	1910	1910	1910	1910	1450
Nutenbreite [mm]	*	0,38	0,5	1	**	3	1
Nutenlänge [mm]		8	8	5		8	4
Nutenanzahl		62	146	65		20	24
Anzahl Schweißpunkte	***	63	*****	*****	*****	*****	*****
Durchmesser [mm]		0,80					
Fläche Schweißpunkte [mm <sup>2</sup> ]		32					
reale Kontaktfläche [mm <sup>2</sup> ]	425	1691	1326	1585	1910	1430	1354
Materialanteil MR1 [%]	22,3	5,99	7,43	5,64	9,74	7,86	6,14
tragende Fläche [mm <sup>2</sup> ]	425	103	98,52	89,39	186,03	112,40	83,14
reale, tragende Kontaktfläche [%]	22,3	5,60	5,16	4,68	9,74	5,88	5,73
Klebefläche [mm <sup>2</sup> ]	***	*****	1910	1910	1910	*****	1450
thermische Kontaktfläche [%]	22,3	1,66	5,16	4,68	9,74	5,88	5,73
* ** *** **** ***** *****	Axial- und umlaufende Nutung keine Nutung Vollmaterial Belag durch Punktschweißen mit Ringträger verbunden Belag geklebt Belag flammgespritzt						

Tabelle 7: Abschätzung der thermischen Kontaktfläche



### 6.6.4 Experimentelle Ermittlung der Erwärmungskurve

**Abbildung 38** zeigt die Gegenüberstellung der an der Temperaturmessstelle 1 im Wärmeleitfähigkeitsprüfstand gemessenen Temperaturverläufe bei konstanter Axialkraft für eine Konustemperatur von 120 °C. Die Verläufe sind qualitativ vergleichbar, da der Abstand zur Erwärmungsstelle bei allen Systemen annähernd gleich ist.

Wie anzunehmen, leiten die metallischen Reibbeläge die Temperatur deutlich besser, als die organischen Reibbeläge. Die höchste gemessene Temperaturleitfähigkeit hat der Synchronring aus Sondermessing Vollmaterial (A1). Der Ring mit der Molybdänspritzschicht (D1) liegt in der Temperaturleitfähigkeit unter den Streusinterreißbelägen (B1, B2). Trotz der höheren Wärmeleitfähigkeit von Molybdän und der annähernd gleichen Kontaktfläche wie B2 scheint die thermisch aufbrachte Schicht schlechtere Wärmeleitungseigenschaften zu besitzen.

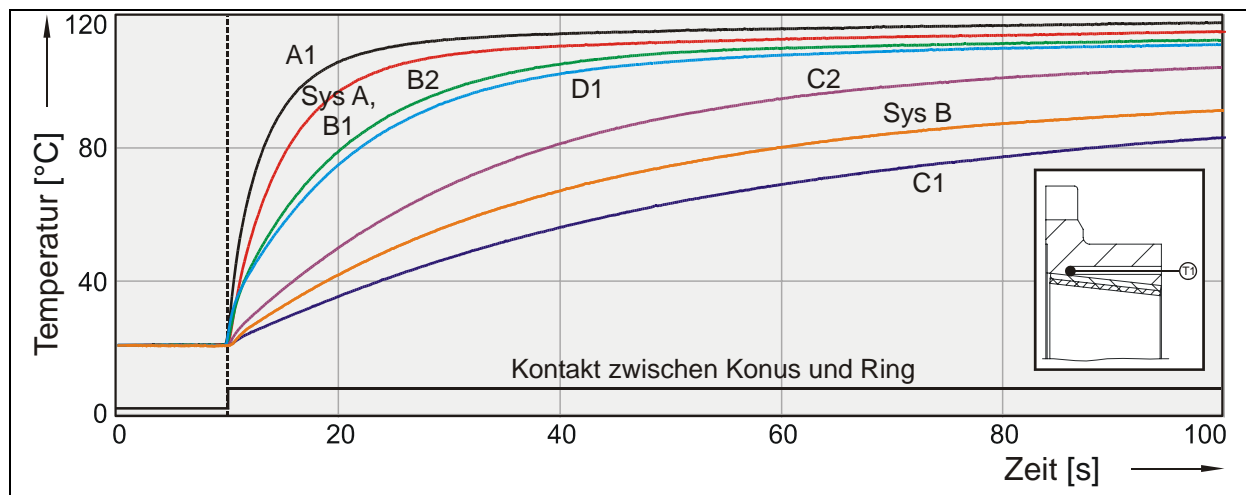


Abbildung 38: Erwärmungskurven aller Synchronringe auf den Wärmeleitfähigkeitsprüfstand (Bauteiltemperatur: 120°C; Axialkraft: 400 N)

### 6.6.5 Berechnung der Wärmeleitfähigkeit

Im Berechnungsmodell besteht der Synchronring aus maximal drei Schichten (**Abbildung 39**). Die Reibfläche stellt die Kontaktfläche zur Wärmeleitung zur Verfügung. Der Wärmetransport erfolgt durch den Reibbelag, eventuell durch ein Trägermaterial oder direkt durch eine Schweißverbindung oder Klebeverbinding in den Ringträger.

Für die hier vorliegenden speziellen Verbindungen zwischen Reibbelag und Ringträger liegen keine Herstellerangaben zu den thermischen Stoffwerten vor. Für die Phenolharz-Klebeverbindingen kann aus den Untersuchungen von [23] angenommen werden, dass die Wärmeleitfähigkeit deutlich unter 1 W/mK liegt. Die Schweißpunktverbindung an Seriensystem A und Modellsystem B1 wird einen Großteil des Wärmestroms über die metallische Verbindung in den Schweißpunkten leiten und der Anteil der Wärmeleitung durch den Luftspalt zwischen Trägerblech und Ringträger kann vernachlässigt werden.

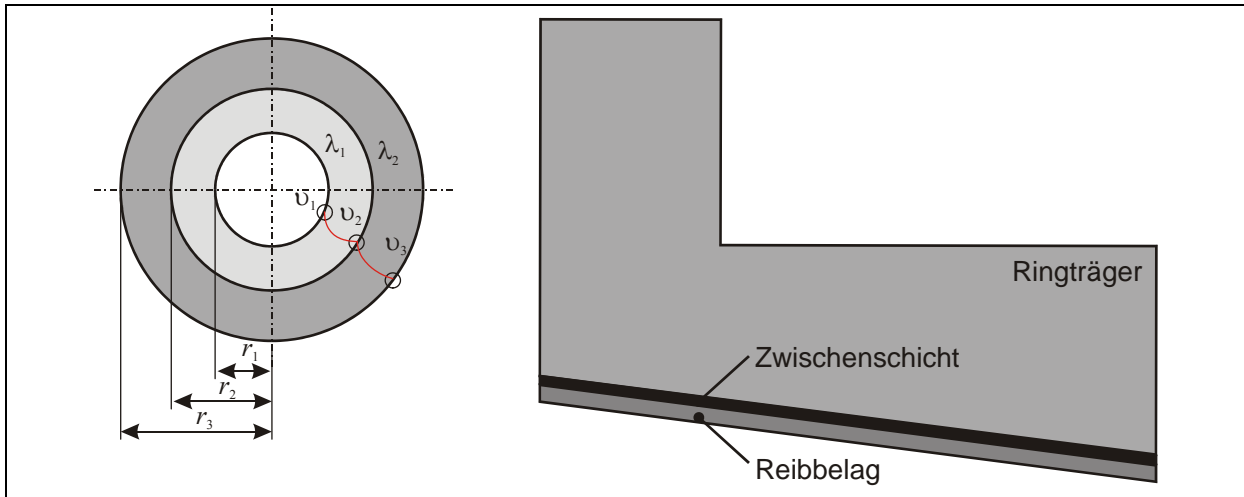


Abbildung 39: Ersatzmodell: Synchronring als mehrschichtiger Zylinder mit drei Schichten

Die Gegenüberstellung der mit dem Berechnungsmodell ermittelten und experimentell abgeglichenen Wärmeleitfähigkeit mit den Hersteller- und Literaturangaben zeigt **Abbildung 40**. Wie schon bei der Ermittlung der Erwärmungskurven beobachtet wurde, bestehen zwischen den organischen und den metallischen Reibbelägen deutliche Unterschiede in der Wärmeleitfähigkeit.

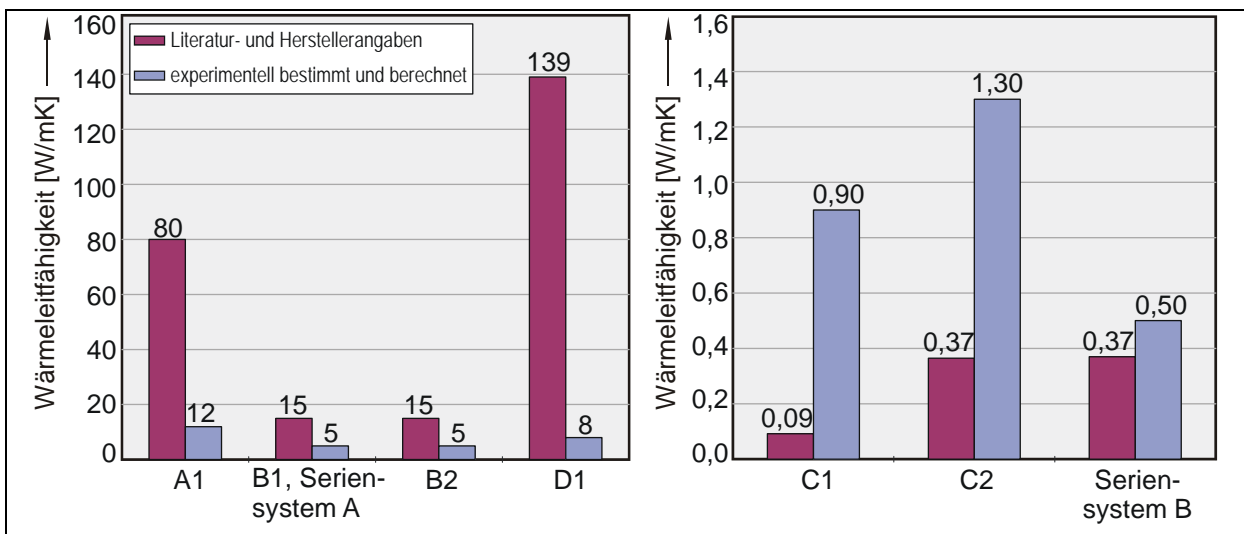


Abbildung 40: Vergleich der berechneten Wärmeleitfähigkeiten mit den Literatur- bzw. Herstellerangaben

Die reale Wärmeleitfähigkeit des Sondermessing Synchronringes (A1) entspricht ca. 15 % der Herstellerangabe und damit ungefähr dem Anteil der realen Kontaktfläche. Die Reduzierung der realen Reibfläche durch die Mikro- und Makrogeometrie in der Kontaktzone des Reibbelages wirken als thermische Widerstände einer zügigen Erwärmung entgegen. Außerdem werden durch die Zugabe von Legierungsbestandteilen, wie Nickel, Aluminium, Silizium und Eisen die mechanischen und thermischen Eigenschaften des Messingwerkstoffes erheblich verändert [12].

Das Seriensystem A und das Modellsystem B1 sind zwar anders aufgebaut als Modellsystem B2, besitzen aber ein annähernd gleiches Wärmeleitvermögen. Die Wärmeleitfähigkeit der Streusinterreißbeläge wird durch die in der Matrix enthaltenen nichtmetallischen / nicht

leitenden Hartstoffe und die in den Poren gebundene Luft oder das Öl reduziert.

Bei dem Molybdänspritzschichtsystem (D1) liegt die ermittelte Wärmeleitfähigkeit der Reibschicht deutlich unter den Literaturangaben. Es ist anzunehmen, dass die thermischen Eigenschaften der Spritzschicht nicht den Literaturangaben für reines Molybdän entsprechen.

Die organischen Reibbeläge an Seriensystem B und den Modellsystemen C1 und C2, sind eher als thermische Isolationsschicht anzusehen. Durch die Zugabe von Öl wird die Luft aus den Poren verdrängt und es verbessert sich bei allen Belägen die Wärmeleitfähigkeit.

### 6.6.6 Wärmeausdehnungskoeffizient

In Folge der Erwärmung der Synchronisierungen dehnen sich die Materialkombinationen unterschiedlich aus. Im Berechnungsmodell wurden dafür die in **Tabelle 8** zusammengefassten Wärmeausdehnungskoeffizienten verwendet. Diese entstammen den Angaben der Hersteller oder sind abgeschätzt.

System	Konus	Ring		
		Reibbelag	Trägerblech	Ringträger
	[10 <sup>-6</sup> /K]	[10 <sup>-6</sup> /K]	[10 <sup>-6</sup> /K]	[10 <sup>-6</sup> /K]
Seriensystem A, B1	13	18*	13	18
Seriensystem B		70		18
A1		18,4		18,4
B2		18*		13
C1		70*		
C2		70		
D1		145		
* Abschätzung				

Tabelle 8: Herstellerangaben der Wärmeausdehnungskoeffizienten

## 7 Das tribologische Verhalten der Seriensysteme

In diesem Abschnitt wird die Untersuchung des tribologischen Verhaltens der Seriensysteme A (Streusinter/Stahl/MTF) und B (Karbon/Stahl/ATF) vorgestellt. Das Versuchsprogramm ist für beide Systeme gleich und dient zunächst zur Aufstellung eines Verschleißmodells auf Basis von Einstufenversuchen. Nachfolgend wird der Einfluss einer veränderten Bauteiltemperatur und das Systemverhalten im Kollektivversuch untersucht. Abschließend erfolgt eine Analyse der Effekte, die durch die Beanspruchungsgrößen hervorgerufen werden und Einfluss auf das tribologische Verhalten der Systeme nehmen.

### 7.1 Versuchsprogramm zur Aufstellung des Verschleißmodells

Ein Berechnungsmodell bietet den Vorteil, das Systemverhalten in Abhängigkeit verschiedener Beanspruchungsparameter vorhersagen zu können, ohne beim Wechsel der Parameter neue Versuche durchführen zu müssen.

Das Ziel der experimentellen Untersuchungen ist die Analyse der primären und sekundären Beanspruchungsparameter auf das tribologische Verhalten der beiden Synchronisierungen und gliedert sich in drei Versuchsblöcke<sup>1</sup>:

#### 7.1.1 Versuchsblock 1 - Einstufendauerversuche

Im ersten Versuchsblock werden die primären Beanspruchungsparameter, wie Anfangsgleitgeschwindigkeit und Flächenpressung, sowie in Stichproben das Massenträgheitsmoment bei konstanter Bauteiltemperatur zur Ermittlung des Beanspruchungskoeffizienten variiert.

Es wird der auf die Reibarbeit bezogene Axialverschleiß (Verschleißintensität) bei Variation von Anfangsgleitgeschwindigkeit und Flächenpressung bei konstanter Bauteiltemperatur zur Ermittlung des Beanspruchungskoeffizienten herangezogen. Dabei wird auf den in Kapitel 2.3.4 beschriebenen Temperaturansatz zur Verschleißberechnung zurückgegriffen. Dieser vereint die Beanspruchungsparameter Anfangsgleitgeschwindigkeit und Flächenpressung zu dem Beanspruchungskoeffizienten  $B$  als eine gemeinsame Kenngröße.

$$B = p_n^x \cdot v_{\max}^y \quad (34)$$

Sowohl für Seriensystem A als auch für Seriensystem B hat sich ein exponentieller Ansatz für die Abhängigkeit der Verschleißintensität vom Beanspruchungskoeffizienten als zielführend erwiesen.

$$h_q(B) = c_1 + c_2 \cdot e^{c_3 \cdot B} \quad (35)$$

Aus den Ergebnissen der Einstufenversuche werden die Exponenten  $x$ ,  $y$  und Koeffizienten  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$  ermittelt.

<sup>1</sup> Die in dieser Arbeit vorgestellte Vorgehensweise zur Modellerstellung wurde in ähnlicher Form bereits bei *Lösche*[29] und *Spreckels*[48] zur Verschleißvorhersage von zwei unterschiedlichen Synchronisierungen angewendet. Dabei handelte es sich um „klassische“ Reibpaarungen aus einer Kombination von Sondermessing/Stahl mit vergleichsweise hohem Verschleiß und einer Kombination aus Molybdän/Stahl mit je nach Beanspruchung differierendem Verschleißverhalten.

Das charakteristische Verschleißverhalten im mittleren Beanspruchungsbereich für Seriensystem A und Seriensystem B zeigt **Abbildung 41**. Nach den Einlaufschaltungen zur Spitzenglättung erfolgt ein Sprung in den dargestellten Verläufen. Durch die Steigerung von Schaltkraft und Anfangsdrehzahl wird die Beanspruchung der Synchronisierung verändert.

Bei Steigerung der Axialkraft wird der Synchronring durch die elastische Verformung weiter auf den Konus geschoben, was im Wegsignal zu erkennen ist. Dadurch verändern sich die Kontaktverhältnisse und es erfolgt ein erneutes mechanisches Einlaufen der Reibpartner.

Mit zusätzlicher Steigerung der Anfangsgleitgeschwindigkeit und der damit verbundenen Veränderung der Energiezufuhr im Reibkontakt werden die thermischen Bedingungen in der Synchronisierung verändert. Durch die thermischen Bauteildehnungen werden die Kontaktverhältnisse verändert und es kommt zum thermischen Einlaufen der Reibpartner.

Die mechanischen und die thermischen Veränderungen haben maßgeblichen Einfluss auf das tribologische Verhalten der Synchronisierung. Zur Reduzierung des thermischen Einflusses zwischen den einzelnen Versuchen werden die mittlere spezifische Reibleistung und damit die mittlere Bauteiltemperatur konstant gehalten. Die Ermittlung der Verschleißintensitäten erfolgt durch eine aufwendige Aufteilung der Trendverläufe, die die mechanischen und thermischen Einlaufbereiche mit berücksichtigt. Die Bestimmung der Eckpunkte zur Berechnung der Verschleißkenngrößen erfolgt für den Einlaufbereich und den eingelaufenen Bereich getrennt. Es gibt vier Bereiche, die im Folgenden zur Beschreibung des Verschleißverhaltens und zur Modellerstellung herangezogen werden sollen (**Tabelle 9**).

Bereich	Seriensystem A	Seriensystem B
<b>1. Standardeinlauf</b>	Der Standardeinlauf dient zur Spitzenglättung	
<b>2. Temperaturnausgleich</b>	Durch die durch den Lastwechsel zusätzlich eingebrachte Schaltenergie wird das System aufgeheizt und es erfolgen thermische Ausgleichs- und Anpassungsvorgänge. Innerhalb dieser Spanne wird der Reibwertmittelwert von diesen Effekten mit beeinflusst	
<b>3. Einlaufbereich</b>	Der Einlaufbereich des Beanspruchungsversuches beginnt, wenn die thermischen Ausgleichsvorgänge abgeschlossen sind und sich eine konstante mittlere Bauteiltemperatur eingestellt hat	
<b>4. stationärer Verschleißbereich</b>	Der stationäre Verschleißbereich beginnt nach Stabilisierung des Reibwertverhaltens und endet nach der Unterschreitung der Sperrgrenze oder nach dem festgelegten Versuchsende von 100.000 Schaltungen.	Der stationäre Verschleißbereich beginnt nach Stabilisierung des Reibwertverhaltens und endet bei Reibwertabfall oder nach dem festgelegten Versuchsende von 50.000 Schaltungen.

Tabelle 9: Eckpunkte zur Modellerstellung

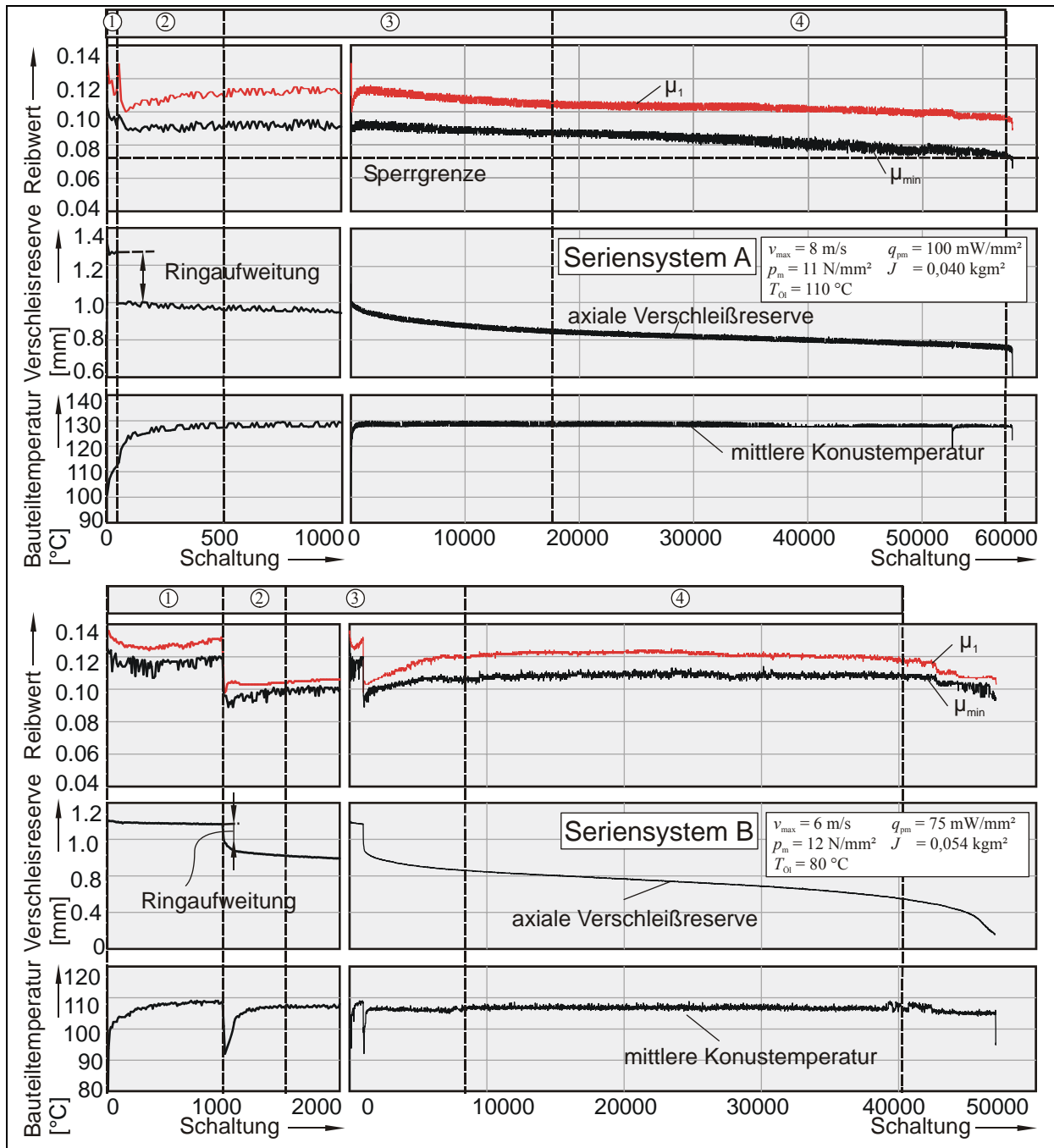


Abbildung 41: tribologisches Verhalten und Ermittlung der Eckpunkte zur Verschleißberechnung an Seriensystem A und Seriensystem B

### 7.1.2 Versuchsblock 2 - Bestimmung des Temperatureinflusses

Ein zweiter Block von Einstufenversuchen ermittelt die Abhängigkeit des Verschleißes von der Bauteiltemperatur. Die Temperatur hat sich in früheren Untersuchungen als eine wesentliche Einflussgröße auf das tribologische Verhalten bestätigt. Die Oberflächentemperatur – Summe aus mittlerer Bauteiltemperatur und kurzzeitigen, lokalen Temperaturüberhöhungen – ist für ein tribologisches System ein Resultat der von außen aufgeprägten Beanspruchungsgrößen. Die Abhängigkeit der Temperaturüberhöhungen von den Parametern mittlere Pressung und Anfangsgleitgeschwindigkeit kann in folgender Form dargestellt werden:

$$\Delta T = f(p_m^x \cdot v_{\max}^y) \quad (36)$$

Darin liegt eine mögliche Erklärung für die physikalische Bedeutung des Beanspruchungskoeffizienten  $B$ , für den ebenfalls gilt:

$$B = f(p_m^x \cdot v_{\max}^y) \quad (37)$$

### 7.1.3 Versuchsblock 3 - Kollektivversuche

Im dritten Versuchsblock wird die Anwendbarkeit der auf Einstufenversuchen basierenden Modellrechnung auf die Ergebnisse der Kollektivversuche überprüft. Dazu werden Versuche mit realitätsnahen Kollektiven und unterschiedlichen Beanspruchungsreihenfolgen durchgeführt. Die Zusammenstellung der Kollektive erfolgt unter Berücksichtigung der Variationsmöglichkeiten:

- Kombination mittlere Pressung – Anfangsgleitgeschwindigkeit
- Anzahl der Laststufen
- Auswahl der Laststufen
- Häufigkeitsverteilung der Laststufen
- Reihenfolge und Länge der Laststufen<sup>1</sup>

Vielstufige Beanspruchungskollektive mit stochastischer Verteilung zusammengestellt geben das Verhalten unter realitätsnahen Einsatzbedingungen des Systems am Besten wieder [30]. Aus diesem Grunde werden die Kollektive nach den folgenden Gesetzmäßigkeiten aufgestellt:

- Das Kollektiv soll das ganze Parameterfeld der Einstufenversuche überdecken.
- Das Kollektiv soll einer mathematisch beschreibbaren Funktion entsprechen.

Die Kollektivzusammensetzung ergibt sich durch Diskretisierung einer dreidimensionalen Gaußschen Normalverteilung (Gl. (38)) über dem Parameterfeld. Das Kollektiv umfasst die in den Einstufenversuchen untersuchten fünf Anfangsgleitgeschwindigkeiten und fünf mittleren Pressungen aus denen 25-stufige Kollektive gebildet wurden.

$$H(p_m, v_{\max}) = \left( \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot s_{p_m}} \cdot e^{\left[ \frac{-(p_m - \bar{p}_m)^2}{2 \cdot s_{p_m}^2} \right]} \right) \cdot \left( \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot s_{v_{\max}}} \cdot e^{\left[ \frac{-(v_{\max} - \bar{v}_{\max})^2}{2 \cdot s_{v_{\max}}^2} \right]} \right) \quad (38)$$

Die Versuche werden unter Standardbedingungen mit drei ausgewählten Beanspruchungskollektiven durchgeführt. Die Klassifizierung in „leichte“, „mittlere“ und „schwere“ Kollektive

<sup>1</sup> Auf Grund des begrenzten zeitlichen Rahmens, wurden zum Einfluss der Reihenfolge und Länge der Laststufen nur Treppenstufen mit aufsteigender Lastfolge untersucht.

stellt lediglich eine qualitative Bezeichnung dar und bezieht sich auf die Mittelwerte und die Standardabweichung der Kollektivbeanspruchung (**Abbildung 42**).

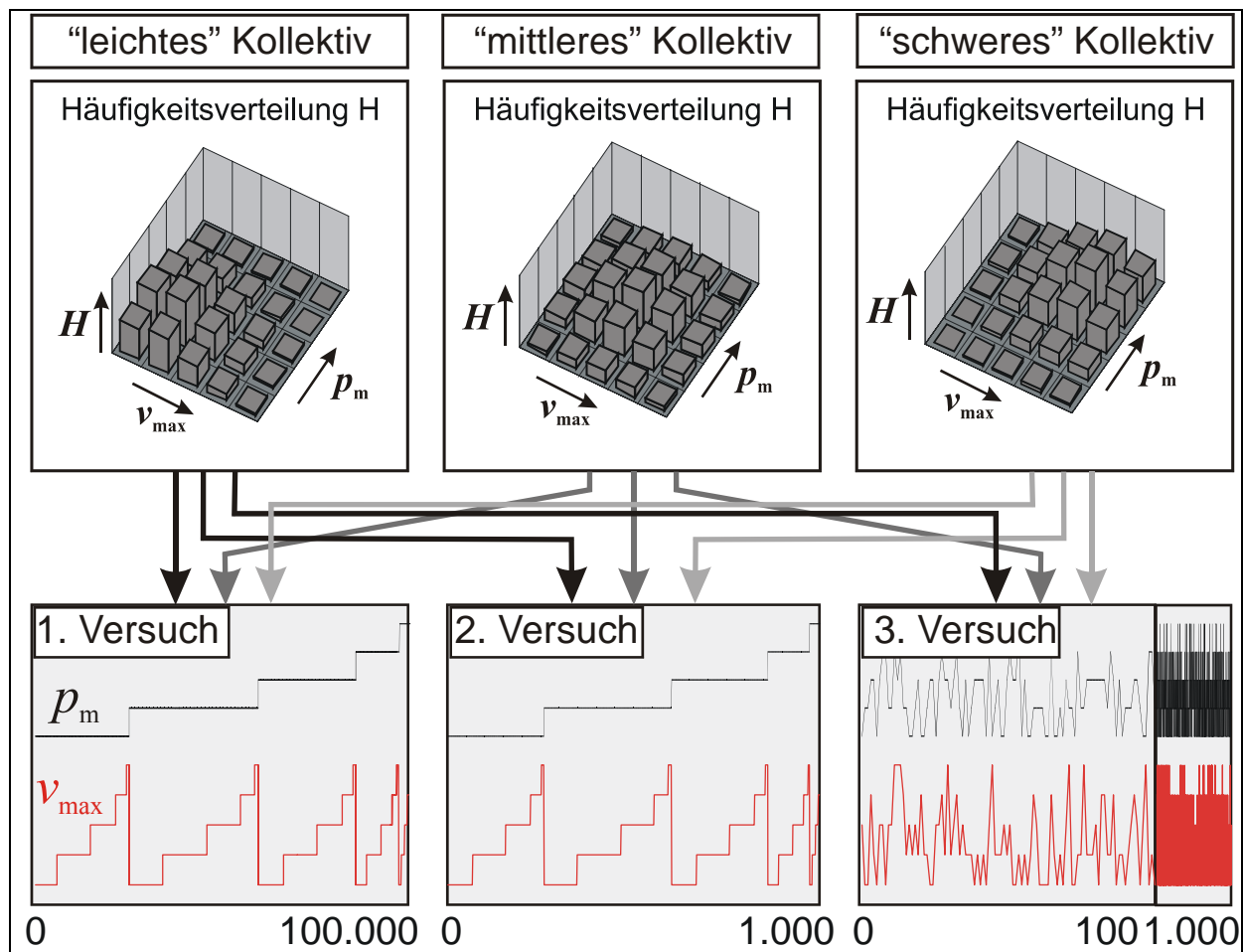


Abbildung 42: Kollektivzusammenstellung der einzelnen Versuche

Um den Einfluss der Länge und Reihenfolge der Beanspruchungsstufen auf das Verschleißverhalten zu untersuchen, werden zu jedem Kollektiv drei Versuche durchgeführt, die sich durch die Reihenfolge der Beanspruchungsstufen unterscheiden.

1. Versuch: Die Beanspruchungsstufen werden nach Maßgabe der Verteilungsfunktion sortiert und innerhalb von 100.000 Schaltungen von unterer zu oberer Pressung mit steigenden Gleitgeschwindigkeiten innerhalb der Pressungsstufen durchlaufen.
2. Versuch: Die Beanspruchungsstufen werden nach Maßgabe der Verteilungsfunktion sortiert und innerhalb von 1.000 Schaltungen von unterer zu oberer Pressung mit steigenden Gleitgeschwindigkeiten innerhalb der Pressungsstufen durchlaufen.
3. Versuch: Die Beanspruchungsstufen werden nach Maßgabe der Verteilungsfunktion über 1.000 Schaltungen, mit zufälliger Reihenfolge von Pressungs- und Anfangsgleitgeschwindigkeitskombinationen durchlaufen.



### 7.1.4 Beanspruchungsbereich

Der Variationsbereich der Beanspruchungsgrößen wird in **Tabelle 10** angegeben und orientiert sich an den oberen Beanspruchungen aus dem Serieneinsatz der Systeme<sup>1</sup>, wobei die verwendeten Standardbedingungen fett gedruckt sind.

		Einheit	Seriensystem A	Seriensystem B <sup>2</sup>
Primär	mittlere Pressung $p_m$ bzw. Axialkraft $F_a$	N/mm <sup>2</sup> N	5 ... 11 957 ... 2105	2...12 307...1841
	Anfangsgleitgeschwindigkeit $v_{max}$ bzw. Anfangsdrehzahl $n_{max}$	m/s 1/min	5...12 1242...2980	2...10 616...3080
	Massenträgheitsmoment $J$	kg·m <sup>2</sup>	<b>0,04</b> ; 0,07; 0,098	<b>0,054</b> ; 0,078; 0,10
	Öltemperatur $\vartheta_{öl}$	°C	50... <b>80</b> ...110	
Sekundär	Ölvolumenstrom $\dot{V}_{öl}$	l/min	0,3... <b>1</b> ...2,0	
	mittlere spezifische Reibleistung $q_m$ (durch Veränderung der Taktzeit)	mW/mm <sup>2</sup>	50... <b>100</b> ...150	<b>75</b> ...150
	Taktzeit $T$	s	3...40	

Tabelle 10: Variationsbereich der Beanspruchungsparameter

In allen Versuchen wird die Taktzeit für jede Schaltung entsprechend angepasst, so dass sich pro Schaltzyklus eine konstante mittlere spezifische Reibleistung ergibt. Dadurch stellte sich eine von der Anfangsgleitgeschwindigkeit und Massenträgheit unabhängige konstante mittlere Bauteiltemperatur ein.

### 7.1.5 Maßnahme zur Verhinderung des Durchschaltens

Um die Wechselwirkungen an den Dachschrägen zu untersuchen, muss die Systemfunktion eingeschränkt werden. Zur wirkungsvollen Verhinderung des Durchschaltens nach der Synchronisation wurde eine Sperrvorrichtung entwickelt, die in der linken oberen Darstellung in **Abbildung 43** dargestellt ist. Es wurde ein modifizierter Mitnehmerstein der Vorsynchronisierung mit Zapfen eingesetzt, der ein Verdrehen des Synchronringes bei Unterschreiten der Sperrgrenze (Reibmoment kleiner Dachschrägenmoment) wirkungsvoll verhindert.

<sup>1</sup> Die gewählten Parameterkombinationen liegen im messbaren Verschleißbereich beider Systeme.

<sup>2</sup> Anfangsgleitgeschwindigkeiten über 6 m/s waren bei Seriensystem B nur mit gesperrtem System möglich.

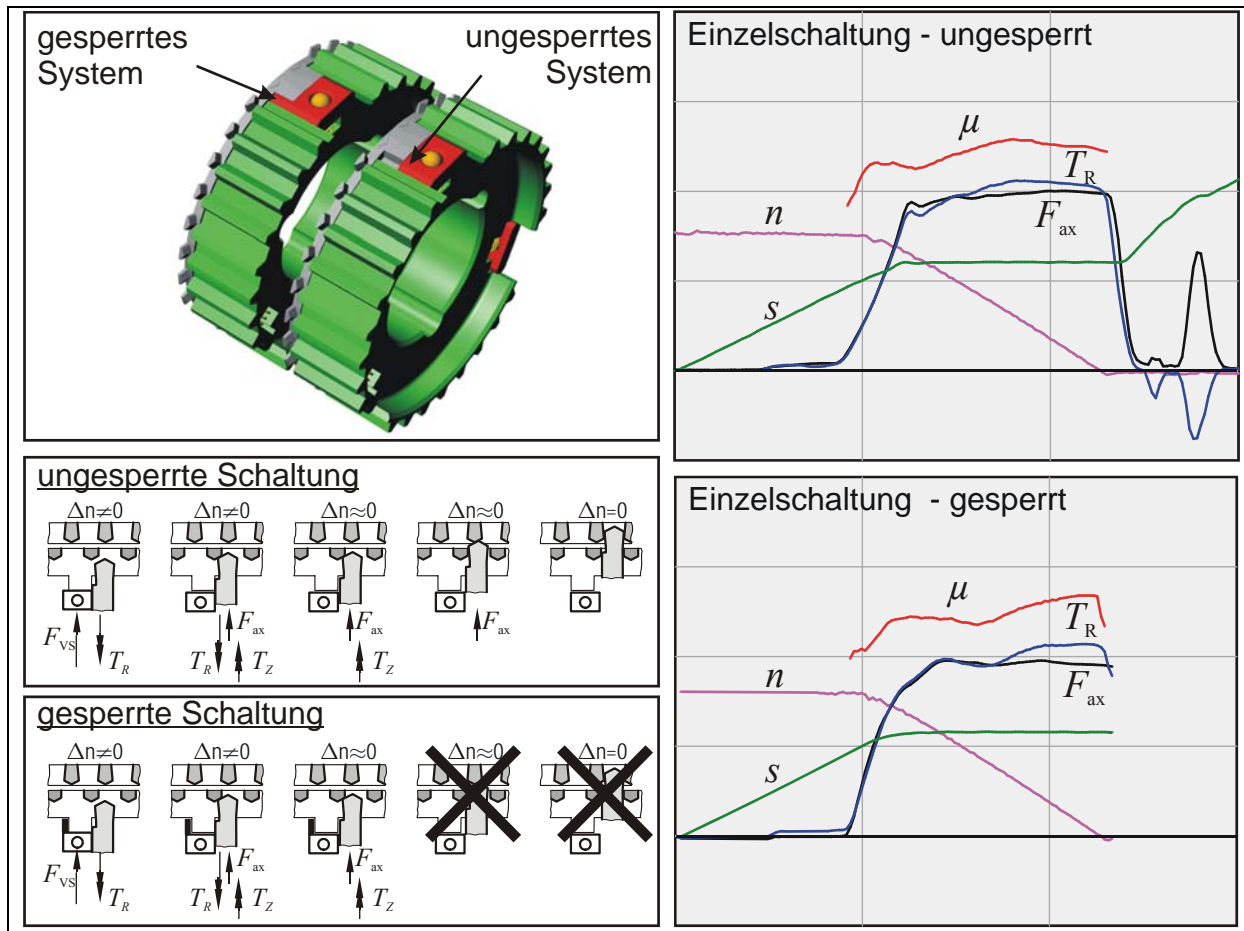


Abbildung 43: Maßnahme zur Verhinderung des Durchschaltens und Vergleich zwischen gesperrter und ungesperrter Versuchsdurchführung

Diese Modifizierung bewirkt keine Veränderungen der konstruktiven Systemeigenschaften, was sich bei Betrachtung des Synchronisationsvorganges in den einzelnen Phasen zeigt. (**Abbildung 43**, links unten). Die Analyse der Einzelschaltungen in **Abbildung 43** (rechte Seite) zeigt, dass sich die Art und Größe der Lastaufbringung zwischen gesperrter und ungesperrter Versuchsdurchführung nicht unterscheiden. Bei beiden Versuchen sind die Verläufe von Reibwert, Axialkraft, Reibmoment und Abnahme der Drehzahl nahezu identisch.

## 7.2 Seriensystem A (Stahl/Streusinter/MTF)

Das Reibungs- und Verschleißverhalten von Seriensystem A besitzt einen ausgeprägten Einlaufverschleiß mit darauf folgendem mäßigen Verschleißfortschritt mit unterschiedlichen Reibwertverläufen. Die Deutung der Untersuchungsergebnisse wird bei diesem System durch eine große Streuung der Messergebnisse erschwert.

Die durchgeführten experimentellen Untersuchungen im Versuchsplan für dieses System zeigt **Abbildung 44**. Zur Aufstellung des Verschleißmodells werden die bereits beschriebenen Versuchsblöcke durchlaufen. Begleitende Untersuchungen dienen zur Untersuchung von Nebeneffekten, die sich gegenseitig überlagern und einen Einfluss auf das tribologische Verhalten des Systems ausüben. Diese Nebeneffekte treten auf Grund der Verschleißfestigkeit des Systems stärker in den Vordergrund.

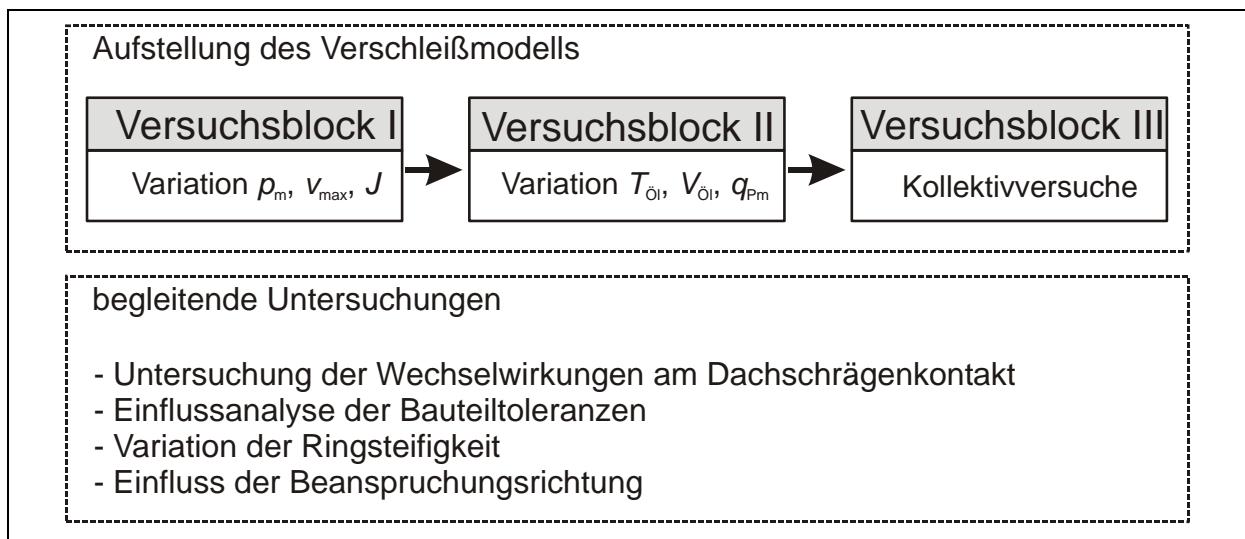


Abbildung 44: Versuchsplan für Seriensystem A

### 7.2.1 Analyse des tribologischen Verhaltens

Das tribologische Verhalten von Seriensystem A lässt sich in drei Bereiche unterteilen (**Abbildung 45**), die sich durch die Höhe der Beanspruchungsparameter, dem Reibwertverhalten und dem Verschleißfortschritt unterscheiden.

**Bereich I:** Der Einlaufbereich ist durch einen anfänglichen Anstieg des Reibwertes und einen Rückgang der Verschleißreserve gekennzeichnet. Die Reibwertverläufe ähneln sich für die dargestellten Pressungsstufen. Der Verschleißfortschritt im Einlaufbereich ist zu Beginn des Versuches bei der höheren Pressung stärker ausgeprägt. Danach ist der Verschleißfortschritt vergleichbar. Dieses Verhalten bleibt bis zum festgelegten Versuchsende von 100.000 Schaltungen unverändert.

**Bereich II:** Hier zeigen sich deutliche Unterschiede im Reibwertverlauf zwischen den Pressungsstufen. Innerhalb des Einlaufs stabilisiert sich der Reibwert für eine gewisse Schaltungsanzahl auf einer Hochlage. In der Reibwerthochlage zu Beginn des Versuches findet der größte Teil des Verschleißfortschrittes statt. Danach ist der Verschleißfortschritt für alle Pres-

sungsstufen nahezu gleich.

**Bereich III:** Das tribologische Verhalten des Systems ist von stark abfallenden Reibwerten mit hohem Verschleißfortschritt gekennzeichnet. Nachdem der Reibwert in einem kurzen Einlaufbereich kurz ansteigt, fällt der Reibwert bis zum Erreichen der Funktionsgrenze und damit dem Ausfall des Systems ab.

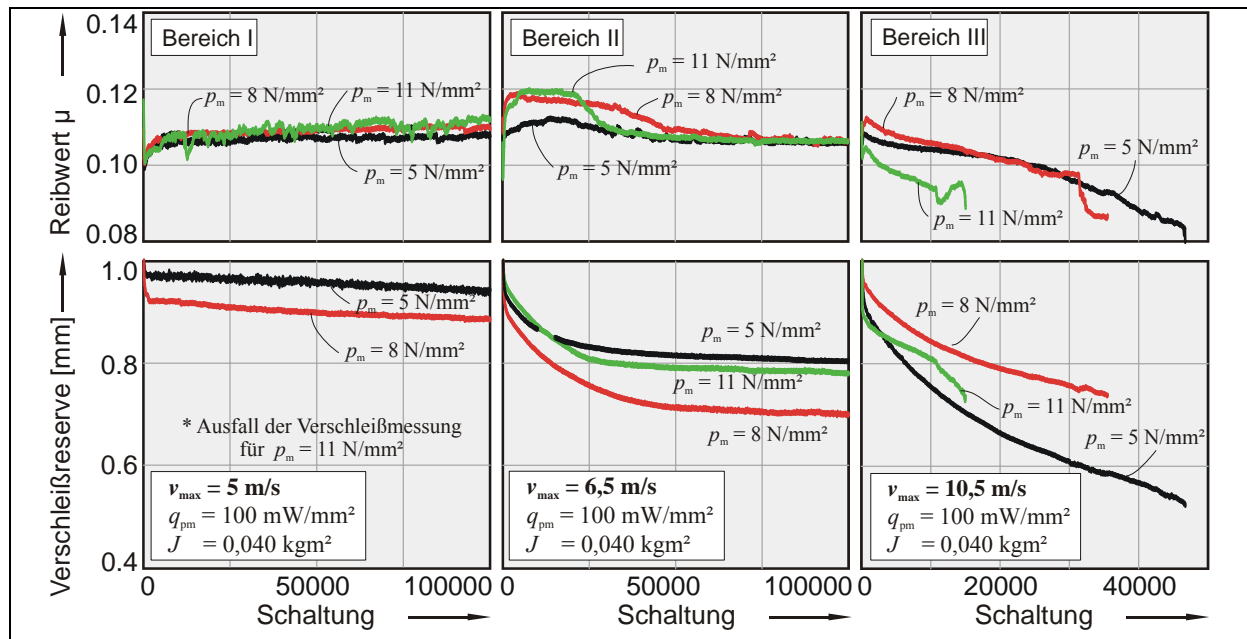


Abbildung 45: Reibwert- und Verschleißverhalten im Trendverlauf an Seriensystem A

## 7.2.2 Anpassung des Verschleißmodells

### 7.2.2.1 Versuchsblock I - Einstufendauerversuche

Die Dauerversuche wurden in einem festgelegten Beanspruchungsbereich durchgeführt. Je nach Beanspruchung hat sich ein tribologisches Verhalten eingestellt, welches in **Tabelle 11** den Beanspruchungen zugeordnet ist. Neben den Einstufenversuchen mit den variierten Beanspruchungsparametern Flächenpressung und Anfangsgleitgeschwindigkeit sind auch die Einstufenversuche mit verändertem Massenträgheitsmoment eingeordnet. Die Zahlenwerte innerhalb der Felder stehen für die zur Modellerstellung ermittelten Grenzen. Eine Erhöhung der Anfangsgleitgeschwindigkeit bei konstantem Massenträgheitsmoment und konstanter Pressung führt zu einer Änderung der tribologischen Bereiche. Bei konstanter Anfangsgleitgeschwindigkeit und unterschiedlicher Pressung bleiben die tribologischen Bereiche konstant. Die Erhöhung des Massenträgheitsmomentes führt zu einem Übergang der tribologischen Bereiche.

ungesperrte Dauerversuche Seriensystem A								
		$p_n$ [N/mm <sup>2</sup> ]	<b>5</b>		<b>8</b>		<b>11</b>	
$v_{\max}$ [m/s]	$J$ [kgm <sup>2</sup> ]	$F_{ax}$ [N]	<b>957</b>		<b>1531</b>		<b>2105</b>	
$n_{\max}$ [min <sup>-1</sup> ]		$q_N^*$ [J/mm <sup>2</sup> ]						
<b>5,0</b> <b>1242</b>	0,040	0,200	1:1.100 2:- 3:100.000	1:2000 2:- 3:400.000	1:2.000 2:- 3:100.000	1:25.000 2:- 3:100.000		
	0,098	0,490	1:25.000 2:- 3:100.000				1:10.000 2:- 3:100.000	
<b>6,5</b> <b>1614</b>	0,040	0,338	1:50.000 2:- 3:100.000		1:50.000 2:- 3:100.000		1:25.000 2:- 3:100.000	
	0,070	0,592	1:32.560 2:- 3:100.000		1:20.000 2:- 3:100.000		1:17.544 2:- 3:100.000	
	0,098	0,828	1:2.000 2:- 3:100.000		1:25.000 2:- 3:100.000		1:14.566 2:50.000 3:100.000	
<b>8,0</b> <b>1987</b>	0,040	0,512			1:50.000 2:- 3:100.000		1:24.925 2:- 3:100.000	
	0,070	0,896	1:20.000 2:70.000 3:98.893		1:10.000 2:40.000 3:87.298		1:7.165 2:15.000 3:64.074	
	0,098	1,255	1:10.000 2:30.000 3:43.949		1:3.000 2:13.000 3:18.846		--	
<b>10,5</b> <b>2608</b>	0,040	0,882	1:12.365 2:40.000 3:46.745	1:19.000 2:40.000 3:94.835	1:2.500 2:22.500 3:35.520	1:2.000 2:20.000 3:53.250	1:3.000 2:12.500 3:15.062	1:1.000 2:20.000 3:22.128
	0,098	2,161	1:5.000 2:12.000 3:20.139	1:4.000 2:15.000 3:19.089	1:600 2:6.000 3:7.800		--	
<b>12</b> <b>2980</b>	0,040	1,152	1:14.788 2:25.000 3:50.586	1:5.000 2:12.000 3:23.982	1:5.000 2:8.000 3:15.923	1:6.000 2:7.000 3:12.824		
	0,098	2,823	1:500 2:7.000 3:7.914		--		--	
Bereich I		Standardparameter:		1: Einlauf abgeschlossen (nach n Schaltungen)				
Bereich II		$T_{01} = 80 \text{ °C}$		2: Unterschreitung der Sperrgrenze (Schaltungszahl)				
Bereich III		$q_{pm} = 100 \text{ mW/mm}^2$		3: erreichte Schaltungszahl (Schaltungszahl)				
* bezogen auf die reale Kontaktfläche $A_r = 1691 \text{ mm}^2$								

Tabelle 11: Dauerversuche in Versuchsblock I

In **Abbildung 46** ist im unteren Diagramm die Modellrechnung für den eingelaufenen Bereich des Systems dargestellt. Der exponentielle Ansatz der Ausgleichsfunktion für die Verschleißintensität besitzt einen verstärkten Einfluss der maximalen Anfangsgleitgeschwindigkeit.

Im oberen Diagramm sind die spezifischen Verschleißbeträge in Abhängigkeit der Flächenpressung und Anfangsgleitgeschwindigkeit im Vergleich mit der Modellrechnung dargestellt. Mit zunehmender Beanspruchung steigt die Verschleißintensität an.

Die Streuung der Ergebnisse erfolgt durch die später noch beschriebenen Nebeneffekte, die zu mathematisch schwer beschreibbaren Veränderungen der Kontaktflächen führen.

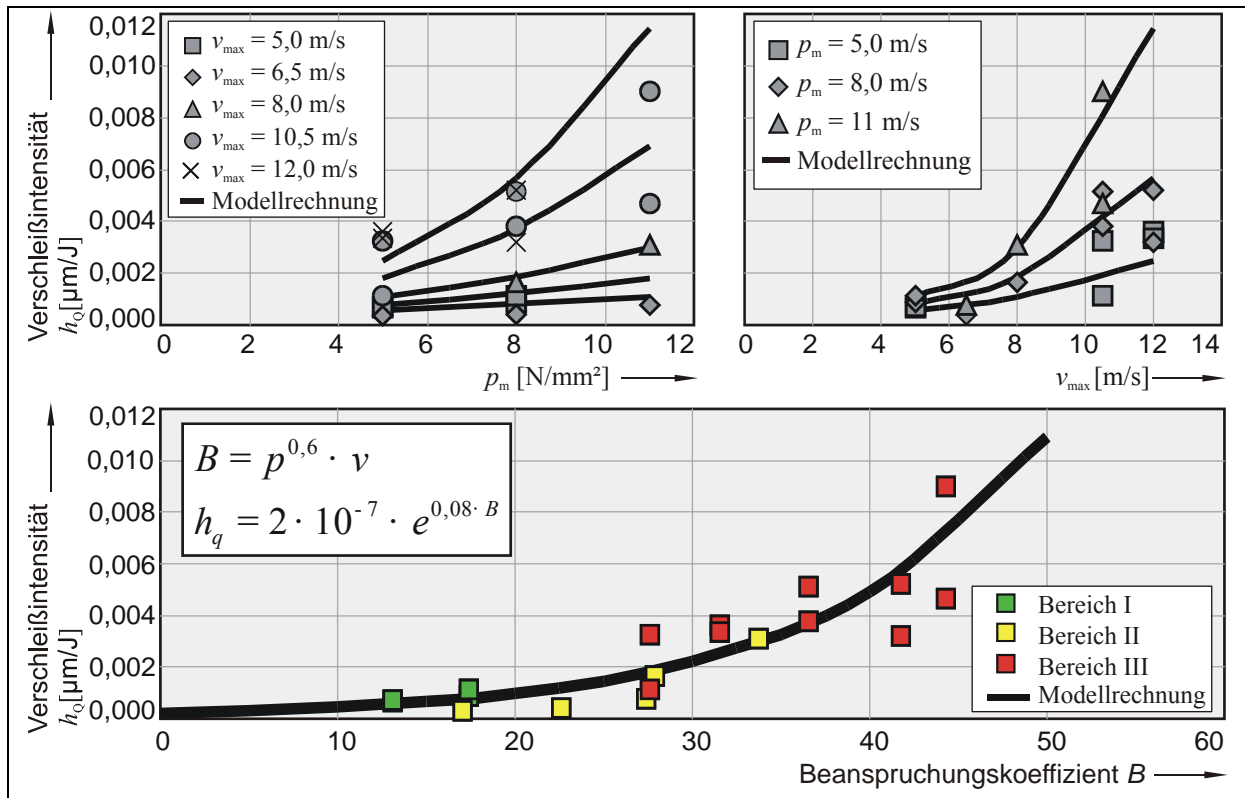


Abbildung 46: Modellrechnung für den eingelaufenen Bereich

Die Korrelation der berechneten (theoretischen) Werte mit den gemessenen Werten ist in **Abbildung 47** dargestellt. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung für die Bereiche I und II. Der Bereich III weist die größten Streuungen auf, welche jedoch mit einer Streubreite von maximal  $0,025 \mu\text{m} / \text{Schaltung}$  im Vergleich zu den Ergebnissen von *Lösche* und *Spreckels* immer noch gering ausfallen. Innerhalb des tribologischen Bereiches III tritt der Einfluss der sich gegenseitig überlagernden und nicht eindeutig quantifizierbaren Nebeneffekte durch die hohen Beanspruchungsparameter am stärksten hervor.

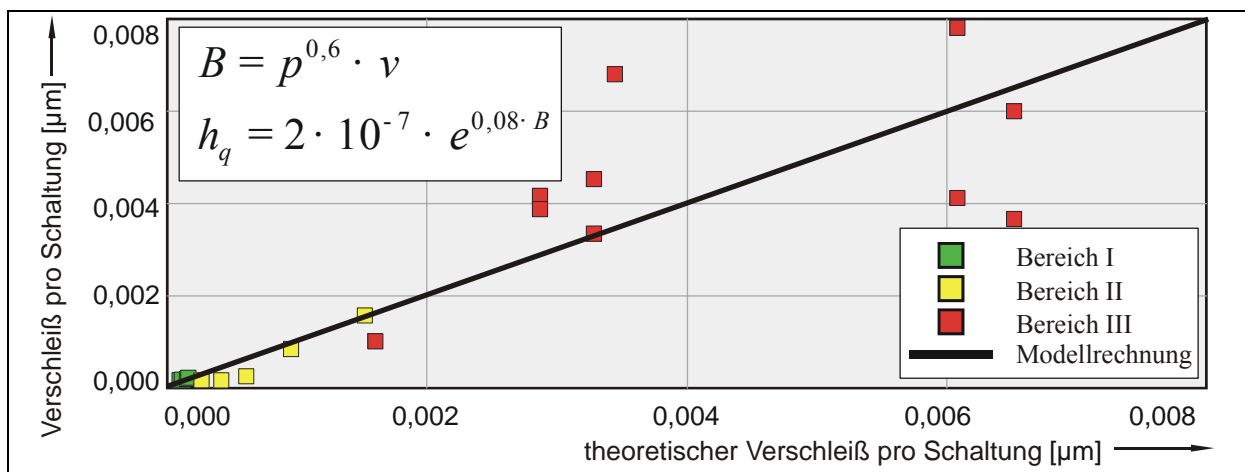


Abbildung 47: Korrelation der Modellrechnung für den eingelaufenen Bereich an Seriensystem A

Neben der Wirkung von Pressung und Anfangsgleitgeschwindigkeit auf das tribologische Verhalten wurde in diesem Versuchsblock auch der Einfluss des Massenträgheitsmomentes in Stichproben analysiert. Über die Reibarbeit stehen Anfangsgleitgeschwindigkeit und Massen-

trägheitsmoment in Beziehung. Die Erhöhung des Massenträgheitsmomentes bewirkt bei unveränderter Anfangsgleitgeschwindigkeit eine Erhöhung der Reibarbeit und der Schaltzeit (**Abbildung 48**). Um die mittlere Bauteiltemperatur nicht zu steigern wird die mittlere spezifische Reibleistung konstant gehalten und die Taktzeit entsprechend verlängert.

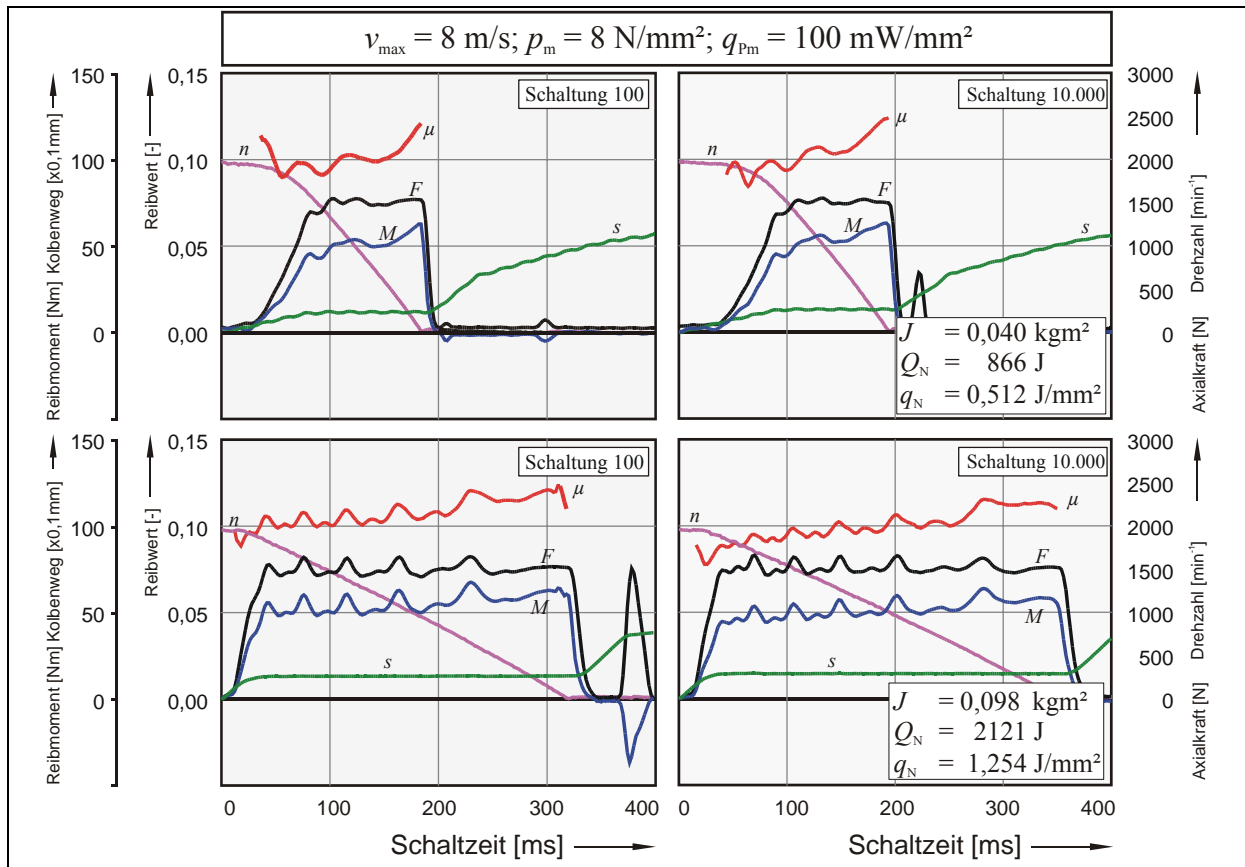


Abbildung 48: Verlauf der Messwerte über der Schaltungszeit bei einem niedrigen (Standard) und einem hohen Massenträgheitsmoment

Da die Verschleißintensität die umgesetzte Reibarbeit pro Schaltung berücksichtigt, können die Verschleißintensitäten der Versuche mit veränderter Massenträgheit direkt in die Modellrechnung eingeordnet werden (**Abbildung 49**). Sie zeigen eine gute Übereinstimmung zum vorgestellten Modellverlauf. Für den funktionalen Zusammenhang ist es anscheinend ohne Einfluss, ob die Reibarbeit über die Anfangsgleitgeschwindigkeit oder das Massenträgheitsmoment variiert wird, da eine eindeutige Abhängigkeit der Verschleißintensität von der Höhe des Massenträgheitsmomentes in dem untersuchten Beanspruchungsbereich nicht zu erkennen ist.

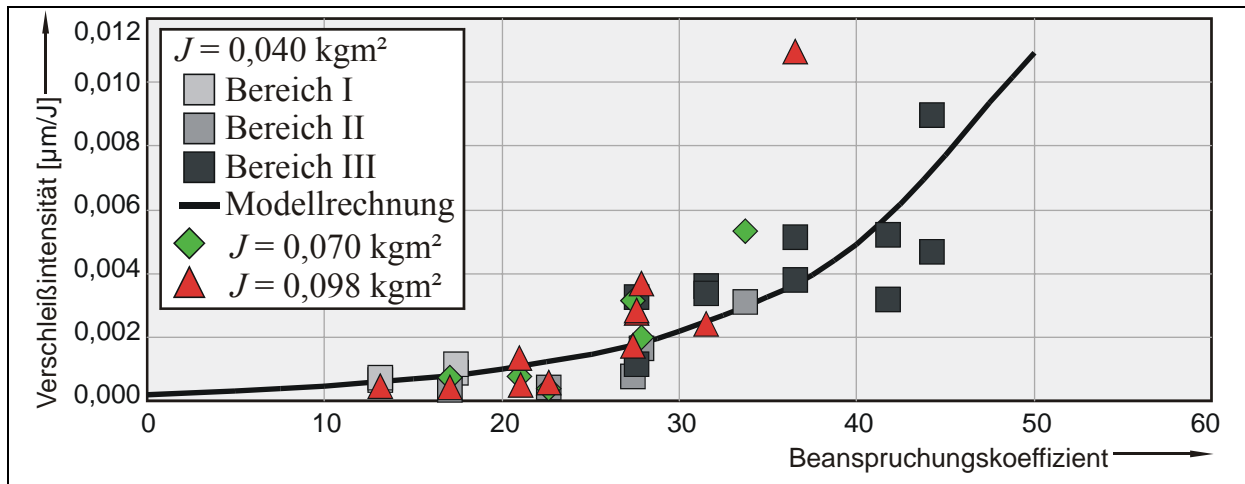


Abbildung 49: Variation des Massenträgheitsmomentes im Vergleich mit der Modellrechnung

### 7.2.2.2 Versuchsblock II - Einfluss der Bauteiltemperatur

In diesem zweiten Versuchsblock wird der Einfluss einer veränderten mittleren Bauteiltemperatur durch die Variation von *Öltemperatur*, *Ölvolumenstrom* und *mittlerer spezifischer Reibleistung* auf das Reibwert- und Verschleißverhalten untersucht.

Die Variation der Öltemperatur zeigt im Stufenversuch (**Abbildung 50**) einen nahezu linearen Zusammenhang zwischen den sich einstellenden Bauteiltemperaturen (hier als Konus- und Ringtemperatur dargestellt). Mit zunehmender Temperatur erhöht sich der Reibwert leicht. Durch die später noch beschriebenen Wechselwirkungen der Nebeneffekte verändert sich die reale Kontaktfläche im Stufenversuch stärker und die jeweiligen Einlaufphasen für die Beanspruchungspunkte können bei kurzen Stufen nicht immer vollständig abgeschlossen werden.

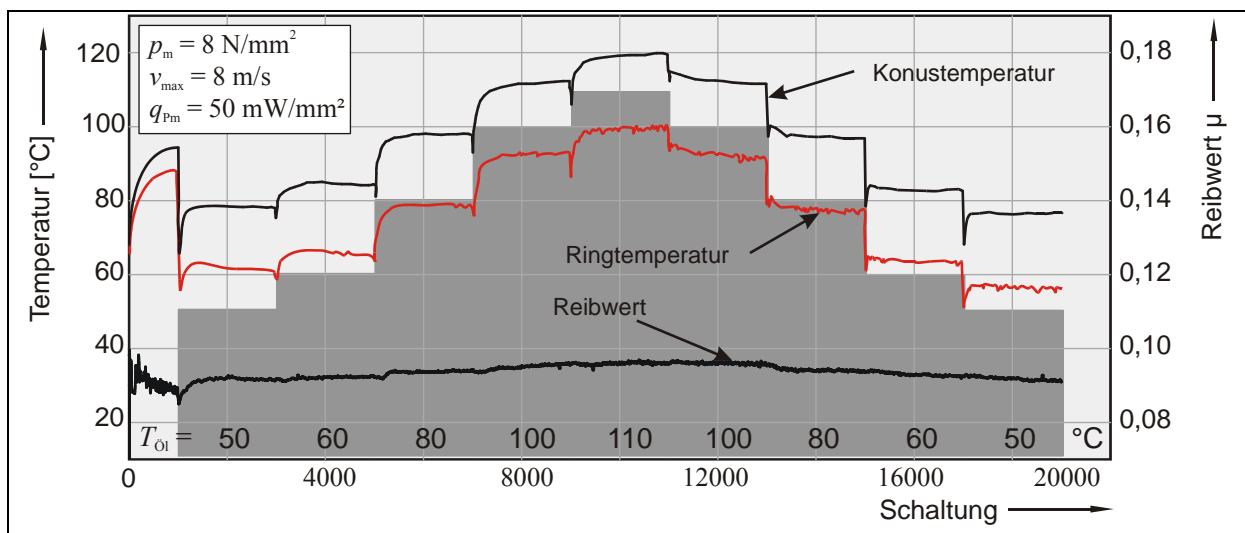


Abbildung 50: Stufenversuch mit geänderter Öltemperatur

Die Ergebnisse der Dauerversuche mit variiert Öltemperatur sind in **Abbildung 51** dargestellt. Bei konstanter mittlerer Reibleistung ist die mittlere Bauteiltemperatur unabhängig von den primären Beanspruchungsparametern und hängt linear von der Höhe der Öltemperatur ab.



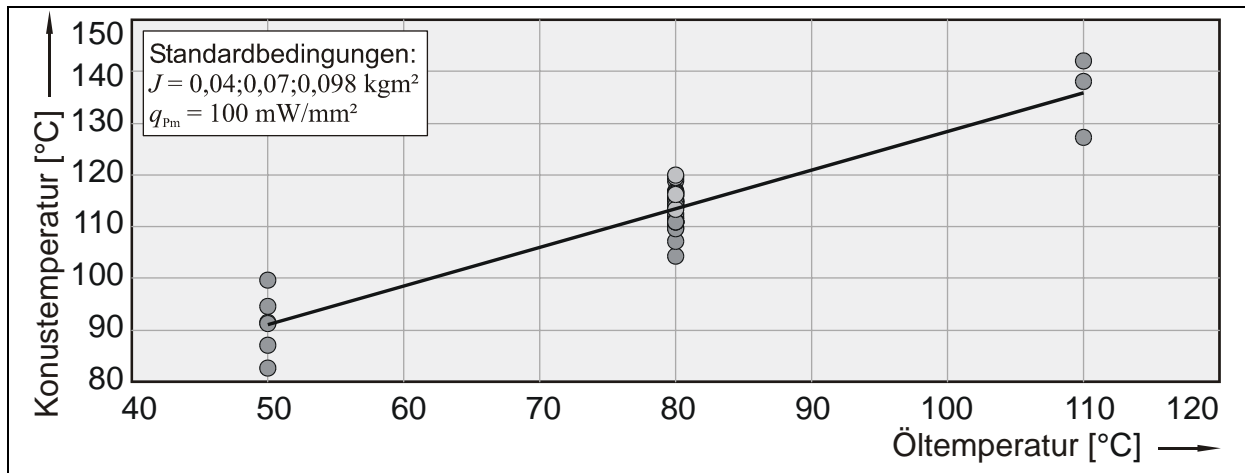


Abbildung 51: Abhängigkeit der Konustemperatur von der Öltemperatur im Dauerversuch

Die Streuung der Werte wird maßgeblich von den Fertigungsabweichungen der Messaufnahmebohrung, den Abweichungen in der Kontaktlänge der Thermoelemente, der unterschiedliche Wärmeübergangswiderstände zwischen Thermoelement und Bauteil und der unterschiedlichen Kontaktgeometrie durch Ringaufschiebung und Stülping beeinflusst.

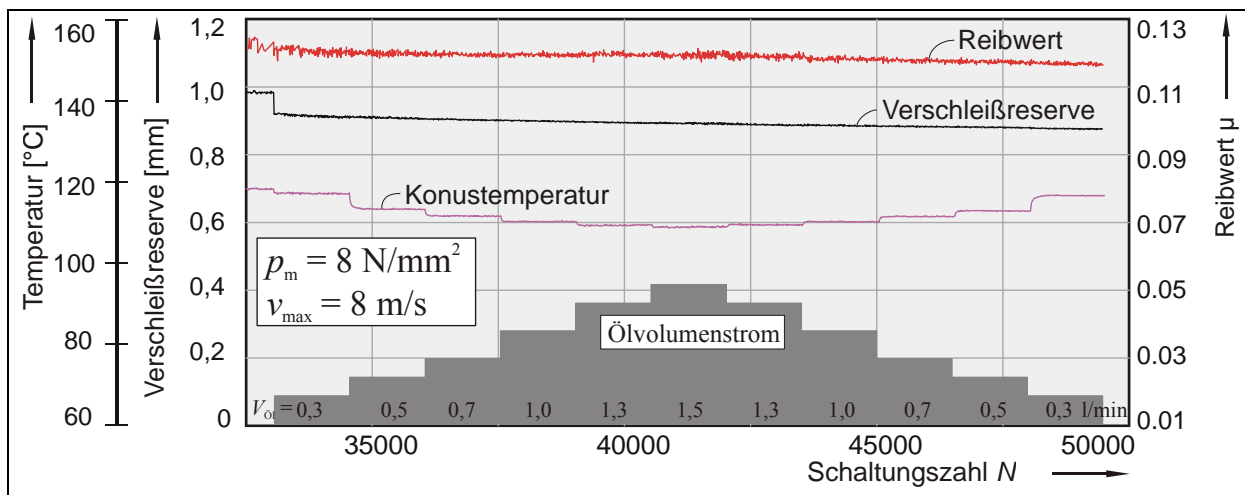


Abbildung 52: Stufenversuch mit verändertem Ölvolu-menstrom

Der Stufenversuch (**Abbildung 52**) zeigt für zunehmenden Ölvolu-menstrom eine sinkende Konustemperatur bei nahezu konstantem Reibwert. In **Abbildung 53** ist die Abhängigkeit der Konustemperatur vom Ölvolu-menstrom im Dauerversuch dargestellt. Mit zunehmendem Ölvolu-menstrom sinkt die Konustemperatur nahezu linear. Im untersuchten Bereich war keine sprunghafte Änderung des Reibwertverhaltens (zum Beispiel durch Hydrodynamik) zu beobachten.

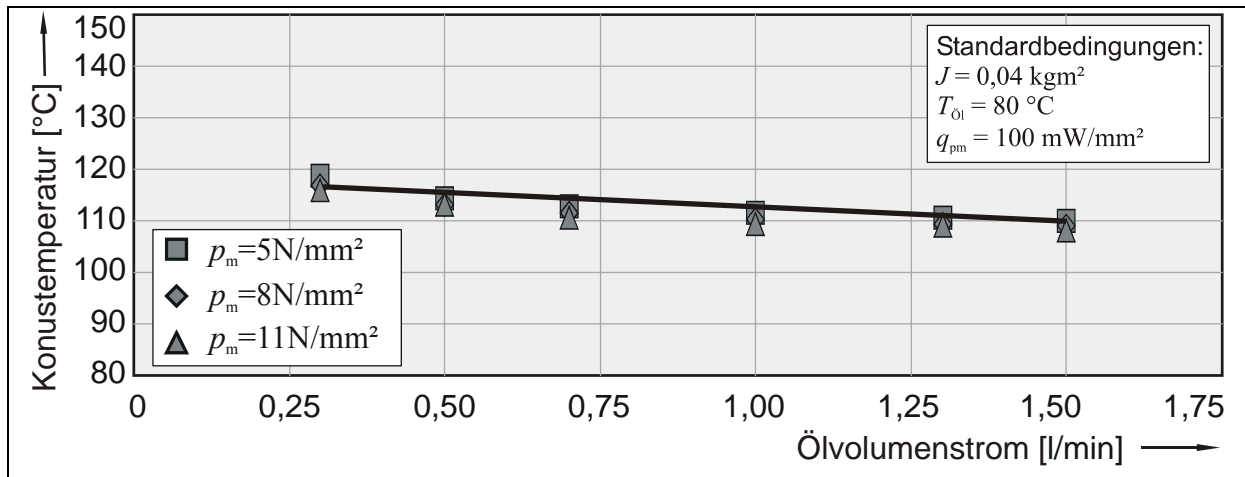


Abbildung 53: Abhängigkeit der Konustemperatur vom Ölvolumenstrom

Im Stufenversuch (**Abbildung 54**) ist der Einfluss der mittleren spezifischen Reibleistung auf die Bauteiltemperatur analysiert worden. Im Verschleißverlauf scheint eine Zunahme der Verschleißreserve zu erfolgen. Die aus der höheren Konusausdehnung in Folge der höheren Konustemperatur im Vergleich zu der Ringausdehnung resultiert. Der mittlere Reibwert nimmt mit steigender Bauteiltemperatur durch eine Steigerung der mittleren spezifischen Reibleistung ab.

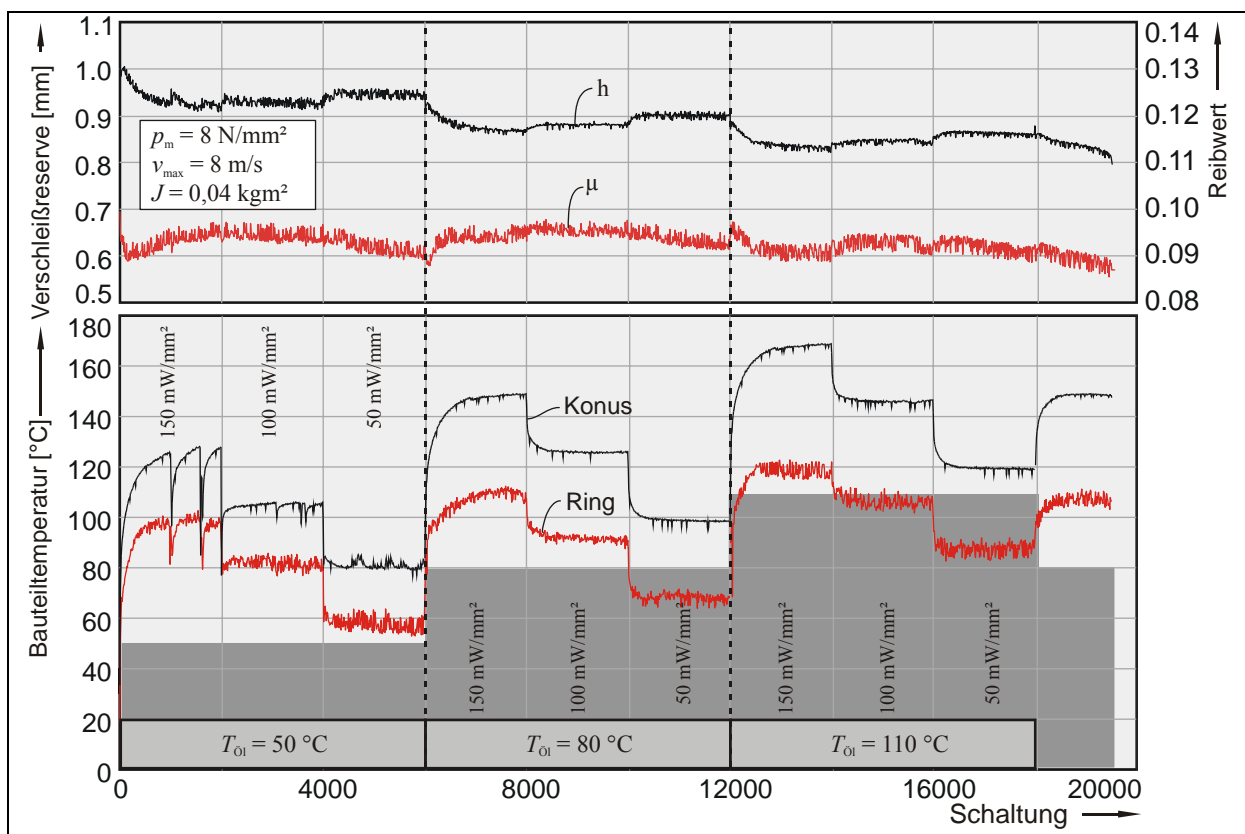


Abbildung 54: Stufenversuch zur Ermittlung der Zusammenhänge zwischen Bauteiltemperatur, gesteigerter Öltemperatur und mittlerer spezifischer Reibleistung.

Der Einfluss der mittleren spezifischen Reibleistung auf die Konustemperatur ist in **Abbildung 55** für alle Dauerversuche dargestellt. Es besteht ein linearer Zusammenhang zwi-

schen der Konustemperatur und der mittleren spezifischen Reibleistung, unabhängig davon, ob die mittlere spezifische Reibleistung durch die Anfangsgleitgeschwindigkeit, das Massenträgheitsmoment oder die Taktzeit variiert wurde.

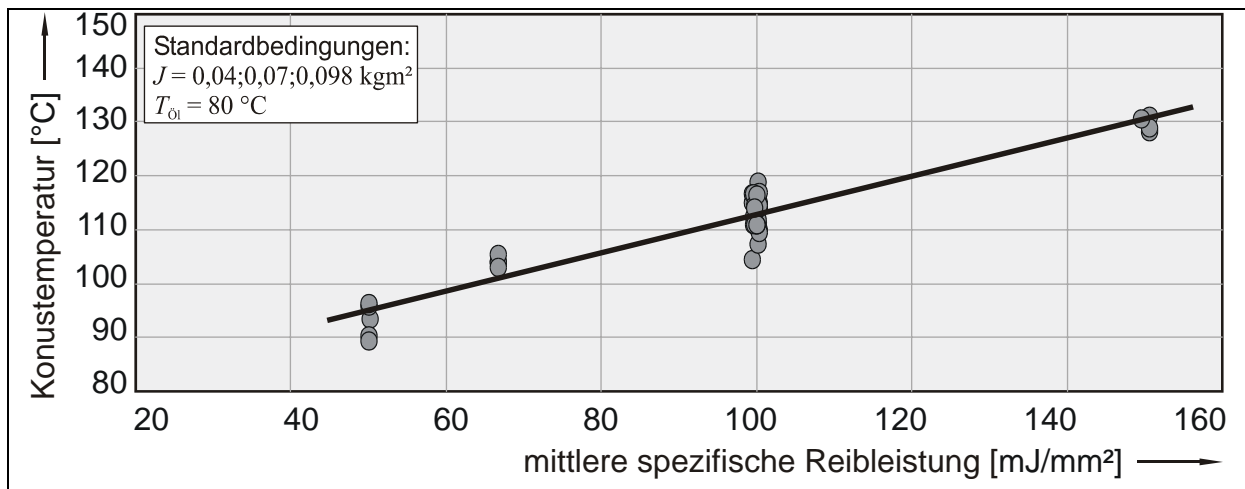


Abbildung 55: Abhängigkeit der Konustemperatur von der mittleren spezifischen Reibleistung im Dauerversuch

Der mittlere Reibwert der Dauerversuche ist nahezu unabhängig von der Konustemperatur. Die Betrachtung der Anfangs- und Endreibwerte der Dauerversuche in **Abbildung 56** zeigt die Bandbreite der über die Versuchsdauer abnehmenden Reibwerte. Für alle durchgeführten Dauerversuche schwankt der mittlere Reibwert zwischen 0,08 und 0,12. Die große Streuung der Reibwerte ist auf die unterschiedlichen Kontaktgeometrien von Synchronring und Synchronkonus in den einzelnen Beanspruchungskombinationen zurückzuführen.

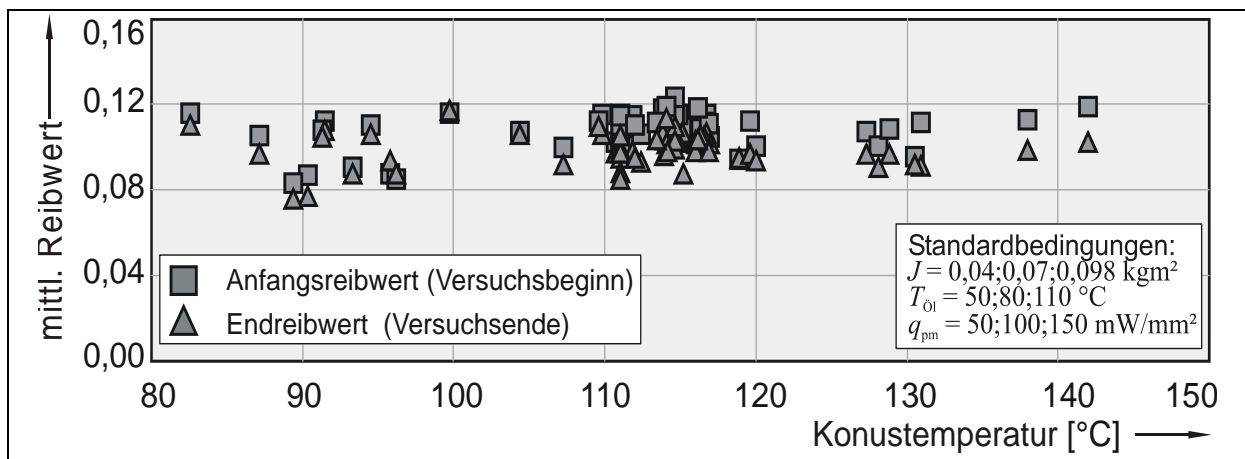


Abbildung 56: Abhängigkeit zwischen Konustemperatur und Reibwert

In den Untersuchungen hat sich gezeigt, dass die Variation der Bauteiltemperatur durch die sekundären Beanspruchungsparameter (Öltemperatur, Ölvolumenstrom und mittlere spezifische Reibleistung) das Reibwert- und Verschleißverhalten des Systems nur wenig beeinflusst. Die Verschleißintensitäten der Versuche mit veränderter Bauteiltemperatur liegen im Bereich der Ergebnisse aus Versuchsblock I (**Abbildung 57**). Es ist anzunehmen, dass auf Grund der geringen Verschleißbeträge und der Streuung der Messergebnisse ein möglicher Temperatur-

einfluss auf das tribologische Verhalten des Systems nicht deutlich hervortritt.

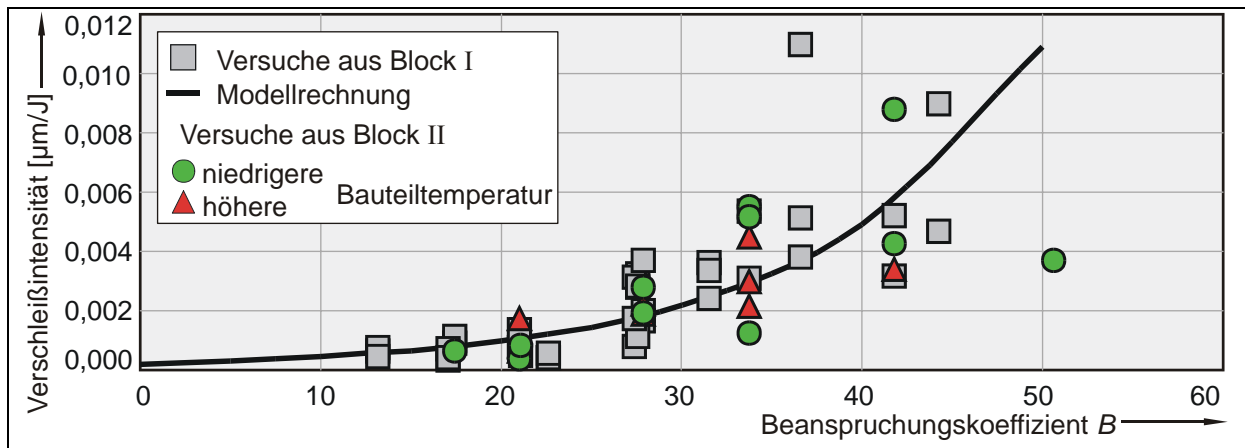


Abbildung 57: Einfluss einer veränderten Bauteiltemperatur auf die Verschleißintensität

### 7.2.2.3 Versuchsblock III - Kollektivversuche

In diesem Versuchsblock wird die Übertragbarkeit der Modellrechnung auf Kollektivversuche untersucht. Die Versuche werden unter Standardbedingungen ( $T_{\text{ÖL}} = 80 \text{ °C}$ ,  $q_{\text{Pm}} = 100 \text{ mW/mm}^2$ ) in drei nach der Schwere gestuften Beanspruchungskollektiven und drei unterschiedlichen Beanspruchungsreihenfolgen durchgeführt (**Tabelle 12**).

Kollektivbeanspruchung							
Kollektiv	Beanspruchungs-Reihenfolge			Mittelwerte		Standardabweichung	
				$p_{\text{Kol,m}}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$v_{\text{Kol,max}}$ [m/s]	$s_{Vp}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$s_{Vv}$ [m/s]
„leicht“	I	II	III	6,5	7,5	2	2
„mittel“	I	II	III	8,0	9,0		
„schwer“	I	II	III	9,5	10,5		

Tabelle 12: Kollektivbeanspruchung an System A

In den folgenden Abbildungen sind die Reibwert- und Verschleißverläufe der drei Beanspruchungsreihenfolgen für die drei Kollektive dargestellt. Die Darstellung des Reibwertes erfolgt für Minimal- und Maximalwert getrennt.

Die Beanspruchungsreihenfolge I (**Abbildung 58**) wird in der Praxis im Prüfstandsbetrieb häufig eingesetzt, entspricht jedoch am wenigsten den realen Einsatzbedingungen des Systems. Die Versuchsergebnisse zeigen den aus den Einstufenversuchen bekannten stufenspezifischen Einlauf nach dem Wechsel der Beanspruchung. Kein Versuch mit diesen Kollektiven hat die geforderte Schaltungszahl von 100.000 erreicht, weil durch Reibwertabfall die Sperrgrenze vorzeitig unterschritten wurde. Dabei berührt und unterschreitet der Mindestreibwert die Sperrgrenze lange bevor der Versuch ausfällt. Dieses Verhalten wird später noch eingehend beschrieben (siehe Kapitel 7.2.3).

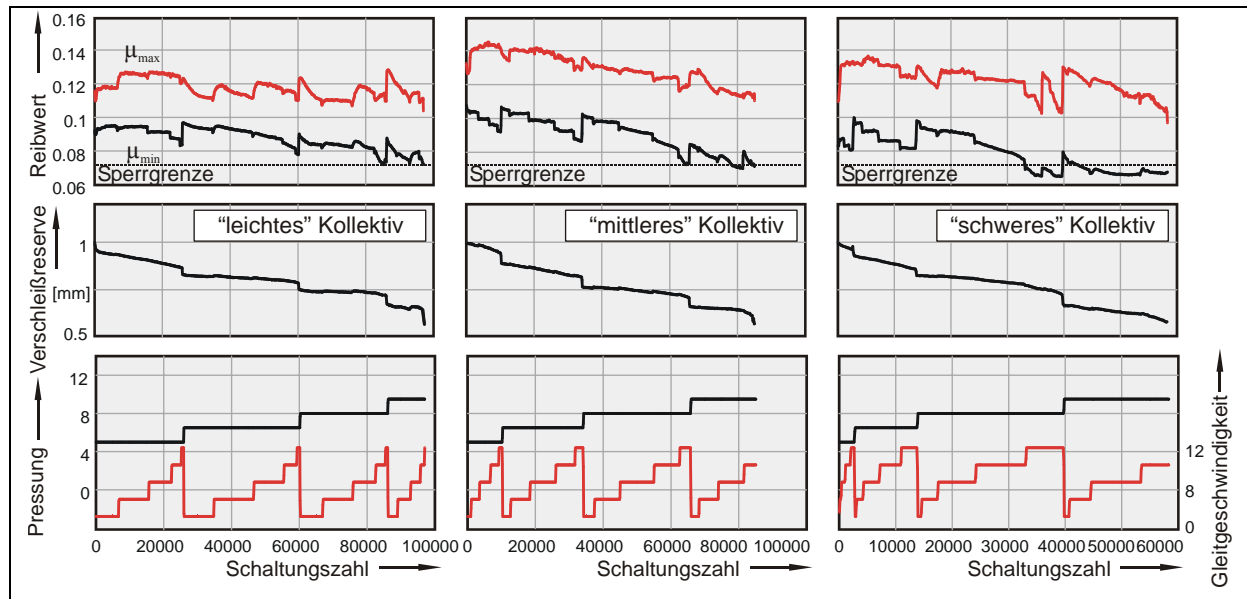


Abbildung 58: Beanspruchungsreihenfolge I: Die Beanspruchungsstufen werden nach Maßgabe der Verteilungsfunktion sortiert und innerhalb von 100.000 Schaltungen von unterer zu oberer Pressung mit steigenden Gleitgeschwindigkeiten innerhalb der Pressungsstufen durchlaufen.

Auf Grund der geringeren Anzahl von Schaltwiederholungen pro Stufe in der Beanspruchungsreihenfolge II (**Abbildung 59**) treten Einlauferscheinungen, die durch Lastwechsel entstehen, nicht so deutlich hervor. Beim „leichten“ und „mittleren“ Kollektiv ist im ersten Drittel der erreichten Schaltungsanzahl ein aus den Einstufenversuchen bekanntes Einlaufverhalten mit Reibwerthochlage zu erkennen. Zudem scheinen die geringeren Schaltwiederholungen gerade in den hohen Laststufen keinen so starken Einfluss auf die Gesamtlebensdauer des Systems zu haben, wie in der Beanspruchungsreihenfolge I, obwohl die Gesamtanzahl der Schaltungen in den Laststufen bei beiden Versuchen gleich ist.

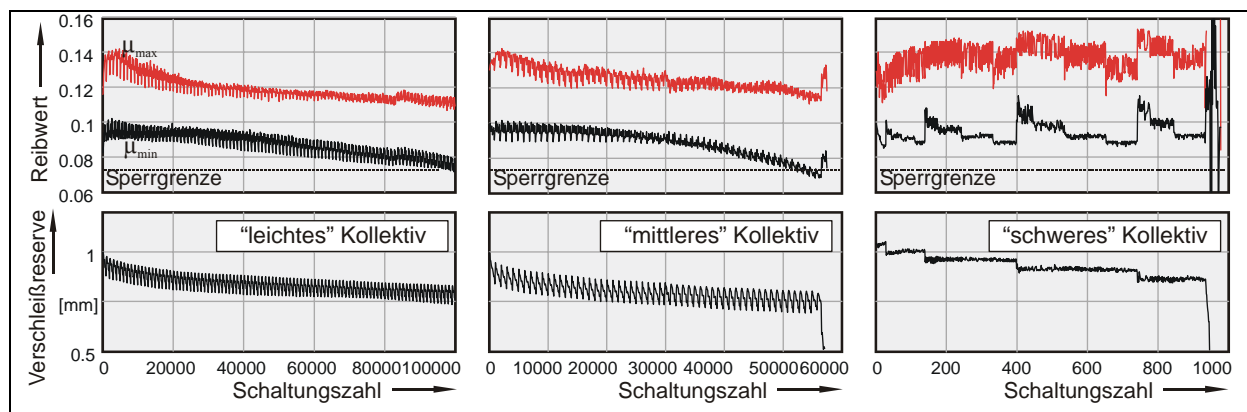


Abbildung 59: Beanspruchungsreihenfolge II: Die Beanspruchungsstufen werden nach Maßgabe der Verteilungsfunktion sortiert und innerhalb von 1.000 Schaltungen von unterer zu oberer Pressung mit steigenden Gleitgeschwindigkeiten innerhalb der Pressungsstufen durchlaufen.

Beim „schweren“ Kollektiv fällt der Versuch unterhalb von 1.000 Schaltungen aus, so dass die gesamte Bandbreite der Beanspruchungen nicht durchlaufen werden konnte. Der Ausfall dieses Versuches erfolgte aber erst bei der höchsten Beanspruchungsstufe ( $p_m = 11 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_{\max} = 12 \text{ m/s}$ ) im Gegensatz zur Beanspruchungsreihenfolge I wo diese Stufe nicht erreicht

wurde (Ausfall bei  $p_m = 9,5 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_{\max} = 10,5 \text{ m/s}$ ).

In der Beanspruchungsreihenfolge III (**Abbildung 60**) ist im „leichten“ und „mittleren“ Kollektiv ein ähnliches Einlaufverhalten und eine vergleichbare Reibwertentwicklung wie in der Beanspruchungsreihenfolge II zu beobachten. Der Verschleißfortschritt ist im „leichten“ Kollektiv dagegen deutlich geringer. Im „mittleren“ Kollektiv sind die Verschleißwerte bei Beanspruchungsreihenfolge II und III annähernd gleich. Im „schweren“ Kollektiv werden deutlich mehr Schaltungen erreicht als bei Beanspruchungsreihenfolge II, weil die stochastische Verteilung der Beanspruchungsstufen durch die gute Durchmischung der Laststufen keinen stufenspezifischen Einlauf zulässt. Diese realitätsnahe Beanspruchung führt anscheinend zu einer ständigen Erneuerung der Reibfläche und somit zu einer längeren Lebensdauer der Synchronisierung bei vergleichbaren hohen Beanspruchungen.

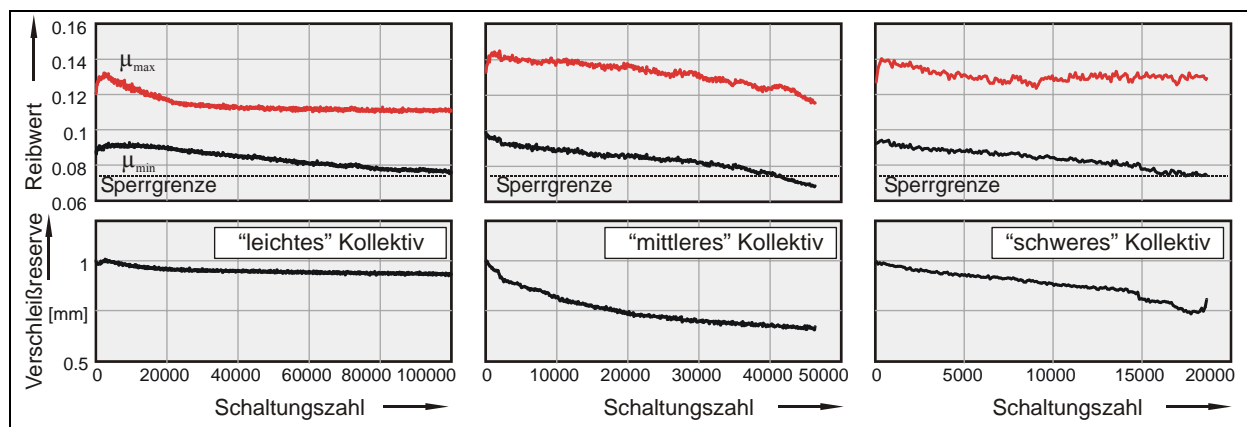


Abbildung 60: Beanspruchungsreihenfolge III: Die Beanspruchungsstufen werden nach Maßgabe der Verteilungsfunktion über 1.000 Schaltungen, mit zufälliger Reihenfolge von Pressungs- und Anfangsgleitgeschwindigkeitskombinationen durchlaufen.

Das Verschleißmodell der Einstufenversuche lässt sich auch für die Kollektivversuche mit stochastischem Kollektiv (Beanspruchungsreihenfolge III) verwenden (**Abbildung 61**). Der Beanspruchungskoeffizient wird aus den Mittelwerten ( $p_{\text{Kol,m}}$ ,  $v_{\text{Kol,max}}$ ) der entsprechenden Kollektivbeanspruchung gewählt. Die Bereichsgrenzenermittlung zur Bestimmung der Verschleißintensität erfolgt wie bei den Einstufenversuchen (siehe Kap. 7.1.1). Die Verschleißintensität für das leichte und mittlere Kollektiv liegen im Bereich der Einstufenversuche. Im schweren Kollektiv nimmt die Verschleißintensität stark zu.

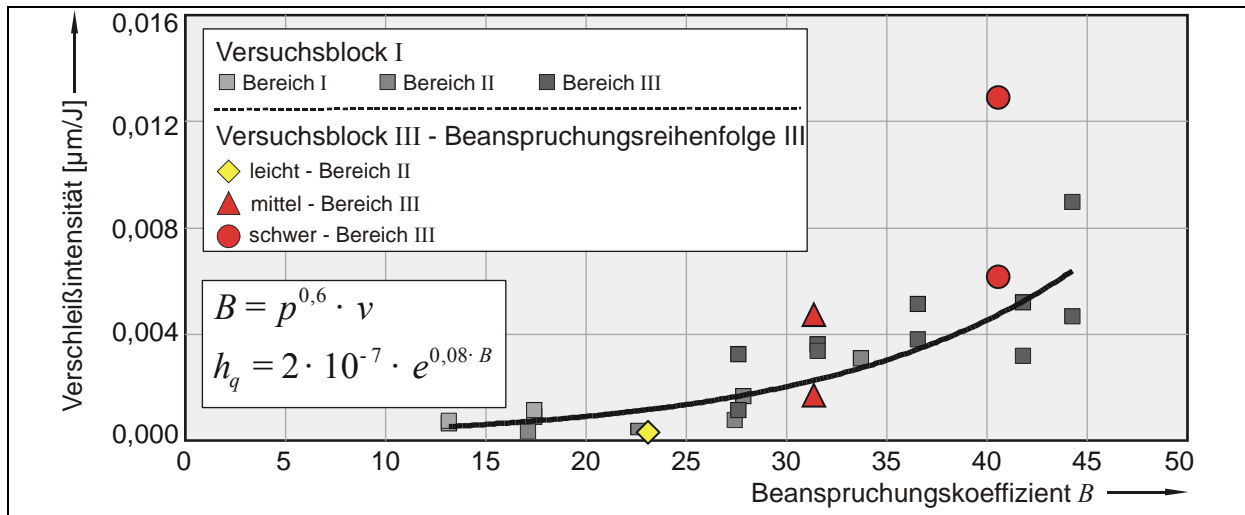


Abbildung 61: Einordnung der stochastischen Kollektivversuche (Beanspruchungsreihenfolge III) in die Modellrechnung der Einstufenversuche

Auch für den Stufenversuch (Beanspruchungsreihenfolge I) kann die Modellrechnung angewendet werden (**Abbildung 62**). Die größte Abweichung der Modellrechnung von den gemessenen Werten findet im Einlaufbereich der Versuche statt. Dort ist der Einfluss der sich gegenseitig überlagernden Nebeneffekte am größten und durch die Modellrechnung nicht zu beschreiben. Des Weiteren ist die axialkraftabhängige Ringaufweitung durch das Modell nicht zu beschreiben. Diese muss für die jeweilige Laststufe aus dem Stufenversuch ermittelt werden und im Modell auf den zu erwartenden laststufenspezifischen Verschleiß hinzu addiert werden.

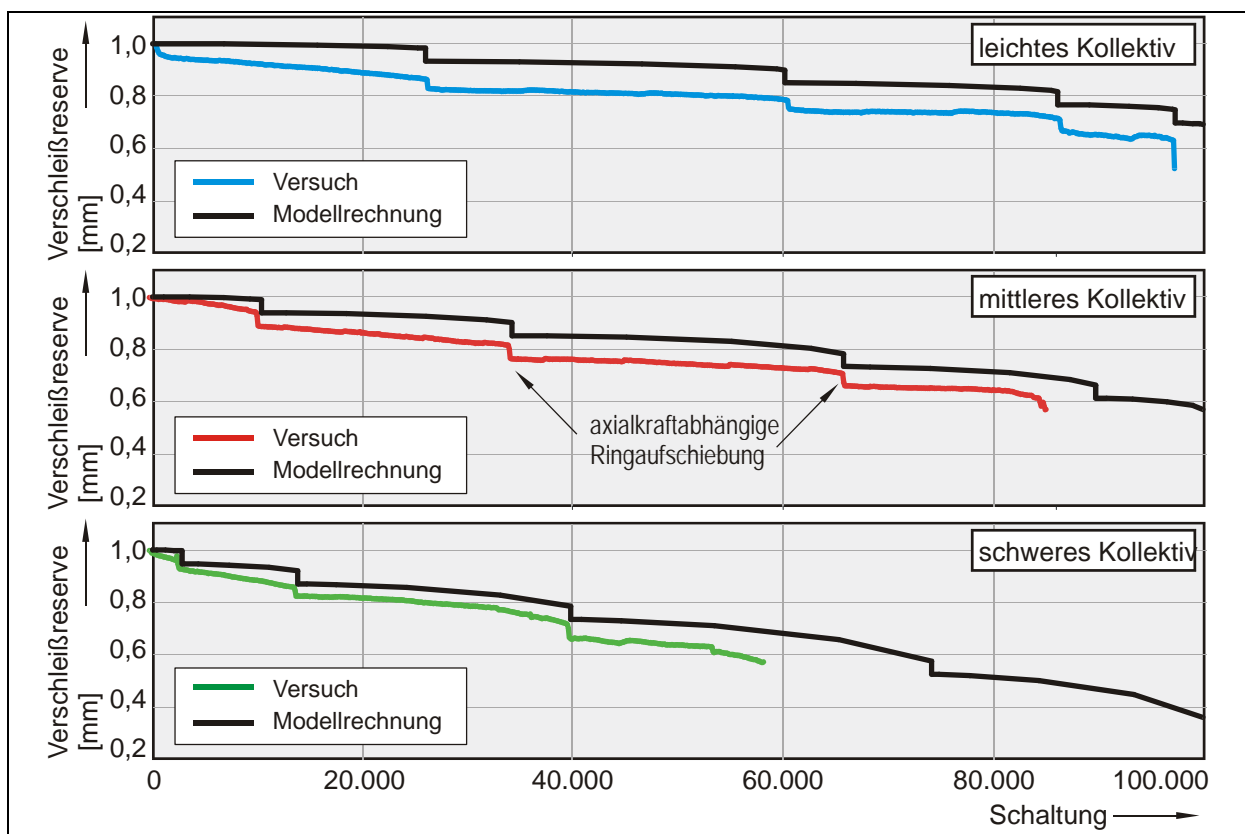


Abbildung 62: Berechnung des Verschleißverlaufes im Stufenversuch (Beanspruchungsreihenfolge I)

### 7.2.3 Begleitende Untersuchungen

Die Aufstellung des Verschleißmodells gestaltet sich durch eine relativ große Streuung der Messergebnisse bei geringer Verschleißintensität schwierig. Als Ursache für die Streuung innerhalb der Untersuchungsergebnisse werden eine Vielzahl von Einflussparametern (**Abbildung 63**) angeführt.

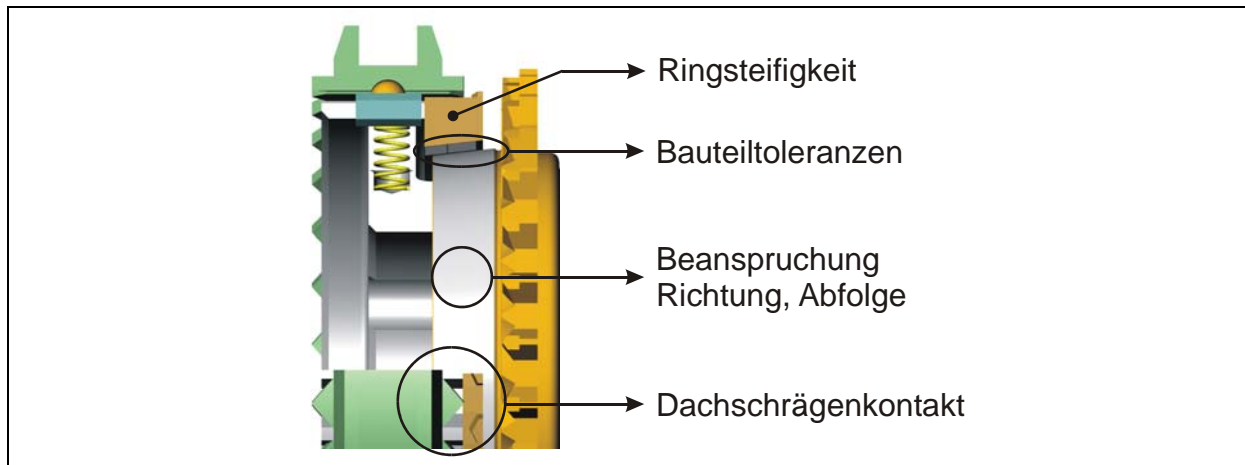


Abbildung 63: Einflussgrößen an Seriensystem A

Die unterschiedlichen Größen beeinflussen sich zum Teil gegenseitig und sind am System nur mit hohem Untersuchungsaufwand zu analysieren. Dazu muss das System teilweise modifiziert und in seiner Funktion eingeschränkt werden.

Zunächst werden die Wechselwirkungen am Dachschrägenkontakt zwischen Synchronring und Schiebemuffe untersucht. Dazu wird die Systemfunktion durch Sperrung des Durchschaltens eingeschränkt und somit die Wechselwirkungen an den Dachschrägenkontakten vermieden.

Die Toleranzen im Kegelwinkel üben maßgeblichen Einfluss auf den ersten Kontakt von Synchronring und Synchronkonus und damit auf die erste Beanspruchung der Reibfläche aus. Die am Konus zur Verfügung stehende Reibfläche wird bei diesem System durch einen Freistich begrenzt, der sich beim Synchronisieren in die Ringreibfläche eingräbt. Die Freistichbreite variiert im zulässigen Toleranzbereich und übt damit einen zusätzlichen Einfluss auf die Beanspruchung der Reibfläche aus. Dies wird durch den Einsatz eines Modellkonus mit ausreichender Reibfläche vermieden. Mit dem Berechnungsmodell werden für die zulässigen Toleranzen und den variierenden Freistich die unterschiedlichen Kontaktpressungen berechnet und deren Einfluss auf die Temperaturverteilung in der Reibfläche dargestellt.

In einem weiteren Untersuchungsschritt wird die Ringsteifigkeit im Berechnungsmodell und im Experiment variiert, um einen Einfluss auf die Kontaktpressung zu untersuchen.

Abschließend wird durch die Untersuchung der Beanspruchungsrichtung der makroskopische Verschleißmechanismus für dieses System vorgestellt.



## 7.2.3.1 Einfluss der Wechselwirkungen an der Dachschrägenverzahnung

Bei der Systemauslegung wird ein relativ hoher Konusreibwert angestrebt, um die Schaltzeit im Synchronisiervorgang niedrig zu halten. Die Sperrbedingung ist solange erfüllt, bis das Konusreibmoment unter das Rückstellmoment der Dachschrägen sinkt und durch das Durchschalten der Gang eingelegt werden kann. Als Folge der Beanspruchung kann sich durch Verschleiß der Reib- und Kontaktflächen das Verhältnis von Konusreibmoment zu Rückstellmoment der Dachschrägen verringern und das System instabil werden. Bei dem Seriensystem A wird zunächst mit fortschreitender Beanspruchung die Sperrgrenze zeitweilig (temporär) innerhalb der Einzelschaltung unterschritten und es kommt zu Veränderungen im Schaltungsverlauf. Diese Veränderungen erfolgen solange bis die Schaltung nicht mehr störungsfrei ausgeführt werden kann und es zum Ausfall des Systems kommt.

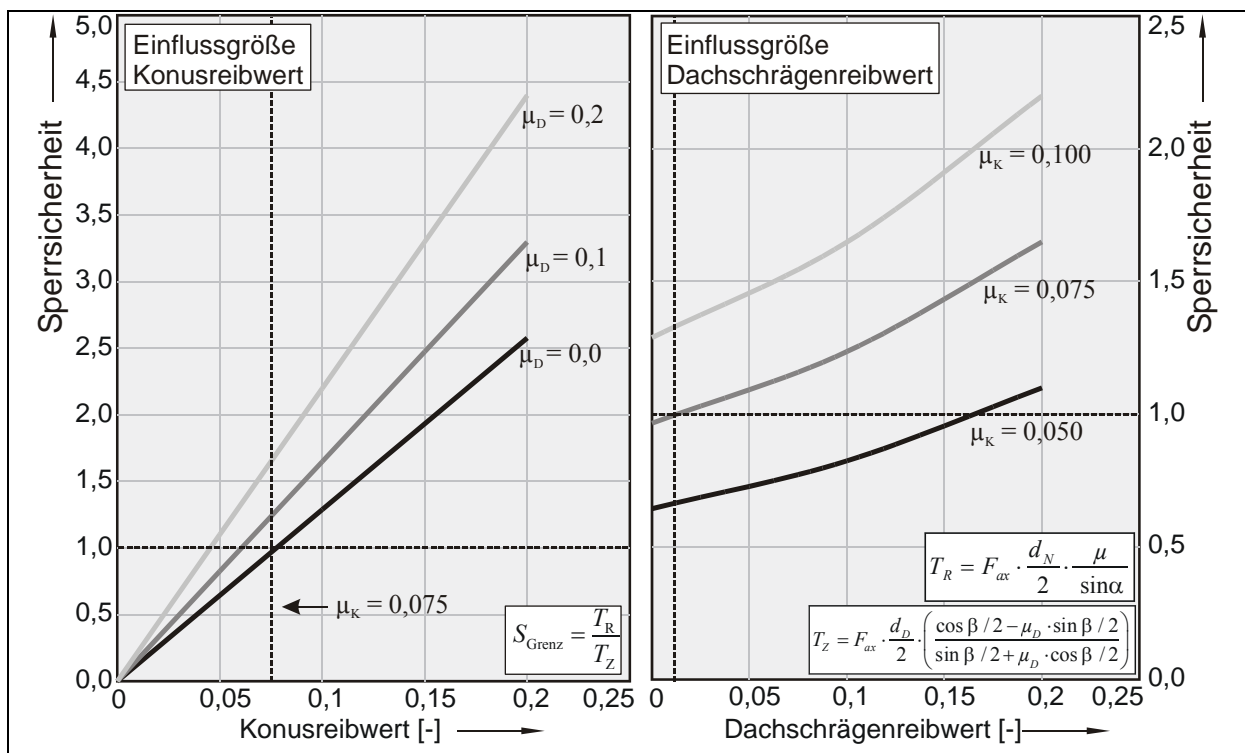


Abbildung 64: Abhängigkeit der Sperrbarkeit vom Reibwert der Dachschrägen und der Konusreibfläche

Zur Analyse der Sperrbarkeit des Systems wird die Abhängigkeit der Sperrbarkeit von den Reibwerten der Konusreibfläche und der Dachschrägen über die geometrischen Beziehungen berechnet. Weil die Dachschrägenreibwerte nur mit erheblichem messtechnischem Aufwand zu bestimmen sind, werden Extremwerte<sup>1</sup> für die Berechnung angenommen. Im linken Diagramm in **Abbildung 64** wird eine Sperrbarkeit von 1 bei einem angenommenen Dachschrägenreibwert von 0 für einen Mindestreibwert der Konusreibfläche von 0,075 ermittelt. Bei höheren angenommenen Dachschrägenreibwerten kann auch mit niedrigeren Konusreibwerten die Sperrbarkeit des Systems erfüllt werden. In den experimentellen Untersu-

<sup>1</sup> Der Reibwert an den Dachschrägen kann in Folge von Mikrobewegungen an den Kontaktflächen zwischen Schiebemuffe und Ring, resultierend aus der Ringbewegung beim Synchronvorgang zu Null werden oder beim Eingraben der Schiebemuffenverzahnung in die Dachschrägenverzahnung auch höhere Werte als 0,2 annehmen.

chungen hat bestätigt sich, dass die Sperrgrenze des Systems bei ca. 0,075 liegt und somit der Dachschrägenreibwert sehr niedrig sein muss.

Im rechten Diagramm in **Abbildung 64** ist die Abhängigkeit der Sperrsicherheit vom Dachschrägenreibwert dargestellt. Eine geringe Veränderung des Dachschrägenreibwertes verursacht eine deutliche Veränderung der Sperrgrenze.

Im Grenzbereich der Sperrsicherheit um 1 und einem Konusreibwert von 0,075 kann die Sperrgrenze zu Beginn der Schaltung temporär unterschritten werden, wenn der Dachschrägenreibwert, bei hohen Relativgeschwindigkeiten auf Grund der Mikrobewegung an den Kontaktflächen zu null wird. Im weiteren Verlauf der Schaltung kann sich die Kontaktsituation verändern und der Reibwert ansteigen. Dann erhöht sich die Sperrgrenze des Systems und die Schaltung kann beendet werden.

Im Dauerversuch äußert sich dieses Systemverhalten dadurch, dass trotz konstanter primärer Beanspruchungsparameter (Flächenpressung, Anfangsgleitgeschwindigkeit, Massenträgheit) bei Wiederholversuchen unterschiedliche Lebensdauern erreicht werden. Die langsame Unterschreitung der Sperrgrenze führt für die folgenden Schaltungen zu einer Veränderung der Schaltcharakteristik.

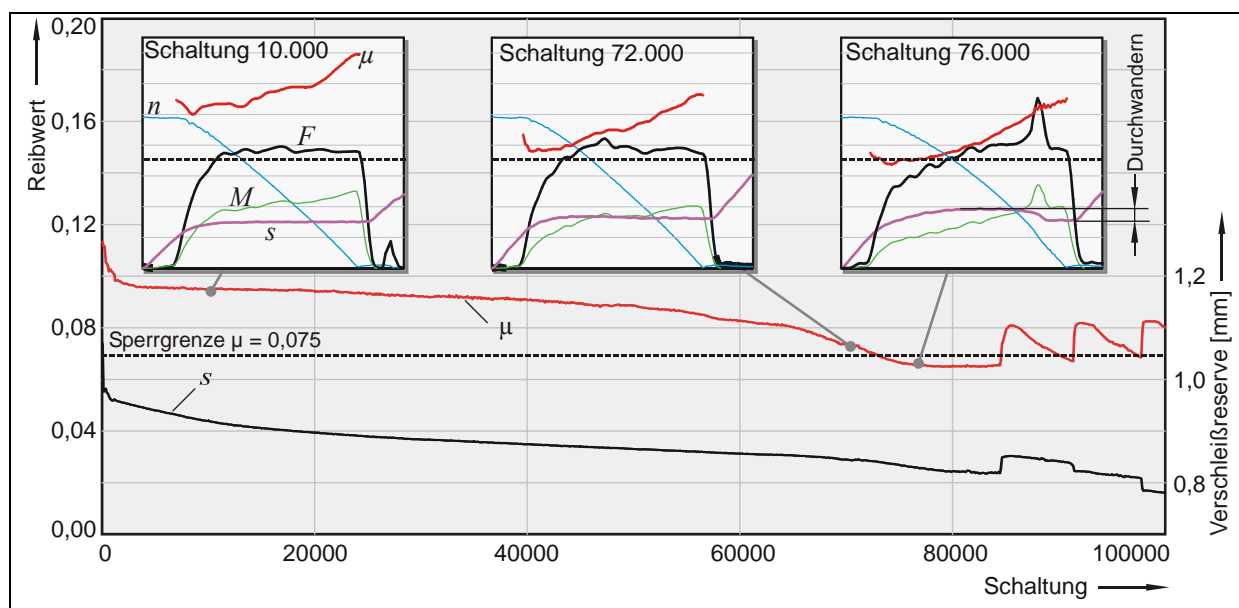


Abbildung 65: Bestimmung des Durchwanderns aus den Einzelschaltungen

**Abbildung 65** zeigt einen Dauerversuch mit ausgewählten Einzelschaltungen. Trotz Unterschreitung der Sperrgrenze können noch weitere Schaltungen ausgeführt werden. Mit zunehmender Schaltungszahl sinkt der Reibwert ( $\mu$ ) zu Beginn der Schaltung so weit ab, dass ein Durchwandern der Schiebemuffe ( $s$ ) erfolgt. Dieser Effekt bewirkt einen veränderten Aufbau der Axialkraft ( $F$ ) innerhalb der Schaltung. Bei steigendem Reibwert gegen Schaltungsende wird durch die aus dem Dachschrägenmoment resultierende Rückstellkraft des Synchronringes die Schiebemuffe wieder herausgedrückt. Dabei erfolgt ein Anstieg der Axialkraft auf eine Höhe, die deutlich über dem Sollwert liegt. Das System kann mit dieser Schaltcharakteristik teilweise noch eine große Anzahl von Schaltungen (beobachtet wurden bis zu 50.000) durchführen oder relativ schnell ausfallen.

Die Wechselwirkungen zwischen den Dachschrägenverzahnungen von Synchronring und Schiebemuffe können durch Verhinderung des Durchschaltens (gesperrter Versuchsdurchführung) aufgehoben werden. In **Abbildung 66** ist ein gesperrter Dauerversuch einem ungesperrten Dauerversuch mit gleichen Beanspruchungsbedingungen im mittleren Beanspruchungsbereich ( $p_m = 8 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_{\max} = 8 \text{ m/s}$ ) gegenübergestellt. Innerhalb der Einzelschaltungen sind außer der Verhinderung des Durchschaltens keine Unterschiede der Beanspruchungsbedingungen zu erkennen.

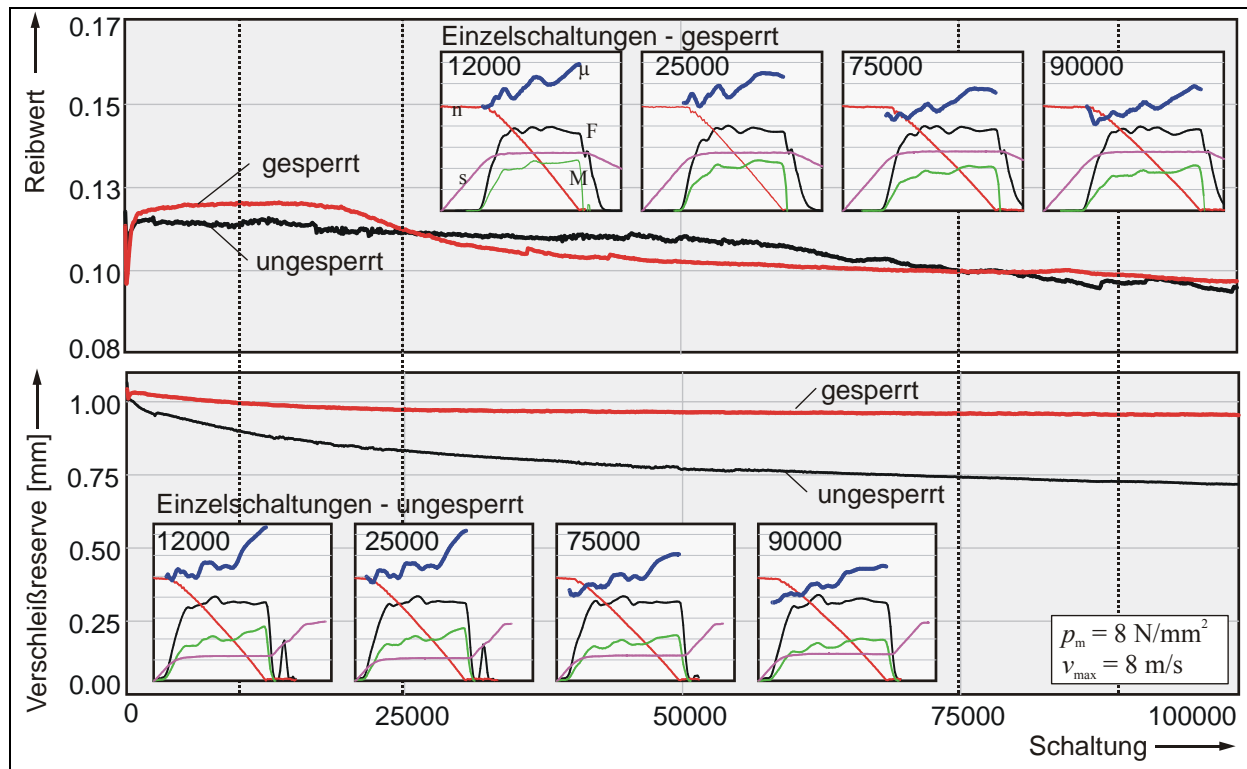


Abbildung 66: Unterschiede im tribologischen Verhalten der ungesperrten und gesperrten Versuchsdurchführung im mittleren Beanspruchungsbereich ( $p_m = 8 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_{\max} = 8 \text{ m/s}$ )

Bei beiden Versuchsdurchführungen erfolgt der größte Verschleiß innerhalb der Reibwerthochlagen, wobei das ungesperrte System stärker verschleißt. Nach Absinken des Reibwertes ist bei beiden Versuchsdurchführungen nur noch ein geringer Verschleißfortschritt zu beobachten.

Die Diagramme in **Abbildung 67** (links) zeigen die Unterschiede einer ungesperrten und gesperrten Versuchsdurchführung im hohen Beanspruchungsbereich ( $p_m = 11 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_{\max} = 11 \text{ m/s}$ ). Die Wegdifferenz der Schiebemuffenposition gibt die maximale Bewegung der Schiebemuffe zwischen Beginn und Ende der Schaltung an. Beide Versuchsansätze verhalten sich in den ersten 12.000 Schaltungen nahezu gleich. Der ungesperrte Versuchsansatz erreichte 28.000 Schaltungen bis zum Ausfall durch Unterschreiten der Sperrgrenze.

Nach den 1.000 Einlaufschaltungen zu Beginn der Versuche befindet sich der mittlere Reibwert bei beiden Versuchsansätzen auf dem Niveau des Einlaufreibwertes. Die minimalen und maximalen Reibwerte hingegen fächern sich in der Beanspruchungsphase auf, was in den Einzelschaltungen (**Abbildung 67**, rechts) als steiler Reibwertanstieg im Verlauf der Schal-

tung deutlich wird. In Schaltung 5.000<sup>1</sup> (rechts oben) gleichen sich die Reibwertverläufe bei der Versuchsdurchführungen. An der Schiebemuffenposition ( $s_{\text{gesperrt}} / s_{\text{ungesperrt}}$ ) lässt sich hier noch kein Durchwandern erkennen. Ab Schaltung 16.500 unterschreitet der minimale Reibwert die Sperrgrenze bei ungesperrter Versuchsdurchführung und die Bewegung der Schiebemuffe nimmt innerhalb der Schaltung zu. Die Reibwertverläufe in Schaltung 20.000 (rechts unten) beginnen unterhalb der Sperrgrenze und führen dort zum Durchwandern der Schiebemuffe. Dies wird Buckel der Schiebemuffenposition im ungesperrten Versuchsansatz deutlich. Im gesperrten Versuchsansatz ist diese Bewegung nicht möglich. Die Schaltzeit ist durch den Reibwertrückgang bei ungesperrter Versuchsdurchführung länger.

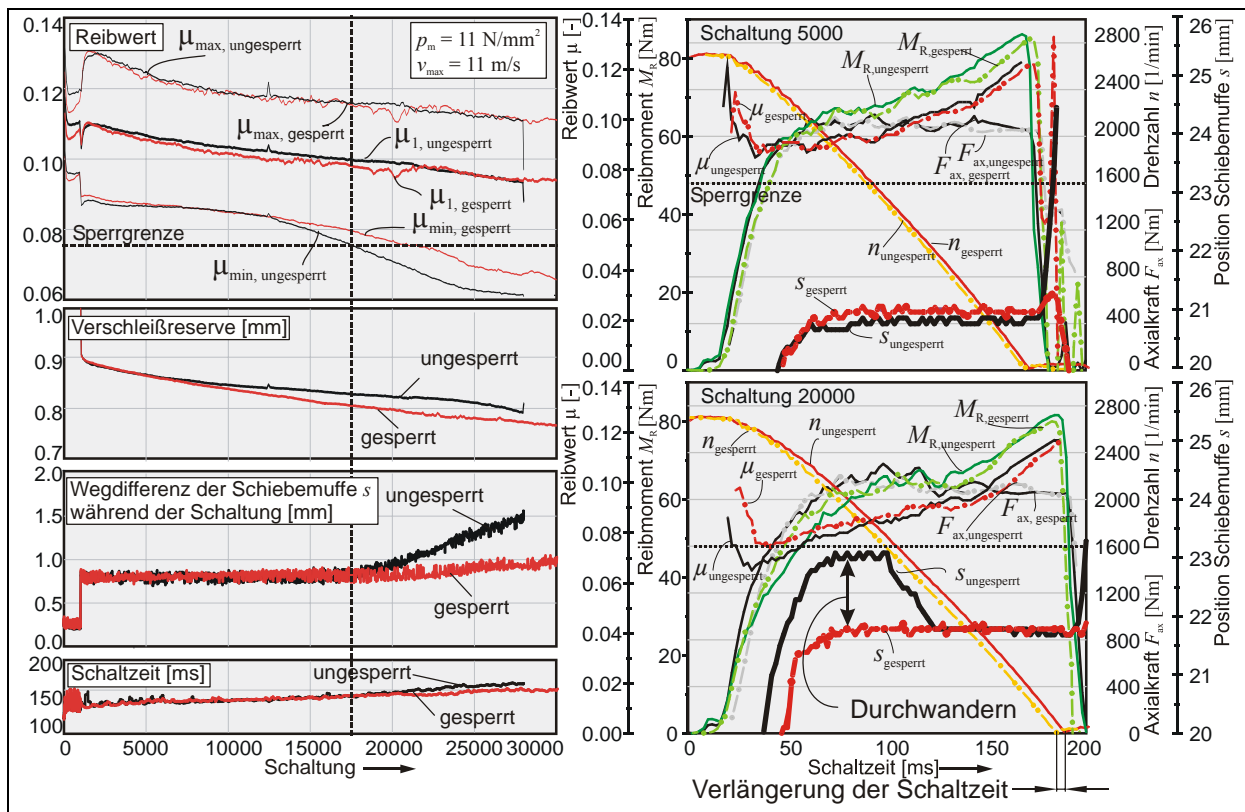


Abbildung 67: linke Seite: Unterschiede im tribologischen Verhalten der ungesperrten und gesperrten Versuchsdurchführung; rechte Seite: Einzelschaltung 5.000 und 20.000 der ungesperrten und gesperrten Versuchsdurchführung im hohen Beanspruchungsbereich ( $p_m = 11 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_{\text{max}} = 11 \text{ m/s}$ )

Der entscheidende Einfluss der durch die Systemsperrung unterdrückten Wechselwirkungen an den Dachschrägen auf das tribologische Verhalten des Systems lässt sich durch den Vergleich der Trendverläufe im Dauerversuch darstellen. Die linke Seite von **Abbildung 68** zeigt eine Auswahl der ungesperrten Dauerversuche. Sowohl Reibwert- als auch Verschleißverhalten lassen sich nur bedingt den Laststufen zuordnen. Die Beanspruchungsstufe mit  $p_m = 10 \text{ N/mm}^2$  und  $v_{\text{max}} = 10 \text{ m/s}$  verhält sich im Reibwertverhalten annähernd wie die Beanspruchungsstufe mit  $p_m = 11 \text{ N/mm}^2$  und  $v_{\text{max}} = 11 \text{ m/s}$  und im Verschleißverhalten annähernd

<sup>1</sup> Die Verläufe der Einzelschaltungen sind über 10 Punkte geglättet. Die Position der Schiebemuffe ist überhöht aufgetragen um während der Schaltung das Durchwandern zu erkennen.

wie die Beanspruchungsstufe mit  $p_m = 9 \text{ N/mm}^2$  und  $v_{\max} = 9 \text{ m/s}$ .

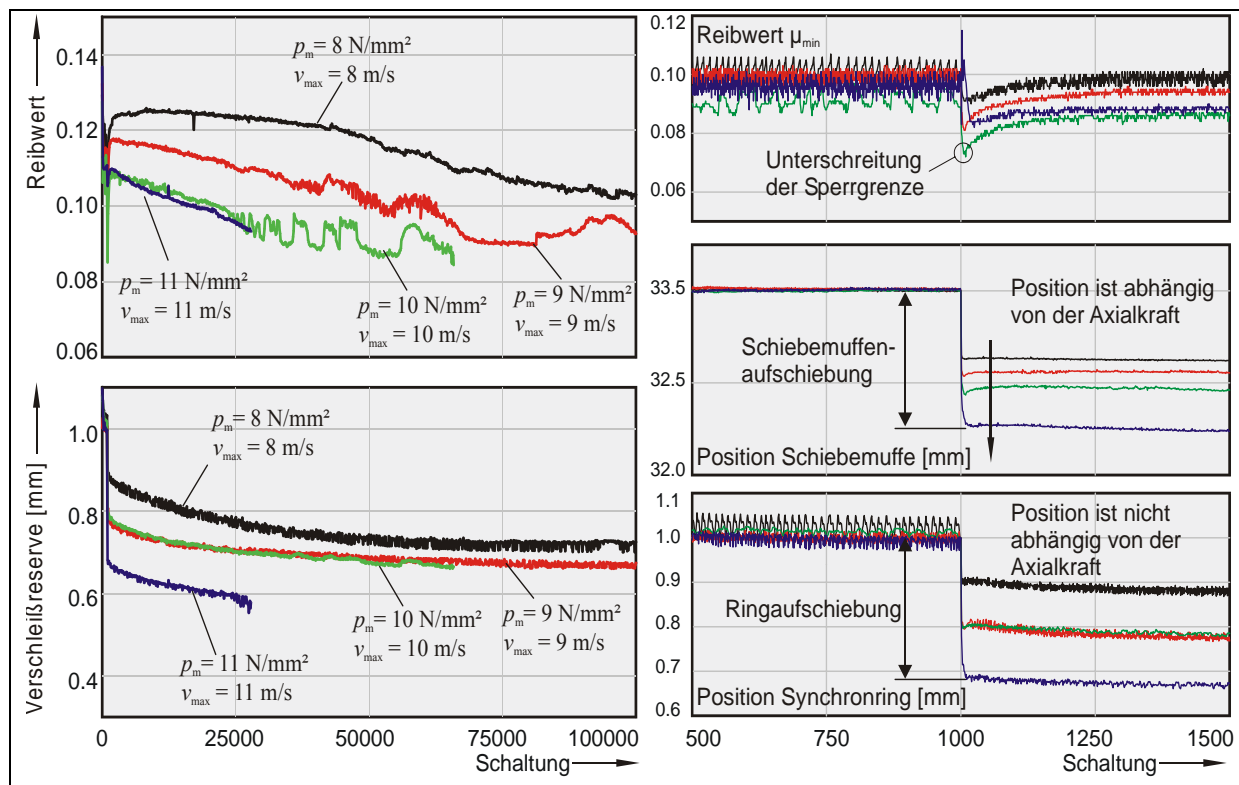


Abbildung 68: Laststufenvergleich der Dauerversuche mit ungesperrter Versuchsdurchföhrung (links) und Ringaufschiebung beim Beginn der Beanspruchungsstufe (rechts)

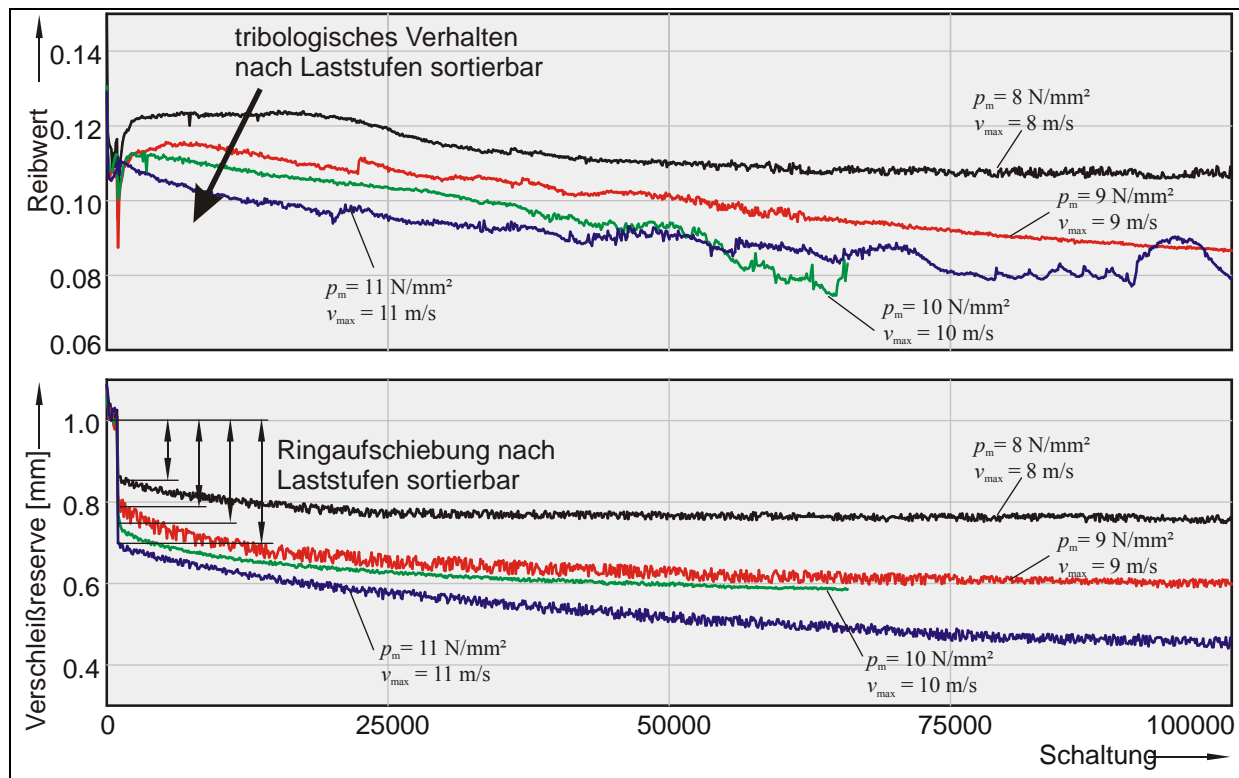


Abbildung 69: Laststufenvergleich bei gesperrter Versuchsdurchföhrung

Die rechte Seite von **Abbildung 68** gibt eine Erklärung für dieses Verhalten. Beim Wechsel

von Einlaufphase zur Beanspruchungsphase, verändert sich die Ringposition sprunghaft, weil der Ring durch die höhere Axialkraft weiter auf den Konus geschoben wird. Durch die elastische Verformung des Synchronringes müsste diese Ringaufschiebung der Höhe der Axialkraft folgen. Da aber die Sperrgrenze zu Beginn der Schaltung bei der Beanspruchungsstufe mit  $p_m = 10 \text{ N/mm}^2$  und  $v_{\max} = 10 \text{ m/s}$  unterschritten wird, kann sich der Synchronring verdrehen und damit eine größere Axialbewegung der Schiebemuffe zulassen.

Im Gegensatz dazu lässt sich das tribologische Verhalten der gesperrten Versuche nach Höhe der Beanspruchung sortieren (**Abbildung 69**). Hier sind keine Wechselwirkungen am Kontakt zwischen Schiebemuffe und Synchronring möglich und die Ringaufschiebung kann entsprechend der Höhe der Axialkraft erfolgen.

**Abbildung 70** zeigt die Einordnung aller gesperrten Dauerversuche in das Verschleißmodell. Eine signifikante Veränderung der Streuung zwischen ungesperrter und gesperrter Versuchsdurchführung, wie zunächst vermutet, kann nicht beobachtet werden. Mögliche weitere Einflussparameter hierzu werden im Folgenden vorgestellt.

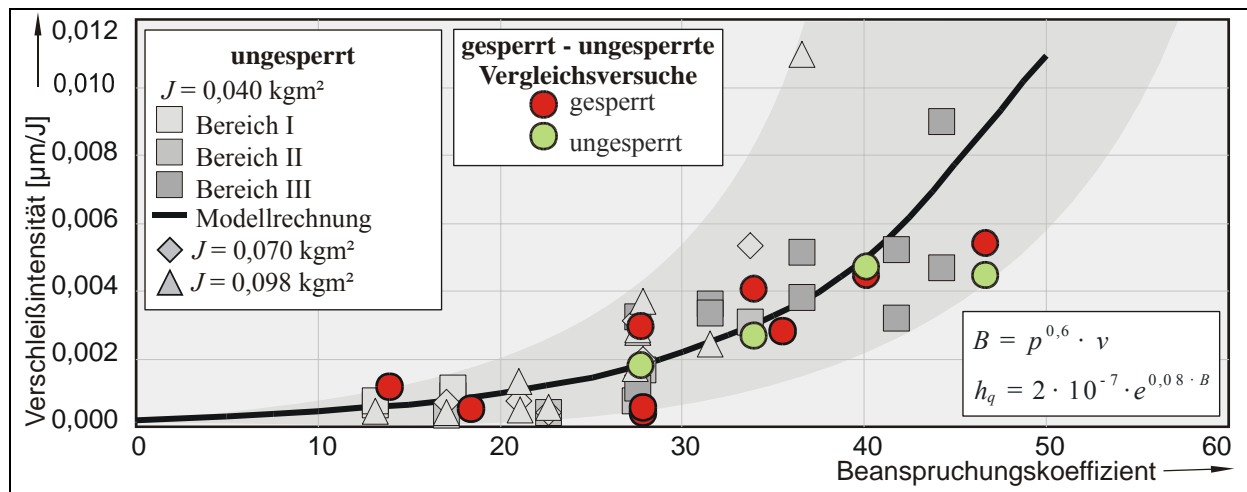


Abbildung 70: Einordnung der gesperrten Dauerversuche in das Verschleißmodell

Im ungesperrten Versuch führt die temporäre Unterschreitung der Sperrgrenze zu Bewegungen an den Kontaktflächen der Dachschrägen zwischen Schiebemuffe und Ring. Diese Bewegungen teilen sich auf Schiebemuffe und Ring auf und können auf die in **Abbildung 71** dargestellten und in **Tabelle 13** beschriebenen Mechanismen zurückgeführt werden. Dargestellt sind die drei Schaltcharakteristika, die für dieses System typischerweise im Dauerversuch auftreten. Die Phasen 1 und 2 leiten die Schaltung ein und treten bei jeder Schaltcharakteristik auf. Die stabile Sperrstellung (Phase 3-I u. 4-I) tritt in der Regel in den ersten Schaltungen des Einstufendauerversuches auf. Mit fortschreitender Versuchsdauer kann die Sperrstellung durch Veränderung der Eigenschaften des tribologischen Systems instabil werden und es kommt zu unterschiedlichem Schaltverhalten auf. Entweder wird die Sperrbedingung im Laufe der Schaltung unterschritten (Phase 3-II u. 4-II) oder bereits zu Beginn der Schaltung (Phase 3-III u. 4-III).

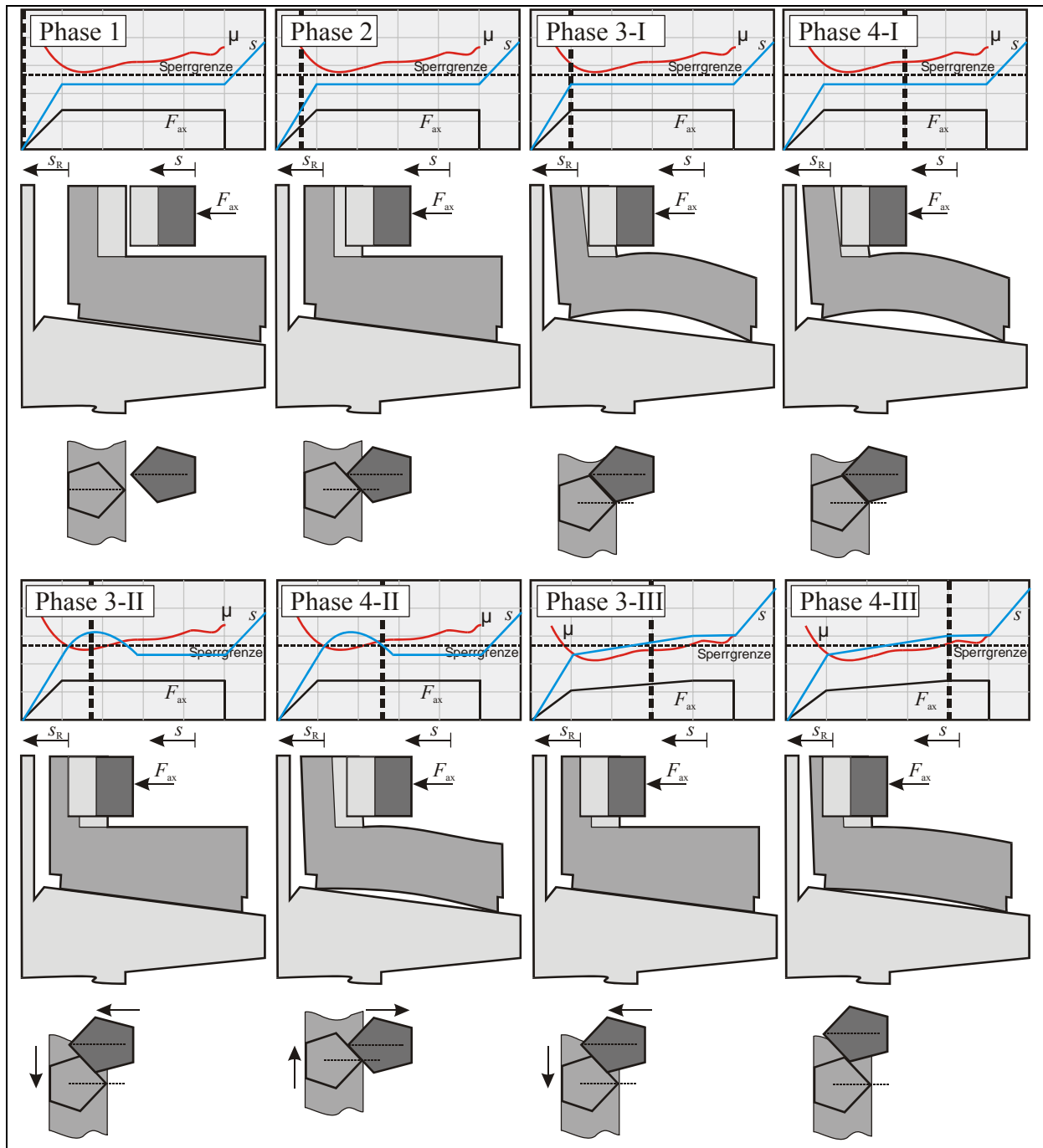


Abbildung 71: Einfluss der Schaltcharakteristik auf die Ringstülpung

		Versuchsdurchführung	
		ungesperrt	gesperrt
	1→2	Die Bewegung der Schiebemuffe erfolgt solange in axialer Richtung bis die Dachschrägen von Ring und Konus aufeinander liegen und die Übertragung der Schaltkraft von Schiebemuffe auf Ring erfolgen kann.	
Charakteristik 1	3-I	Bei genügend hohem Reibflächenmoment findet keine Relativdrehung zwischen Schiebemuffe und Ring statt und der Ring überträgt die Axialkraft auf die Reibfläche. Durch ein Biegemoment, das durch das Hebelverhältnis zwischen der Krafteinleitung in die Dachschrägen und der Reaktionskraft in der Reibfläche entsteht, wird eine Stülpung des Ringes hervorgerufen. Die Stülpung des Ringes beeinflusst durch die damit verbundene Reibflächenverformung die Reibflächenbeanspruchung.	
	4-I	Die Schaltung wird mit den aus 3-I resultierenden Bauteilpositionen und Verformungen beendet.	
Charakteristik 2	3-II	Wird die Sperrgrenze innerhalb der Schaltung, nach einem anfänglich hohen Reibwert unterschritten, verdreht sich der Ring in Umfangsrichtung und die Schiebemuffe gleitet durch die Dachschrägenverzahnung. Dabei „entspannt“ sich der Ring und die Ringstülpung verringert sich.	X
	4-II	Wenn daraufhin der Reibwert im Schaltungsverlauf ansteigt, stabilisiert sich das System und die Schiebemuffe wird durch die Rückstellkraft des Synchronringes wieder herausgedrückt.	
Charakteristik 3	3-III	Ein niedriger Reibwert zu Beginn der Schaltung führt zum kontinuierlichen Durchwandern der Schiebemuffe, bis der Reibwert die Sperrgrenze überschreitet.	X
	4-III	Die Schaltung wird mit der dann vorliegenden Stellung von Schiebemuffe und Ring zueinander und einer veränderten Ringstülpung beendet.	

Tabelle 13: Einfluss der Schaltcharakteristik auf die Ringstülpung

Die zunächst durch die Axialkraft und zusätzlich durch die Schiebemuffenposition beeinflusste Ringstülpung verursacht im Einstufendauerschaltversuch ein für diese Beanspruchungsstufe spezifisches Einlaufen. Im Mehrstufenversuch wird die Ringstülpung durch wechselnde Beanspruchung verändert und das stufenspezifische Einlaufen kann nicht in demselben Maße wie im Einstufendauerversuch erfolgen. In den folgenden Mehrstufenversuchen werden die Wechselwirkungen an den Dachschrägenkontakten über der gesamten Bandbreite der Beanspruchungsparameter überprüft. Durch den Vergleich von geordnet gestuften mit zufällig (stochastisch) gestuften Versuchen kann die Neigung des Systems zum stufenspezifischen



Einlaufen dargestellt werden.

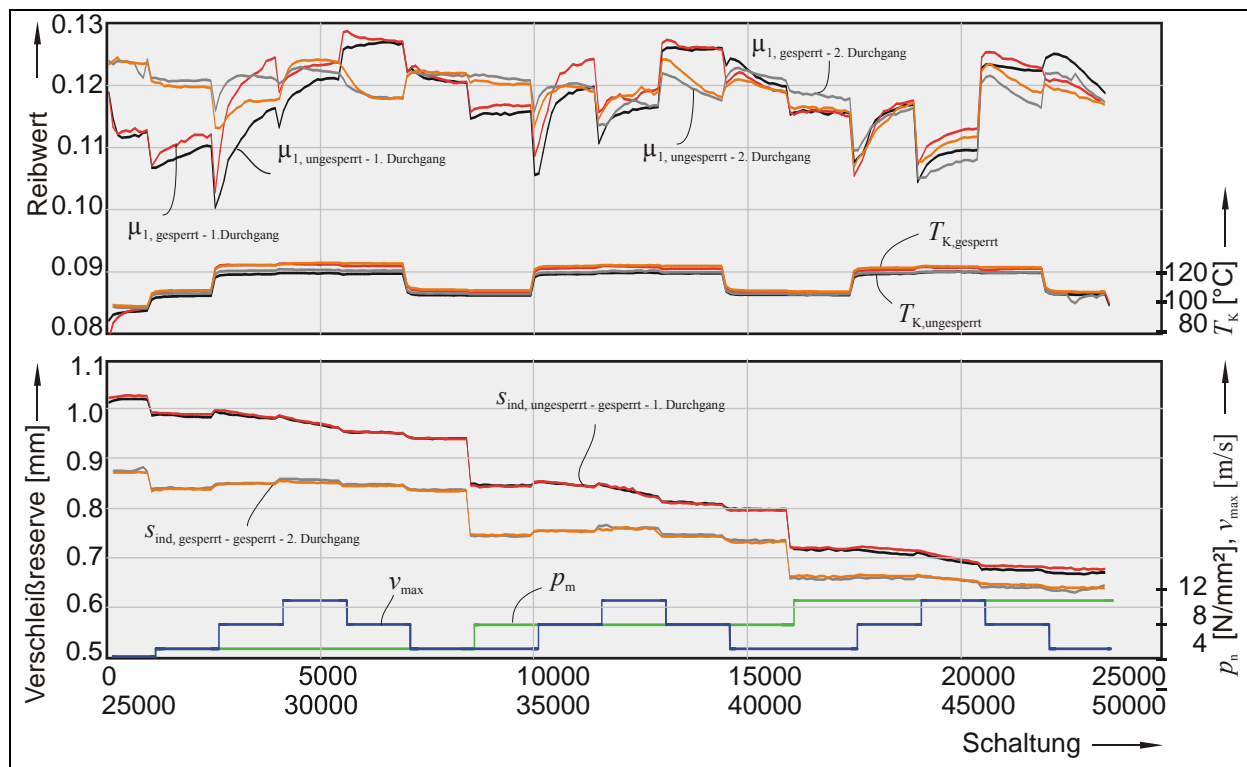


Abbildung 72: Vergleich von ungesperrter und gesperrter Versuchsdurchführung mit geordneter Beanspruchungsreihenfolge.

**Abbildung 72** zeigt die Gegenüberstellung von ungesperrter und gesperrter Versuchsdurchführung im geordneten Stufenversuch<sup>1</sup>. Die Beanspruchungsreihenfolge wird mit jedem Bauteil zweimal durchlaufen, um den Einfluss des stufenbedingten Einlaufes abzuschätzen. Beide Versuche werden zunächst einem Einlauf von 1.000 Schaltungen zur Spitzenglättung bei einer niedrigen Laststufe ( $p_m = 4 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_{\max} = 4 \text{ m/s}$ ) unterzogen. Hier ist bei beiden Systemen ein Reibwertabfall zu beobachten, der neben den makroskopischen Anpassungen der Reibflächen den thermischen Ausgleichsvorgängen zuzuordnen ist. Nach ca. 500 Schaltungen ist bei beiden Versuchen eine konstante mittlere Konustemperatur erreicht und die Aufheizphase für System und Prüfstand abgeschlossen. Danach bleibt der Reibwert in dieser Stufe nahezu konstant. Beim zweiten Durchlauf der Beanspruchungsreihenfolge liegt der Reibwert deutlich höher als zu Beginn des Versuches. Es stellt sich für jede Laststufe nach einem sprunghaften Reibwertwechsel mit anschließendem ausgeprägtem Einlauf ein tribologisches Gleichgewicht ein.

Bei stochastischer Versuchsdurchführung ist ein stufenspezifischer Einlauf auf Grund der zufälligen Folge der Beanspruchungsstufen nicht möglich, wie ein Ausschnitt (**Abbildung 73**) der stochastischen Versuche zeigt. Der Reibwert reagiert hier - genauso wie in den geordnet gestuften Versuchen - sprunghaft auf eine Änderung der Beanspruchungsbedingungen.

<sup>1</sup> Es ist zu beachten, dass prüfstandsbedingt die Taktzeit auf mindestens 3 Sekunden begrenzt ist und somit die mittlere spezifische Reibleistung von  $100 \text{ mW/mm}^2$  bei einer Anfangsgleitgeschwindigkeit von  $5 \text{ m/s}$  ( $67 \text{ mW/mm}^2$ ) nicht eingehalten werden kann. Dadurch kühlt der Konus ab und die mittlere Konustemperatur verringert sich.

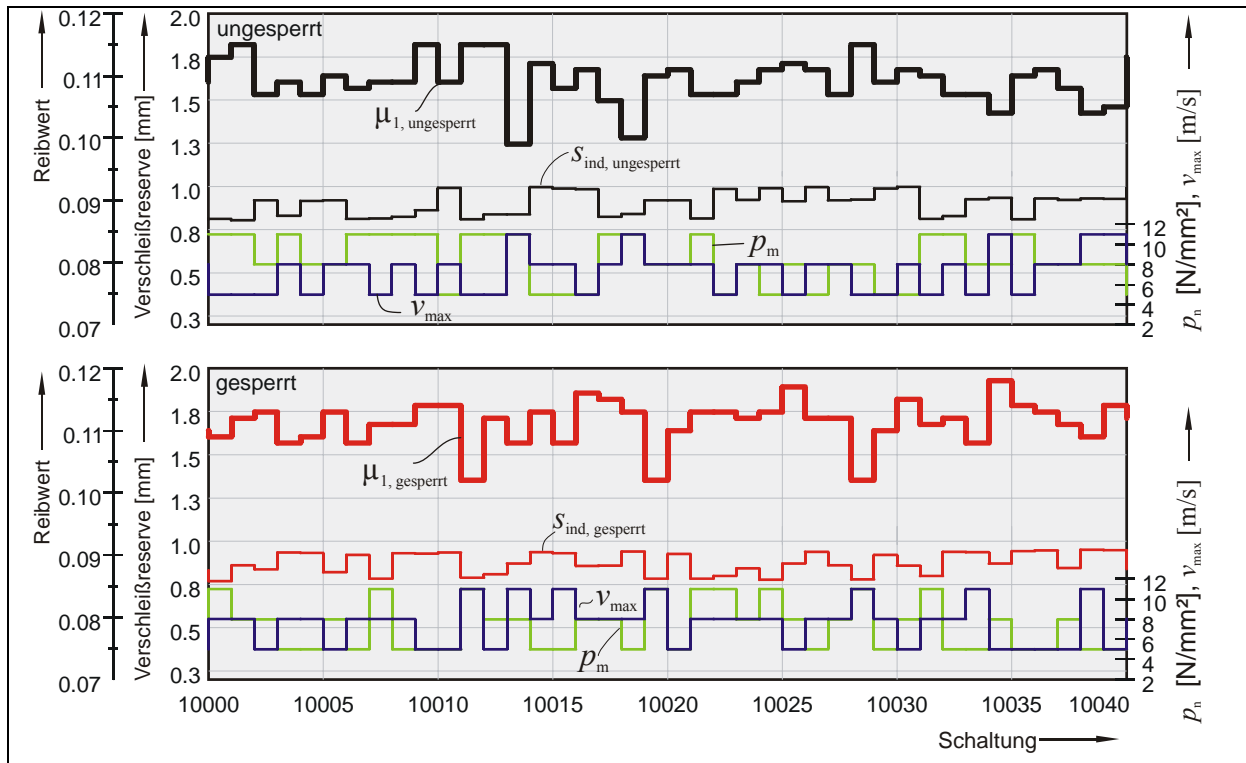


Abbildung 73: Ausschnitt der stochastischen Versuchsdurchführung

Die Richtung der Reibwertreaktion in Abhängigkeit der Beanspruchung unterscheidet sich im stochastischen Stufenversuch vom geordneten Stufenversuch. Im geordneten Stufenversuch ist die Reaktionsrichtung vorhersagbar, im stochastischen Stufenversuch hingegen zufällig.

**Tabelle 14** fasst die Unterschiede zusammen.

Einflussgröße		Reaktion des Reibwertes	
		geordnet gestuft	stochastisch gestuft
Axialkraft	Anstieg	Abfall	Anstieg, Abfall
	Abfall	Anstieg	Anstieg, Abfall
Drehzahl	Anstieg	Abfall	Anstieg, Abfall
	Abfall	Anstieg	Anstieg, Abfall

Tabelle 14: Zusammenfassung der Reibwertreaktion auf Veränderungen der äußeren Beanspruchung

**Abbildung 74** zeigt den Vergleich zwischen ungesperrter und gesperrter Versuchsdurchführung mit stochastischer Beanspruchungsreihenfolge. Die linke Darstellung zeigt das tribologische Verhalten über die Versuchsdauer. Die Deutung des Verschleißverhaltens über eine Mittelwertbildung ist in dieser Darstellung schwierig, da die Ringposition von der lastabhängigen Ringaufschiebung überlagert wird und dadurch keine nennenswerten Unterschiede zwischen den beiden Versuchsdurchführungen erkennbar sind. In der rechten Darstellung ist durch das Sortieren des Trendverlaufes nach Beanspruchungsstufen diese Überlagerung aufgehoben worden und die Trendverläufe sind nach Beanspruchungsreihenfolge und Schaltungszeit sortiert dargestellt. In jeder Laststufe ist somit das tribologische Verhalten über die gesamte Schaltungsanzahl dargestellt.

Das Reibwertniveau des ungesperrten Versuches beginnt höher, sinkt aber im Verlauf des Versuches unter den gesperrten Versuch. Im Gegensatz dazu ist der Verschleiß bei gesperrter

Versuchsdurchführung deutlich höher und schreitet über die gesamte Versuchsdauer fort. Bei ungesperrter Versuchsdurchführung findet nach 15.000 Schaltungen kein weiterer Verschleißfortschritt statt.

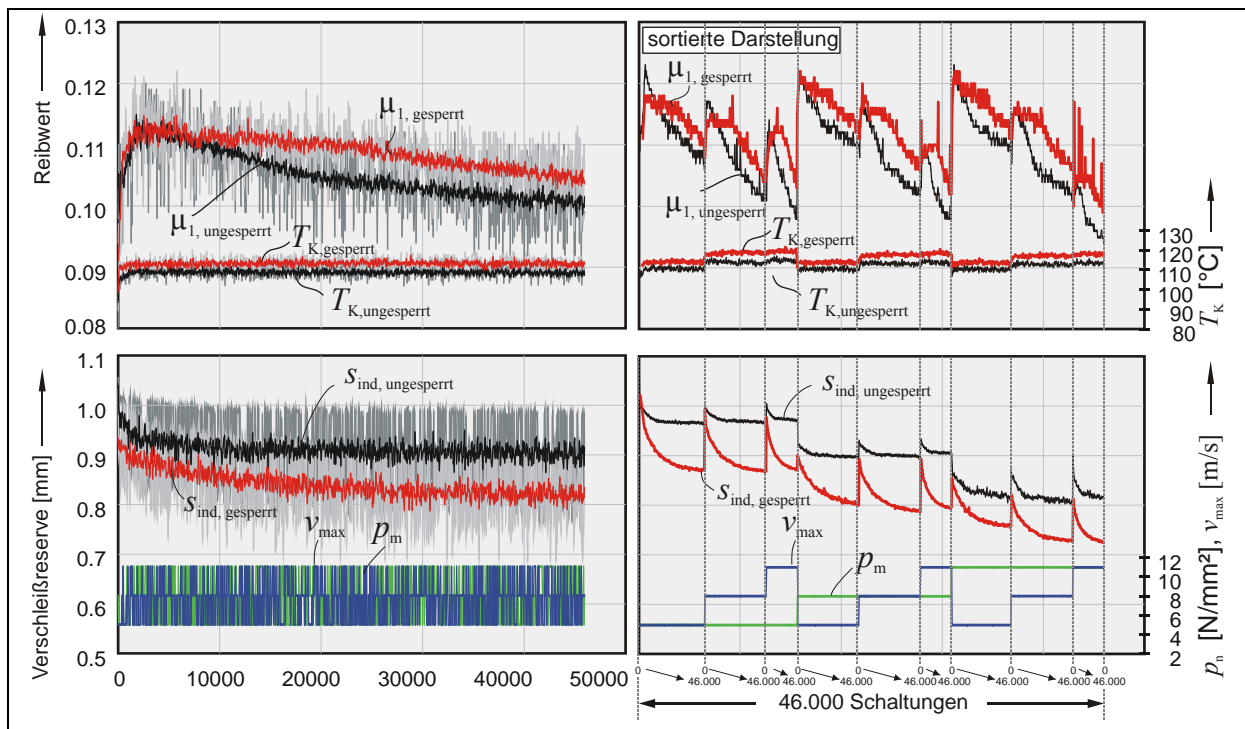


Abbildung 74: Vergleich zwischen ungesperrter und gesperrter Versuchsdurchführung mit stochastischer Beanspruchungsreihenfolge

Die Ergebnisse bestätigen die Erkenntnisse der Kollektivversuche des dritten Versuchsblockes: Es gibt deutliche Unterschiede zwischen einer geordnet gestuften und einer stochastisch gestuften Versuchsdurchführung. Längere Laststufen mit gleicher Beanspruchung fördern den Reibwertrückgang bei geringem Verschleiß. Von Schaltung zu Schaltung wechselnde Beanspruchungen fördern den Verschleiß bei höherem Reibwert.

Der stufenspezifische Einlauf wird im geordnet gestuften Versuch wie beim Dauerschaltversuch durch die Ringstülpung hervorgerufen (**Abbildung 75**). Bei mehreren Schaltungen in einer Laststufe, werden die im Kontakt befindlichen Reibflächenbereiche durch Verschleiß angepasst. Beim Lastwechsel verändert sich die Ringstülpung und neue Reibflächenbereiche kommen in Berührung. Wenn wiederum eine gewisse Anzahl von Schaltungen in dieser Laststufe erfolgt, wird sich die Reibflächentopografie auch dieser Stufe anpassen. Überlagert wird dieses Verhalten durch die Wechselwirkungen an den Dachschrägen zwischen Ring und Schiebemuffe. Im geordnet gestuften Versuch ist das Verschleißverhalten von gesperrter und ungesperrter Versuchsdurchführung annähernd gleich. Trotz der vermeintlich größeren Ringstülpung bei gesperrter Versuchsdurchführung erfolgt kein höherer Verschleißfortschritt. Durch die stufenspezifische Ringstülpung werden immer gleiche Bereiche des Reibbelages beansprucht und die Poren des Belages mit der Messingmatrix zugesetzt. Dieses Verschmieren hindert die Verschleißpartikel am Herausbrechen und der Verschleißfortschritt wird gebremst. Im stochastisch gestuften Versuch wird durch den Wechsel der Laststufen eine kontinuierliche

che Veränderung der Ringstülpung hervorgerufen und es werden ständig wechselnde Bereiche der Reibfläche entsprechend hoch beansprucht.

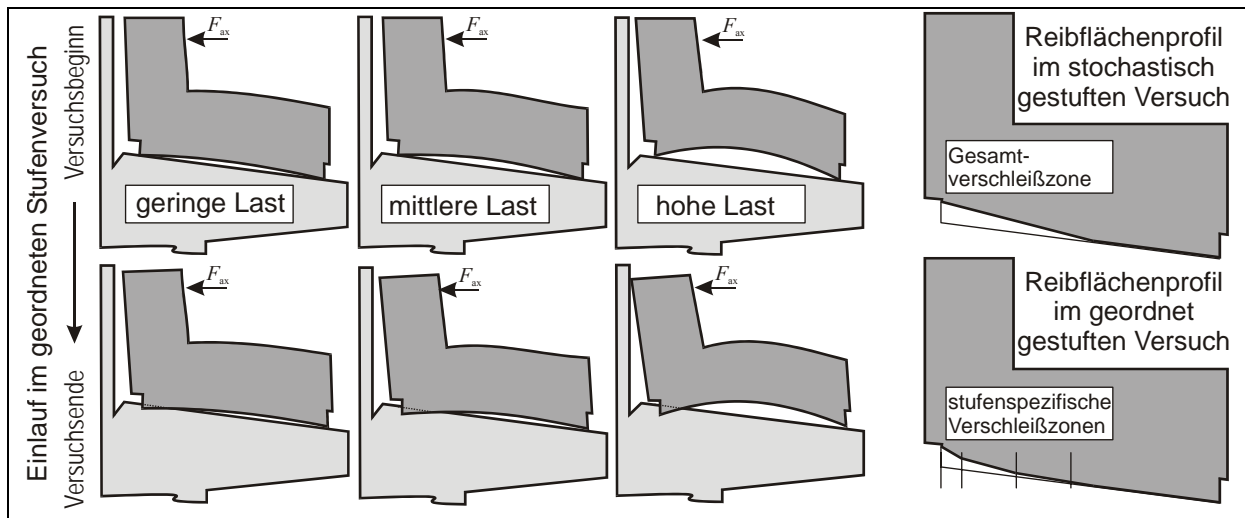


Abbildung 75: Stufenspezifischer Einlauf im Stufenversuch

Bei hohen Lasten erfolgt ein Abtrag dieser Bereiche und es werden neue Reibflächen freigelegt. Dieses führt zu einer ständigen „Erneuerung“ der Reibfläche und dadurch zu erhöhtem Verschleiß. Da die temporäre Unterschreitung der Sperrgrenze vermehrt bei hohen Beanspruchungen auftritt und dort die Ringstülpung am stärksten ausgeprägt ist, werden die gesperrten Versuche stärker beansprucht. Bei den ungesperrten Versuchen werden durch Reduzierung der Ringstülpung in den hohen Beanspruchungen vermehrt gleiche Bereiche des Reibbelages beansprucht. Dieses Verhalten führt zu dem bereits in den geordnet gestuften Versuchen beobachteten stufenspezifischen Einlaufen und zum Verschmieren des Belages. Verschleißpartikel können dann nicht mehr herausbrechen und der Reibwert nimmt durch zunehmende hydrodynamische Anteile im Reibkontakt ab.

### 7.2.3.2 Einfluss der Bauteiltoleranzen

Die Sperrgrenze des Systems wird neben den tribologischen Eigenschaften der Kontaktflächen auch durch die geometrischen Eigenschaften des Dachschrägen- und Konuskontaktes beeinflusst. Aus den Bauteilvermessungen vor dem Versuch lassen sich für die Dachschrägenwinkel und für die Konusreibfläche Maßtoleranzen für Seriensystem A ableiten.

**Abbildung 76** zeigt den Einfluss der Winkeltoleranz und des Reibwertes der Dachschrägen auf die Sperrsicherheit des Systems. Bei einem angenommenen Dachschrägenreibwert<sup>1</sup> von 0 und einer Sperrgrenze von 1 berechnet sich der Konusreibwert zu 0,075 (siehe Kapitel 7.2.3.1). Wird die toleranzbedingte Variation des Dachschrägenwinkels mit in die Berechnung einbezogen und der Dachschrägenreibwert zu 0 gesetzt, erhöht sich zwischen dem unteren und dem oberen Extremwert des Dachschrägenwinkels die Sperrsicherheit um 5%.

<sup>1</sup> Der Reibwert an den Dachschrägen ist nur mit erheblichem messtechnischem Aufwand zu bestimmen und wird bei Systemauslegungen in der Regel abgeschätzt.

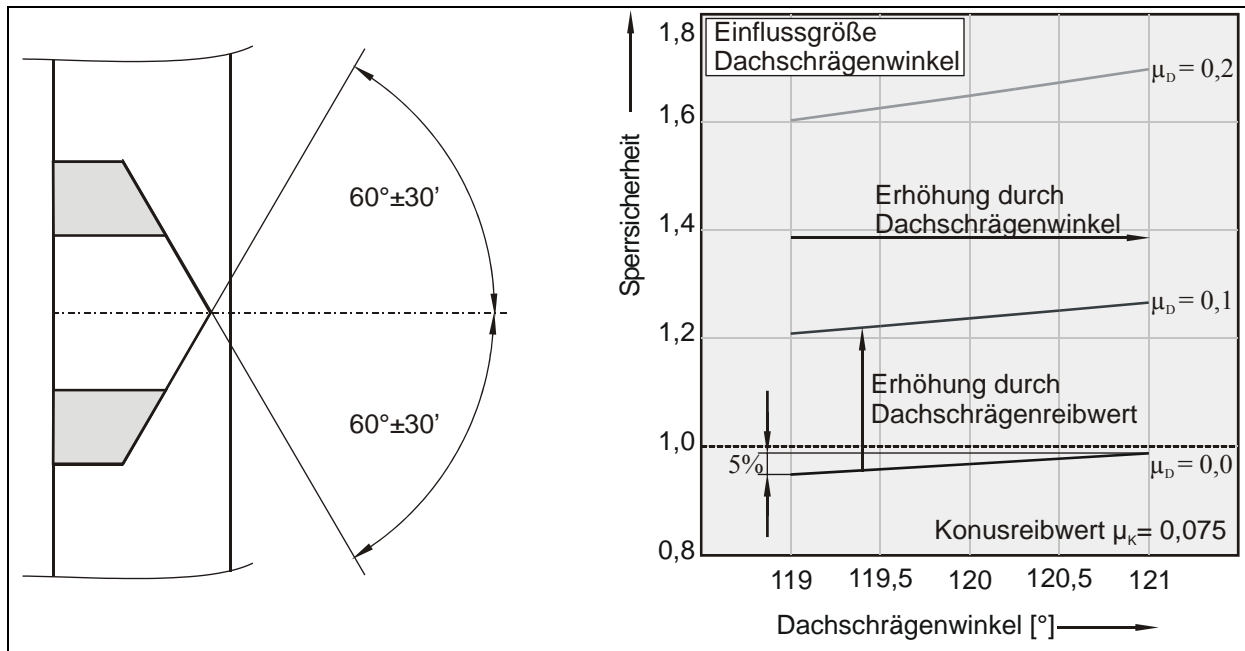


Abbildung 76: Einfluss der zulässigen Winkeltoleranz an den Dachschrägen auf die Sperrkraft

Im Versuchsverlauf werden die Oberflächen der Dachschrägenkontakte kontinuierlich beansprucht und verändern durch Verschleiß oder Glättung ihre tribologischen Eigenschaften (**Abbildung 77**). Zum Teil ist an den gelaufenen Prüfteilen auch ein Eingraben der Schieb-  
muffenverzahnung in die Ringverzahnung beobachtet worden. Es kann also auch Fressen mit kurzzeitigem Formschluss auftreten. Dieses wird in der in der Berechnung mit einem hohen Reibwert ( $\mu_D = 0,2$ ) berücksichtigt. Mit zunehmendem Dachschrägenreibwert steigt die Sperrkraft des Systems an.

	ungesperrt $p=8N/mm^2, v=8m/s$	gesperrt $p=8N/mm^2, v=8m/s$	ungesperrt $p=9N/mm^2, v=9m/s$	gesperrt $p=9N/mm^2, v=9m/s$
Synchronring				
Schiebemuffe				

Abbildung 77: Veränderungen der Dachschrägen in Folge der Beanspruchung an Synchronring- und Schieb-  
muffenverzahnung

Die Abweichung der Kegelwinkel von Ring (+/- 10') und Konus (+30') zueinander beeinflusst

sen nur in sehr geringem Maße die Sperrgrenze des Systems (**Abbildung 78**, kleines Diagramm oben links). Sie verursachen aber eine unterschiedliche Aufschiebestrecke des Ringes auf den Konus und damit eine veränderte Anfangsposition des Synchronringes zu Versuchsbeginn. Die Streubreite der Ringanfangsposition kann aus den experimentellen Untersuchungen bestimmt werden<sup>1</sup>. In dem unteren rechten Diagramm ist die Ringanfangsposition für einen Teil der durchgeführten Dauerversuche zu Beginn des Einlaufs mit gleichen spezifischen Beanspruchungen abgebildet. Durch die Varianz des mittleren Reibflächendurchmessers von  $\pm 0,017$  mm kann der Ring unterschiedlich weit auf den Konus geschoben werden. Die daraus resultierende Schwankung der axialen Ringanfangsposition beträgt  $\pm 0,15$  mm. Außerdem variiert die Freistichbreite zwischen den Prüfteilen um  $\pm 0,25$  mm und beeinflusst zusätzlich die Anfangsreibfläche des Systems zu Versuchsbeginn.

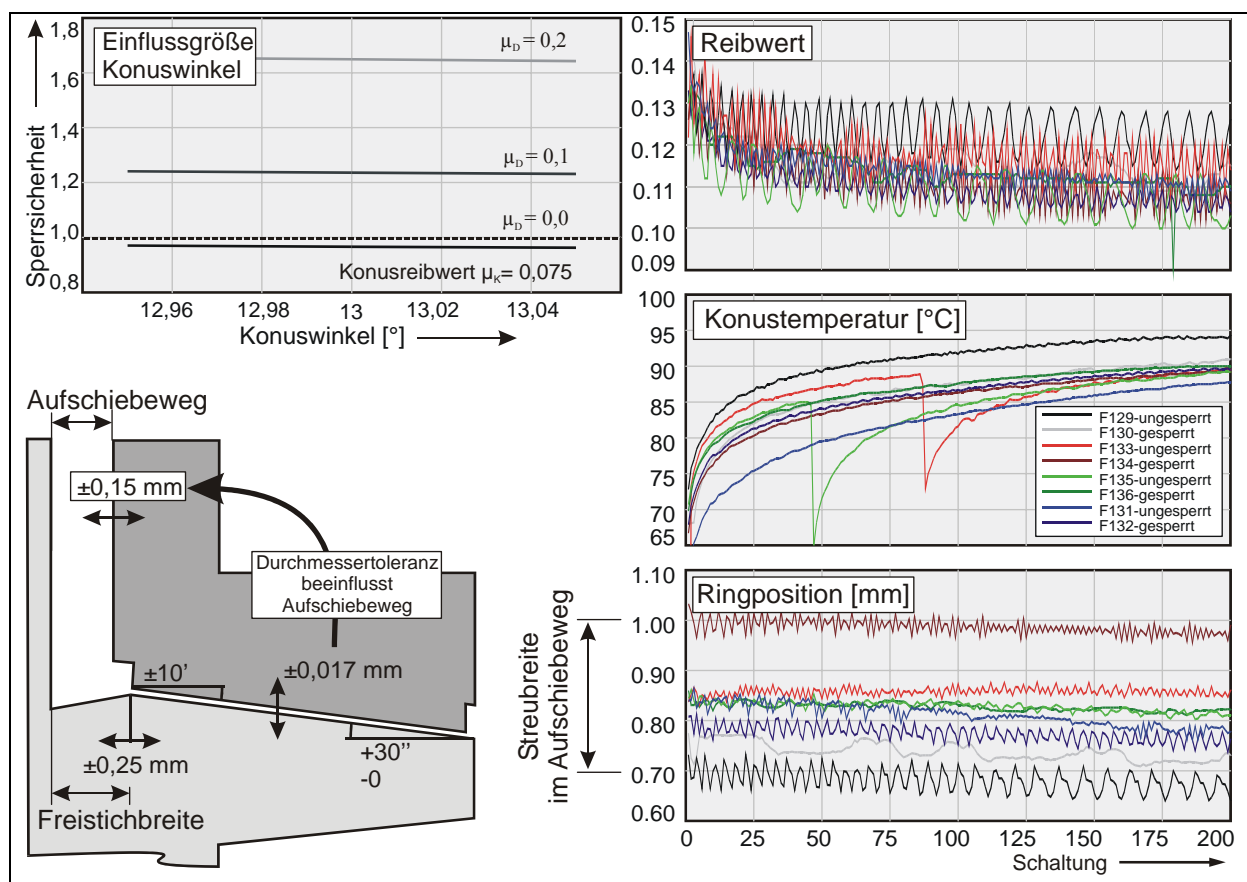


Abbildung 78: Einfluss der Toleranzen an Seriensystem A

Die unterschiedliche Ringaufschiebung und die Varianz in der Freistichbreite führen zu differierenden Anfangsreibflächen und damit zu deutlich veränderten spezifischen Beanspruchungen der Reibfläche, welche mit dem Berechnungsmodell ermittelt werden. Für das reale System wird zunächst angenommen, dass die Vorderkante des Ringreibbelages direkt mit der Freistichkante abschließt. Nach Abschluss des Kraftanstieges ergeben sich im statischen Fall<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Vor jeder Untersuchung wird die Nullstellung des induktiven Wegmesssystems beim vollständigen Verbrauch der Verschleißreserve festgelegt. Damit kann dann aus den Mittelwerten des Aufschiebeweges zu Beginn der Messung der Anfangsabstand zwischen den Planflächen von Ring und Konus sicher bestimmt werden.

<sup>2</sup> Ohne Beachtung der durch die spezifische Reibarbeit verursachten thermomechanischen Effekte und der daraus resultierenden Kontaktverformung.

die in **Abbildung 79** oben dargestellten Verläufe der Kontaktpressungen über der Ringbreite für drei unterschiedliche Schaltkräfte. Das reale System (Seriensystem A) wird mit dem Modellsystem verglichen, bei dem der Konus eine ausreichend große Reibfläche zur Verfügung stellt und die Ringreibfläche bei jeder durch die Axialkraft hervorgerufenen Ringaufschiebung vollständig auf der Konusreibfläche aufliegen kann. Der Synchronring, die Lastaufbringung und die Randbedingungen sind bei beiden Systemen gleich modelliert.

Im Gegensatz zum Modellsystem wird durch das Überschieben des Freistiches im Seriensystem die nominelle Reibfläche verkleinert und die mittlere Kontaktpressung vergrößert (**Abbildung 79** kleines Diagramm, links unten). Die maximale Kontaktpressung tritt beim Seriensystem an der Freistichkante auf, wo der Reibbelag sehr hoch beansprucht wird.

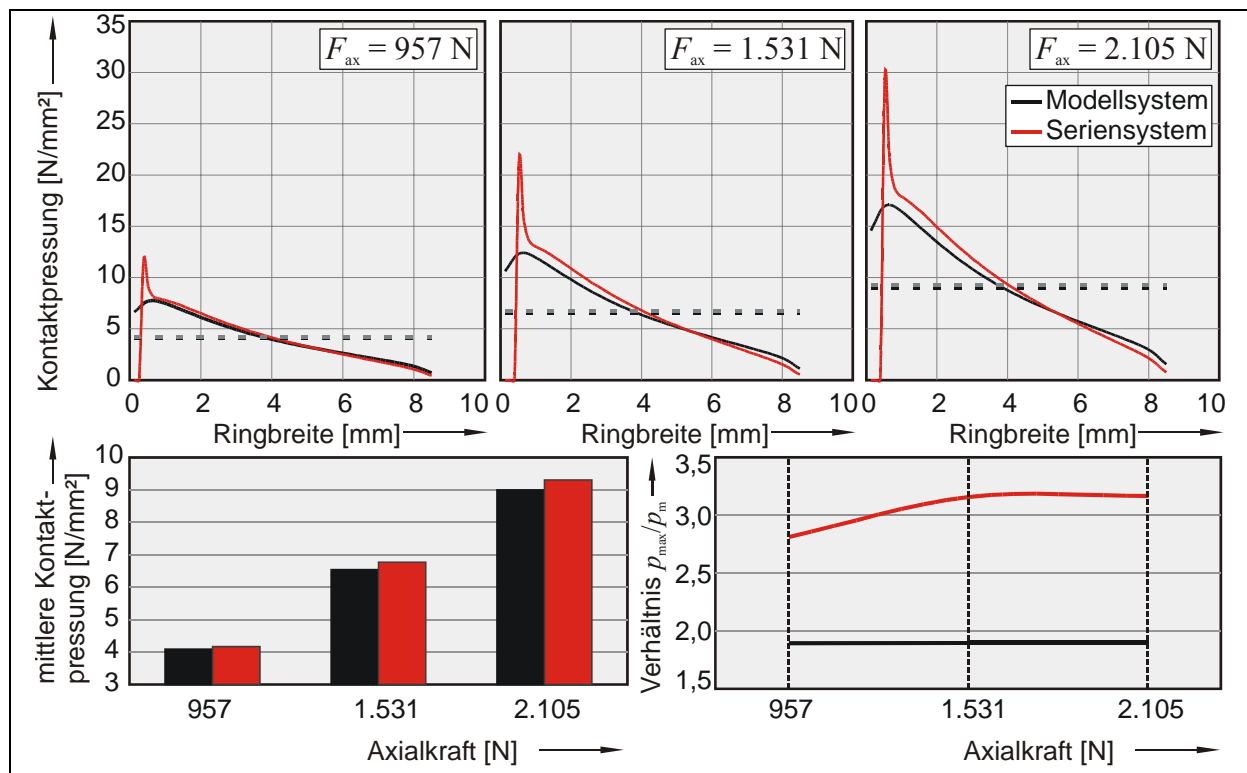


Abbildung 79: Vergleich der Kontaktpressungen an Modell- und Seriensystem bei statischer Rechnung

Das Verhältnis zwischen maximaler und mittlerer Kontaktpressung ist am Seriensystem degressiv, weil die Verringerung der Kontaktfläche durch die zunehmende Ringstülpung nicht proportional zur Erhöhung der Axialkraft erfolgt (**Abbildung 79** kleines Diagramm, rechts unten). Dieses Verhalten erklärt **Abbildung 80**.

Die Ringaufschiebung am Kraftangriffspunkt ist beim Seriensystem geringfügig höher als beim Modellsystem und erfolgt in Abhängigkeit der Axialkraft (**Abbildung 80**, kleines Diagramm). Parallel dazu wird die Ringstülpung  $\delta_R$  beim Seriensystem durch den Freistich verstärkt und ist größer als die Ringstülpung  $\delta_M$  beim Modellsystem (**Abbildung 80**, großes Diagramm). Dadurch wird der Ring am Kraftangriffspunkt zwar in Abhängigkeit der Axialkraft auf den Konus geschoben, im Bereich der Reibfläche erfolgt durch die Ringstülpung aber keine weitere Abnahme der Reibfläche.





Der Einfluss des Freistichs auf das tribologische Verhalten ist an dem Seriensystem und dem Modellsystem in Stufenversuchen analysiert worden (**Abbildung 82**). Die Versuche sind gesperrt durchgeführt worden, um den Einfluss des Dachschrägenkontaktes zu vermeiden.

Beide Systeme zeigen im geordnet gestuften Versuch ein signifikant unterschiedliches tribologisches Verhalten. Der Reibwert des Modellsystems ist geringer und bei Lastwechseln im geordnet gestuften Versuch geringeren Schwankungen unterzogen. Der Verschleiß ist beim Seriensystem deutlich höher.

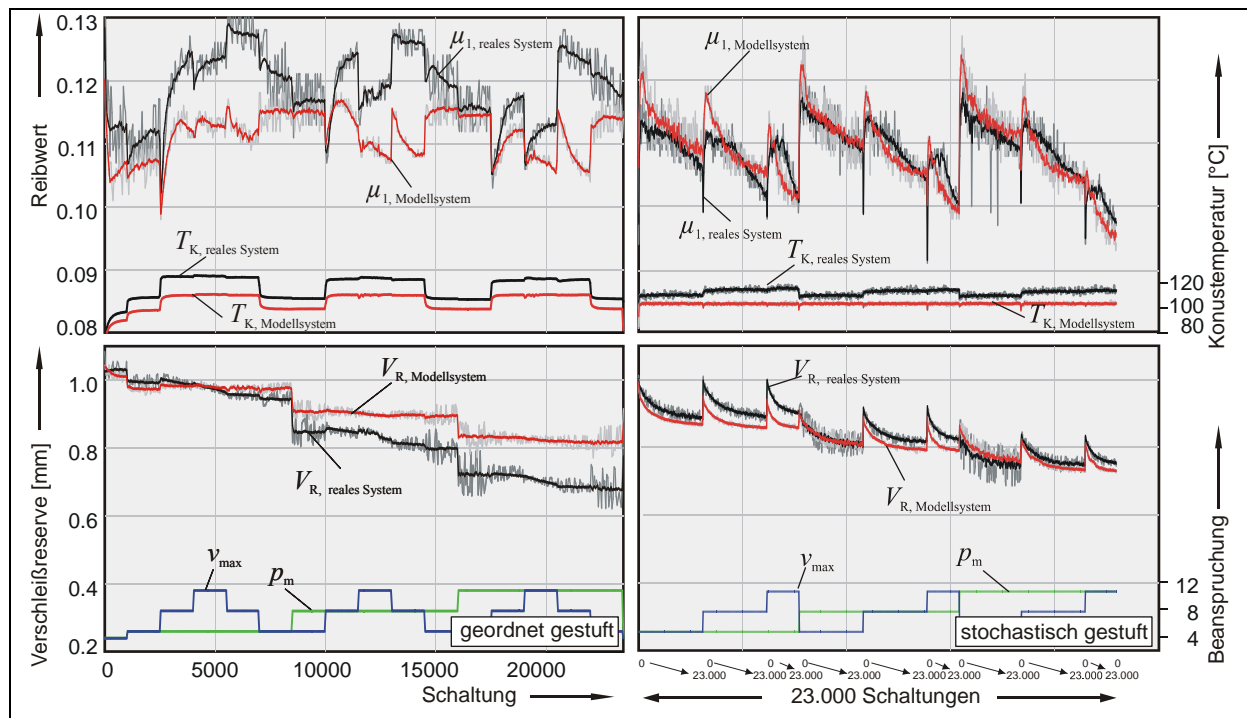


Abbildung 82: Vergleich zwischen Serien- und Modellsystem in geordnet gestufter (links) und stochastisch gestufter (rechts) Beanspruchungsreihenfolge (gesperrte Versuchsdurchführung)<sup>1</sup>

Im stochastisch gestuften Versuch zeigt das Modellsystem in den niedrigeren Laststufen einen leicht erhöhten Reibwert gegenüber dem Seriensystem. Im weiteren Versuchsverlauf gleichen sich die Reibwerte beider Systeme an. Der Verschleißfortschritt beider Systeme ist im stochastisch gestuften Versuch nahezu gleich ausgebildet.

Die elastische Ringverformung ist beim Seriensystem durch das Überschieben des Freistiches höher. Damit verändert sich im Seriensystem die Kontaktfläche in Abhängigkeit der Laststufen stärker. Im geordneten Stufenversuch kommt es dadurch zu stufenspezifischen Einlaufvorgängen, welche im Seriensystem durch den Freistich verstärkt werden.

Durch die Variation des Kegelwinkels im Toleranzbereich des Synchronringes wird die Kontaktpressung zusätzlich beeinflusst. Im linken Diagramm in **Abbildung 83** sind die mittleren und im rechten Diagramm die maximalen Kontaktpressungen für die zulässigen Toleranzen dargestellt.

<sup>1</sup> Es sind die Mittelwerte abgebildet. Im Hintergrund ist die Streuung der Messergebnisse angedeutet. Die unterschiedlichen Konustemperaturen beider Systeme entstehen durch unterschiedliche Positionen der Temperatursensoren im Modellkonus und im realen Konus.



dem die aus den Stufenversuchen resultierenden Reibwerte berücksichtigt. Die berechnete Reibflächentemperatur für den jeweiligen Abschnitt gibt einen Mittelwert über das Kontaktelement an. Die tatsächliche Reibflächentemperatur an den Rauheitsspitzen wird durch die wesentlich kleinere Kontaktfläche deutlich höher sein.

Zunächst wird die Reibflächenbeanspruchung für gleiche Winkel von Ring und Konus bestimmt (**Abbildung 84**). Neben den ausgeprägt unterschiedlichen Kontaktpressungen zwischen Serien- und Modellsystem unterscheidet sich auch die thermische Beanspruchung der Reibfläche. Während des Kraftanstieges der Schaltung nimmt durch die je nach Geschwindigkeitsstufe eingebrachte Reibarbeit die Kontaktpressung durch die thermische Dehnung örtlich zu. Im Schaltungsverlauf nach dem Kraftanstieg setzt sich dieses Verhalten fort und es verändert sich durch die thermische Verformung der Kontaktflächen der Verlauf von Kontaktpressung und Kontakttemperatur fortlaufend. Das Maximum der Kontakttemperatur tritt innerhalb der Schaltung auf, da die Wärmemenge, die durch den Reibungsprozess entsteht nicht ausreichend abgeführt werden kann. Die Reibfläche des Seriensystems nimmt wegen des Aufschiebeweges und der geringen Überdeckung der Flächen durch den Freistich bei zunehmender Axialkraft ab und erwärmt sich durch die geringere Kontaktfläche und der damit verbundenen höheren mittleren Pressung etwas mehr. An der Freistichkante entsteht das Maximum im Temperaturverlauf. Der Freistich beeinflusst somit den Reibkontakt und führt im realen System zu höheren Kontakttemperaturen als im Modellsystem.

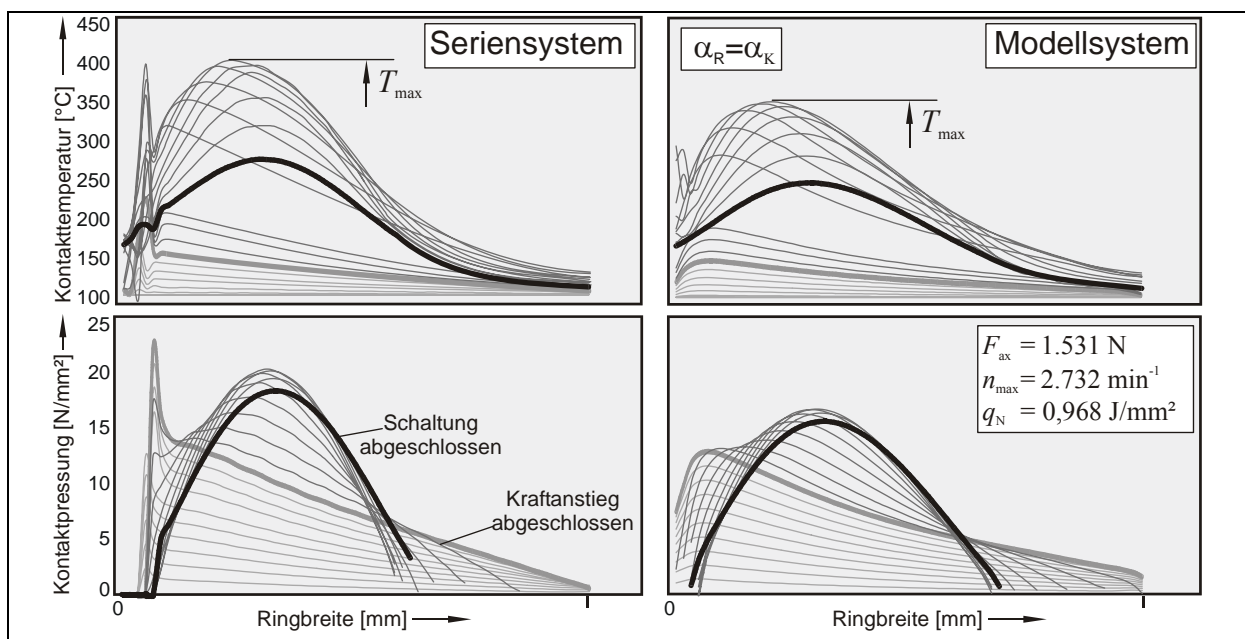


Abbildung 84: Veränderung von Kontaktpressung und Kontakttemperatur im Schaltungsverlauf in der mittleren Laststufe bei **gleichen Winkeln** von Ring und Konus

Ist der Ringwinkel kleiner als der Konuswinkel, entsteht der erste Kontakt am großen Konusdurchmesser an einer relativ kleinen Reibfläche mit hohen spezifischen Beanspruchungen. (**Abbildung 85**). Die aus der Schaltkraft resultierende Axialkraft an der Dachschrägenverzahnung verursacht die Ringstülpung und führt zusätzlich eine Überhöhung der Kontaktpressung am großen Konusdurchmesser. In diesem Fall werden die höchsten Kontaktpressungen und

Kontakttemperaturen erreicht.

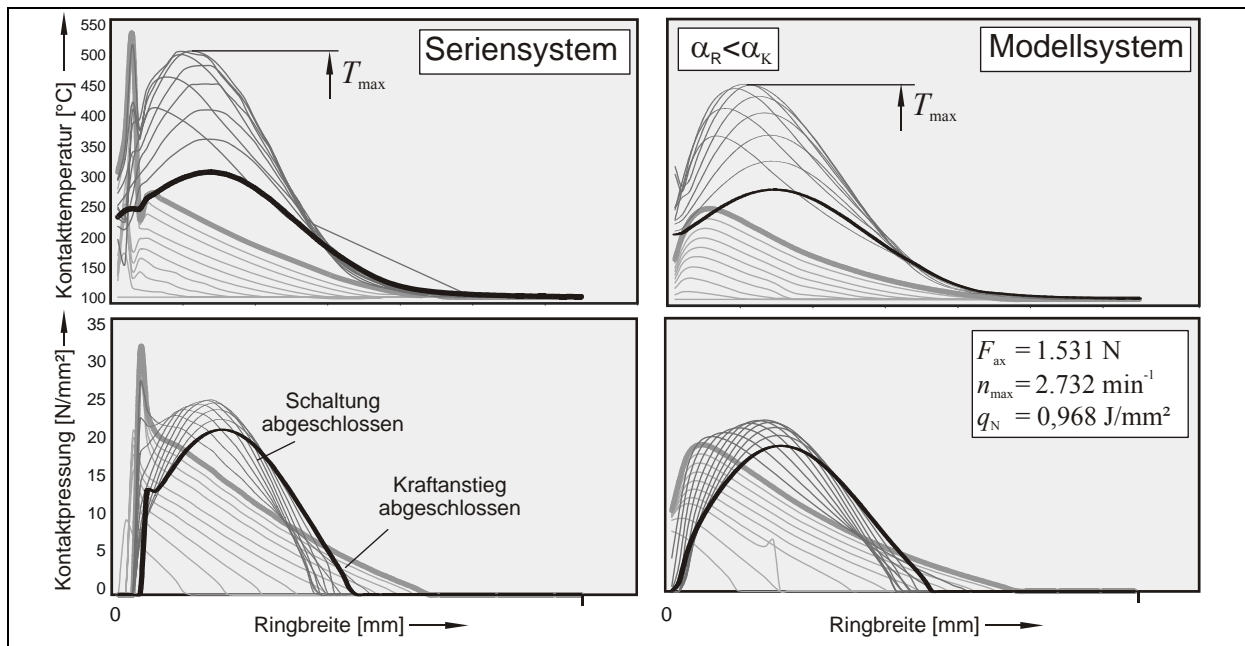


Abbildung 85: Veränderung von Kontaktpressung und Kontakttemperatur im Schaltungsverlauf in der mittleren Laststufe bei toleranzbedingt **kleinerem Ringwinkel**

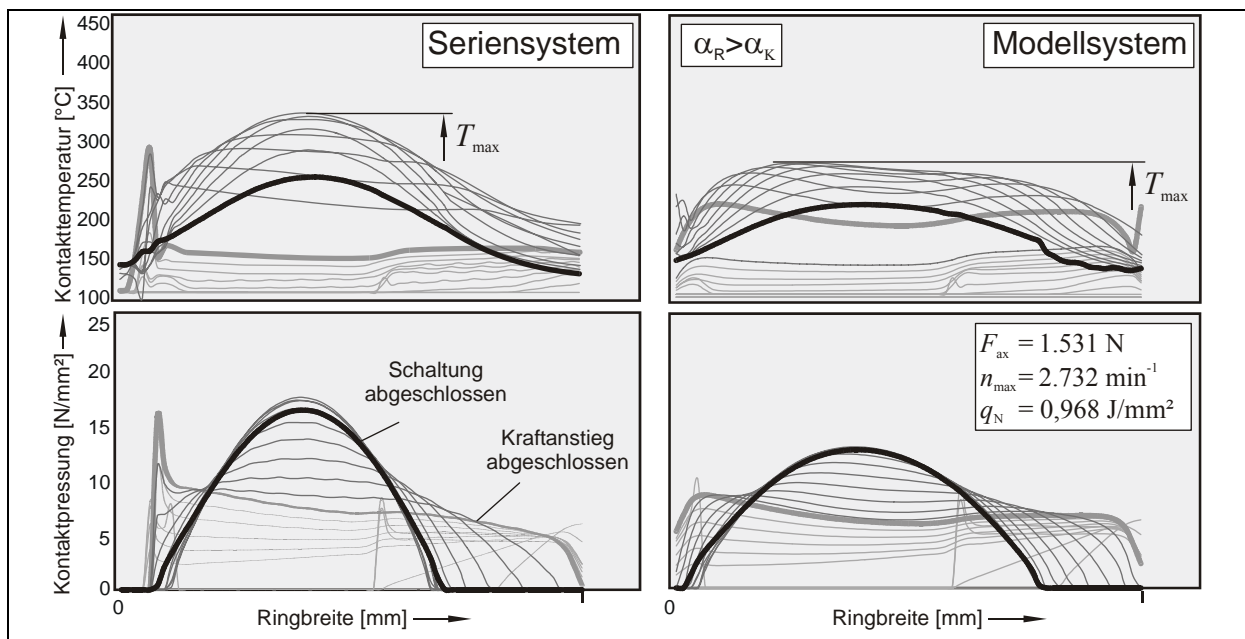


Abbildung 86: Veränderung von Kontaktpressung und Kontakttemperatur im Schaltungsverlauf in der mittleren Laststufe bei toleranzbedingt **größerem Ringwinkel**

Deutlich günstigere Beanspruchungsbedingungen liegen bei einem größeren Ringwinkel vor (**Abbildung 86**). Der Kontakt entsteht zunächst am kleinen Konusdurchmesser auch an einer relativ kleinen Kontaktfläche. Durch die Ringstülpung wird bei zunehmender Beanspruchung die im Kontakt befindliche Reibfläche größer und damit die spezifische Reibflächenbeanspruchung herabgesetzt. Die Verläufe der Kontaktpressung und der Kontakttemperatur sind im Gegensatz zu den vorigen Variationen flacher ausgeprägt und die Maximalwerte geringer.

### 7.2.3.3 Einfluss der Ringsteifigkeit im Dauerversuch

In diesem Abschnitt wird der Einfluss einer veränderten Ringsteifigkeit auf das tribologische Verhalten von Seriensystem A vorgestellt. Dazu wurden experimentelle Untersuchungen zur Validierung der rechnerischen Analyse einer am Bauteil veränderten Ringsteifigkeit und deren Einfluss auf Maximalwert und Verteilung der Flächenpressung durchgeführt.

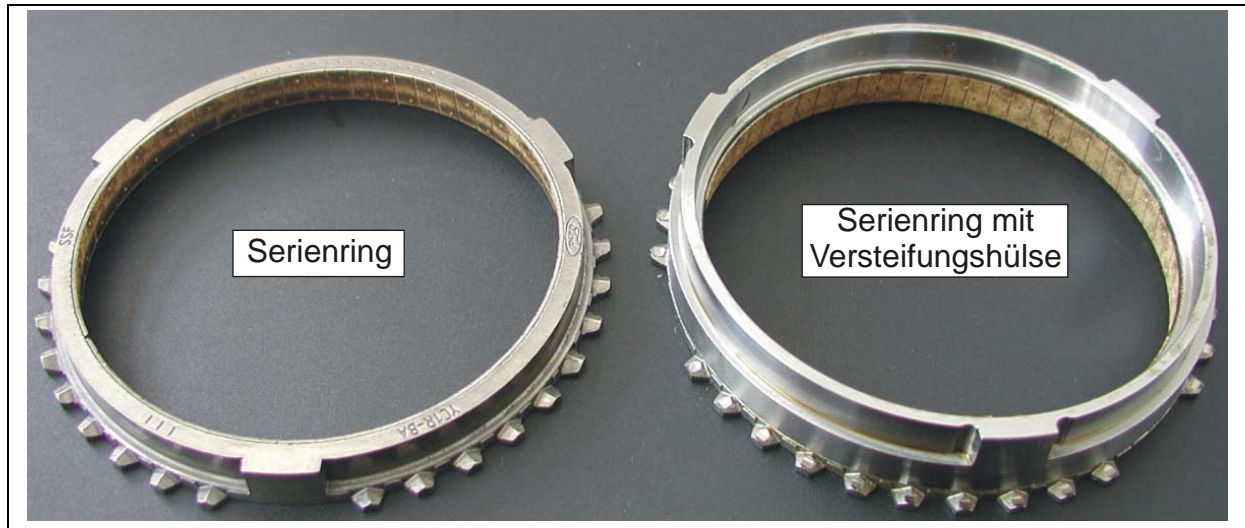


Abbildung 87: Dauerversuche mit veränderter Ringsteifigkeit und gezielt variierten Ausgangswinkeln

Die Serienringe erhielten hierzu Versteifungshülsen (**Abbildung 87**) und wurden im Dauerversuch mit konstanter Beanspruchung untersucht. Die Indexierung der Synchronringe wurde entfernt und auf die entstandene zylindrische Fläche eine Versteifungshülse gepresst und zusätzlich verklebt. Die Versteifungshülse trägt die Indexierung und lässt einen Kraftangriff an den Dachschrägen zu. Durch die Versteifungshülse verändert sich der axiale Bauraum um die Länge der Indexierung. Die Systemeigenschaften werden ansonsten nicht verändert.

Variante	A		B		C	
	Ring	Konus	Ring	Konus	Ring	Konus
Absolutwinkel [°]						
vor Versuch	6,795	6,772	6,779	6,823	6,766	6,754
nach Versuch	6,862	6,780	6,658	6,753	6,754	6,762
Differenz	0,067	0,008	-0,121	-0,069	-0,013	0,008
Winkeldifferenz zwischen Ring und Konus [°]						
vor Versuch	0,023		-0,044		0,013	
nach Versuch	0,081		-0,096		-0,008	

Tabelle 15: Absolutwinkel von Ring und Konus und deren Veränderung

Durch das Aufpressen der Versteifungshülse werden die Winkel der Synchronringe leicht verändert und drei Varianten ausgeführt. Die gemessenen Absolutwinkel vor und nach Versuch sind in **Tabelle 15** dargestellt<sup>1</sup>. Bei Variante A ist der Ringwinkel größer als der Konus-

<sup>1</sup> Die Werte wurden mit dem institutseigenen Formtaster MMQ40 der Firma Mahr aus sechs auf dem Umfang verteilten Messlinien gemittelt.

winkel. In Variante B ist der Ringwinkel kleiner als der Konuswinkel. Variante C weist annähernd gleiche Winkel von Ring und Konus auf.

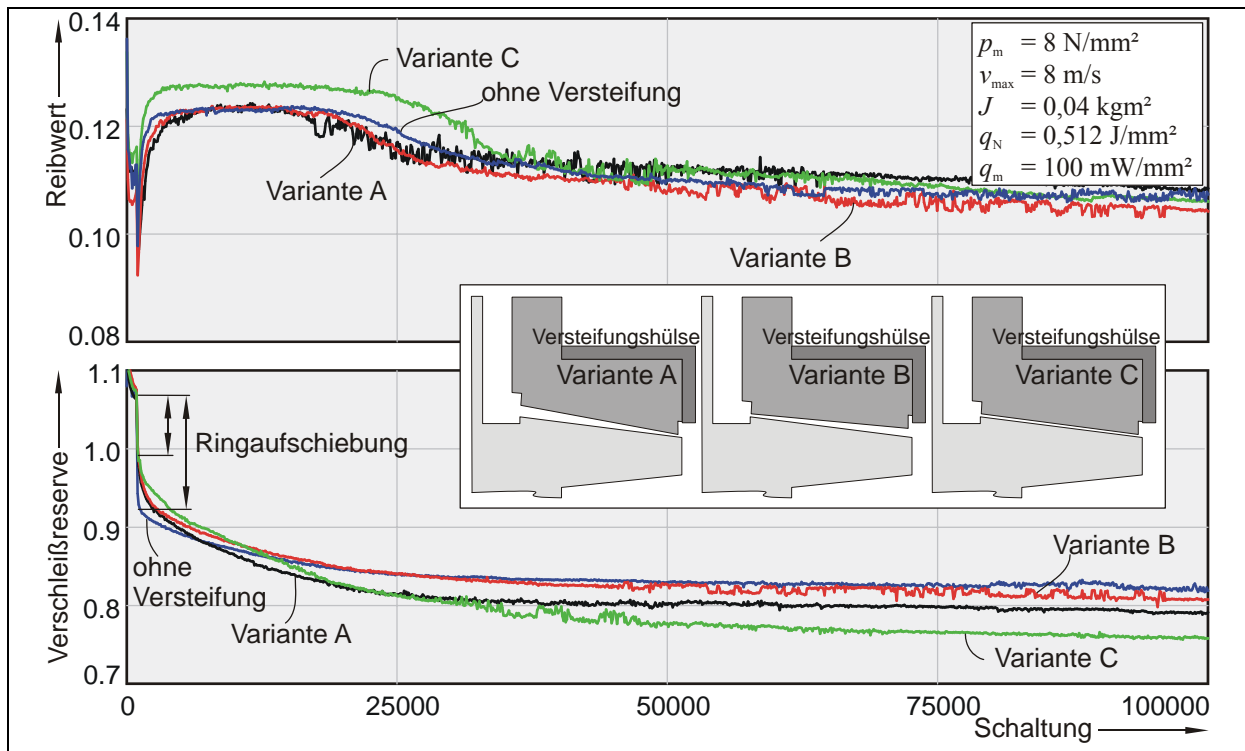


Abbildung 88: Dauerversuche mit veränderter Ringsteifigkeit und gezielt variierten Ausgangswinkeln

Im Dauerversuch (**Abbildung 88**) zeigen die drei Varianten unterschiedliches tribologisches Verhalten. Alle Versuchsansätze werden gesperrt durchgeführt, um die Wechselwirkungen an den Dachschrägen zu vermeiden. Bei allen Varianten ist der Einlaufbereich durch die für dieses System charakteristische Reibwerthochlage gekennzeichnet. Bei Variante A (größerer Ringwinkel) und Variante B (kleinerer Ringwinkel) ist die Reibwertcharakteristik gleich und der Einlauf nach 25.000 Schaltungen abgeschlossen. Bei Variante C ist die Reibwerthochlage erst nach 35.000 Schaltungen abgeschlossen und stärker ausgeprägt. Zum Vergleich ist die Variante ohne Ringversteifung dargestellt. Diese verhält sich annähernd wie die Varianten A und B. Die geringere Ringsteifigkeit ist durch die weitere Ringaufschiebung beim Wechsel von Einlaufphase zu Beanspruchungsphase (nach 1.000 Schaltungen) zu erkennen.

In Folge der Beanspruchung im Dauerversuch verändern sich durch den Reibflächenverschleiß die Winkel von Ring und Konus (**Abbildung 89**). Dabei ist zu beobachten, dass sich bei Variante A mit einem größeren Ringwinkel zu Versuchsbeginn Ringwinkel nach Versuchsende vergrößert hat. Bei Variante B mit einem größeren Konuswinkel nehmen Ring- und Konuswinkel ab. Die Variante C führt bei annähernd gleichen Winkeln zu Versuchsbeginn zu gleichen Winkeln bei Versuchsende.

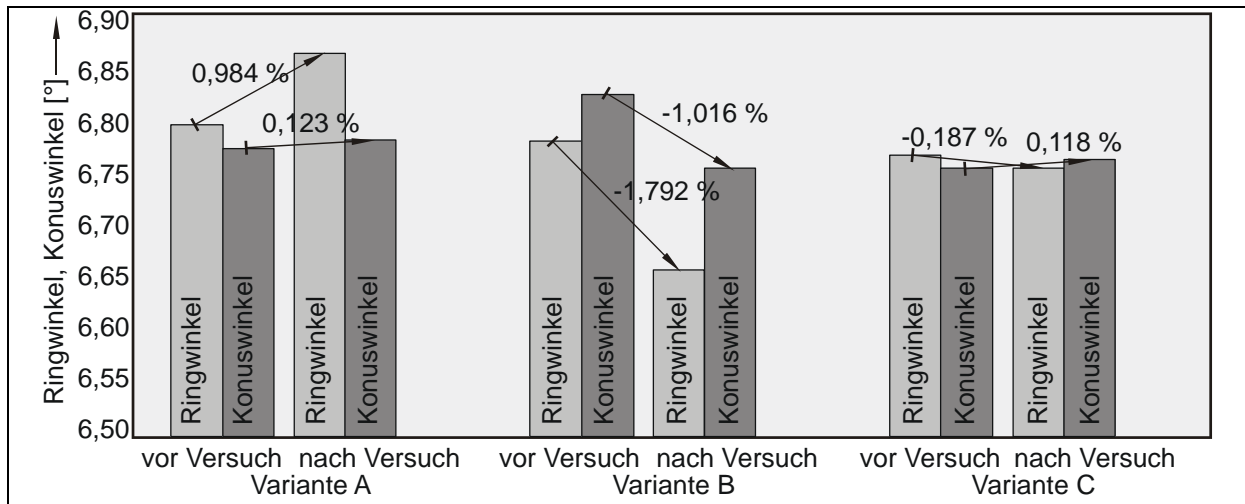


Abbildung 89: Absolutwinkel vor und nach Versuch

Die Versteifungshülse verlagert das Maximum der Kontaktpressung zum kleinen Konusdurchmesser und verringert die Kontakttemperatur (**Abbildung 90**). Die Verlagerung der Kontaktpressung ist zunächst auf den höheren Wärmeausdehnungskoeffizienten des Sinterstahl-Ringträgers im Gegensatz zu der Stahlversteifungshülse und der daraus resultierenden größeren Verformung bei der Erwärmung auf Öltemperatur zurückzuführen. Durch die Anordnung von Ring und Versteifungshülse biegt sich der Ring auf und der Erstkontakt erfolgt am kleinen Konusdurchmesser. Durch die höhere Ringsteifigkeit ist die Ringstülpung geringer und die Spannungsüberhöhung an der Freistichkante kleiner.

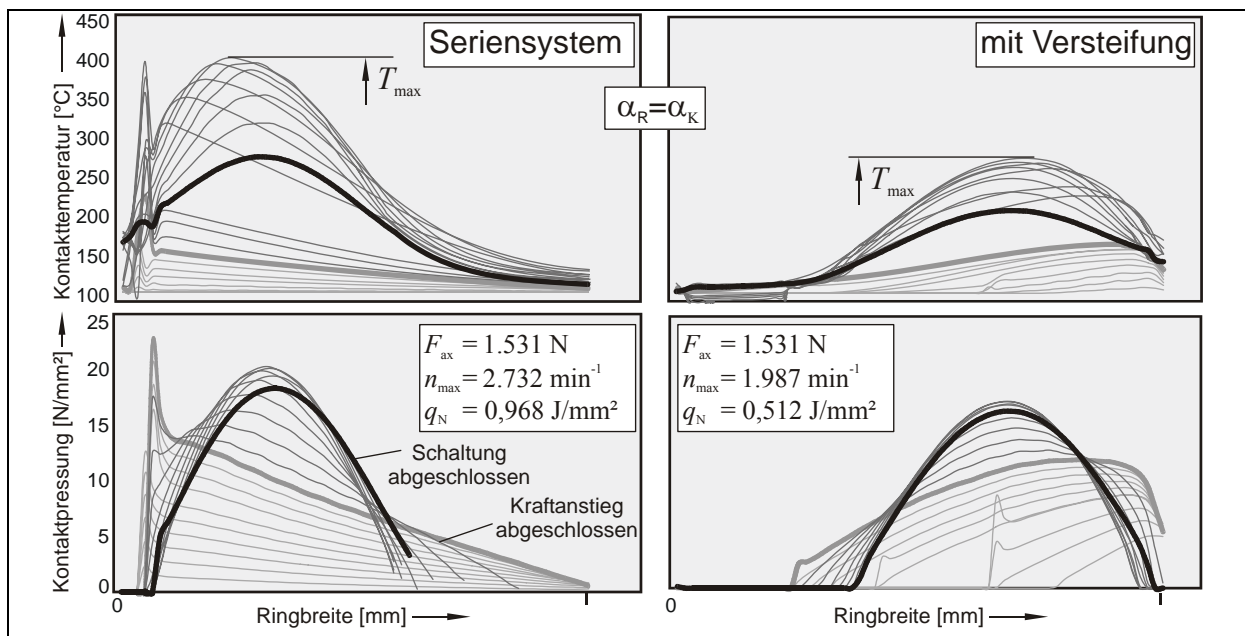


Abbildung 90: Vergleich der Kontaktpressungs- und Kontakttemperaturverläufe von versteiftem und unversteiftem System in der Beanspruchungsstufe des Dauerversuches

Aus den Anfangswinkeln von Synchronring und Konus resultieren unterschiedliche Reibflächenbeanspruchungen (**Abbildung 91**). Bei transienter Rechnung ist dort die mittlere Flächenpressung höher, da sich durch die Temperaturdehnungen Reibflächenbereiche aus dem Kontakt heben und die Reibfläche kleiner wird. Die maximale Flächenpressung wird bei glei-

chen Winkeln und transienter Rechnung erreicht.

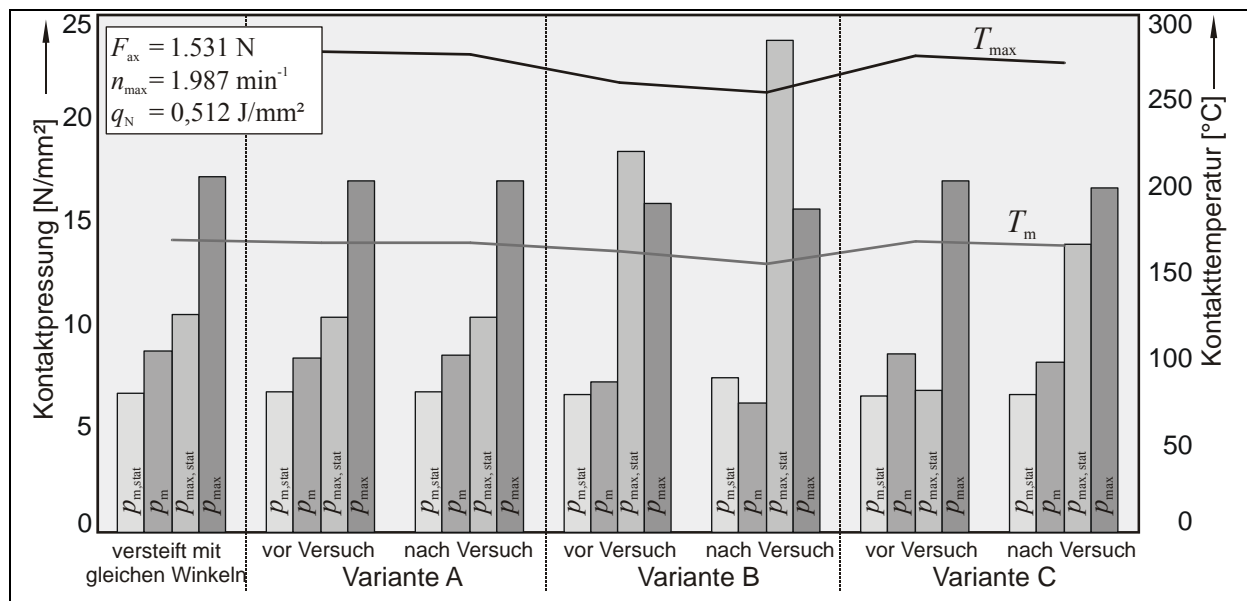


Abbildung 91: Veränderung von Kontaktpressung und Kontakttemperatur mit Anfangs- und Endwinkeln bei statischer und transienter Berechnung

Bei Variante A mit größerem Ringwinkel treten annähernd gleiche Kontaktpressungen und Kontakttemperaturen auf wie bei gleichen Winkeln. Wenn der Ring hingegen einen geringfügig kleineren Winkel als der Konus aufweist (Variante B) führt das bei statischer Rechnung zu einer höheren mittleren Pressung und einer höheren maximalen Pressung. In der transienten Berechnung wird der geringe Winkelunterschied durch den Erwärmungsvorgang der Bauteile von Raumtemperatur auf Öltemperatur annähernd aufgehoben und die Kontaktpressung und Kontakttemperaturen sinken durch die daraus resultierende größere Reibfläche. Die maximale Pressung von Variante C bei statischer Berechnung zu Versuchsbeginn ist durch den größeren Ringwinkel kaum höher als die mittlere Pressung. Zu Versuchsbeginn verändert sich das Verhältnis von Ring zu Konuswinkel und bei statischer Berechnung nimmt die maximale Kontaktpressung durch die Verstärkung der Ringstülpung zu. Bei transienter Berechnung verändern sich die Kontaktpressungen zwischen Versuchsbeginn und Ende kaum.

Im Profilschrieb (**Abbildung 92**) lassen sich die Winkelvariationen wieder erkennen. An allen drei versteiften Ringen ist die charakteristische Nase, die das Einlaufen der Freistichkante in den Reibbelag kennzeichnet, geringer ausgeprägt als bei dem nicht versteiften Ring.

Bei Variante A ist durch den größeren Ringwinkel und den Erstkontakt im Bereich des kleinen Konusdurchmessers ein Eingraben der Ringreibfläche in die Konusreibfläche zu erkennen.

Bei Variante B verursacht der kleinere Ringwinkel eine stärkere Glättung am großen Durchmesser des Ringprofils, da hier der Erstkontakt stattfindet.

In Variante C kommt bereits zu Versuchsbeginn durch die gleichen Winkel eine relativ große Reibfläche in Kontakt. Konus und Ringreibfläche sind dadurch annähernd gleichmäßig abgenutzt.



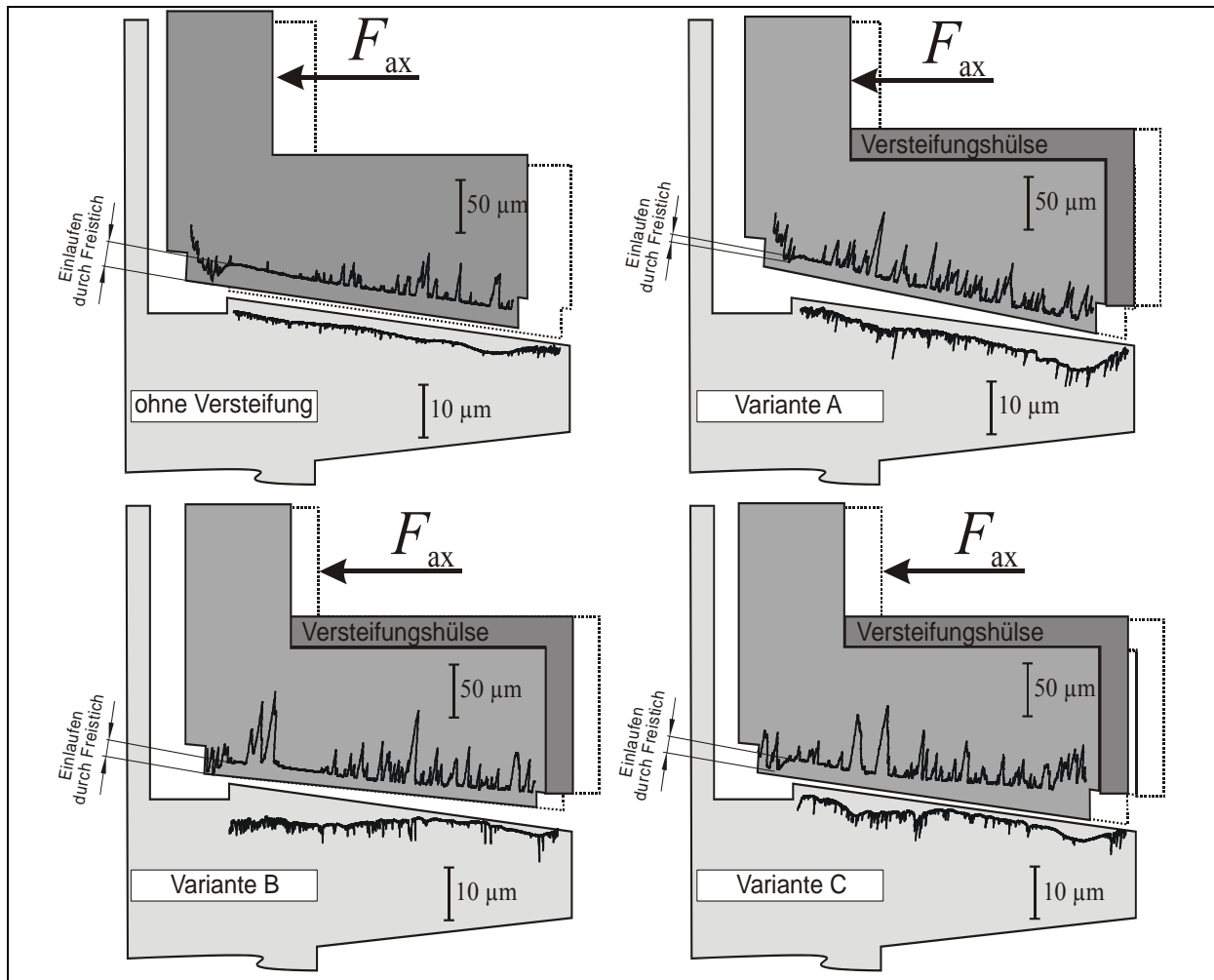


Abbildung 92: P-Profil der Winkelvariationen

Der Verschleißmechanismus der Varianten A und B unterscheidet sich von der Variante C. Bei diesen Varianten handelt es sich zu Versuchsbeginn um „Kantenläufer“. Zunächst befindet sich eine verhältnismäßig kleine Reibfläche im Kontakt. Die Umsetzung der Reibenergie an dieser kleinen Fläche führt zu einer höheren Flächenpressung und damit zu höheren Temperaturen im Reibkontakt. Da bei höheren Temperaturen neben den Veränderungen in der Grenzschicht und der Schmierstoffviskosität die Scherkräfte im Kontakt auf Grund der abnehmenden Materialfestigkeit der Messingmatrix abnehmen, sinkt der Reibwert. Die Reibwertmessung bestätigt dieses durch einen niedrigeren Reibwert der Varianten A und B gegenüber C. Die höheren Temperaturen fördern das Verschmieren des Reibbelages und führen zu Gefügeveränderungen im Belagsaufbau. Die Hartstoffe im Belag werden fest umschlossen und am Herausbrechen gehindert. Die Porigkeit des Belages und damit die Mikrodrainagemöglichkeit nehmen ab. Diese Veränderung des Reibbelages erfolgt bis zu einem Gleichgewicht. Am Reibwertverlauf ist das durch das Ende der Hochlage zu erkennen. Beide Varianten A und B haben ungefähr gleiche Flächen im Kontakt und eine gleiche Ringsteifigkeit. Dadurch sind Reibwertverlauf und spezifische Beanspruchungen nahezu gleich. Bei Variante C ist der Kontakt der Reibflächen zu Beginn des Versuches nahezu über die gesamte Breite ausgebildet. Der Reibwert nimmt in der Hochlage höhere Werte an als die Varianten A und B. Dies lässt auf eine geringere Reibflächentemperatur schließen. Die niedrigeren Reibflächen-

temperaturen verhindern ein Verschmieren des Belages. Dadurch können Verschleißpartikel aus dem Belag herausbrechen und kontinuierlich neue Mikroreibflächen erzeugen. Im Vergleich der Trendverläufe zeigt sich dies durch einen erhöhten Verschleißfortschritt.

#### 7.2.3.4 Einfluss der wechselnden Beanspruchungsrichtung im Dauerversuch

Wie bereits im vorangegangenen Kapitel beschrieben, neigt der Streusinterreibbelag bei Überbeanspruchung zum Verschmieren der Messingmatrix und zum Zusetzen der Poren. Dieser Prozess wird bei einseitiger Beanspruchung durch Materialübertrag von Rauheitsspitze zu Rauheitsspitze und gerichteter Verdichtung der Matrix gefördert. **Abbildung 93** zeigt in der oberen Darstellung die Veränderung der Reibschicht durch einseitige Beanspruchung. Durch die hohen Kontakttemperaturen nimmt die Festigkeit der Messingmatrix ab und ermöglicht bei ausreichender Erwärmung ein Eindringen der Hartstoffe in die Messingmatrix. Die im Kontakt verbliebene Messingmatrix setzt durch Materialübertrag oder Verschmieren die Poren an der Reibbelagsoberfläche zu. Dadurch verringert sich die Mikrodrainagemöglichkeit der Reibschichtoberfläche und der Reibwert nimmt durch zunehmenden Flüssigkeitstraganteil ab.

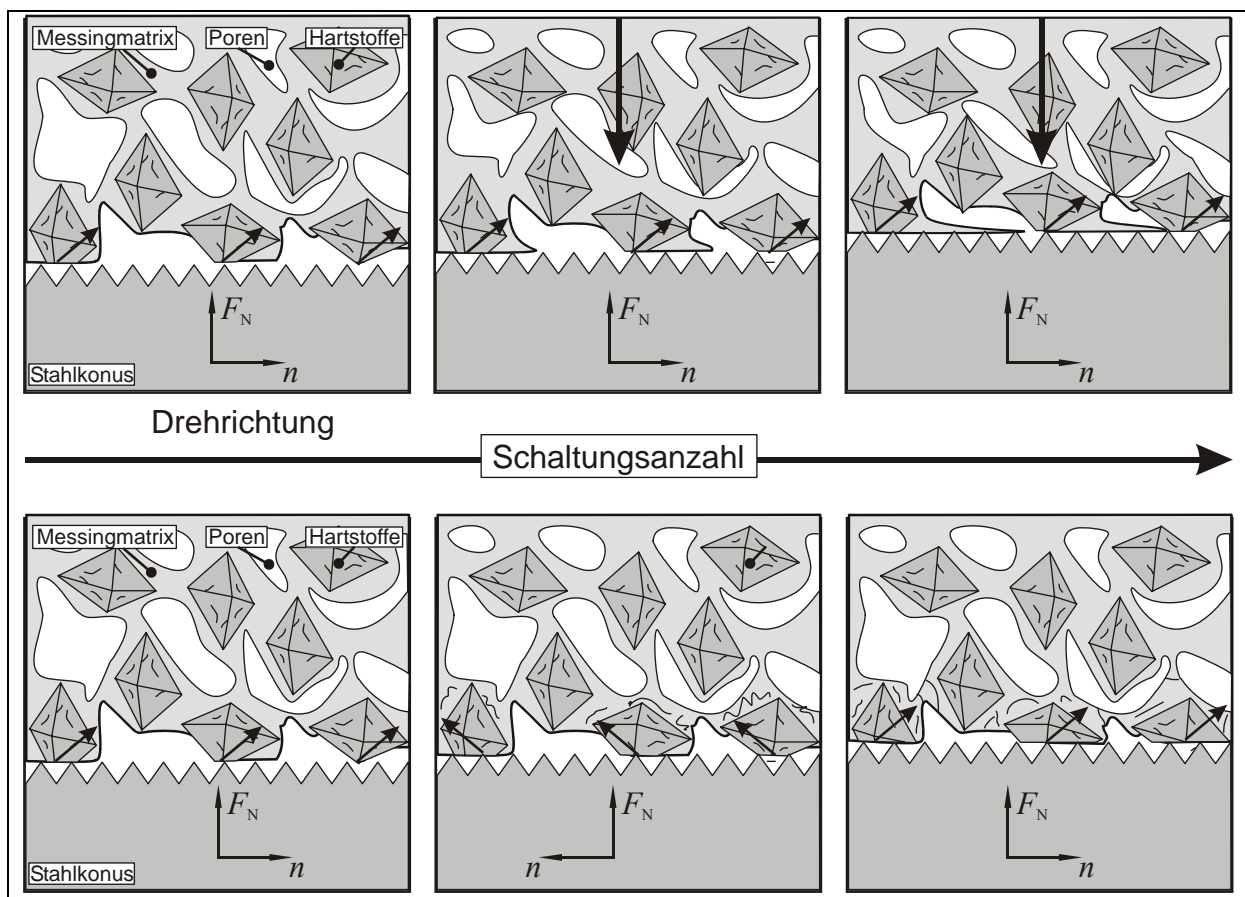


Abbildung 93: Verschmieren der Poren bei einseitiger Beanspruchung (oben) und Erneuerung der Poren bei wechselnder Beanspruchung (unten)

In den unteren Darstellungen von **Abbildung 93** ist der Verschleißmechanismus bei wechselnder Beanspruchung dargestellt. Eine gerichtete Verdichtung der Reibschicht kann durch die wechselnde Beanspruchung nicht erfolgen und der Materialübertrag von Spitze zu Spitze

wird nur in geringerem Maße stattfinden. Durch die ständig wechselnde Beanspruchung werden die im Kontakt befindlichen Hartstoffe in der Messingmatrix nach und nach gelockert, brechen bei starker Schwächung der Matrix aus und legen neue Poren und Reibflächen frei. Durch diese Zerrüttung der Reibschicht werden die Porigkeit und die Mikrodrainage aufrecht erhalten.

In Stichversuchen konnte dieser Einfluss beim Vergleich von einseitiger und wechselnder Beanspruchungsrichtung am realen und am Modellsystem nachgewiesen werden (**Abbildung 94**). Sowohl für das Modellsystem, als auch für das reale System ist bei wechselnder Beanspruchung der Verschleißfortschritt größer und der Unterschied zwischen Anfangsreibwert und mittlerem Reibwert geringer. Der größte Verschleißfortschritt tritt beim Seriensystem mit wechselnder Drehrichtung auf. Hier verstärkt der Freistich den Verschleiß der Reibfläche.

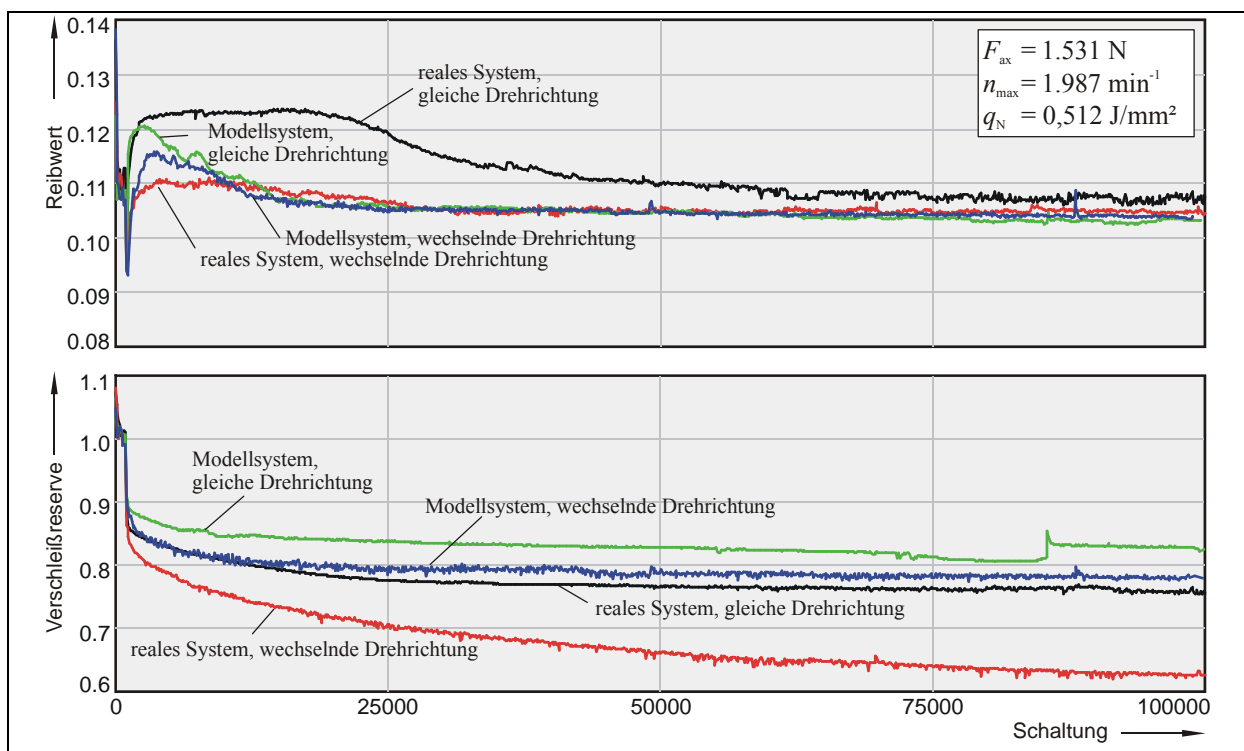


Abbildung 94: Einfluss einer wechselnden Beanspruchungsrichtung auf das tribologische Verhalten von Seriensystem A und Modellsystem B1

### 7.2.3.5 Veränderung der Reibschichtoberfläche

Der Verschleiß an Seriensystem A wird durch verschiedene Effekte verursacht. Neben dem abrasiven Verschleiß verursachen insbesondere in den Einlaufperioden die Ringaufweitung und die Ringstülpung eine makroskopische Anpassung der Geometrie der Reibpartner.

Die ungleichmäßige Verteilung der Flächenpressung über den Querschnitt wird durch diese Effekte verstärkt. Das spiegelt sich in der Reibflächentopographie wider, die über die Reibflächenbreite nicht konstant ist. Die Erfassung und die Anwendung bekannter Oberflächenkenngrößen zur Beschreibung der Reibflächentopografie werden dadurch erschwert. Dies wird im Folgenden an zwei Beispielen verdeutlicht. In **Abbildung 95** wird der Unterschied der verschlissenen Ringoberfläche aus dem tribologischen Bereich I (links) und dem tribologischen

Bereich III (rechts) deutlich. Die Veränderung der Ringoberfläche äußert sich zum einen durch Materialabtrag und zum anderen durch Verschmieren des Streusinterbelages.

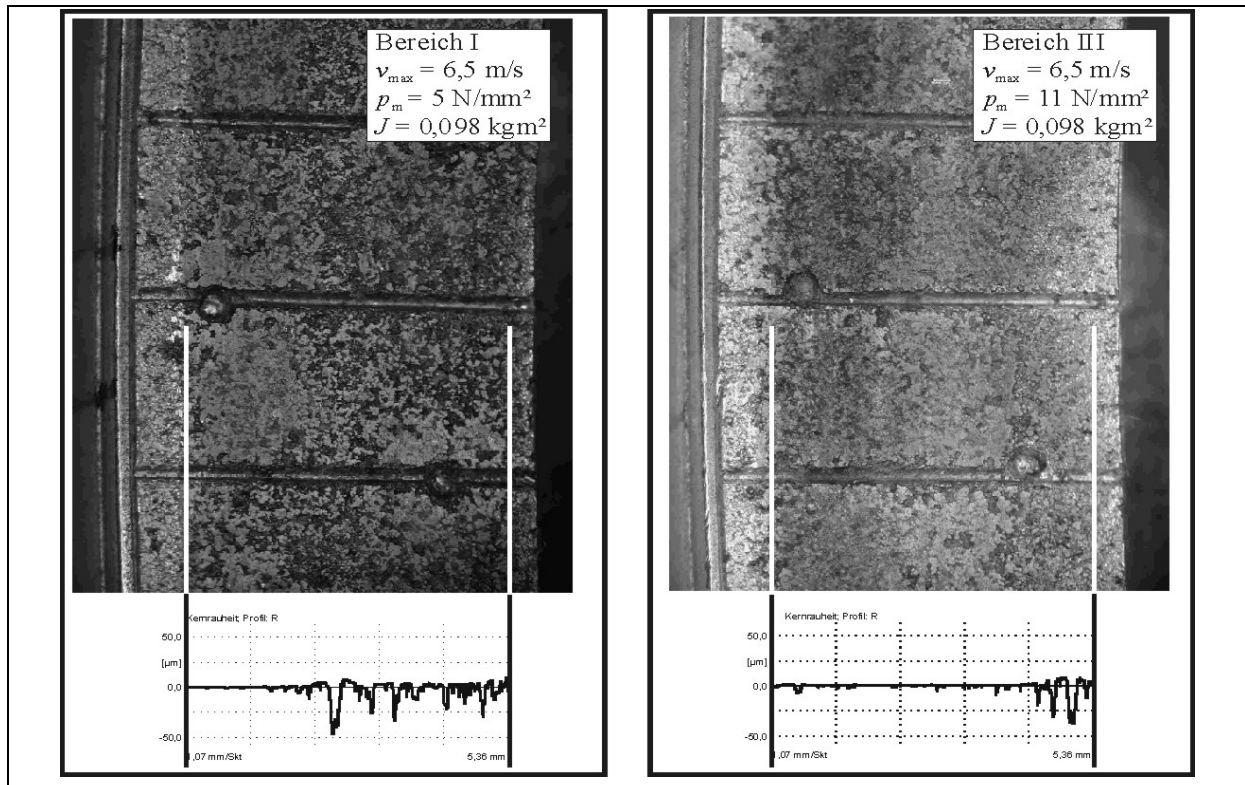


Abbildung 95: Traganteile bei unterschiedlicher Beanspruchung am Synchronring

In der linken Darstellung (Bereich I) ist im linken Drittel der Ringoberfläche eine Glättung zu erkennen, die auf ein Verschmieren der Messingpartikel auf der Sintermatrix hindeutet. Die übrige Oberfläche hat eine Oberflächenstruktur, die in etwa dem ungebrauchten Zustand entspricht, oder durch kontinuierliches Herausbrechen der Belagspartikel eine dem Ausgangszustand ähnliche Oberfläche behält. In der rechten Abbildung (Bereich III) ist dagegen 75% der Oberfläche geglättet. Es ist anzunehmen, dass durch die hohe Flächenpressung in Verbindung mit der hohen Reibarbeit ein stetiges Verschmieren des Ringbelages erfolgt, was letztendlich zu einer Absenkung des Reibwertes und geringem Partikelabtrag am Ring führt.

Neben der Abtastung der Oberfläche mit einem Tastschnittgerät besteht in der Rasterelektronenmikroskopischen Untersuchung die Möglichkeit einer Beurteilung der Verschleißvorgänge im Reibkontakt. In **Abbildung 96** sind ausgewählte Ringoberflächen aus Dauerversuchen einem Neuteil gegenübergestellt. Die Offenporigkeit des Neuteils nimmt mit zunehmender Beanspruchung ab. Es ist ein Verschmieren der Poren zu erkennen. Unter Einwirkung einer hohen Last treten neben dem Verschmieren der Belagspartikel auch Zerrüttung mit Rissbildung als Folge auf.

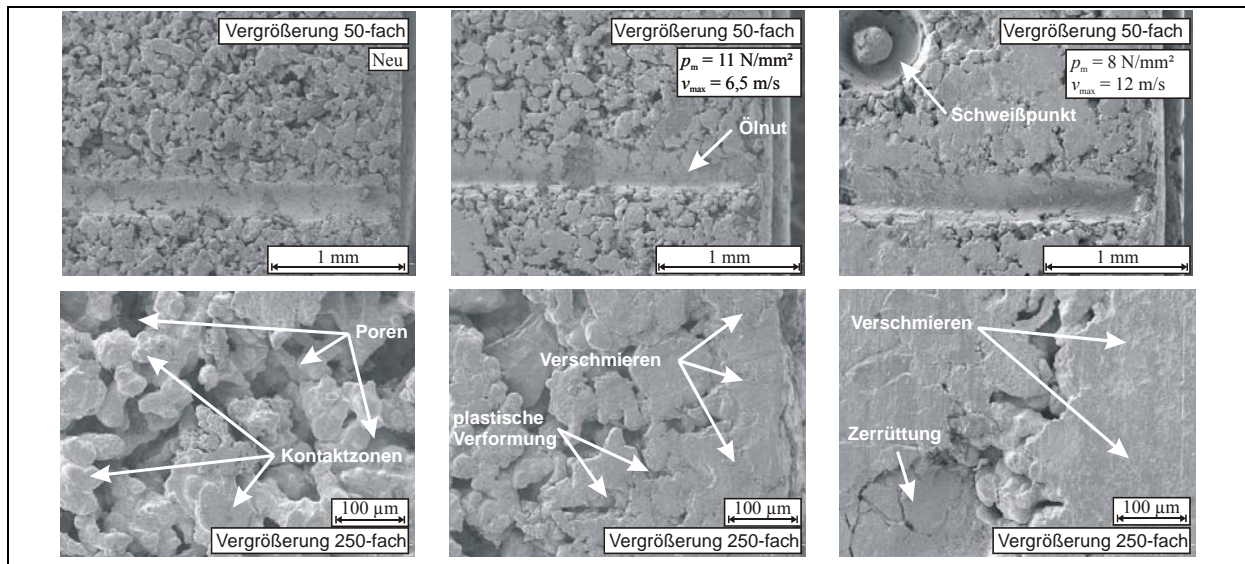


Abbildung 96: Rasterelektronenmikroskopische Untersuchung der Synchronringoberflächen bei unterschiedlichen Beanspruchungen

Die Profile der Konusoberflächen in **Abbildung 97** lassen erkennen, dass der Verschleiß vom kleinen zum großen Konusdurchmesser zunimmt. Für die ungesperrten Versuche in **Abbildung 97** (links oben) ist eine eindeutige Zuordnung der Lage und Größe der verschlissenen Bereiche zu den Beanspruchungsstufen nicht möglich. Im Gegensatz dazu ist bei den gesperrten Versuchen in **Abbildung 97** (links unten) die Verschleißspur der Ringreibfläche den Beanspruchungsstufen zuzuordnen.

An allen untersuchten Ringreibflächen ist am großen Kegeldurchmesser eine ausgeprägte Erhebung zu erkennen. Diese resultiert aus dem Freistich am Konus, in den die Ringreibfläche in Folge der durch die Axialkraft hervorgerufenen Ringstülpung hineingedrückt wird. Im Bereich des großen Kegeldurchmessers zeigen die Ringreibflächen geglättete Bereiche. Zum kleinen Kegeldurchmesser hin besitzt der Reibbelag eine eher neuwertige Rauheit. Wie bei der Konusreibfläche, lassen bei ungesperrter Versuchsdurchführung in **Abbildung 97** (rechts oben) sich diese Bereiche nicht eindeutig den Beanspruchungsstufen zuordnen.

Bei gesperrter Versuchsdurchführung **Abbildung 97** (rechts unten) ist die Breite der geglätteten Bereiche annähernd der Beanspruchungshöhe zuzuordnen.

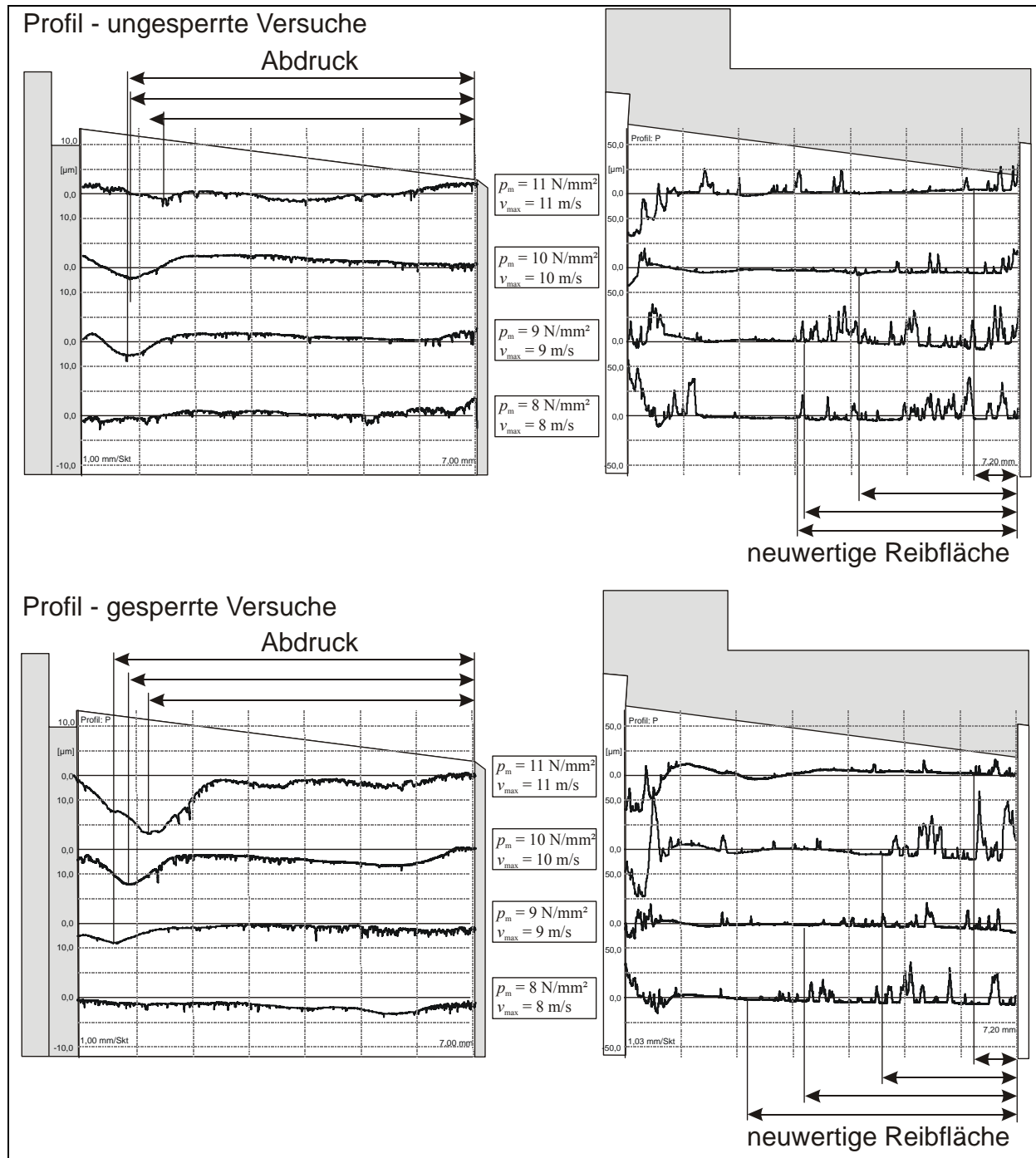


Abbildung 97: Profilschriebe der Dauerversuche mit ungesperrter und gesperrter Versuchsdurchführung

#### 7.2.4 Zusammenfassung Seriensystem A

Das tribologische Verhalten von Seriensystem A zeichnet sich durch einen ausgeprägten Einlaufbereich mit ansteigendem Reibwert und nichtlinearen Verschleißfortschritt aus. Die geringen Verschleißintensität lässt Nebeneffekte in den Vordergrund treten, die die Aufstellung eines Verschleißmodells erschweren.

Im Versuchsblock I wurden Einstufenversuche mit Variation von Flächenpressung, Anfangsgleitgeschwindigkeit und Massenträgheit durchgeführt. Das tribologische Verhalten lässt sich in drei charakteristische Bereiche unterteilen, die sich durch die Höhe der Beanspruchungsparameter unterscheiden. Die große Streuung der Messergebnisse, auch bei Wiederholversuchen

mit gleichen Beanspruchungen, ist zum einen durch die sehr geringen Gesamtverschleißwerte im Untersuchungsintervall zu erklären. Zum anderen erschwerte die geometrische Anpassung der Bauteile im Einlaufbereich eine klare Deutung der Ergebnisse. Die Aufteilung der Gesamtverschleißkurve in Einlaufbereich und stationären Versuchsbereich konnte diese Streuung herabsetzen. Die Beschreibung des Einlaufbereiches durch ein Berechnungsmodell ist auf Grund der Überlagerung von Ringaufweitung, Ringstülpung und Erhöhung der realen Flächenpressung durch Verringerung der Kontaktfläche nicht möglich. Das Ende des stationären Verschleißbereiches wurde durch genaue Betrachtung der Einzelschaltungen ermittelt. Durch die kontinuierliche Reibwertabnahme mit zunehmender Schaltungszahl wurde die Sperrgrenze des Systems innerhalb der Schaltung temporär unterschritten und führte zu veränderten Versuchsbedingungen. Die genaue Ermittlung des Zeitpunktes des Durchwanderns verringerte die Streubreite der Messergebnisse weiter. Auf Basis eines Beanspruchungskoeffizienten ist ein Berechnungsmodell für den stationären Verschleißbereich aufgestellt worden.

Die Einflüsse der mittleren Bauteiltemperatur auf das Reibwert- und Verschleißverhalten wurden in Versuchsblock II untersucht. Bei diesem System führte eine erhöhte Bauteiltemperatur zu ansteigenden Reibwerten, wobei die Variation der Öltemperatur und des Ölvolumenstromes den geringsten Einfluss ausüben. Eine deutliche Erhöhung der Verschleißintensität konnte nicht festgestellt werden.

Als die maßgeblich das tribologische Verhalten beeinflussenden Nebeneffekte werden die Sperrgrenze, die Bauteiltoleranzen, die geometrische Ausführung und die Steifigkeit des Synchronringes angesehen. Um den Einfluss dieser Nebeneffekte zu bestimmen, wurden durch Systemsperrung, durch Einsatz eines Modellkonus und durch Veränderung der Ringsteifigkeit die Systeme modifiziert.

Die Systemsperrung übt direkten Einfluss auf die Ringstülpung aus und verursacht eine Veränderung in der Beanspruchung des Systems. Ungesperrte Systeme neigen bei höheren Beanspruchungen zum temporären Durchwandern und dabei zum „Entspannen“ des Synchronringes. Dadurch kommen größere Reibflächenbereiche in den Kontakt und die spezifische Reibflächenbeanspruchung wird herabgesetzt. Die experimentellen Untersuchungen zeigen aber, dass sich die Streubreite der Verschleißintensität durch die Sperrung nur gering beeinflussen lässt.

Die zulässigen Toleranzen der Bauteile führen zu sehr unterschiedlichen Anfangsbeanspruchungen im Reibflächenkontakt. Die FE-Berechnungen zeigen, dass gerade kleinere Ring- als Konuswinkel zu sehr hohen Flächenpressungen und Reibflächentemperaturen führen. Des Weiteren sind die Breite des Freistiches am Konus und die dadurch abnehmende Konusreibfläche, sowie die entstehende Kante maßgeblich für die Anfangsbeanspruchung des Systems verantwortlich.

Die Art und Reihenfolge der Beanspruchung führt zu unterschiedlichem tribologischem Verhalten. An geordnet gestuften Versuchen kann stufenspezifischer Einlauf nachgewiesen werden. Bei stochastisch gestuften Versuchen erfolgt auf Grund der zufälligen Folge der Beanspruchungsstufen kein stufenspezifischer Einlauf. Gesperrte Systeme zeigen im stochastischen Stufenversuch erhöhten Verschleiß, da durch die wechselnden Laststufen auch die

Ringstülpungen wechseln und jeweils unterschiedliche Reibflächenbereiche abgetragen werden. Bei ungesperrten Versuchen kann sich der Ring beim temporären Unterschreiten der Sperrgrenze „entspannen“ und die Ringstülpung reduzieren. Dadurch kann es zu einem Einlaufen und Verschmieren des Belages kommen. Ein kontinuierlicher Belagabtrag und eine Erneuerung der Reibfläche werden dann verhindert.

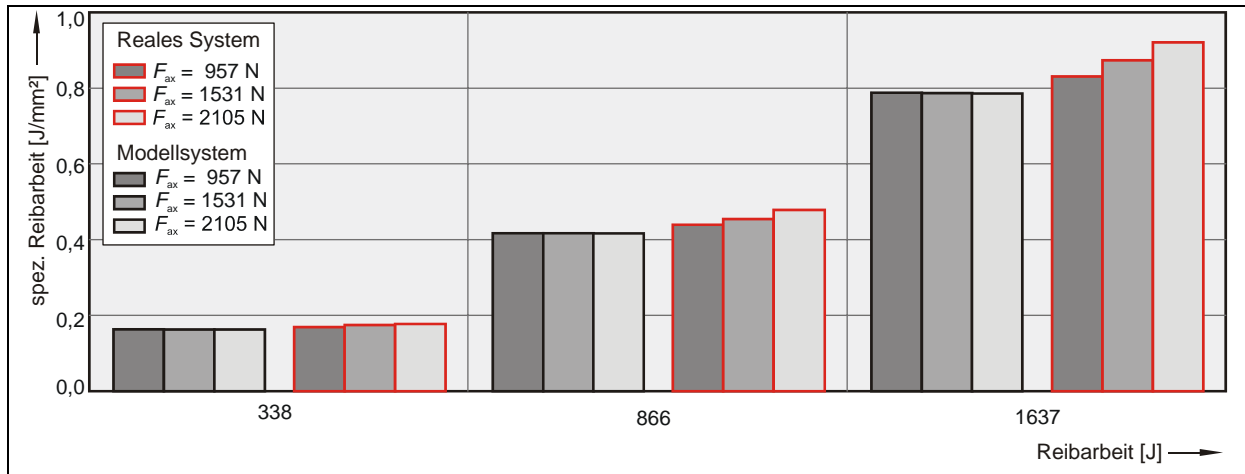


Abbildung 98: Veränderung der thermischen Reibflächenbeanspruchung durch eine abnehmende reale Reibfläche.

Durch die abnehmende Reibfläche wird die spezifische Reibarbeit und die thermische Beanspruchung der Reibfläche erhöht, wie der Vergleich der Berechnungsergebnisse zwischen Serien- und Modellsystem in **Abbildung 98** bei gleichen Konuswinkeln zeigt. Das reale System erfährt dadurch bei gleichen äußeren Beanspruchungen eine deutlich höhere thermische Beanspruchung.

Die Elastizität und Festigkeit der Messingmatrix sorgt für die Bindung der Belagspartikel. Zusätzlich sorgen die Poren in der Matrix die Öldrainage des Reibbelages. Durch zunehmende Reibflächentemperatur nimmt die Festigkeit der Messingmatrix ab. Belagspartikel können dann nicht mehr in der Matrix gehalten werden oder werden bei einseitiger Beanspruchung von der Reiboberfläche in die Matrix gedrückt.

Im linken Diagramm in **Abbildung 99** ist das mit zunehmender Temperatur abnehmende E-Modul der Messingmatrix bis 400 °C dargestellt. Betriebspunkte der Reibpaarung zwischen der Rekristallisationstemperatur von ca. 400 °C bis zur Schmelztemperatur der Messinglegierung bei ca. 900°C führen zur Restrukturierung der Matrix, zum Verschmieren des Messings und zum Zusetzen der Poren. Ab ca. 250 °C nimmt die Zugfestigkeit der Messingmatrix schlagartig ab [12].

Im mittleren und rechten Diagramm sind die mittleren und maximalen berechneten Reibflächentemperaturen der Untersuchungen gegenübergestellt. Die mittleren Temperaturen sind zwischen den Systemen innerhalb einer Beanspruchungsstufe annähernd gleich. Der Temperaturbereich des Seriensystems liegt über dem Modellsystem. Durch die Ringversteifung kann die Reibflächentemperatur im Seriensystem verringert werden.



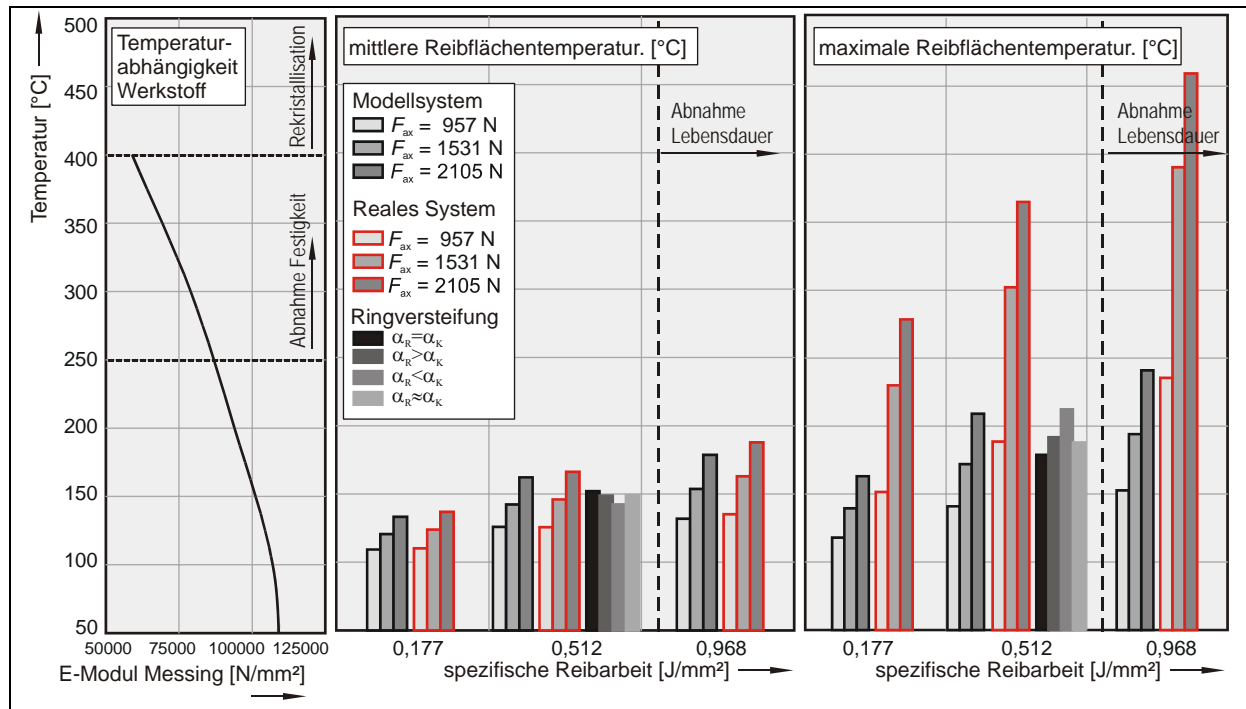


Abbildung 99: Einfluss der Nebeneffekte auf die thermische Reibflächenbeanspruchung und den E-Modul der Messingmatrix

Im untersuchten Beanspruchungsbereich werden maximale Reibflächentemperaturen berechnet, die im Bereich der Rekristallisationstemperatur und abnehmender Zugfestigkeit des Messings liegen. Da die tatsächlichen Temperaturen an den Rauheitserhebungen der Reiboberfläche deutlich höher sind, wird örtlich der Schmelzpunkt des Messings überschritten. Die experimentellen Untersuchungen haben gerade im hohen Beanspruchungsbereich verschmierte Reiboberflächen gezeigt, die auf eine hohe thermische Beanspruchung der Messingmatrix schließen lassen (siehe **Abbildung 96**).

Aus den für das Seriensystem A durchgeführten Dauerversuchen lässt sich ein Zusammenhang zwischen der spezifischen Reibarbeit pro Schaltung, der erreichten Gesamtschaltungszahl (oberes Diagramm in **Abbildung 100**) und der insgesamt über die Lebensdauer umgesetzten Reibarbeit (unteres Diagramm in **Abbildung 100**) ableiten. Solange die Versuchsansätze die festgelegten 100.000 Schaltungen erreichen wird dadurch die kumulierte spezifische Reibarbeit begrenzt. Theoretisch könnten die Versuchsansätze in diesem Bereich deutlich mehr Schaltungen erreichen und mehr Reibarbeit umsetzen, wie der Versuchsansatz mit 400.000 Schaltungen zeigt<sup>1</sup>.

Überschreitet die spezifische Reibarbeit pro Schaltung eine Grenze von ca.  $q_N = 890 \text{ mJ/mm}^2$  nimmt die Lebensdauer in Schaltungen ab. Die Versuchsansätze oberhalb dieser Grenze können auf Grund der ausfallbedingten, niedrigeren Gesamtschaltungszahl weniger Reibarbeit umsetzen.

<sup>1</sup> Zur Begrenzung des zeitlichen Rahmens wurde das Versuchende für die übrigen Versuche bei 100.000 Schaltungen festgelegt.

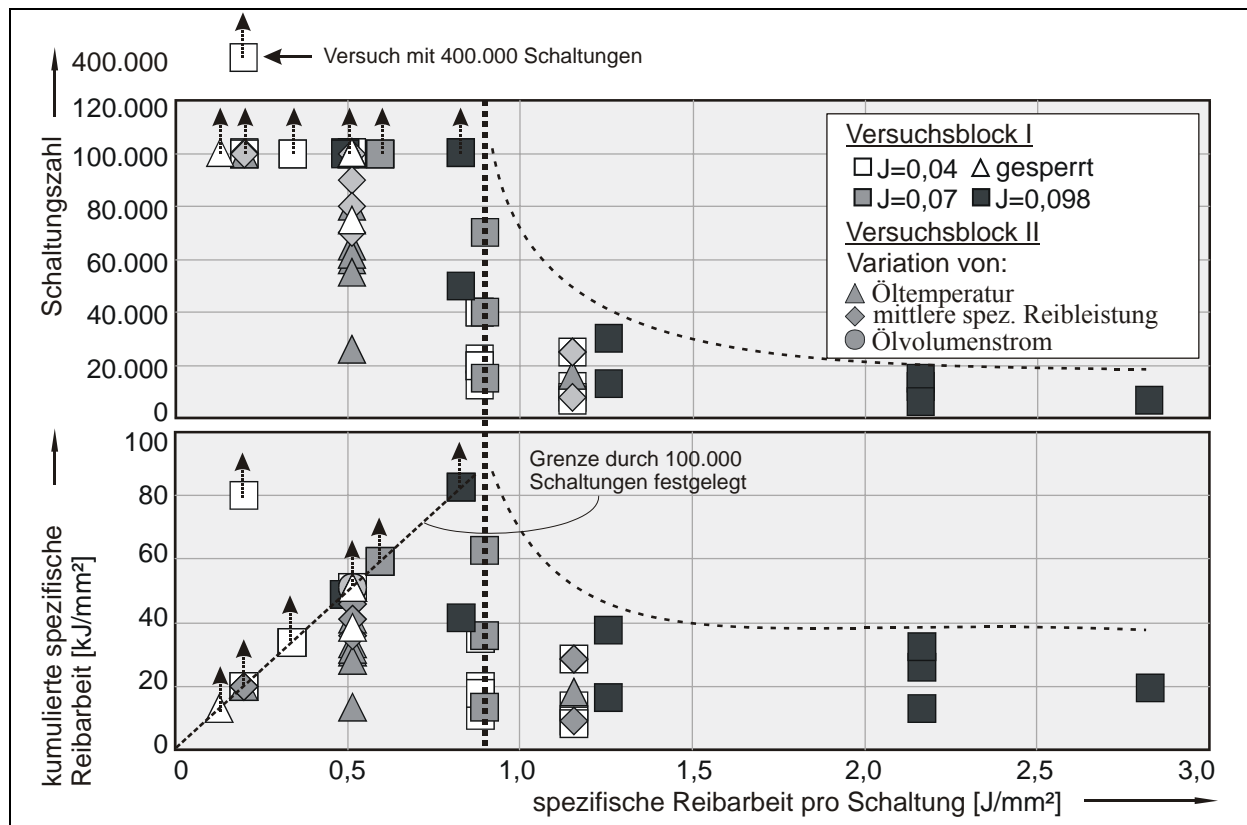


Abbildung 100: Gesamtschaltungszahl (oben) in Abhängigkeit der spezifischen Reibarbeit pro Schaltung und insgesamt umgesetzte Reibarbeit in Abhängigkeit von der spezifischen Reibarbeit pro Schaltung (unten)

### 7.3 Seriensystem B (Stahl/Karbon/ATF)

Seriensystem B zeichnet sich, wie Seriensystem A durch einen ausgeprägten Einlaufbereich mit anhaltendem moderatem Verschleißfortschritt bei einem beanspruchungsabhängigen Reibwert aus.

#### 7.3.1 Analyse des tribologischen Verhaltens

Im untersuchten Beanspruchungsbereich wird bei Anfangsgleitgeschwindigkeiten oberhalb von 6 m/s und einer spezifischen Reibarbeit von  $q_N = 0,747 \text{ J/mm}^2$  pro Schaltung durch einen niedrigen Reibwert die Sperrgrenze des Systems unterschritten. Um auch Untersuchungen oberhalb dieser Grenzbeanspruchung durchführen zu können, wurde durch Sperrung des Systems der Beanspruchungsbereich erweitert. In **Abbildung 101** sind zwei Stufenversuche zur Ermittlung der Sperrgrenze mit ungesperrter (links) und gesperrter (rechts) Versuchsdurchführung gegenübergestellt.

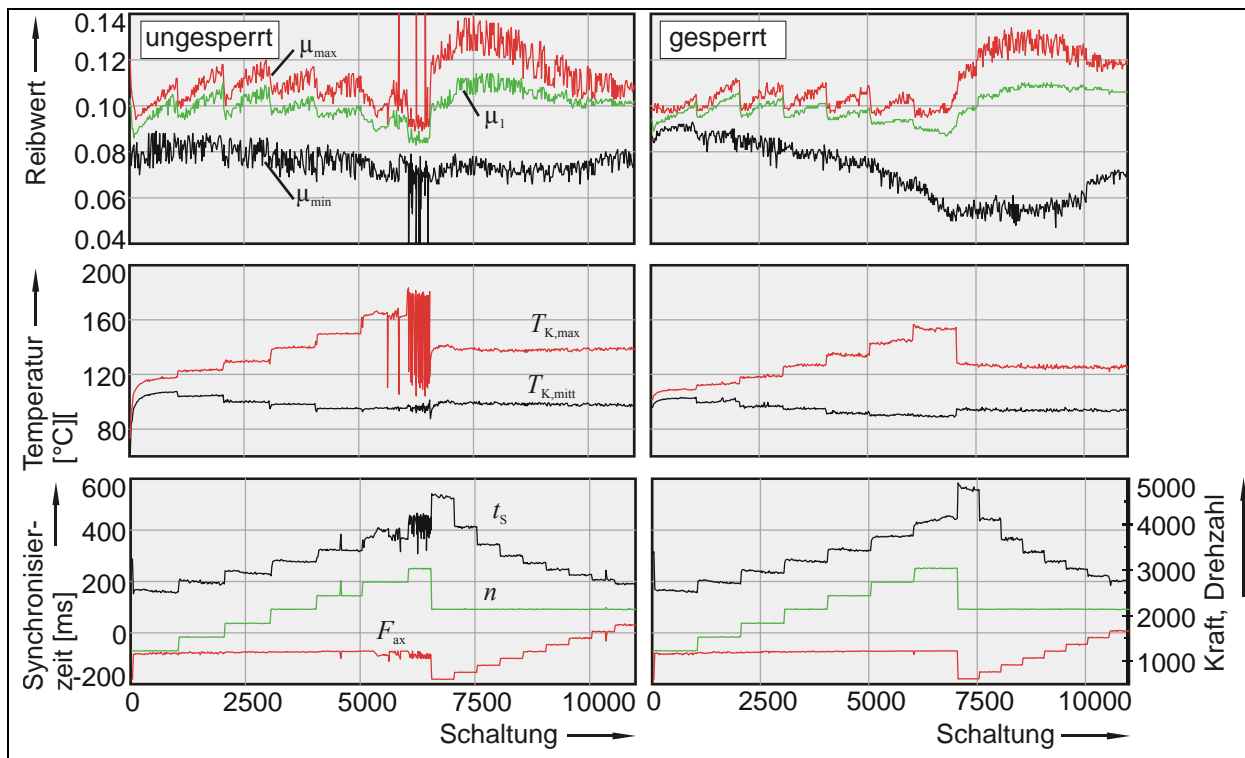


Abbildung 101: Stufenversuch zur Ermittlung der Sperrgrenze

Bei beiden Versuchen wird zunächst die Drehzahl bei konstanter Axialkraft (unteres Diagramm) bis zum Ausfall durch Unterschreitung der Sperrgrenze gesteigert. Die Steigerung der Drehzahl verursacht durch die Erhöhung der Reibarbeit bei konstanter Axialkraft eine höhere mittlere Reibleistung und damit eine höhere Temperaturentwicklung in der Synchronisierung. Die mittlere Konustemperatur wird durch eine angepasste Taktzeit annähernd konstant gehalten. Die maximal gemessene Konustemperatur erhöht sich durch den erhöhten Energieeintrag. Der Reibwert (oberes Diagramm) sinkt mit zunehmender Anfangsgleitgeschwindigkeit bis zum Erreichen der Sperrgrenze ab.

Beim ungesperrten System kommt in diesem Bereich zu einer instabilen Sperrstellung, ein

zügiger Aufbau der Axialkraft kann nicht erfolgen und die Synchronisierzeit verlängert sich (unteres Diagramm). Bei Unterschreitung der Sperrgrenze werden im ungesperrten System Konustemperaturen bis zu 180 °C gemessen.

Im gesperrten System (rechtes Diagramm) können auch Beanspruchungsstufen erreicht werden, bei denen der Reibwert unterhalb der Sperrgrenze liegt. Bedingt durch den geringen Reibwert steigt die Schaltzeit in den hohen Anfangsgleitgeschwindigkeiten an, was zu etwas geringeren Maximaltemperaturen und einer leichten Reibwertstabilisierung führt.

In beiden Versuchen wird nach der Drehzahlsteigerung eine Steigerung der Axialkraft bei konstanter Drehzahl durchgeführt. Der mittlere und maximale Reibwert erhöht sich zunächst in den niedrigen Stufen. In den höheren Stufen geht er wieder zurück. Durch die konstante Drehzahl bleiben die Bauteiltemperaturen nahezu unverändert.

Im direkten Vergleich von ungesperrter zu gesperrter Versuchsdurchführung erfährt das gesperrte System durch das sichere Erreichen der hohen Drehzahlstufen eine höhere Beanspruchung. Dieses zeigt sich beim Wechsel von Drehzahlsteigerung zu Axialkraftsteigerung. Die Schädigung des Reibbelages durch den höheren Energieeintrag bei gesperrter Versuchsdurchführung führt zu geringeren Reibwerten, welche bei einem ungesperrten System sofort zum Ausfall führen würden.

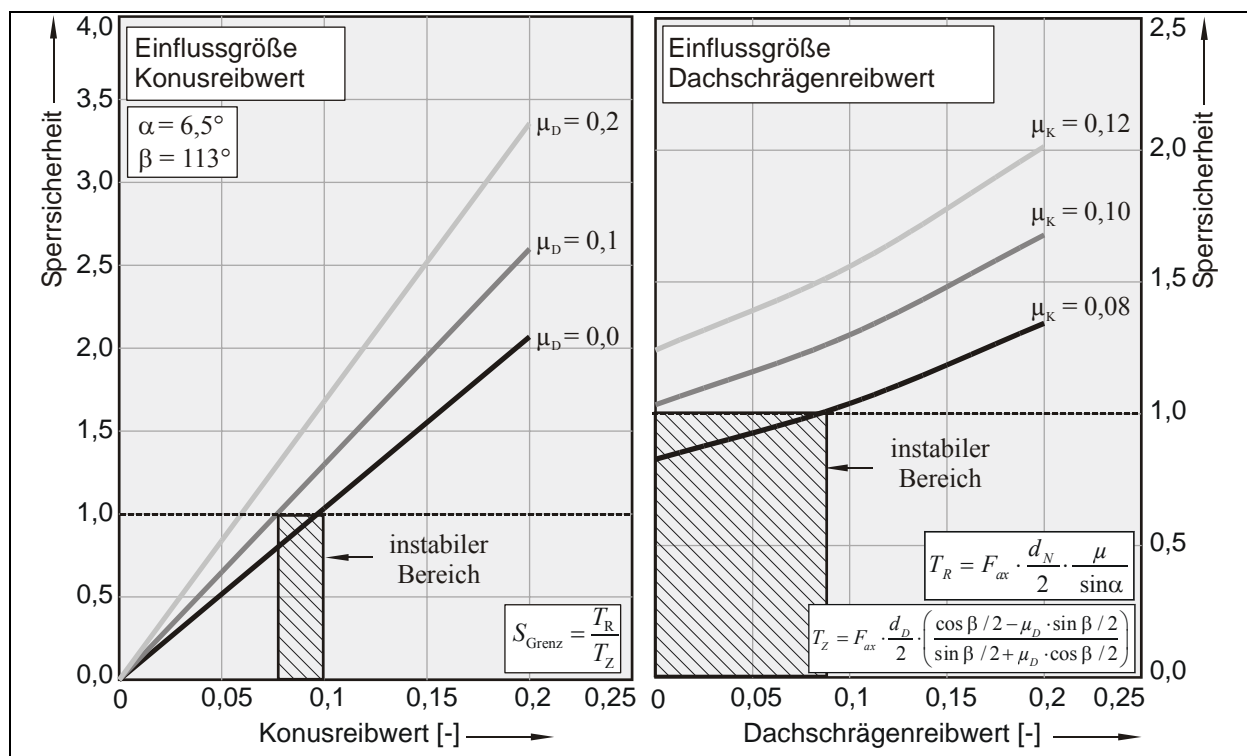


Abbildung 102: Sperrgrenze an Seriensystem B

Die Sperrgrenze an Seriensystem B lässt sich aus den geometrischen Abmessungen des Systems berechnen (**Abbildung 102**) und in Abhängigkeit des Konusreibungswertes und des Dachschrägenreibungswertes darstellen. Bei einem angenommenen Dachschrägenreibungswert von  $\mu_D = 0$  und einer Sperrgrenze von  $S_{\text{Grenz}} = 1$  beträgt der Mindestreibungswert des Konus  $\mu_K = 0,1$ . Da in den experimentellen Untersuchungen auch Reibwerte von  $\mu_K = 0,08$  gemessen werden,

muss der Dachschrägenreibungwert größer als  $\mu_D = 0$  sein. Im Bereich zwischen  $\mu_K = 0,08$  und  $\mu_K = 0,1$  kommt es zu einer instabilen Sperrstellung und damit zu veränderten Beanspruchungen während der Schaltung.

Der Reibwert an den Dachschrägen wird durch die Beschaffenheit der Kontaktflächen und deren Veränderung während der Lebensdauer des Systems beeinflusst. In Folge der Beanspruchung im Dauerversuch kommt es zu einer Veränderung der Kontaktverhältnisse an den Dachschrägen von Synchronring und Schiebemuffe (**Abbildung 103**). An den Dachschrägen der Schiebemuffen sind leichte Glättungen zu erkennen. Die Dachschrägen der Synchronringe sind im Kontaktbereich geglättet und eingedrückt. Die Breite und Tiefe der Abdrücke sind der Beanspruchungshöhe nicht eindeutig zuzuordnen und auf dem Ringumfang nicht gleichmäßig ausgebildet.

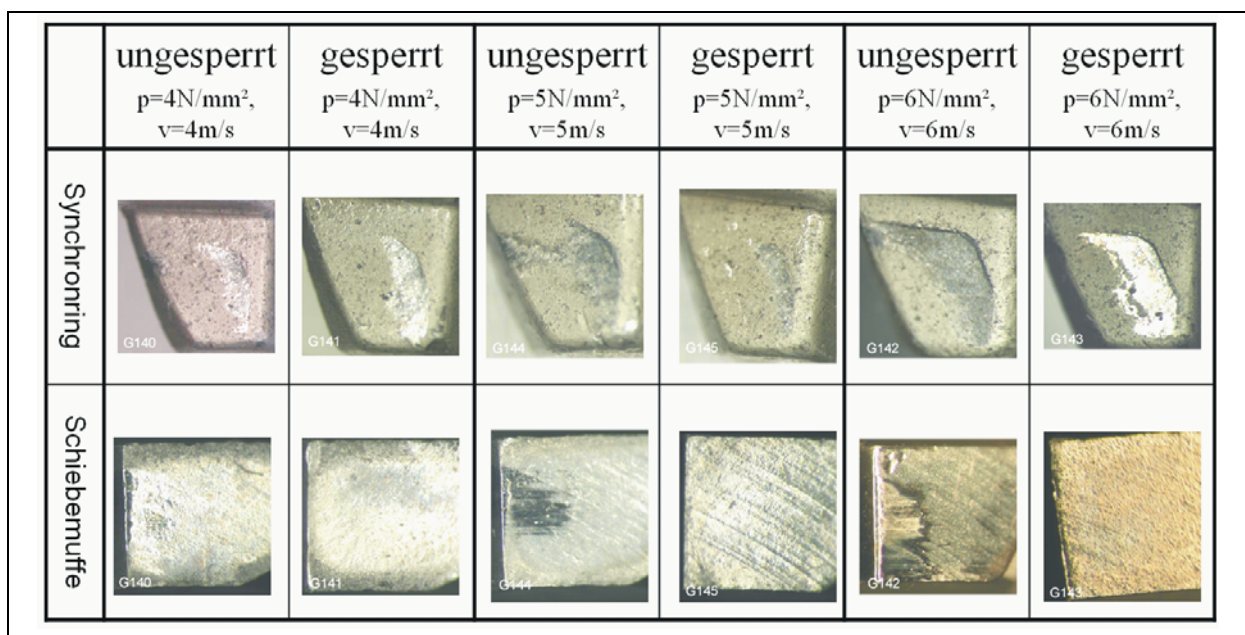


Abbildung 103: Dachschrägen in Abhängigkeit der Beanspruchung

Es wird deutlich, dass die einzelnen Beanspruchungsgrößen im engen Zusammenhang stehen und eine einfache Betrachtung von den primären Beanspruchungsgrößen (Pressung, Gleitgeschwindigkeit, Massenträgheit) zur Einschätzung der Funktionsfähigkeit des Systems nur mit Einschränkungen zulässig ist.

### 7.3.2 Anpassung des Verschleißmodells

Die Anpassung des Verschleißmodells wird analog zu Seriensystem A in drei Versuchsblöcken durchgeführt.

#### 7.3.2.1 Versuchsblock I - Einstufenversuche

Die nachfolgende **Tabelle 16** zeigt alle Dauerversuche in Versuchsblock I mit den zugehörigen Beanspruchungsparametern. Durch die Unterschreitung der Sperrgrenze wurden oberhalb einer Anfangsgleitgeschwindigkeit von 6,5 m/s gesperrte Versuche durchgeführt.

Dauerversuche in Versuchsblock I											
		$p_m$ [N/mm <sup>2</sup> ]	<b>2</b>	<b>4</b>	<b>6</b>	<b>8</b>	<b>10</b>	<b>12</b>			
$v_{max}$ [m/s]	$J$ [kgm <sup>2</sup> ]	$F_{ax}$ [N]	<b>307</b>	<b>613</b>	<b>920</b>	<b>1227</b>	<b>1534</b>	<b>1841</b>			
$n_{max}$ [min <sup>-1</sup> ]		$q_N^*$ [J/mm <sup>2</sup> ]									
ungesperrt											
<b>2,0</b> <b>616</b>	0,054	0,083	1:2.500 2:- 3:51.000		1:3.200 2:- 3:51.000				1:5.000 2:- 3:51.000		
<b>4,0</b> <b>1232</b>		0,332	1:2.500 2:- 3:51.000		1:3.200 2:- 3:51.000	1:23.666 2:- 3:100.050		1:7.155 2:65.000 3:100.050	1:5.000 2:20.000 3:30.509	1:10.000 2:65.000 3:101.000	
<b>5,5</b> <b>1694</b>		0,628				1:20.000 2:- 3:100.050		1:12.422 2:- 3:100.050			
<b>6,0</b> <b>1848</b>		0,747	1:2.500 2:- 3:51.000		1:3.200 2:- 3:51.000	1:8.821 2:- 3:100.050	1:5.000 2:- 3:100.050	1:20.000 2:65.000 3:100.050	1:10.000 2:65.000 3:100.050		1:10.000 2:35.000 3:47.106
<b>6,5</b> <b>2002</b>		0,877				1:10.000 2:80.000 3:101.000	1:10.000 2:80.000 3:101.000	1:10.000 2:100.000 3:101.000	1:10.000 2:90.000 3:90.145		1:5.000 2:70.000 3:95.892
<b>7,0</b> <b>2158</b>		1,017				1:5.000 2:- 3:101.000		1:10.000 2:100.000 3:101.000			
gesperrt											
<b>4,0</b> <b>1232</b>	0,054	0,322						1:5.000 2:- 3:98.888			
	0,078	0,480				1:5.000 2:- 3:51.000					
	0,100	0,615				1:10.000 2:- 3:51.000					
<b>6,0</b> <b>1848</b>	0,054	0,747				1:10.000 2:- 3:101.000		1:5.000 2:60.000 3:98.656		1:5.000 2:- 3:101.000	
<b>7,0</b> <b>2158</b>	0,054	1,017		1:5.000 2:- 3:51.000		1:10.000 2:- 3:51.000				1:10.000 2:- 3:51.000	
	0,078	1,460		1:5.000 2:- 3:19.666		1:5.000 2:- 3:54.434					
	0,100	1,883		1:5.000 2:- 3:19.397		1:10.000 2:- 3:101.000				1:5.000 2:30.000 3:32.391	
<b>8,0</b> <b>2468</b>	0,054	1,328								1:5.000 2:45.000 3:48.050	
<b>10,0</b> <b>3080</b>	0,054	2,075						1:10.000 2:30.000 3:46.888			
	0,078	2,997				1:5.000 2:20.000 3:27.698					
50 Schaltungen ( $p_m=2$ N/mm <sup>2</sup> ; $v_{max}=2$ m/s)			Standardparameter:			1: Einlauf abgeschlossen					
50 Schaltungen ( $p_m=4$ N/mm <sup>2</sup> ; $v_{max}=4$ m/s)			$T_{Öl}=80$ °C			2: Ende des Untersuchungsbereiches					
1.000 Schaltungen ( $p_m=4$ N/mm <sup>2</sup> ; $v_{max}=4$ m/s)			$q_{Pm}=75$ mW/mm <sup>2</sup>			3: erreichte Schaltungszahl					
* bezogen auf die reale Kontaktfläche $A_r = 1354$ mm <sup>2</sup>											

Tabelle 16: Dauerversuche in Versuchsblock I

Die Schaltungsanzahl und Beanspruchungshöhe des Einlaufbereiches variiert und ist inner-

halb der Zellen dargestellt<sup>1</sup>. Die untere Zahl in den Zellen steht für die erreichten Schaltungen. Durch den hohen zeitlichen Aufwand der Untersuchungen ist das Parameterfeld nicht vollständig ausgefüllt und es sind Stichversuche an charakteristischen Stellen durchgeführt worden. Die Vergrößerung des Variationsbereiches vergrößert die Kombinationsmöglichkeiten und erhöht den Zeitaufwand für eine vollständige Untersuchung aller Kombinationen im Parameterfeld.

In **Abbildung 104** ist der Verschleiß pro Schaltung in Abhängigkeit der primären Beanspruchungsgrößen über den gesamten Untersuchungsbereich, also ohne Abgrenzung des Einlaufbereiches dargestellt. Mit zunehmender Flächenpressung steigt der Verschleißgradient an (linkes Diagramm). Dabei ist eine Abhängigkeit zur Anfangsgleitgeschwindigkeit nicht zu erkennen. Mit zunehmender Anfangsgleitgeschwindigkeit lässt sich keine eindeutige Verschleißzunahme erkennen (rechtes Diagramm). Wie an Seriensystem A muss auch bei Seriensystem B eine Aufteilung des Verschleißverlaufes nach Kapitel 7.1 erfolgen.

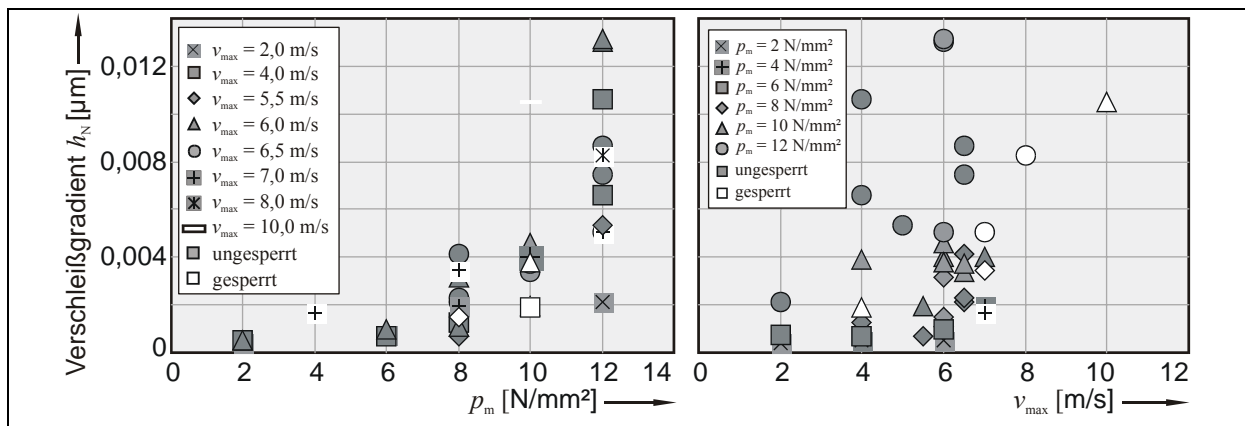


Abbildung 104: Verschleißgradient in Abhängigkeit der Beanspruchungsgrößen ohne Beachtung der Grenzen

In **Abbildung 105** sind die Verschleißintensitäten im Einlaufbereich und die sich daraus ergebender Modellrechnung dargestellt. Die Verschleißintensität fällt bis zu einer Pressungsstufe von  $p_m = 8 \text{ N}/\text{mm}^2$  für alle Dauerversuche leicht ab. Oberhalb dieser Pressungsstufe erfolgt ein leichter Anstieg. Mit zunehmender Anfangsgleitgeschwindigkeit sinkt die Verschleißintensität deutlich ab. Im Beanspruchungskoeffizienten wird der geringere Einfluss der Pressung durch einen negativen Exponenten aufgenommen. Die Modellrechnung für den Einlaufbereich basiert auf einer Exponentialfunktion mit negativem Exponenten und verdeutlicht den speziellen Einfluss der Anfangsgleitgeschwindigkeit auf dieses System.

Die Modellrechnung für den eingelaufenen Bereich in **Abbildung 106** zeigt, im Gegensatz zu dem Verhalten im Einlaufbereich, einen umgekehrt proportionalen Einfluss der Anfangsgleitgeschwindigkeit auf die Verschleißintensität. Durch die höhere Temperaturentwicklung bei einer höheren Reibarbeit verringert sich bei diesem System der Verschleißfortschritt.

<sup>1</sup> Der Standardeinlauf für die Einstufenversuche wurde bei einer mittleren Flächenpressung von  $p_m = 4 \text{ N}/\text{mm}^2$  und einer maximalen Anfangsgleitgeschwindigkeit von  $v_{\text{max}} = 4 \text{ m}/\text{s}$  durchgeführt. Im reduzierten Einlauf beträgt die Beanspruchung  $p_m = 2 \text{ N}/\text{mm}^2$  und  $v_{\text{max}} = 2 \text{ m}/\text{s}$ . Die graue Schattierung der Zellen gibt die Anzahl der Einlaufschaltungen an. Durch die Verschleißfestigkeit der Reibpaarung und die unterschiedlichen Anfangsreibwerte, ist der Einlauf von 50 auf 1.000 Schaltungen erweitert worden.

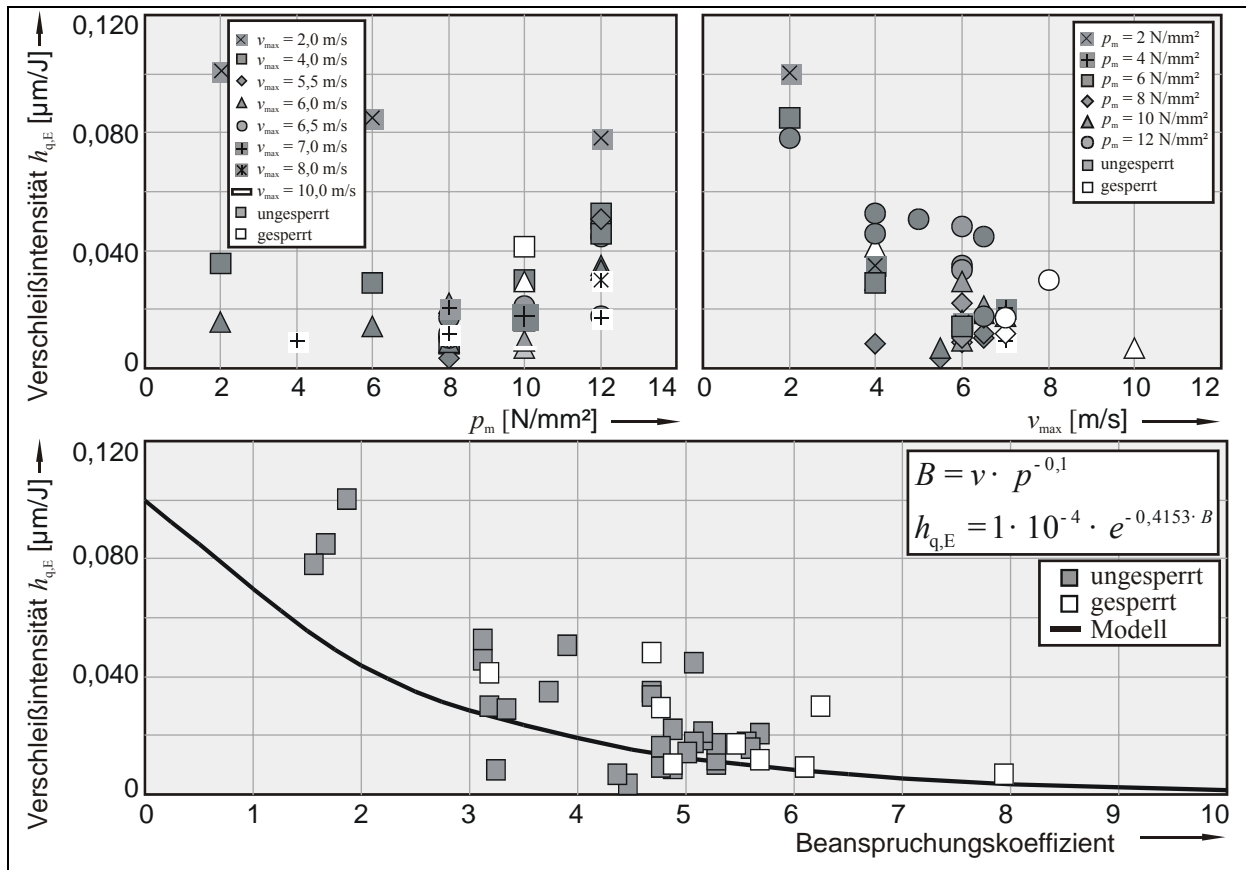


Abbildung 105: Modellrechnung für den Einlaufbereich

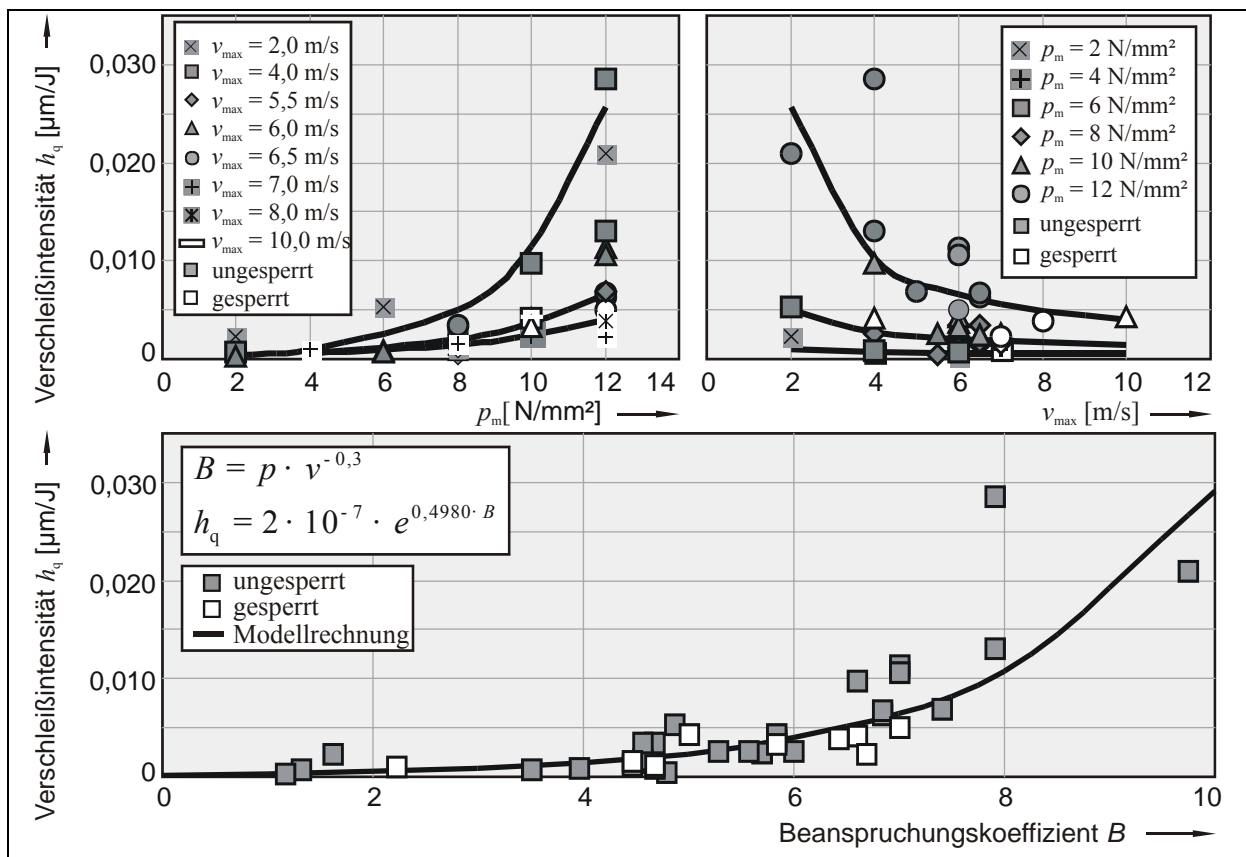


Abbildung 106: Modellrechnung für den stationären Verschleißbereich



Die Variation der Schwungmasse erfolgte, wie bei Seriensystem A in zwei höheren Stufen. Die Ergebnisse der Dauerversuche im Vergleich mit der Modellrechnung zeigt **Abbildung 107**. Durch die Unterschreitung der Sperrgrenze konnten die Versuche nur gesperrt durchgeführt werden. Da sich keine Abweichung von der Modellrechnung zeigt, ist auch für dieses System die Art der aufgebrachtten Reibarbeit unabhängig für die Verschleißintensität.

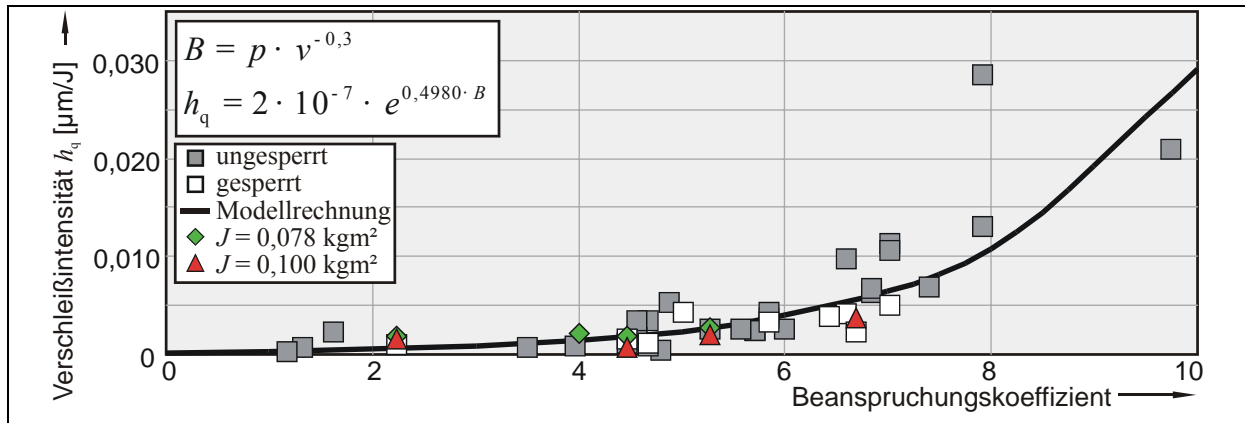


Abbildung 107: Modellrechnung mit Variation der Schwungmasse

### 7.3.2.2 Versuchsblock II - Einfluss der Bauteiltemperatur

Im Stufenversuch in **Abbildung 108** wird die Bauteiltemperatur nur durch Variation der Öltemperatur und der mittleren spezifischen Reibleistung (Taktzeit) verändert.

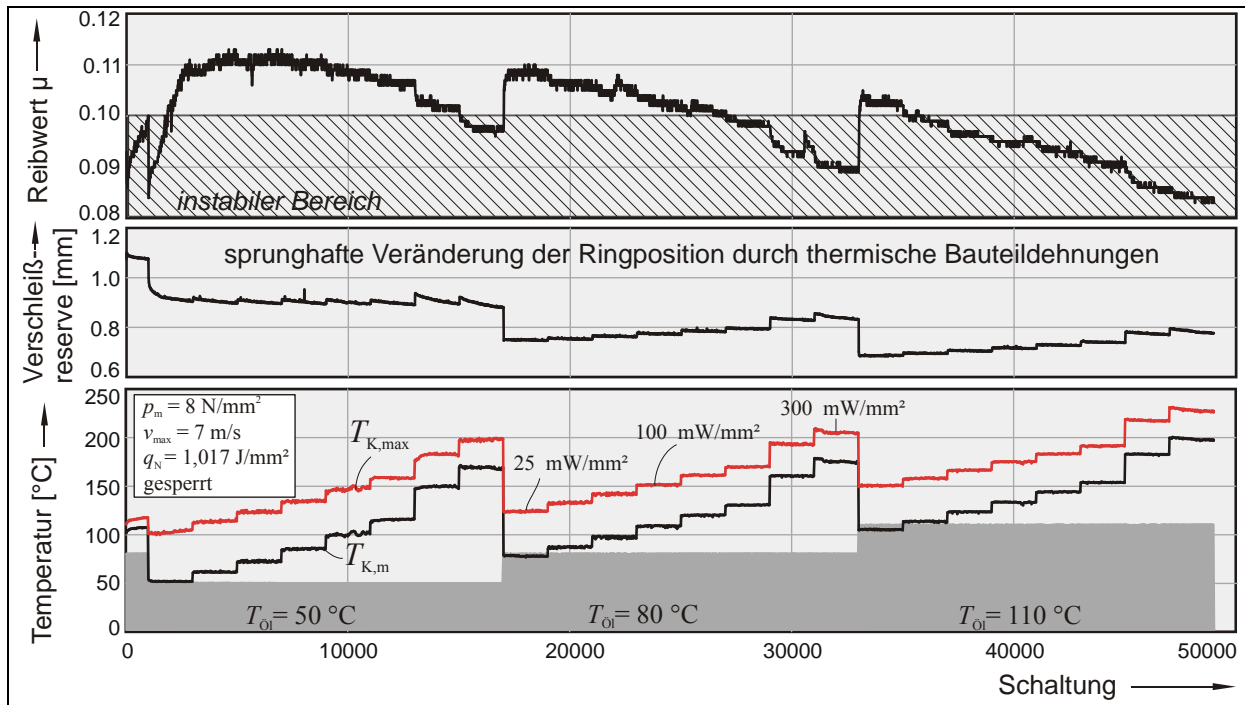


Abbildung 108: gesperrter Stufenversuch zur Ermittlung der Zusammenhänge zwischen mittlerer spezifischer Reibleistung, Öltemperatur und Reibwert

Mit zunehmender Öltemperatur erhöht sich zunächst die mittlere Bauteiltemperatur von Konus und Ring. Durch eine Steigerung der mittleren spezifischen Reibleistung durch Verkürzung der Taktzeit bei konstanter Öltemperatur wird die mittlere Bauteiltemperatur dann zu-

sätzlich erhöht. Die abgebildete Bauteiltemperatur  $T_{K,m}$  entspricht dem Mittelwert der unterhalb der Gegenreibfläche gemessenen Konustemperatur. Aus dem Temperaturverlauf während der Schaltung wird die maximal gemessene Konustemperatur  $T_{K,max}$  bestimmt.

Der Reibwert sinkt durch die gesteigerte Bauteiltemperatur in den instabilen Bereich der Sperrgrenze ab. Die unterschiedliche thermische Ausdehnung von Konus und Synchronring führt zu Sprüngen in der Ringposition und zeigt sich im Verlauf der Verschleißreserve.

In **Abbildung 109** werden die Ergebnisse des Stufenversuches zusammengefasst. Die Konustemperatur steigt nahezu linear mit der Öltemperatur an. Die zusätzliche Erhöhung der mittleren spezifischen Reibleistung führt zu einer etwa proportionalen Erhöhung der Konustemperatur (linkes Diagramm).

Sowohl minimaler und maximaler Reibwert fallen mit zunehmender Konustemperatur ab. Durch die gesperrte Versuchsdurchführung sind auch Reibwerte unterhalb der Sperrgrenze des Systems möglich. Bis zu einer mittleren spezifischen Reibleistung von  $q_m = 100 \text{ mW/mm}^2$  befindet sich der minimale Reibwert im instabilen Bereich der Sperrsicherheit. In diesem Bereich könnte auch ein ungesperrtes System noch funktionieren. Bei höheren mittleren spezifischen Reibleistungen fällt der minimale Reibwert unter die Sperrgrenze des Systems.

Der maximale Reibwert berührt den instabilen Bereich der Sperrsicherheit erst oberhalb einer mittleren spezifischen Reibleistung von  $q_m = 225 \text{ mW/mm}^2$ .

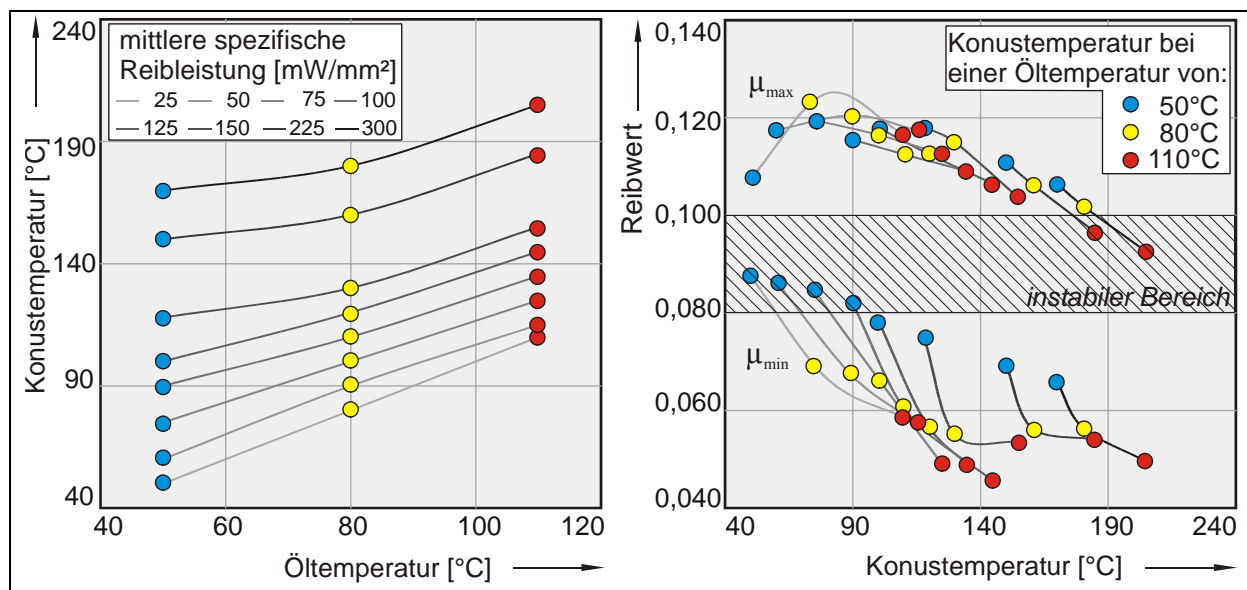


Abbildung 109: Zusammenhang zwischen Öltemperatur, mittlerer Konustemperatur und Reibwert im gesperrten Stufenversuch

Die Ergebnisse der Stufenversuche zum Temperatureinfluss spiegeln sich in den Ergebnissen der Dauerversuche wieder (**Abbildung 110**). Mit zunehmender Bauteiltemperatur (durch eine gesteigerte Öltemperatur) sinkt der mittlere Reibwert der Dauerversuche ab. Zusätzlich sinkt der Reibwert durch gesteigerte spezifische Reibarbeit pro Schaltung ab (oberes Diagramm).

Eine deutliche Veränderung des Verschleißgradienten ergibt sich weder durch Zunahme der Öltemperatur noch durch Steigerung der spezifischen Reibarbeit pro Schaltung.

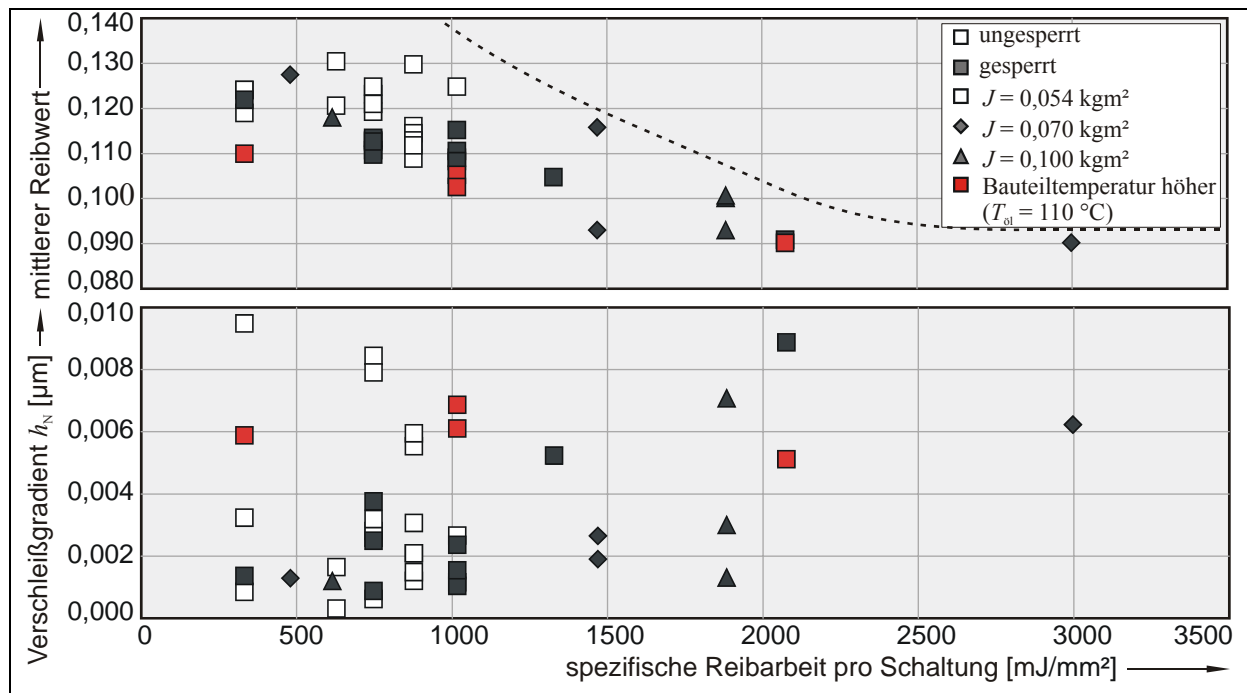


Abbildung 110: Abhängigkeit des Reibwertes und des Verschleißes pro Schaltung von der spezifischen Reibarbeit pro Schaltung

In **Abbildung 111** sind die Dauerversuche mit gesteigerter mittlerer Bauteiltemperatur im Vergleich mit den Versuchen aus Versuchsblock I dargestellt. Wie schon der Verschleißgradient ist auch die Verschleißintensität scheinbar nicht direkt von der Höhe der mittleren Bauteiltemperatur abhängig.

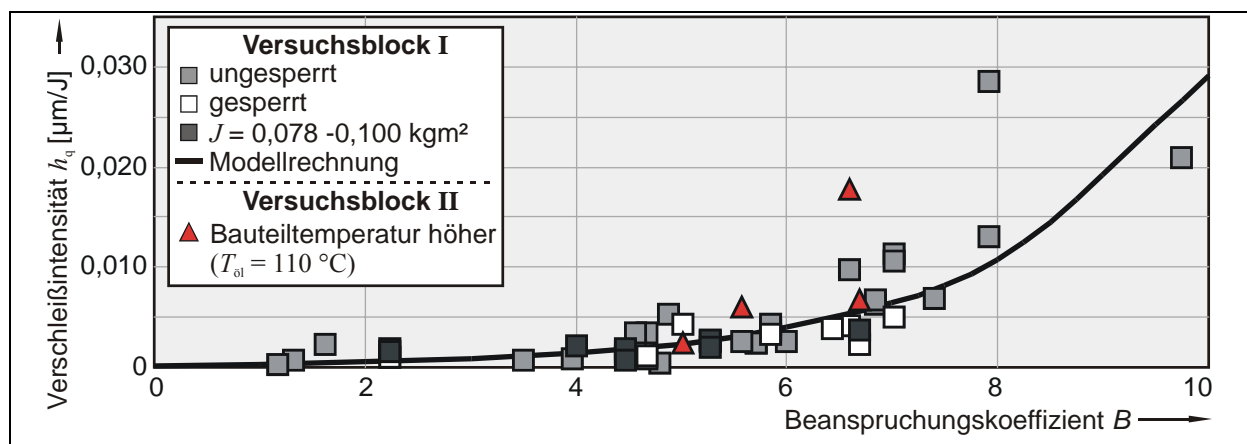


Abbildung 111: Ergebnisse mit variiertem Öltemperatur im Vergleich mit der Modellrechnung

Die Korrelation der berechneten mit den gemessenen Verschleißwerten zeigt **Abbildung 112**. Die Modellrechnung resultiert aus allen durchgeführten Versuchen und spiegelt das uneinheitliche Verschleißverhalten wider<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Allerdings ist zu beachten, dass die hier vorliegende Streubreite der Ergebnisse mit ca. 0,0055 µm etwa eine Zehnerpotenz unterhalb der in bisherigen Untersuchungen [30], [49] aufgetretenen Streubreiten liegt.

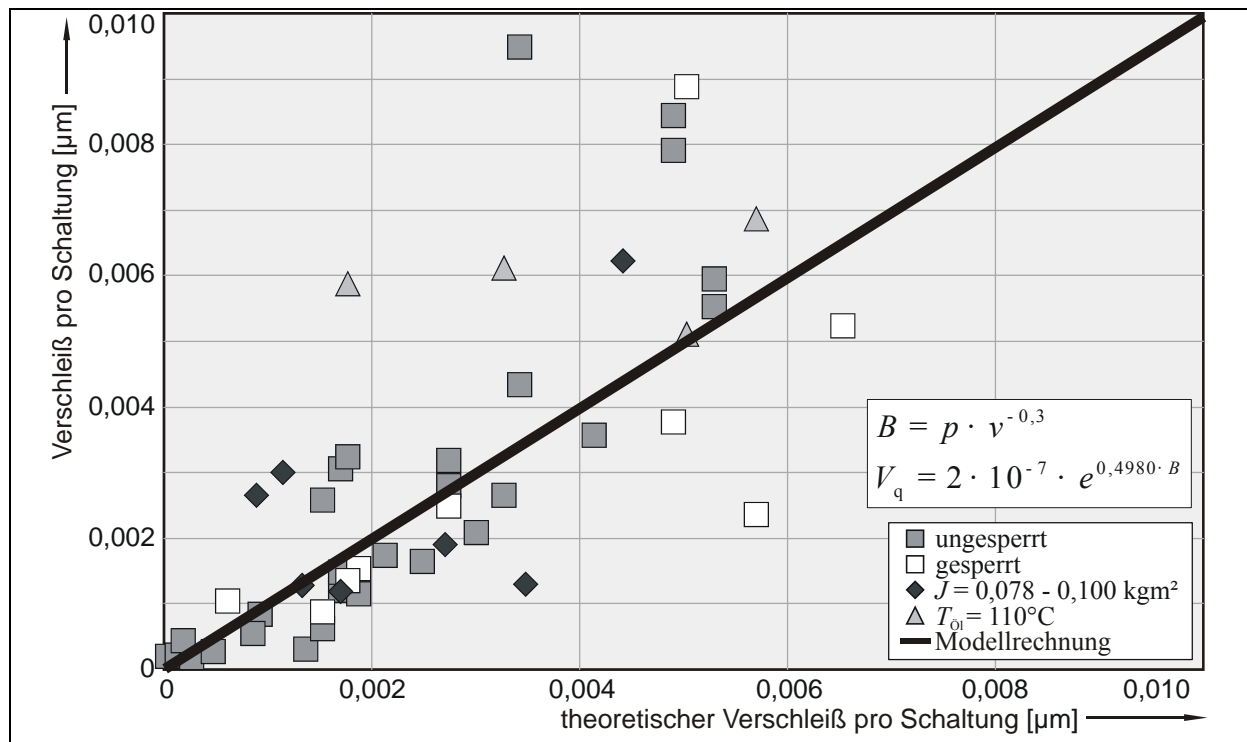


Abbildung 112: Korrelation der Versuchsergebnisse mit der Modellrechnung

Die große Streuung der Versuchsergebnisse, bei insgesamt sehr geringen Verschleißintensitäten lässt vermuten, dass neben den bisher betrachteten Beanspruchungsparametern Pressung, Gleitgeschwindigkeit, Schwungmasse und Temperatur, weitere Größen starken Einfluss auf das Verschleißverhalten des Systems ausüben.

### 7.3.2.3 Versuchsblock III - Kollektivversuche

Die Kollektivversuche für dieses System sind sowohl gesperrt, als auch ungesperrt mit stochastischer Beanspruchungsreihenfolge durchgeführt worden und sollen die Anwendung der Modellrechnung aus den Einstufenversuchen überprüfen. Die Kollektivzusammensetzung wurde so gewählt, dass die Mittelwerte der Beanspruchung mit den Einstufenversuchen vergleichbar sind. Neben den Mittelwerten von Flächenpressung und Anfangsgleitgeschwindigkeit wurden auch die Standardabweichungen der Verteilungsfunktion variiert (**Tabelle 17**).

Kollektivbeanspruchung an Seriensystem B						
Kollektiv	Versuchsdurchführung	Mittelwerte			Standardabweichung	
		$p_{Km}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$v_{Kmax}$ [m/s]	$q_N$ [mJ/mm <sup>2</sup> ]	$s_{Vp}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$s_{Vv}$ [m/s]
1.	gesperrt/ungesperrt	4,5	3	187	3	3
2.	ungesperrt	6,0	4	332	2	2
3.	gesperrt/ungesperrt	7,0	4	332	3	3
4.	ungesperrt	8,0	5	519	2	2
5.	gesperrt/ungesperrt	9,5	5	519	3	3
6.	gesperrt	6,0	5,5	628	2	2
7.	gesperrt	8,0	7,0	1017	2	2
8.	gesperrt	10,0	8,5	1499	2	2

Tabelle 17: Kenngrößen der Kollektivbeanspruchung für System B

In **Abbildung 113** sind die Trendverläufe der durchgeführten ungesperrten (links) und gesperrten (rechts) Kollektivversuche dargestellt. Die Kollektive 1., 3., und 5. sind mit gleichen Beanspruchungsparametern gesperrt und ungesperrt durchgeführt worden und lassen sich dadurch direkt miteinander vergleichen. Diese gesperrten Versuche besitzen ein einheitliches, nahezu gleiches Reibwert- und Verschleißverhalten unabhängig von der Schwere der Kollektive. Bei den ungesperrten Versuchen ist für alle drei Versuche die Länge und Intensität des Einlaufbereiches unterschiedlich stark ausgeprägt. Das Kollektiv 1. bildet bei geringerer Verschleißintensität ein deutlich höheres Reibwertniveau aus. Die Kollektive 2. und 3. haben nach unterschiedlichen Schaltungszahlen ein nahezu gleiches Reibwertniveau erreicht.

Die ungesperrten Kollektive 2. und 4. können bis zu einer Anfangsgleitgeschwindigkeit von 5 m/s ohne Unterschreitung der Sperrgrenze sicher durchgeführt werden. Das stärker beanspruchte Kollektiv 4. besitzt im Vergleich zu Kollektiv 2. einen größeren Verschleißfortschritt bei höherem Reibwert. Die Kollektive 6., 7. und 8. mit höheren Beanspruchungsparametern lassen sich im Reibwertverhalten nach der Kollektivschwere einordnen und besitzen einen ausgeprägten Einlaufbereich. Nach dem Einlauf der Versuche sind die Verschleißintensitäten für alle Versuche nahezu gleich.

Bei direkter Zuordnung der Verschleißintensität zu den Beanspruchungsparametern kann ein Zusammenhang bis zu einem Mittelwert der Pressung von  $8 \text{ N/mm}^2$  und einem Mittelwert der Anfangsgleitgeschwindigkeit von 5 m/s hergestellt werden. Bis zu dieser Grenze steigt die Verschleißintensität an. Höhere Pressungen in Verbindung mit höheren Anfangsgleitgeschwindigkeiten verringern die Verschleißintensität.

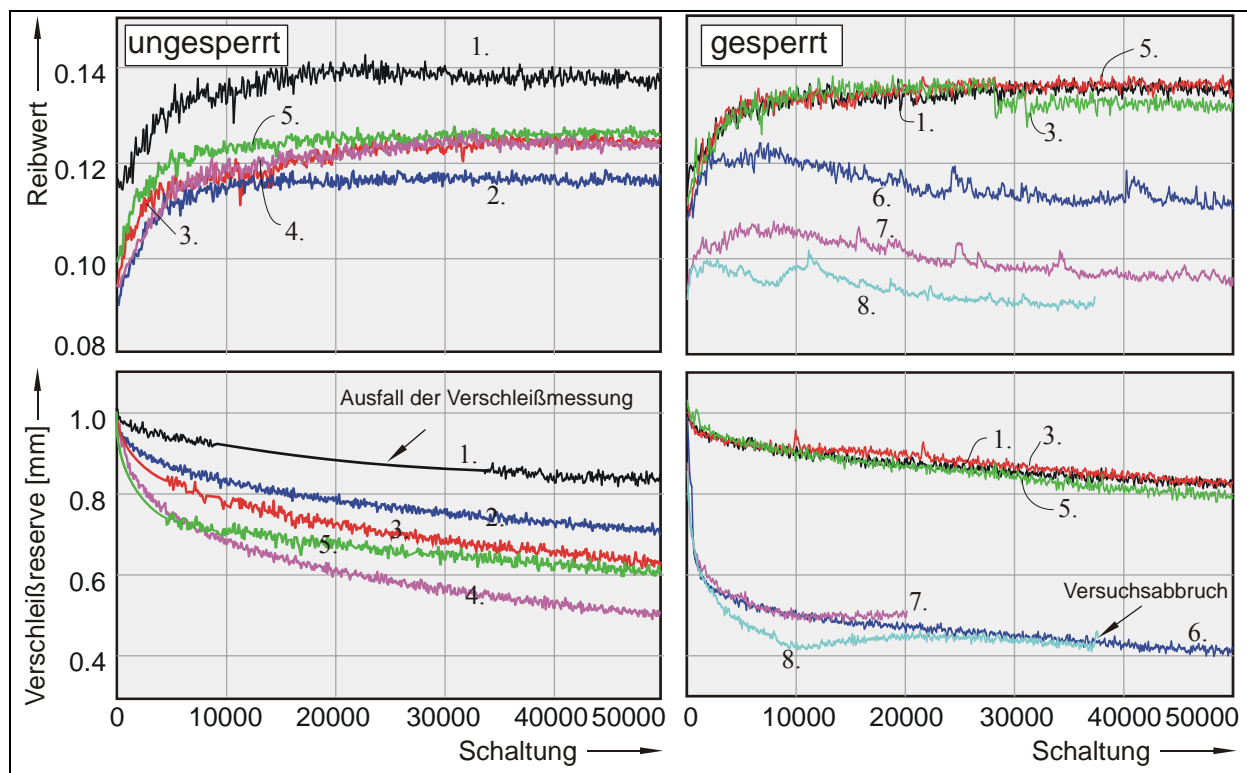


Abbildung 113: Trendverläufe für gesperrte Versuchsdurchführung bei unterschiedlichen Kollektivzusammensetzungen im Vergleich

**Abbildung 114** zeigt die Verschleißintensitäten der Kollektivversuche in die Modellrechnung der Einstufenversuche eingeordnet. Für die Modellerstellung werden die jeweiligen Beanspruchungsmittelwerte der Kollektive der stochastischen Versuchsdurchführung herangezogen. Das auf einem Beanspruchungskoeffizienten basierende Modell der Einstufenversuche lässt sich für die Verschleißvorhersage der Kollektivversuche verwenden. Dabei ist, genauso wie bei den Einstufenversuchen, die Streubreite der Versuchsergebnisse zu beachten.

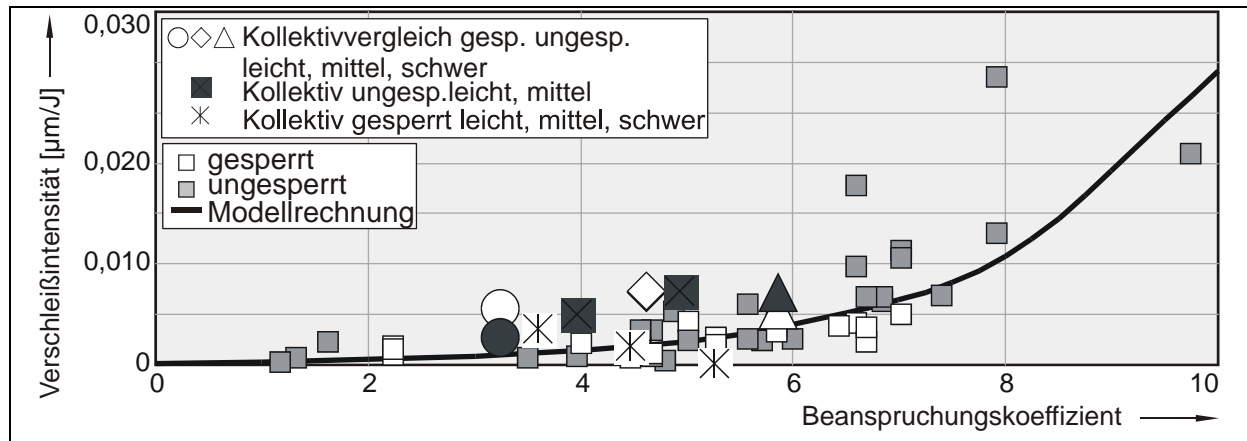


Abbildung 114: Kollektiv im Vergleich mit der Modellrechnung

### 7.3.3 Begleitende Untersuchungen

Das Verschleiß- und Reibungsverhalten von Seriensystem B hängt neben den äußeren Beanspruchungen von den System- und Werkstoffeigenschaften ab, die in diesem Kapitel analysiert werden. Durch die mit  $\mu_K = 0,1$  konstruktiv relativ hoch festgelegte Sperrgrenze führen die Wechselwirkungen an den Dachschrägen in großem Maße zu einem veränderten Schaltungsablauf und zu Fehlschaltungen.

Der Einfluss der Wechselwirkungen an den Dachschrägen wird zunächst durch die Analyse von Grenzwinkeln (aus den Fertigungstoleranzen) im FEM-Berechnungsmodell bestimmt. Mit Hilfe des entwickelten Modellsystems (siehe Kapitel 5) wird dann der Einfluss einer vergrößerten Ringsteifigkeit auf das tribologische Verhalten analysiert. Abschließend wird aus der beanspruchungsbedingt veränderten Reibschichtoberfläche der Verschleißmechanismus entwickelt.

#### 7.3.3.1 Einfluss der Bauteiltoleranzen und Einlaufverhalten

Durch die elastische Aufweitung des Synchronringes bei gesteigerter Axialkraft wird dieser weiter auf den Konus geschoben und verringert so die axiale Verschleißreserve. Bei diesem System ist im Gegensatz zu Seriensystem A der Konus konstruktiv so breit ausgelegt, dass diese Aufschiebung keine Veränderung der realen, mittleren Flächenpressung bewirkt und somit die Reibflächenbeanspruchung durch die Konusgeometrie nicht zusätzlich beeinflusst wird. Durch die Auswertung der Anfangsringposition zu Versuchsbeginn bei gleichen Beanspruchungen an zwei ausgewählten Dauerversuchen kann die toleranzbedingte unterschiedliche Aufschiebung des Synchronringes dargestellt werden (**Abbildung 115**, links). Über alle durchgeführten Dauerversuche beträgt die Varianz im Aufschiebeweg ca. 0,3 mm. Hierfür

sind Abweichungen im Kegelwinkel, Schwankungen des mittleren Reibflächendurchmessers und Unterschiede in der Verpressung des Karbonbelages verantwortlich zu machen.

Beim Wechsel in die Beanspruchungsphase (**Abbildung 115**, rechts) nach 1.000 Schaltungen werden die Axialkraft und Drehzahl gesteigert und der Reibwert sinkt zunächst in den für die Sperrstellung instabilen Bereich unterhalb von  $\mu_K = 0,1$ . Mit sinkendem Reibwert verlagert sich die Schiebemuffenposition in der Synchronisationsphase deutlich weiter in Richtung Dachschrägenverzahnung des Losrades. Im weiteren Versuchverlauf steigt der Reibwert dann bei stabiler Schiebemuffenposition an und stabilisiert sich auf einem höheren, oberhalb der Sperrgrenze liegenden Niveau. Im instabilen Bereich werden bei den ungesperrten Versuchen ein Durchwandern der Schiebemuffe und ein veränderter Verlauf von Drehzahl und Axialkraft festgestellt (**Abbildung 122**). Der Reibwert geht bei den gesperrten Versuchen zunächst weiter zurück als bei den ungesperrten. Der Bereich des Reibwertrückgangs mit nachfolgendem Reibwertanstieg ist von größerem Verschleißfortschritt geprägt als der nachfolgende konstante Reibwertbereich.

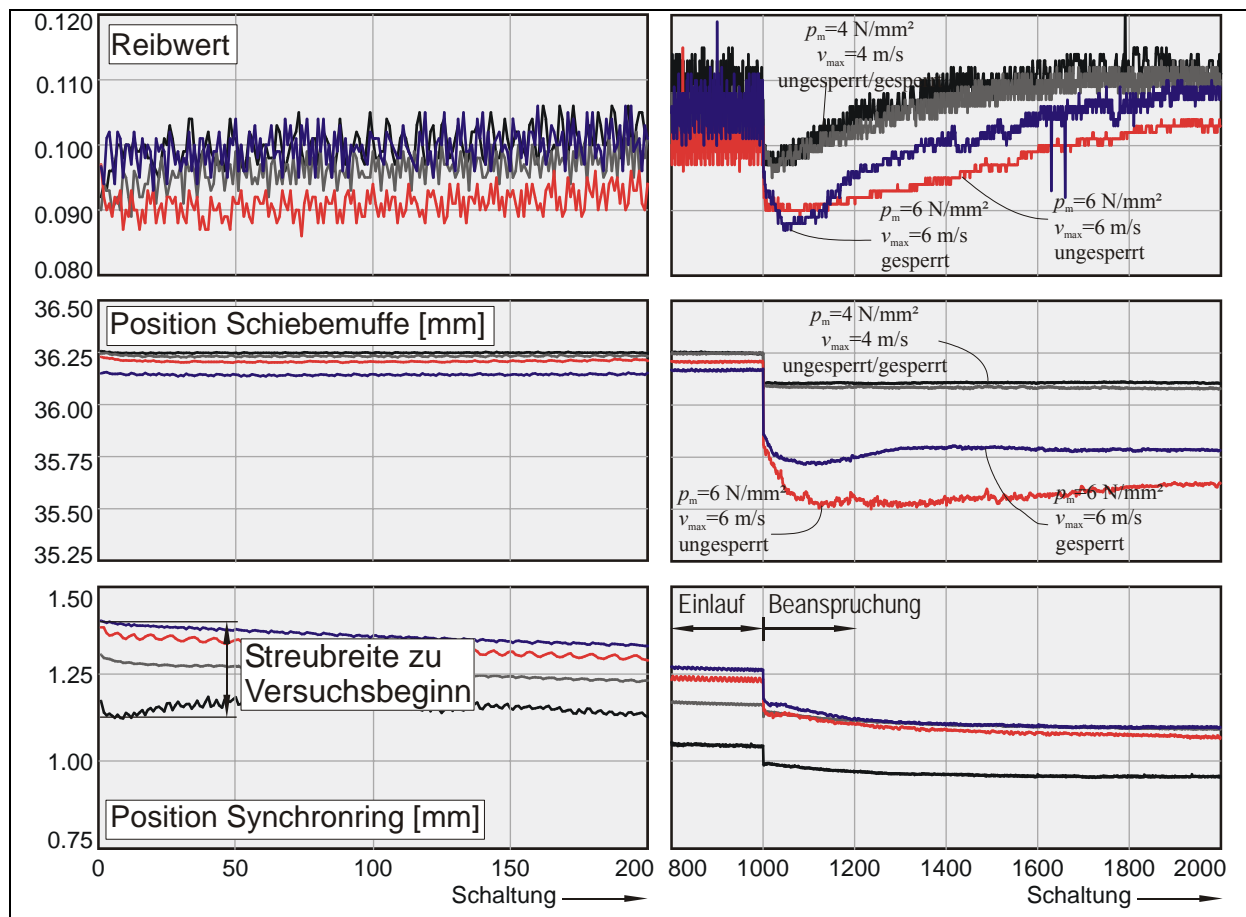


Abbildung 115: Einlaufverhalten und Bauteiltoleranzen

Um den fertigungsbedingten Einfluss des Ringwinkels auf die Kontaktpressung zu untersuchen, wird dieser um  $\alpha_R = \pm 0,2^\circ$  variiert. (**Abbildung 116**). Die Stufung der Axialkraft orientiert sich an den experimentellen Untersuchungen. Ein kleinerer Ringwinkel führt zu höheren maximalen Pressungen und bei geringen Axialkräften zu geringeren Kontaktflächen. Mit zunehmender Axialkraft wird die Reibfläche durch die elastische Verformung von Reibbelag

und Ringträger größer und die mittlere Kontaktpressung nimmt ab. Das Verhältnis von maximaler und mittlerer Pressung ist hier am größten.

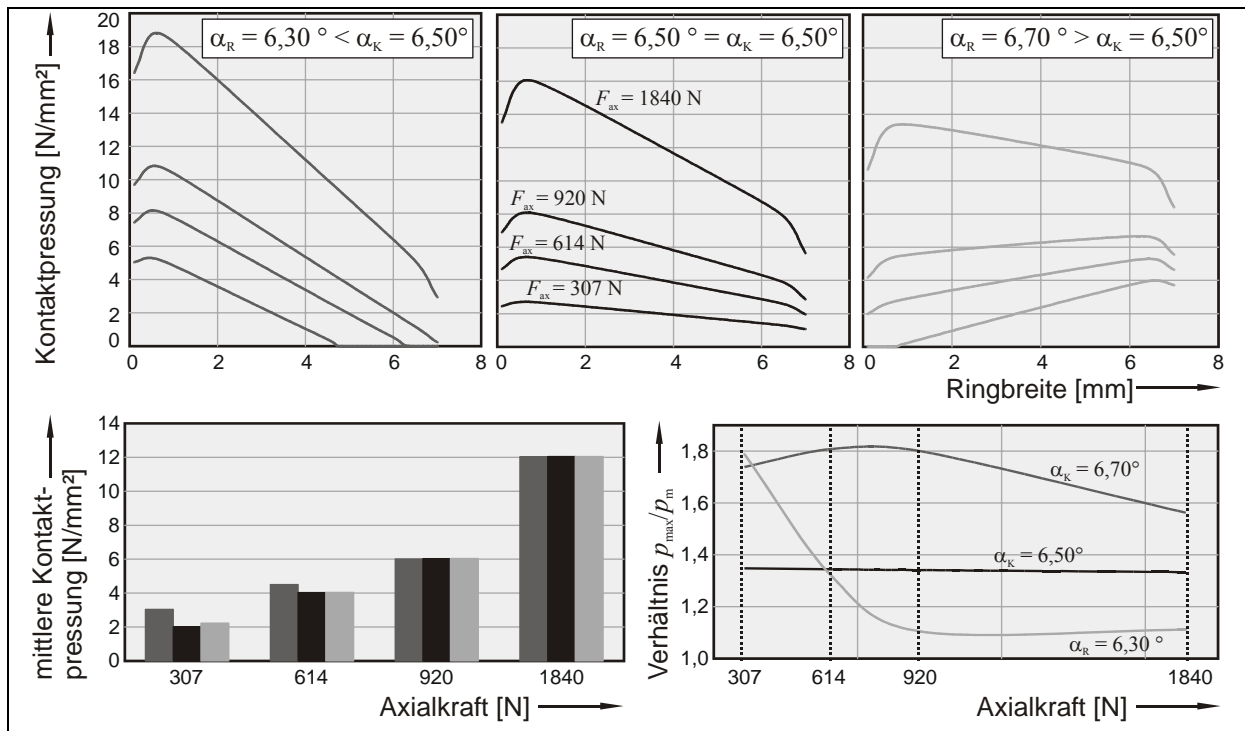


Abbildung 116: Einfluss eines veränderten Ringwinkels auf die statische Pressungsverteilung

Ein größerer Ringwinkel führt zu niedrigen maximalen Pressungen und zu einem geringeren Verhältnis von maximaler zu mittlerer Pressung. Auch hier ist bei einer niedrigeren Axialkraft die Kontaktfläche kleiner, da der Reibbelag noch nicht vollständig auf den Konus gepresst werden kann. Mit steigender Axialkraft wird der Verlauf der Kontaktpressung zunächst flacher und nähert sich dann qualitativ den Verläufen bei kleinerem und gleichem Ringwinkel an.

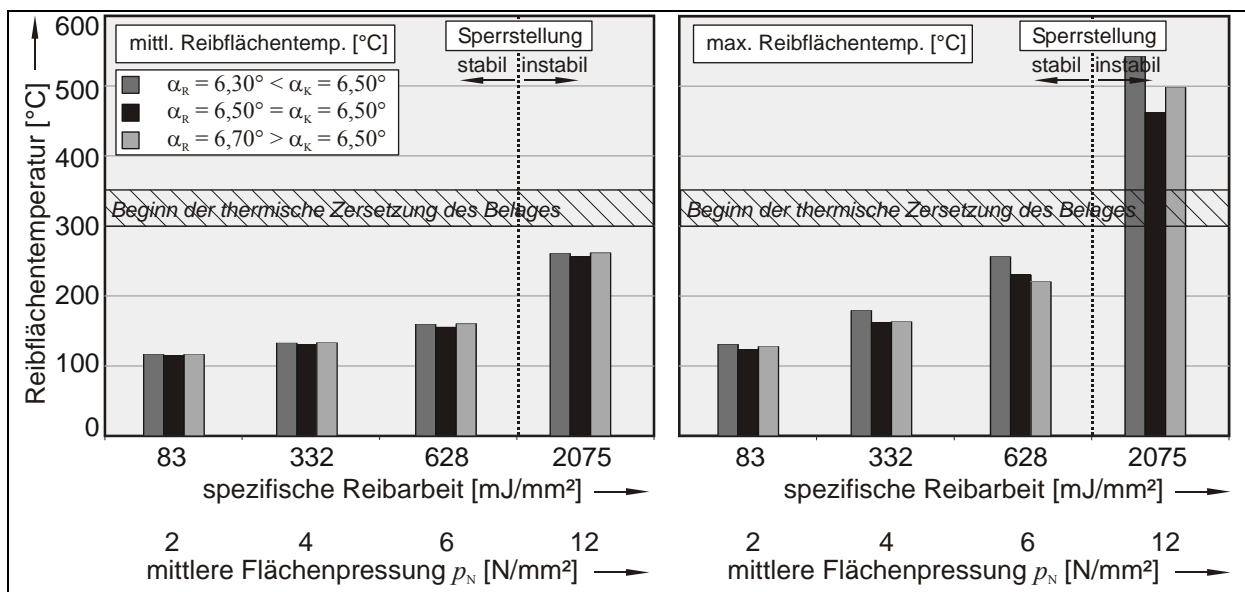


Abbildung 117: Einfluss eines veränderten Ringwinkels auf die Reibflächentemperaturen



Die variierten Ringwinkel führen neben den veränderten Kontaktpressungen auch zu veränderten Kontakttemperaturen (**Abbildung 117**). Ein kleinerer Ringwinkel verursacht die höchsten mittleren und maximalen Kontakttemperaturen. Bei gleichem Ring- und Konuswinkel sind die mittleren Kontakttemperaturen am niedrigsten. Ein größerer Ringwinkel führt durch die zunächst geringere Kontaktfläche zu annähernd gleichen mittleren Kontakttemperaturen, wie der kleinere Ringwinkel.

Die berechneten mittleren Kontakttemperaturen liegen unterhalb der Grenztemperatur oberhalb derer die thermische Zersetzung des Reibbelages beginnen könnte [24]. Im Bereich der instabilen Sperrstellung sind die berechneten Maximaltemperaturen der Reibfläche deutlich oberhalb der Zersetzungstemperatur. Durch die hier stattfindende Zersetzung des Reibbelages werden die Schubspannungen im Reibbelag abgebaut und der Reibwert abgesenkt.

Die tatsächlichen Reibflächentemperaturen an den Rauheitserhebungen des Reibbelages können mit dem FEM-Modell nicht berechnet werden. Sie werden durch die geringere räumliche Ausdehnung der jeweiligen Kontaktstellen aber deutlich über den berechneten mittleren Temperaturen liegen und bei höherer spezifischer Reibarbeit pro Schaltung vermehrt zur Zersetzung des Reibbelages führen.

### 7.3.3.2 Einfluss der Wechselwirkungen an der Dachschrägenverzahnung

Um die Wechselwirkungen an den Dachschrägen zu untersuchen sind wie bei Seriensystem A gesperrte und ungesperrte Stufenversuche mit geordneter und stochastischer Beanspruchungsreihenfolge und Dauerversuche durchgeführt worden. Der Beanspruchungsbereich wurde so gewählt, dass sowohl ungesperrte als auch gesperrte Versuche durchgeführt werden konnten.

Die Gegenüberstellung von ungesperrter und gesperrter Versuchsdurchführung im geordnet gestuften Versuch zeigt **Abbildung 118**<sup>1</sup>. Die Beanspruchungsreihenfolge wird zweimal durchlaufen, um den stufenspezifischen Einlauf abschätzen zu können.

Sowohl die gesperrten, als auch die ungesperrten Versuche reagieren auf Veränderungen in den Beanspruchungsbedingungen mit sprunghafter Veränderung der Reibwert- und Verschleißverläufe.

Im Einlaufbereich der ersten 1.000 Schaltungen steigt bei beiden Versuchsdurchführungen der Reibwert zunächst an. Neben den makroskopischen Anpassungen der Reibflächen ist dies den thermischen Ausgleichsvorgängen zuzuordnen. Nach ca. 1.000 Schaltungen ist bei beiden Versuchen eine konstante mittlere Konustemperatur erreicht und die Aufheizphase für System und Prüfstand abgeschlossen.

Im niedrigen Beanspruchungsbereich ( $p_m = 2 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_{\max} = 2 \text{ m/s}$ ) liegt der Reibwert des gesperrten Versuches unter dem des ungesperrten Versuches. Im hohen Beanspruchungsbereich ( $p_m = 6 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_{\max} = 6 \text{ m/s}$ ) ist dies umgekehrt. Beim zweiten Durchlauf ist das Einlaufen des Reibwertes innerhalb der Stufen deutlich geringer.

---

<sup>1</sup> Auf Grund der nach unten begrenzten Taktzeit der Prüfstände kann die mittlere spezifische Reibleistung von  $75 \text{ mW/mm}^2$  bei einer Anfangsgleitgeschwindigkeit von  $2 \text{ m/s}$  nicht eingehalten werden und das System (Konustemperatur) kühlt ab.

Der Verschleißfortschritt ist beim ungesperrten Versuch höher. Die Kombination von Temperatur und Pressung in der Reibfläche führen zu einer Verdichtung des Reibbelages. Beim zweiten Durchlauf ist aus diesem Grunde kaum Verschleiß innerhalb der Stufen zu erkennen.

Die stufenweise Steigerung der Anfangsgleitgeschwindigkeit führt zu höheren Temperaturen in der Reibfläche. Die daraus resultierende thermische Ausdehnung des Reibbelages wird durch den Verlauf der Verschleißreserve erkannt. Durch die thermische Ausdehnung des Reibbelages wird der Ring vom Konus weggedrückt und die Verschleißreserve erhöht sich. Durch eine Steigerung der Axialkraft wird der Reibbelag stärker verdichtet und die Verschleißreserve nimmt ab.

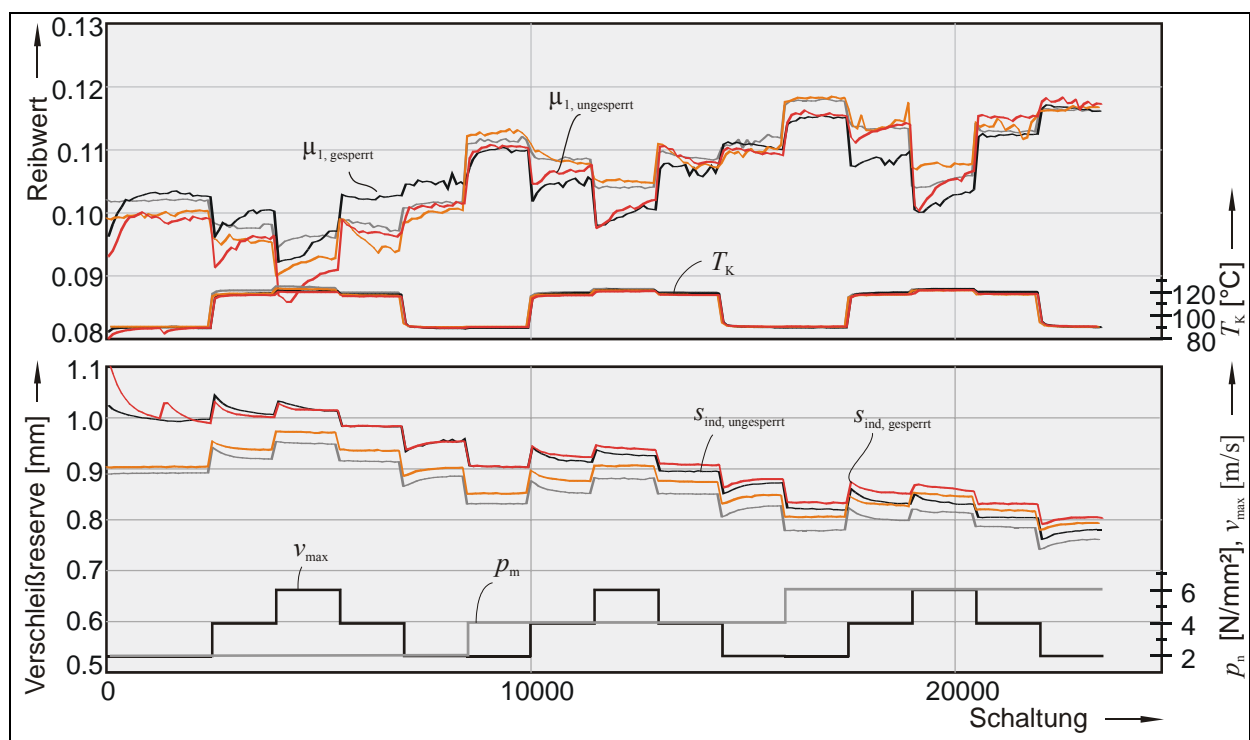


Abbildung 118: Stufenversuch mit geordneten Beanspruchungsstufen

**Abbildung 119** zeigt einen Ausschnitt (nach 44.000 Schaltungen) der stochastischen Versuchsdurchführung. Der Reibwert reagiert hier, genauso wie in den geordnet gestuften Versuchen, sprunghaft auf eine Änderung der Beanspruchungsbedingungen. Im Gegensatz zu Seriensystem A gibt es keine erkennbaren Unterschiede zum geordneten Stufenversuch. Eine Steigerung der Pressung führt zum Reibwertabfall, eine gesteigerte Anfangsgleitgeschwindigkeit zum Reibwertanstieg.

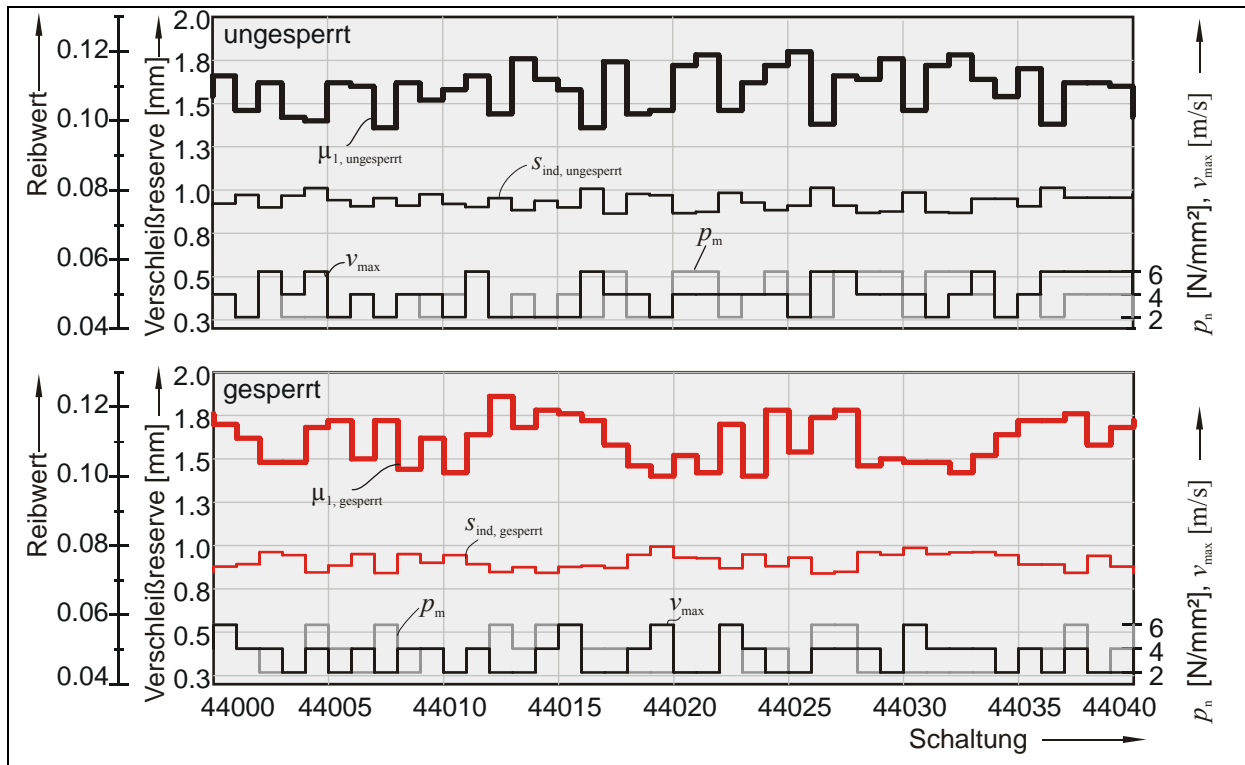


Abbildung 119: Ausschnitt der stochastischen Versuchsdurchführung

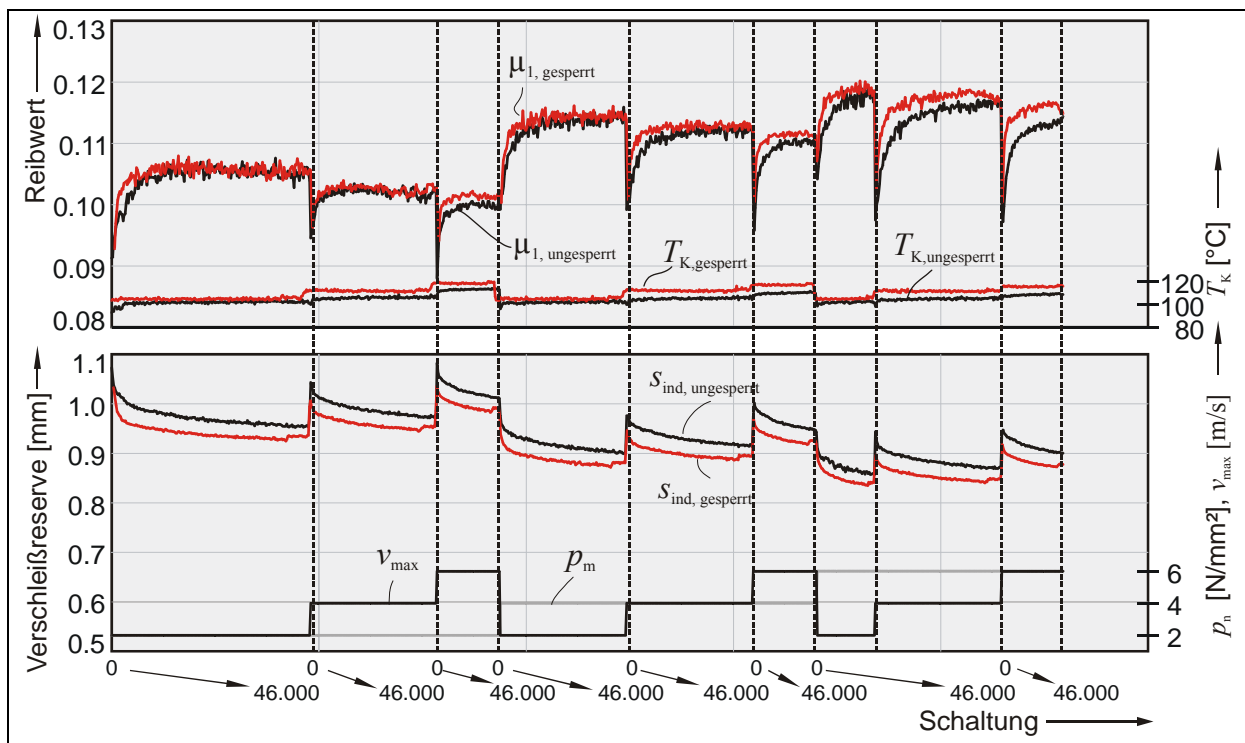


Abbildung 120: Stufenversuch mit stochastischer Beanspruchungsreihenfolge

In **Abbildung 120** ist der Trendverlauf des Versuches nach Beanspruchungsstufen sortiert dargestellt. Der Reibwert des gesperrten Systems ist gegenüber dem ungesperrten System leicht erhöht. Die Reibwertstabilisierung und damit die Einlaufphase sind bei dem gesperrten System etwas schneller abgeschlossen. Trotz des erhöhten Einlaufverschleißes des gesperrten Systems ist das Verschleißverhalten beider Systeme annähernd identisch, weil die stochasti-

sche Versuchsdurchführung durch die gute Durchmischung der Laststufen keinen stufenspezifischen Einlauf zulässt.

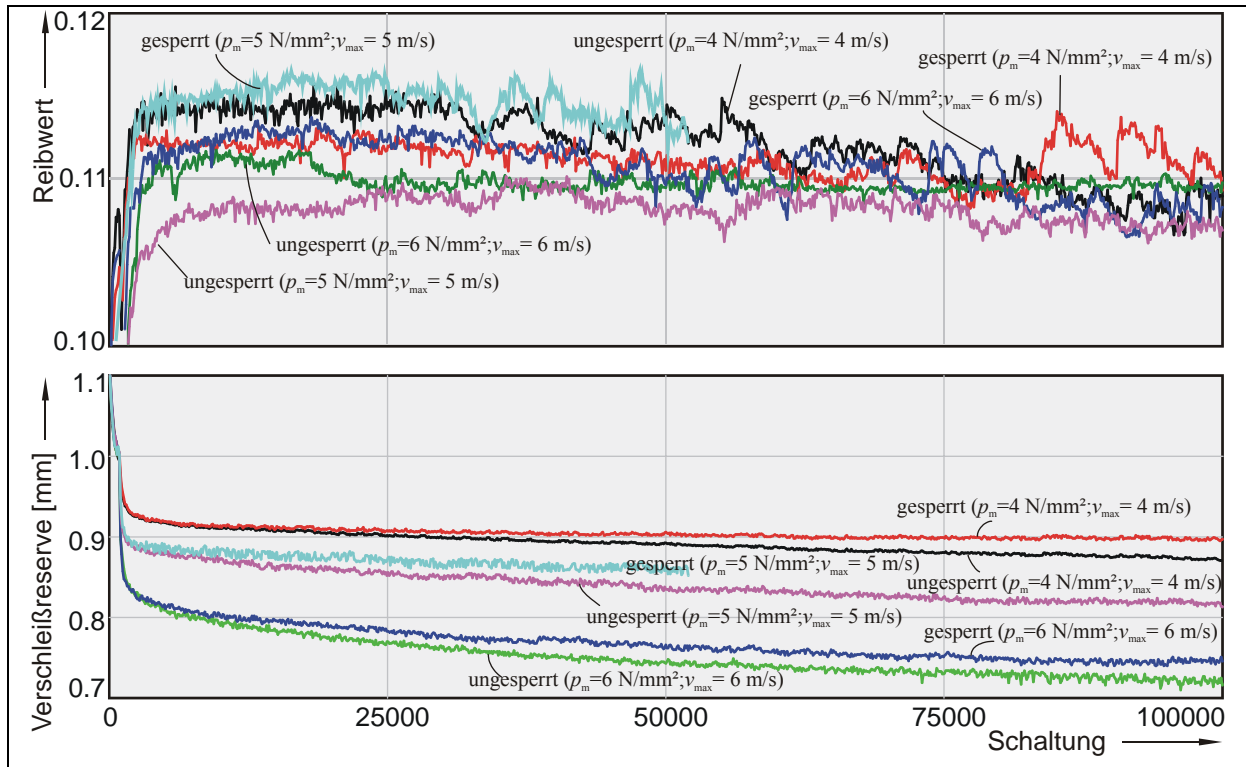


Abbildung 121: Laststufenvergleich der Dauerversuche an System B

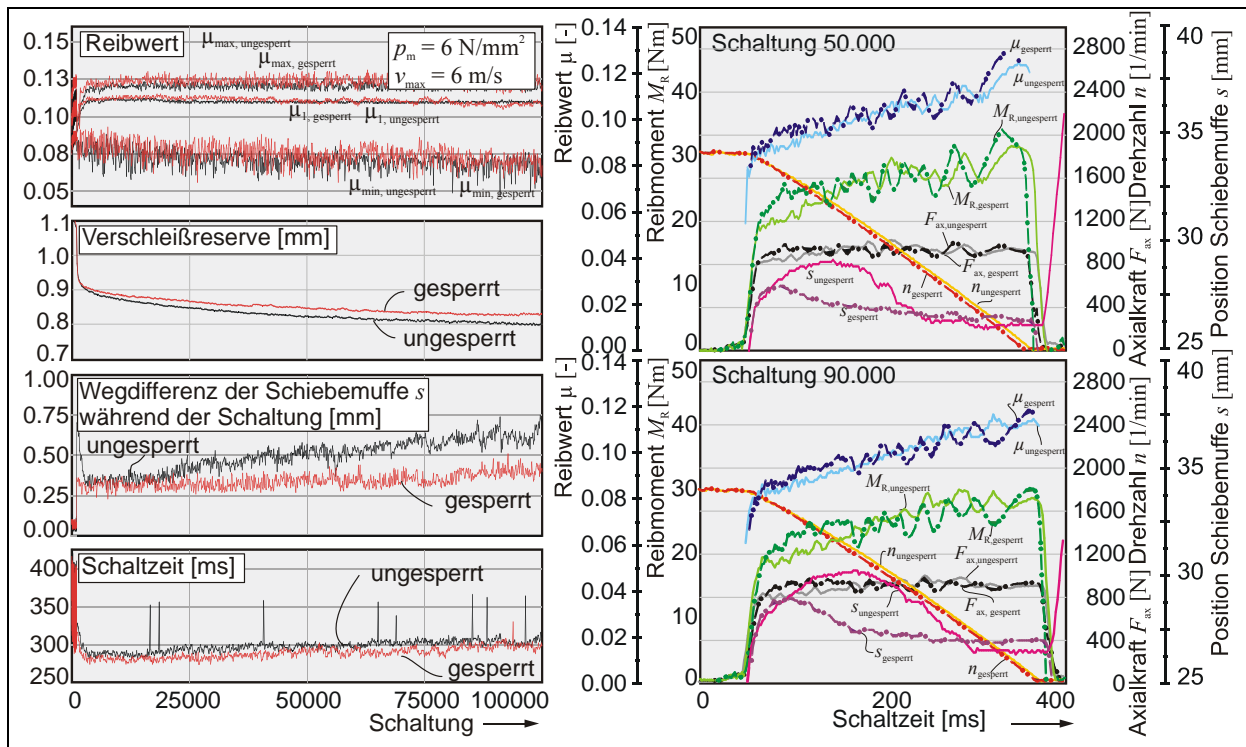


Abbildung 122: Dauerversuch im hohen Beanspruchungsbereich an System B

Neben den Stufenversuchen sind auch Dauerversuche durchgeführt worden (**Abbildung 121**). Im Laststufenvergleich der abgebildeten Dauerversuche sind nur geringe Unterschiede im

mittleren Reibwert zwischen ungesperrter und gesperrter Versuchsdurchführung zu erkennen. Die ungesperrten Systeme bilden im Gegensatz zu den ungesperrten Systemen in allen Laststufen erhöhten Verschleiß aus.

**Abbildung 122** zeigt das tribologische Verhalten eines ungesperrten und eines gesperrten Dauerversuches im hohen Beanspruchungsbereich ( $p_m = 6 \text{ N/mm}^2$ ;  $v_{\max} = 6 \text{ m/s}$ ) mit ausgewählten Einzelschaltungen. Die Reibwertverläufe sind bei beiden Versuchen annähernd gleich und verändern sich nach dem Einlauf nicht mehr. Der Mindestreibwert liegt bei beiden Versuchen im unterhalb der Sperrgrenze und somit kommt es in diesem Beanspruchungsbereich zu einer instabilen Sperrstellung der Schiebemuffe innerhalb der Schaltung. Im Schaltungsverlauf steigt der Reibwert an und die Schiebemuffenposition stabilisiert sich und wird wieder herausgedrückt. Überlagert wird dieses Verhalten durch die thermische Dehnung des Reibbelages, die durch ein prüfstandsbedingtes Zurückfahren (Kraftregelung an der Reibfläche) der Schiebemuffe ausgeglichen wird. Da bei dem gesperrten System kein Durchwandern möglich ist, sind hier die Bewegungen an der Schiebemuffe allein der Dehnung des Reibbelages zuzuordnen. Der Verschleißfortschritt ist beim ungesperrten System etwas höher. Beim ungesperrten System verlängert sich durch die zunehmende Bewegung der Schiebemuffe geringfügig die Schaltzeit.

### 7.3.3.3 Einfluss der Ringsteifigkeit

Mit Hilfe der Modellprüfkörper kann für Seriensystem B ein Vergleich unterschiedlicher Ringsteifigkeiten bei unterschiedlichen Reibflächendurchmessern durchgeführt werden (**Abbildung 123**).

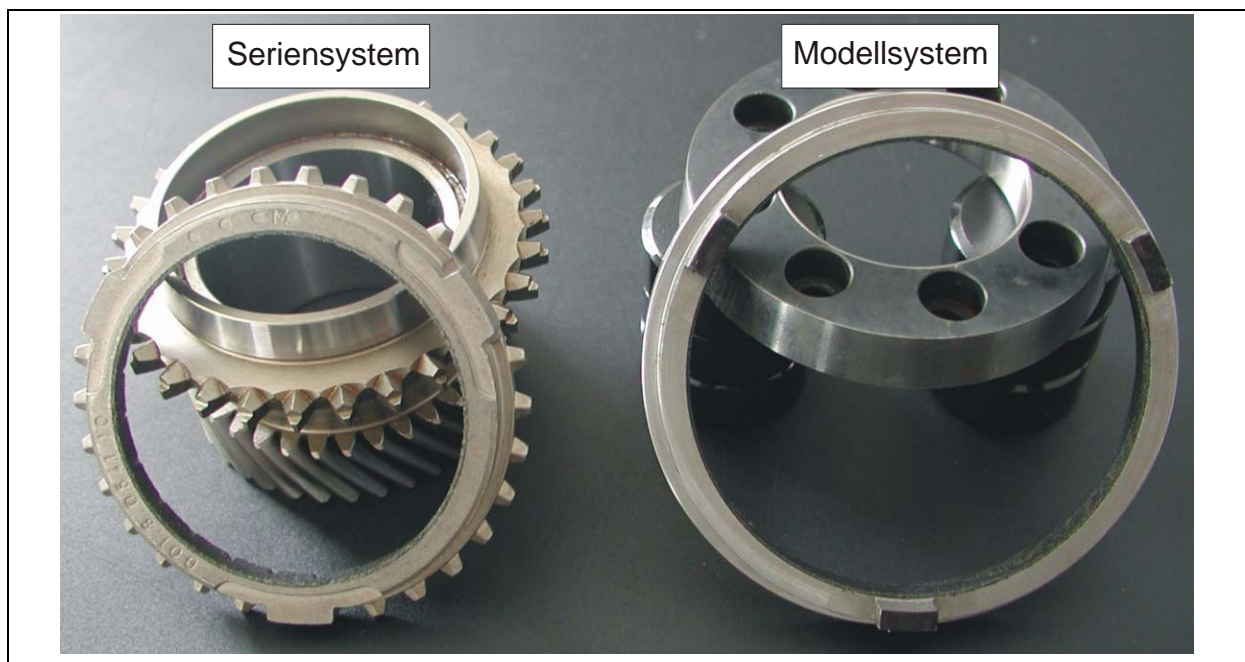


Abbildung 123: Serien- und Modellsystem im Vergleich

Der Reibbelag vom Modellsystem C2 besteht aus dem gleichen Karbonfasergemisch, wie das Seriensystem B, weist jedoch keine Ölnutung auf. Durch die unterschiedlichen Herstellungsverfahren können Unterschiede in der Belagsverpressung nicht ausgeschlossen werden. Die

wesentlichen Unterschiede beider Systeme fasst **Tabelle 18** zusammen.

Da die beiden Systeme unterschiedliche geometrische Abmessungen besitzen, werden die äußeren Beanspruchungen angepasst, um annähernd gleiche spezifische und thermische Beanspruchungen zu erreichen. Wegen der größeren Reibfläche des Modellsystems wird die umgesetzte spezifische Reibarbeit durch eine gesteigerte Anfangsgleitgeschwindigkeit und eine veränderte Schwungmasse dem Seriensystem angepasst. Mit Variation der Taktzeit wird durch eine höhere mittlere spezifische Reibleistung die Konustemperatur des Modellsystems dem Seriensystem angeglichen. Beide Versuche werden gesperrt durchgeführt.

	Seriensystem B	Modellsystem C2
Reibflächendurchmesser [mm]	62	76
Makrogeometrie	axiale Ölnutung	keine Ölnutung
nominelle (reale <sup>1</sup> )Reibfläche [mm <sup>2</sup> ]	1354 (1267)	1910
Belagsdicke [mm]	0,8 mm	0,8 mm
Öl	ATF	MTF
Pressung [N/mm <sup>2</sup> ]	2-4-6	5-8-11
Anfangsgleitgeschwindigkeit [m/s]	2-4-6	5-8-11
spez. Reibarbeit [J/mm <sup>2</sup> ]	83-332-747 (355-798)	177-453-857
mittl. spez. Reibleistung [mW/mm <sup>2</sup> ]	75	100

Tabelle 18: Unterschiede zwischen Serien- und Modellsystem

Das tribologische Verhalten der beiden Systeme im Stufenversuch zeigt **Abbildung 124**. Zur einfacheren Betrachtung sind die Reibwertverläufe stark geglättet worden. Die ursprüngliche Streuung der Reibwertverläufe ist grau hinterlegt. Durch die äußeren Beanspruchungen und die unterschiedlichen Schmierstoffe werden bei beiden Systemen die Reibwert- und Verschleißverläufe zwar unterschiedlich hoch beeinflusst. Qualitativ lassen sich die Reaktionen der beiden Systeme auf die Beanspruchungen aber vergleichen. Der Reibwert sinkt mit zunehmender Anfangsgleitgeschwindigkeit und Bauteiltemperatur auf ein Minimum. Der sprunghafte Rückgang der Verschleißreserve durch eine Steigerung der Axialkraft ist bei beiden Systemen, trotz unterschiedlicher Ringsteifigkeit, nahezu gleich ausgeprägt.

<sup>1</sup> Die reale Reibfläche ist die nominelle Reibfläche abzüglich der Ölnutung

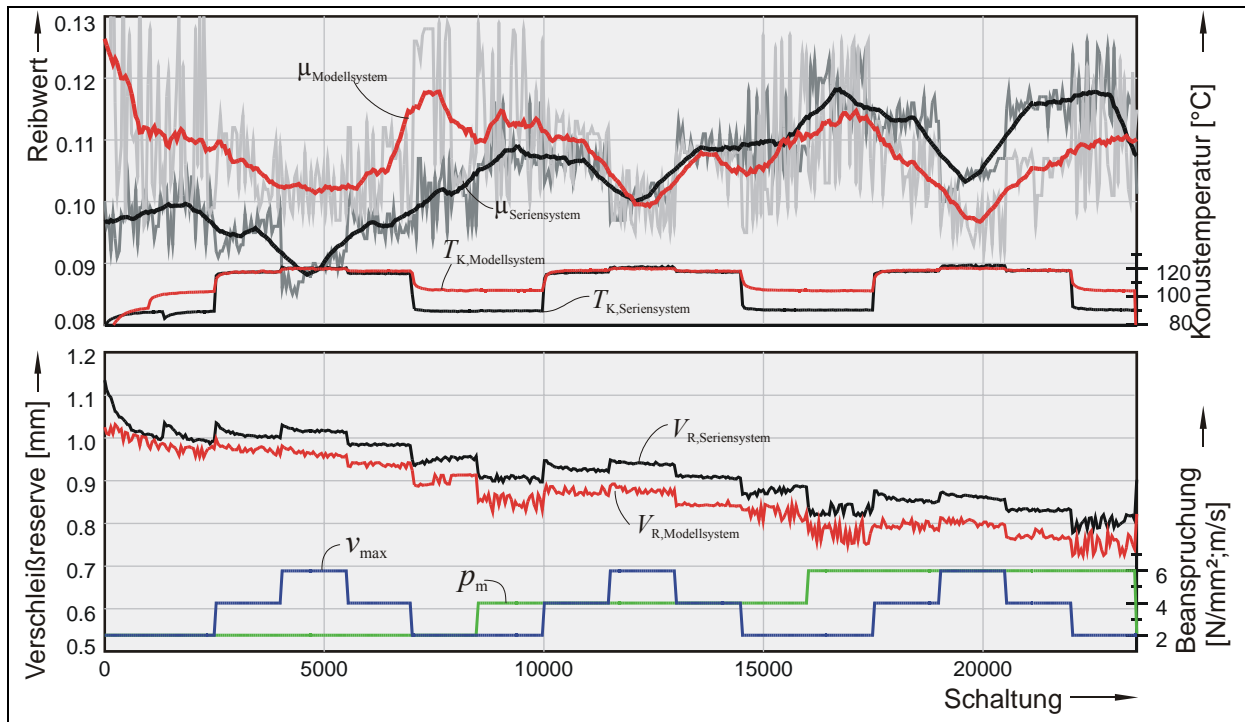


Abbildung 124: Stufenversuch mit Serien- und Modellsystem

Die große Elastizität des Reibbelages kann unterschiedliche Verformungen des Ringträgers ausgleichen. Trotz unterschiedlicher Steifigkeit des Ringträgers gleichen sich die spezifischen Reibflächenbeanspruchungen (**Abbildung 125**). Es stellen sich die gleichen mittleren Pressungen bei gleichen Minimal- und Maximalwerten für das reale und das Modellsystem ein.

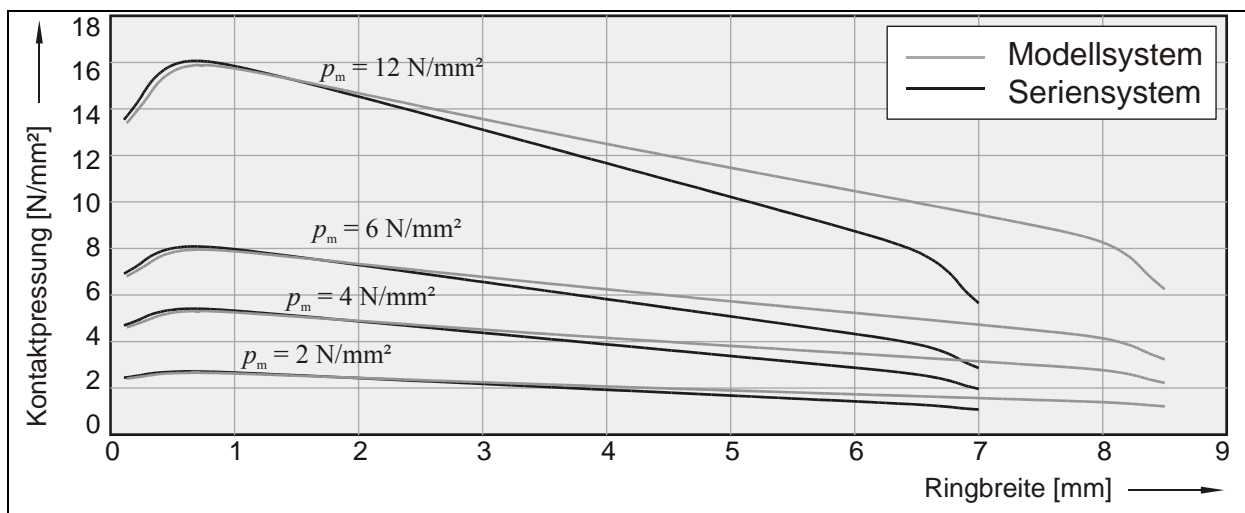


Abbildung 125: statische FE- Berechnung der Kontaktpressung bei gleicher mittlerer Reibflächenbeanspruchung

#### 7.3.3.4 Veränderung der Reibschichtoberfläche

Der Verschleiß des Systems ist eine Überlagerung mehrerer Effekte. Zunächst verschleifen die Reibpartner durch Materialabtrag (abrasiver Verschleiß) an Konus und Ring. In Folge der aufgetragenen Axialkraft wird das Matrixgefüge des Karbonbelages außerdem periodisch (mit jedem Schaltvorgang) zusammengepresst und es erfolgt eine Verdichtung des Karbonbelages.

Dieser Dickenschwund lässt sich innerhalb der Verschleißversuche messtechnisch nur im Zusammenhang mit dem Axialverschleiß bestimmen.

Zur Abschätzung der Größenordnung des Dickenschwundes wurden zwei Versuche durchgeführt. Die Ergebnisse der Versuche sind in **Abbildung 126** dargestellt.

Im ersten Versuch (links) wurde das dynamische Setzverhalten untersucht. Der Reibbelag wurde periodisch auf den Konus gepresst, 2 Sekunden gehalten und dann wieder abgehoben. In Intervallen mit jeweils 5.000 Schaltungen wurde die Flächenpressung von 1 N/mm<sup>2</sup> bis zum Maximum von 12 N/mm<sup>2</sup> gesteigert und wieder zurückgenommen. Insgesamt erfuhr der Reibblag 115.000 Schaltungen bei 80°C Öltemperatur. Aus dem Stufenversuch wurden jeweils die Anfangs- und Endwerte der einzelnen Stufen ausgewertet und das Setzen in axialer Richtung bestimmt. Die Ringaufweitung in Folge der gesteigerten Axialkraft ist bereits herausgerechnet. Das Setzen in axialer Richtung ist eine irreversible Verdichtung des Belages und betrug bei diesem Versuch insgesamt ca. 0,08 mm.

Im zweiten Versuch (rechts) wurde das statische Setzverhalten analysiert. Dazu wurde das System mit einer Axialkraft von 1500 N beaufschlagt und 24 Stunden bei 200 °C gelagert. Der Belag „setzte“ sich in dieser Zeit um 0,1 mm in axialer Richtung.

Im Betrieb der Synchronisierung führt die thermische Beanspruchung zu einer Veränderung der Reibbelageigenschaften, welche sich in einer Abnahme der mechanischen Festigkeit und einem Zerfall des Belages durch die Erwärmung des Verbundmaterials äußern. Die thermische Zersetzung des Materialverbundes beginnt ungefähr bei 325°C [24]. Unterhalb dieser Temperatur tritt bereits der Dickenschwund, sogenanntes „Fading“, bei trockenen Bremscheiben und phenolharzgebundene Carbonreibbelägen auf [17].

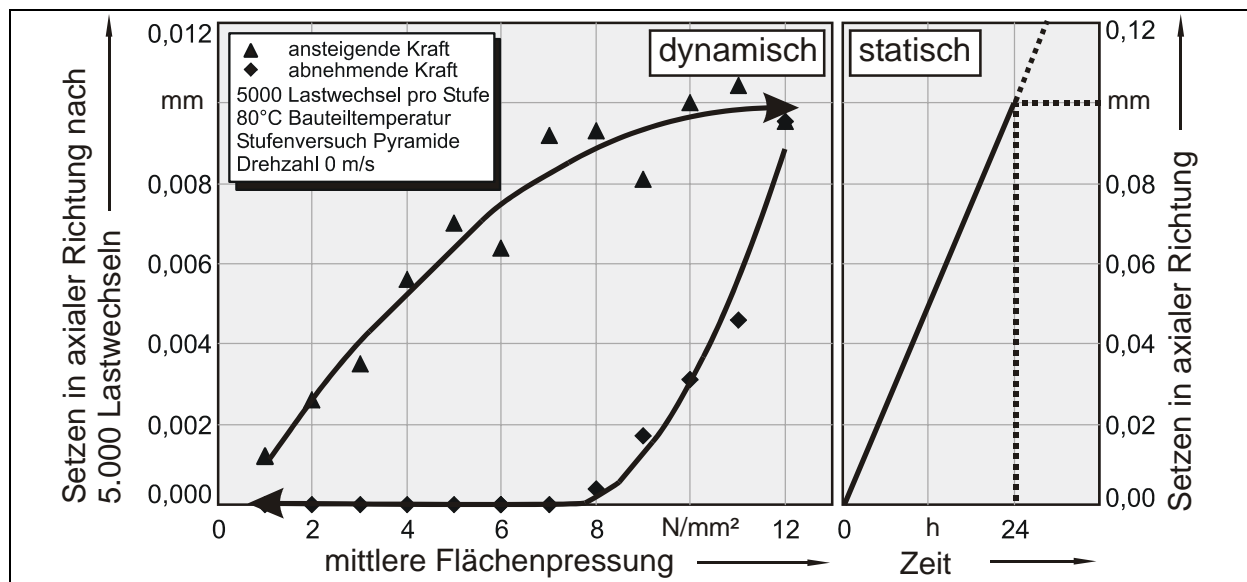


Abbildung 126: statisches und dynamisches Setzverhalten des Carbonbelages

Die Profilschriebe in axialer Richtung (quer zur Beanspruchungsrichtung) von Konus und Ring sind in **Abbildung 127** abgebildet. An den Synchronringen (rechts) ist durch die Beanspruchung ein nahezu gleichmäßiger Abtrag zu erkennen. Die Oberfläche des Synchronkonus besitzt durch den Fertigungsprozess Hartdrehen eine sehr feine Gewindestruktur mit Gewin-



despitzen. Im Bereich des Reibkontaktes zwischen Konus und Reibbelag werden diese Spitzen geglättet. Außerhalb des Kontaktes entsprechen die Spitzen dem Neuzustand, was auf eine vollständige Anlage des Ringes schließen lässt.

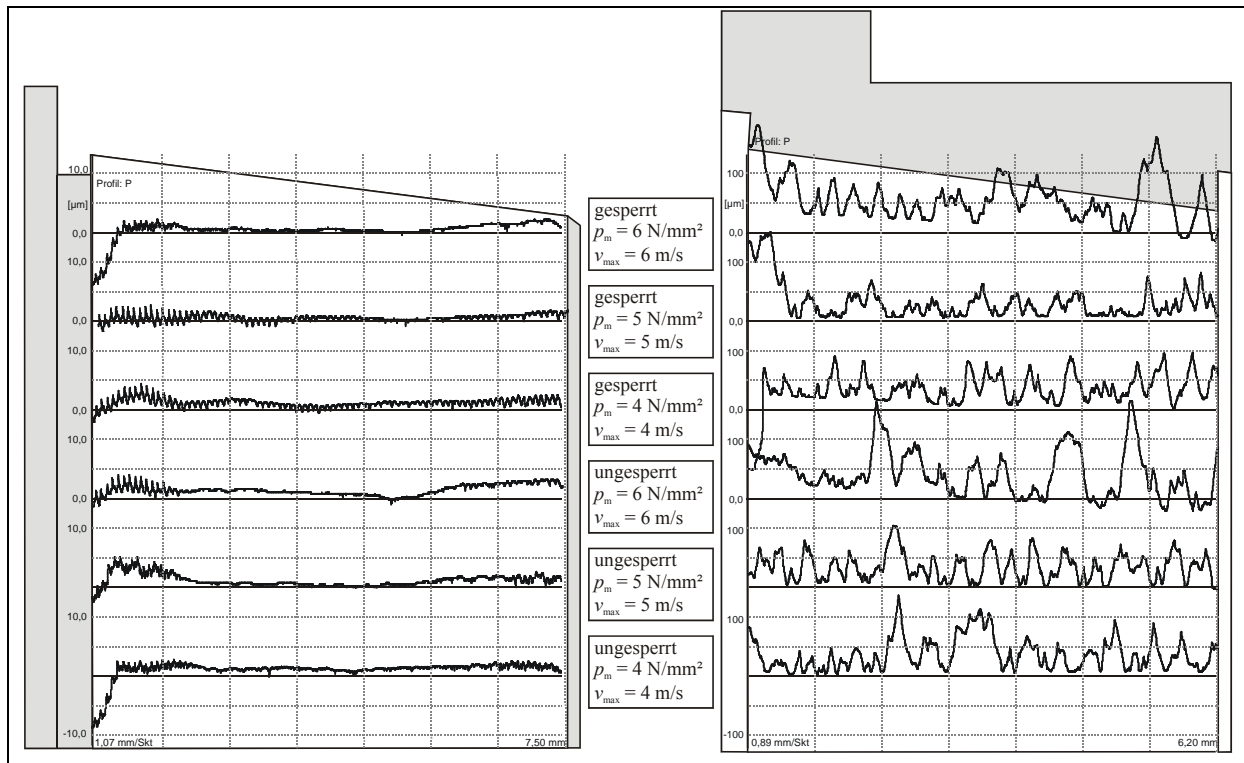


Abbildung 127: Profilschriebe

Die rasterelektronenmikroskopischen Untersuchungen der Reibbelagsoberflächen sind an ausgewählten Versuchsteilen durchgeführt worden (**Abbildung 128**). Das Neuteil zeigt einen aus Hartstoffen, Karbonfasern und Bindemittel zusammengesetzten Belag. Die Beanspruchung der Reibfläche mit einer mittleren Beanspruchung zeigen die beiden mittleren Aufnahmen. Deutlich zu erkennen sind abgeschliffene Hartstoffe, und Bereiche in denen Hartstoffe herausgebrochen sind und so zu einer Restrukturierung der Reibfläche beigetragen haben. Bei der hoch beanspruchten Probe im rechten Bild zeigen sich glatte Bereiche, in denen keine Hartstoffe explizit auszumachen sind. Durch die hohen Temperaturen sind die Hartstoffe in die Belagsmatrix gedrückt worden und konnten dadurch nicht ausbrechen. Dieser Effekt erklärt auch die nicht weiter zunehmende Verschleißintensität bei höheren Beanspruchungen.

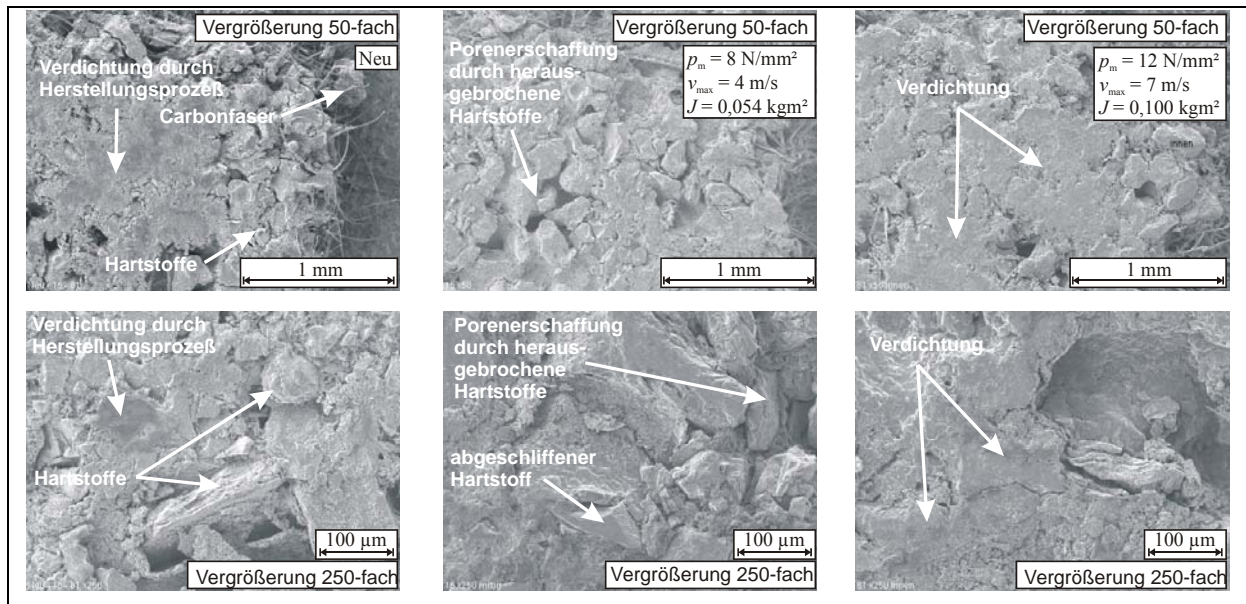


Abbildung 128: Rasterelektronenmikroskopische Untersuchung der Synchronringoberflächen bei unterschiedlichen Beanspruchungen

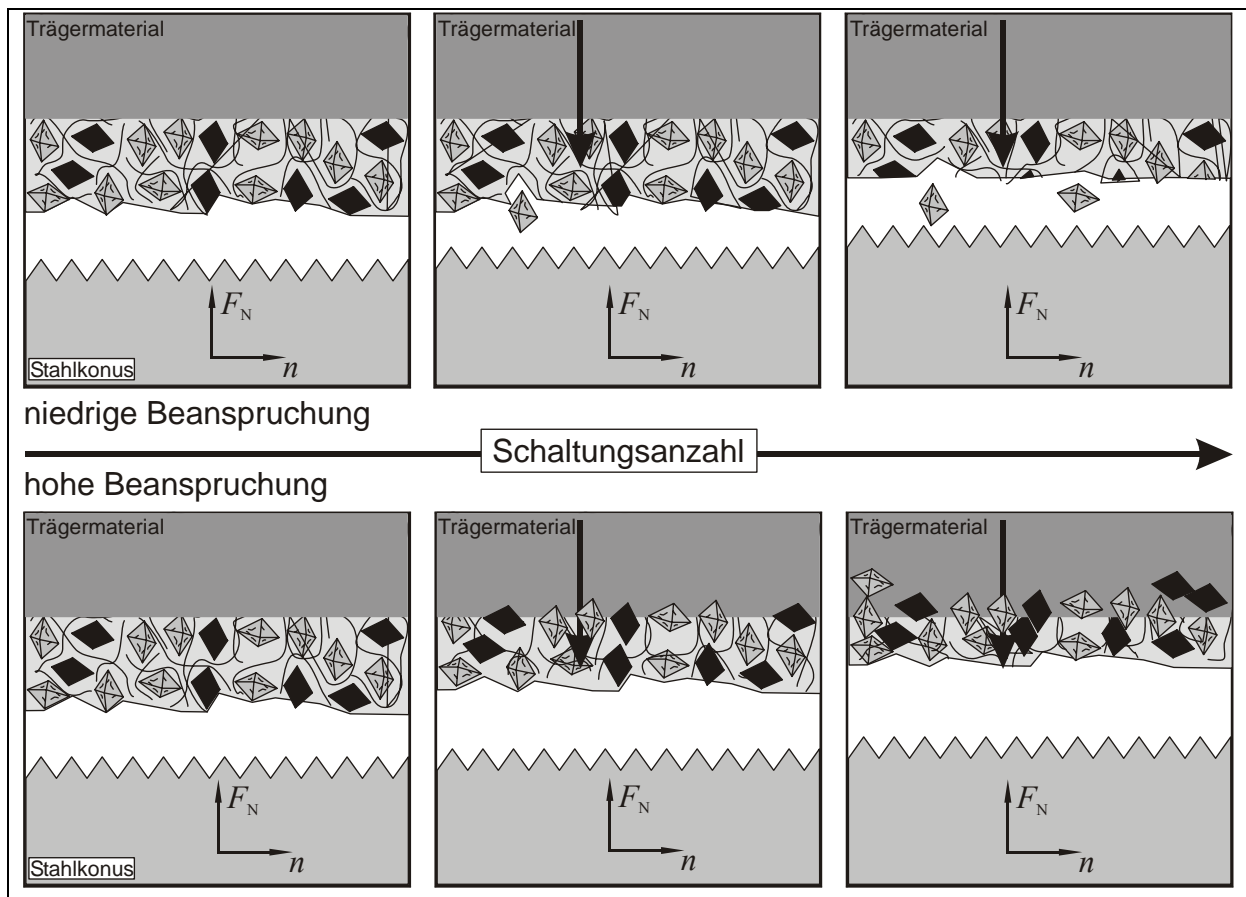


Abbildung 129: Verschleißmechanismus am Karbonreibbelag

**Abbildung 129** zeigt den Verschleißmechanismus an Seriensystem B für eine niedrige (oben) und hohe (unten) Beanspruchung. Bei niedriger Beanspruchung werden kontinuierlich Belagspartikel aus der Matrix heraus gebrochen und neue Reibflächen freigelegt. Dadurch regeneriert sich die Reibschicht bei relativ hohem Verschleiß. Die experimentellen Untersuchungen

gen haben dieses Verhalten bestätigt.

Bei hohen Beanspruchungen sind auch die thermischen Beanspruchungen des Reibbelages höher. Dadurch beginnt sich die Belagsmatrix zu verändern. Zunächst wird die Matrix durch die höheren Temperaturen weicher, die Poren werden geschlossen und die Hartstoffe werden in den Belag und das Trägermaterial gedrückt anstatt heraus zu brechen. Diese Verdichtung des Belages erfolgt, bis sich die für die Beanspruchung dichteste Packung eingestellt hat. Durch die fehlenden Hartstoffe an der Reiboberfläche und den dadurch vergrößerten Harzanteil verringert sich der Reibwert des Systems.

### 7.3.4 Zusammenfassung Seriensystem B

Das tribologische Verhalten von Seriensystem B ist durch einen ausgeprägten Einlaufbereich gekennzeichnet und besitzt keine Sprungstellen. Mit zunehmender spezifischer Reibarbeit pro Schaltung sinkt der Reibwert unter die Sperrgrenze und die Funktion der Synchronisierung wird instabil. Wie bei Seriensystem A können in diesem instabilen Bereich durchaus Schaltungen durchgeführt werden. Die Wechselwirkungen an den Dachschrägen führen dann vermehrt zu Veränderungen an den Dachschrägenoberflächen von Schiebemuffe und Synchronring. Zum Erreichen höherer Beanspruchungen wurde das System gesperrt und dadurch die Wechselwirkungen an den Dachschrägen verhindert.

Im Neuzustand beginnt das System mit einem niedrigeren mittleren Reibwert der, je nach Beanspruchungshöhe, auch im instabilen Sperrbereich liegen kann. Mit zunehmender Schaltungszahl steigt der mittlere Reibwert an und verlässt den instabilen Sperrbereich. Somit kann das System im eingelaufenen Zustand höhere spezifische Reibarbeiten ertragen, als im Neuzustand. Ein Großteil des Verschleißes findet im diesem Einlaufbereich als Kombination von abrasivem Verschleiß und Verdichtung der Belagsmatrix statt.

Bei sehr hohen Beanspruchungen erfolgt zunächst ein starker Rückgang der Verschleißreserve. Im weiteren Versuchsverlauf findet dann kein weiterer Verschleißfortschritt statt. Durch hohe Pressung und Reibflächentemperaturen wird hier der Reibbelag sofort stark verdichtet und ein Herausbrechen von Verschleißpartikeln verhindert.

Ein auf Einstufenversuchen basierendes Berechnungsmodell zur Verschleißvorhersage kann durch Berücksichtigung der unterschiedlichen Bereiche aufgestellt werden. Dieses Modell ist auf geordnet und stochastisch gestufte Versuche übertragbar. Bei geordnet gestuften Versuchen können die stufenspezifischen Einlaufbereiche allerdings nicht abgebildet werden.

Die Zersetzung des Reibbelages beginnt oberhalb einer Grenze von 325°C. Oberhalb dieser Grenze verändert der Reibbelag seine physikalischen Eigenschaften. Unter anderem nimmt die Elastizität ab. Die thermischen FEM Berechnungen ergeben im sicheren Funktionsbereich der Synchronisierung mittlere Kontakttemperaturen unterhalb dieser Grenze. Die tatsächlichen Kontakttemperaturen an den einzelnen Rauheitsspitzen werden deutlich höher sein. Durch die schlechte Wärmeleitfähigkeit des Reibbelages erfahren die oberflächennahen Bereiche höhere thermische Beanspruchungen, als die darunter liegenden Bereiche. Bei moderaten Beanspruchungen werden diese Bereiche nach thermischer Überbeanspruchung vom Belag getrennt und neue Reibflächen freigelegt. Bei höheren Beanspruchungen erfahren durch das insgesamt höhere Temperaturniveau auch die tiefer liegenden Bereiche des Reibbelages eine höhere thermische Beanspruchung und die gesamte Belagsmatrix wird verdichtet und verliert an Elastizität.

Im Gegensatz zu Seriensystem A verhalten sich bei diesem System ungesperrte und gesperrte Versuchsdurchführung im stabilen Beanspruchungsbereich annähernd gleich. Dies ist auf die höhere Elastizität des Reibbelages zurückzuführen. Beanspruchungsbedingte Ringstülpung oder eine vergrößerte Ringsteifigkeit üben eine geringere Veränderung der spezifischen Beanspruchung in der Reibfläche aus.

## 7.4 Gegenüberstellung von Seriensystem A und B

In **Abbildung 130** sind die Nebeneffekte und deren Wechselwirkungen auf das tribologische Verhalten für beide Seriensysteme zusammengefasst. Das tribologische Verhalten wird zunächst von der Beschaffenheit der Reibpartner und deren Veränderung im Versuchsverlauf bestimmt.

Durch die Schaltkraft werden Konus- und Ringreibfläche aufeinander gepresst und die Kräfteinleitung geht über die Dachschrägen durch den Ring über die Reibfläche in den Konus. Die an den Dachschrägen angreifende Axialkraft führt zu einer Ringaufschiebung und zu einer Ringstülpung. Die ungleichmäßige Flächenpressung in der Reibfläche wird bei Seriensystem A zusätzlich durch den in Abhängigkeit der Axialkraft die Reibfläche abschneidenden Freistich verstärkt.

Bei Seriensystem B wird die Reibfläche nicht durch einen Freistich beschnitten und die durch die Ringstülpung verursachte ungleichmäßige Flächenpressungsverteilung durch die Elastizität des Reibbelages ausgeglichen. Der Reibbelag wird dadurch innerhalb der Schaltung zwar unterschiedlich verdichtet, kann sich davon im stabilen Beanspruchungsbereich aber erholen.

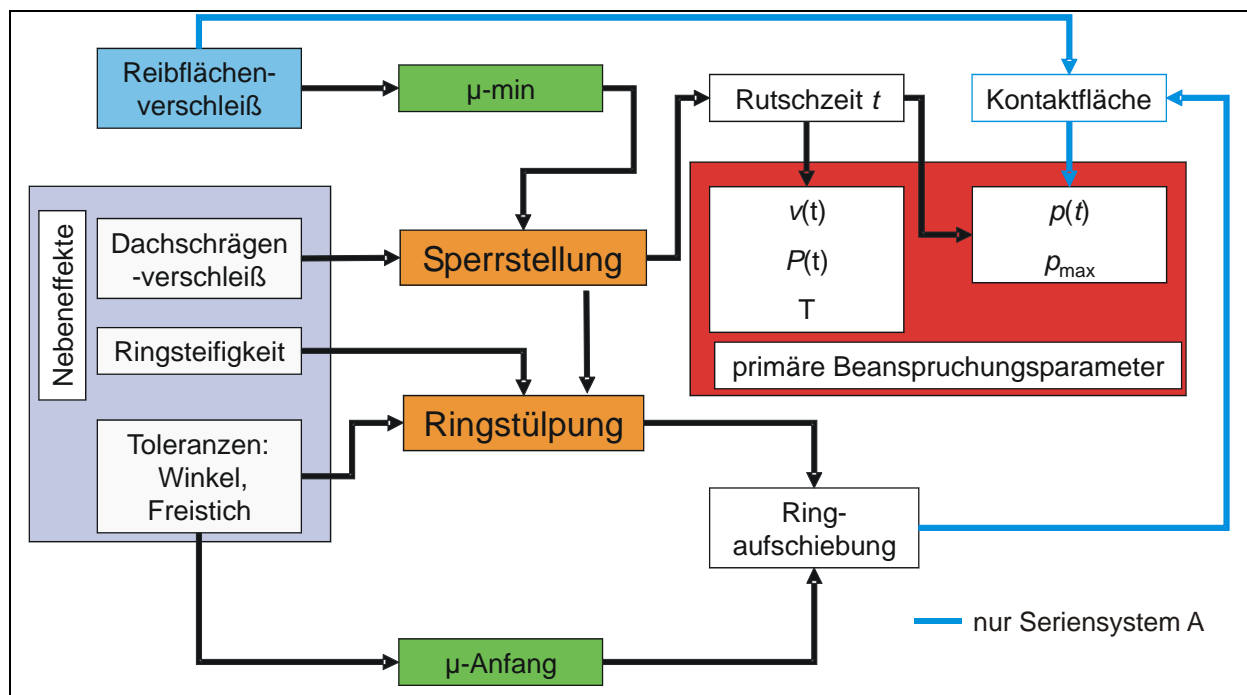


Abbildung 130: Übersicht der Nebeneffekte, die Einfluss auf das tribologische Verhalten der Seriensynchronisierung ausüben

Bei beiden Seriensystemen üben die Fertigungstoleranzen Einfluss auf die Ringaufschiebung und damit auf die spezifischen Beanspruchungen aus. Die Veränderung der Sperrgrenze durch Dachschrägenverschleiß verändert die Sperrstellung des Synchronringes und beeinflusst die Ringstülpung. Durch eine instabile Sperrstellung verändern sich Aufbau und Verlauf der primären Beanspruchungsparameter.

	Seriensystem A	Seriensystem B
<b>Ausgangsbasis</b>		
System	Seriensystem, Einfachkonus, Borg Warner	
Reibfläche	Streusinter	Karbon
Gegenreibfläche	Stahl	Stahl
Schmierstoff	MTF BOT 130	ATF DEXRON III
Wirkdurchmesser	76 mm	62 mm
Kegelwinkel	13°	
Größe der realen Kontaktfläche bei zunehmender Ringaufschiebung	Durch Freistich am Konus abnehmend	Konstant
Ringsteifigkeit	vergleichbar	
Belagssteifigkeit	steif	elastisch
<b>experimentelle Ergebnisse</b>		
Versuchsdurchführung	ungesperrt / gesperrt	
tribologisches Verhalten	Nichtlinear mit ausgeprägtem Einlaufverhalten, Veränderung bei Überbeanspruchung	
Ausfallursachen	Ausfall durch <b>Reibwertabfall</b> bei Unterschreitung der Sperrgrenze. Durch temporäre Unterschreitung der Sperrgrenze werden bereits bei mittleren Beanspruchungen die sekundären Beanspruchungsparameter verändert.	Bei höherer Beanspruchung ist <b>Reibwertabfall</b> die Hauptausfallursache. <b>Axialverschleiß</b> tritt bei moderaten Beanspruchungen als Hauptausfallursache auf.
Reaktion auf Überbeanspruchung	Verschmieren des Sinterbelages	Setzen, Verdichtung und Zersetzung des Belages
Hauptverschleißmechanismus	Abrasierer Verschleiß von Ring- und Konusreibbelag	
Verschleißzonen	Auf der Reibfläche sind unterschiedliche Beanspruchungsbereiche erkennbar	Die Reibfläche weist eine nahezu gleichmäßige Beanspruchung auf
<i>Einstufenversuch</i>		
Reibwertverhalten	Drei Bereiche mit ausgeprägtem Einlaufbereich. Bei höheren Beanspruchungen stark streuende, abfallende Reibwerte	Horizontaler Reibwertverlauf nach ausgeprägtem Einlauf.
Erhöhung der Ringsteifigkeit	Bei gleichen Winkeln von Ring und Konus, Erhöhung des Verschleißfortschrittes	Kein Unterschied
Veränderung der Ringwinkel	Kantenläufer führen durch örtliche Überbeanspruchung des Reibbelages zum Verschmieren des Reibbelages und zum Reibwertabfall.	nicht experimentell untersucht – im Berechnungsmodell ist nur wenig Einfluss zu erkennen
Wechselwirkungen an den Dachschrägen	führen zu Veränderungen der Kontaktflächen von Ring und Schiebemuffe.	

	Seriensystem A	Seriensystem B
	Gesperrte Versuche besitzen die größere Ringstülpung. Ungesperrte Versuche können sich durch die Wechselwirkungen an den Dachschrägen entspannen und dadurch die Ringstülpung herabsetzen	
Einfluss der Beanspruchungsrichtung durch von Schaltung zu Schaltung wechselnde Drehrichtung	gleichmäßiger Reibwertverlauf, hoher Verschleißfortschritt	am Seriensystem nicht untersucht, am Modellsystem geringerer Verschleiß
<i>geordnet gestufter Stufenversuch</i>		
Reaktion auf Lastwechsel	stufenspezifischer Einlauf	
Unterschied ungesperrt/gesperrt	vergleichbar	Reibwertverlauf vergleichbar, Verschleißverhalten im Einlaufbereich bei gesperrtem Versuch höher
<i>stochastisch gestufter Stufenversuch</i>		
Reaktion auf Lastwechsel	kein stufenspezifischer Einlauf möglich	
Unterschied ungesperrt/gesperrt	Reibwertniveau und Verschleißfortschritt sind bei gesperrter Versuchsdurchführung deutlich höher	kein Unterschied zwischen gesperrter und ungesperrter Versuchsdurchführung zu erkennen, Verschleißverhalten gleich
Übertragbarkeit der Modellrechnung von Einstufen- auf Kollektivversuche	Ja, unter Berücksichtigung der stufenspezifischen Einlaufbereiche	
<b>Berechnungsergebnisse</b>		
Kontaktpressung	Nichtlinear durch Kegelkontakt, Pressungsmaximum am großen Kegeldurchmesser	
Verstärkung der Kontaktpressung im Beanspruchungsbereich durch konstruktive Ausgangsbasis	Zunahme wegen abnehmender Kontaktfläche durch Freistich und mit Überlagerung durch Ringstülpung	nein
Einfluss der Ringstülpung	direkte Verstärkung der Kontaktpressung durch steifen Reibbelag.	Durch die Elastizität des Reibbelages hat die Ringstülpung nur geringen Einfluss auf die Beanspruchung der Reibfläche.
Einfluss von Toleranzen	groß durch stark veränderte Kontaktpressungen und veränderte Reibfläche durch Freistichvarianz	gering, durch elastischen Reibbelag
Temperaturverteilung	hohe Spitzentemperaturen an den Reibflächenkanten und der Freistichkante. Große Differenz zwischen maximaler und mittlerer Reibflächentemperatur	relativ gleichmäßige Temperaturverteilung über die gesamte Reibfläche

Tabelle 19: Gegenüberstellung von Seriensystem A und B

## 8 Das tribologische Verhalten der Modellsysteme

Das tribologische Verhalten der Seriensysteme ist durch die unterschiedlichen geometrischen Abmessungen und der daraus resultierenden abweichenden spezifischen Beanspruchung der Reibfläche, sowie die unterschiedlichen mechanischen und thermischen Eigenschaften durch die verwendeten Materialien nur bedingt miteinander zu vergleichen. Zusätzlich führt der Freistich bei Seriensystem A zu einer Einflussgröße, die bei Seriensystem B nicht gegeben ist. Mit den entwickelten Modellsystemen ist durch gleiche Ringsteifigkeit und fehlendem Einfluss von Wechselwirkungen an den Dachschrägenverzahnungen eine bessere Vergleichbarkeit der tribologischen Systeme untereinander möglich.

### 8.1 Versuchsprogramm

Die Modellsysteme sind in Mehrstufendauerschaltversuchen mit geordneter Beanspruchungsreihenfolge und einer Drehrichtung und in Einstufenversuchen mit gleicher und von Schaltung zu Schaltung wechselnder Drehrichtung untersucht worden. Durch die fehlende Dachschrägenverzahnung können nur gesperrte Versuche durchgeführt werden.

Im Beanspruchungsbereich orientieren sie sich auf Grund der gleichen geometrischen Abmessungen der Reibfläche an Seriensystem A. Die Beanspruchungsparameter können **Tabelle 20** entnommen werden.

Beanspruchungsparameter		Einheit	Mehrstufenversuch	Einstufendauer-versuch
Primär	Axialkraft $F_a$	N	957-1531-2105	1531
	Anfangsgleitgeschwindigkeit $v_{\max}$ bzw. Anfangsdrehzahl $n_{\max}$	m/s min <sup>-1</sup>	5-8-12 1242-1987-2980	8 1987
	Reibarbeit	J	338-886-1637	886
	Massenträgheitsmoment $J$	kg·m <sup>2</sup>	0,04	
Sekundär	Öltemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$	°C	80	
	Ölvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$	l/min	1	
	mittlere spezifische Reibleistung $q_m$	mW/mm <sup>2</sup>	100	
	Taktzeit $T$	s	3 - 5,1 - 8	
Schmierstoff: MTF Getriebeöl BOT 130M				

Tabelle 20: Variationsbereich der Beanspruchungsparameter



## 8.2 Mehrstufendauerschaltversuche

Das tribologische Verhalten der Modellsysteme im Stufenversuch zeigen die folgenden Abbildungen. Die Verläufe von Reibwert und Verschleißreserve werden durch den Wechsel der Beanspruchung unterschiedlich beeinflusst. Die Steigerung der Axialkraft und die Veränderung der Bauteiltemperatur führt bei allen Systemen zur einer Ringaufschiebung, die als Sprung im Signal der Verschleißreserve zu erkennen ist.

Die Reibwertverläufe der beiden Streusintersysteme B1 und B2 reagieren sprunghaft auf den Wechsel der Beanspruchung (**Abbildung 131**). Durch den Anstieg der Pressung verändern sich die Ringstülpung und damit die Reibfläche und der Reibwert fällt ab, wobei der Abfall bei B2 größer ist. Das Niveau der Reibwertschwankungen ist bei B1 geringer als bei B2. Das Reibwertmaximum wird bei beiden Systemen beim Rückgang von der höchsten zur mittleren Anfangsgleitgeschwindigkeit erreicht. Die mittlere Konstanttemperatur ist bei beiden Systemen annähernd gleich. In der höchsten Stufe der Anfangsgleitgeschwindigkeit ist sie beim System B2 leicht erhöht gegenüber B1. Der Verschleißfortschritt ist bei System B2 deutlich höher als bei System B1.

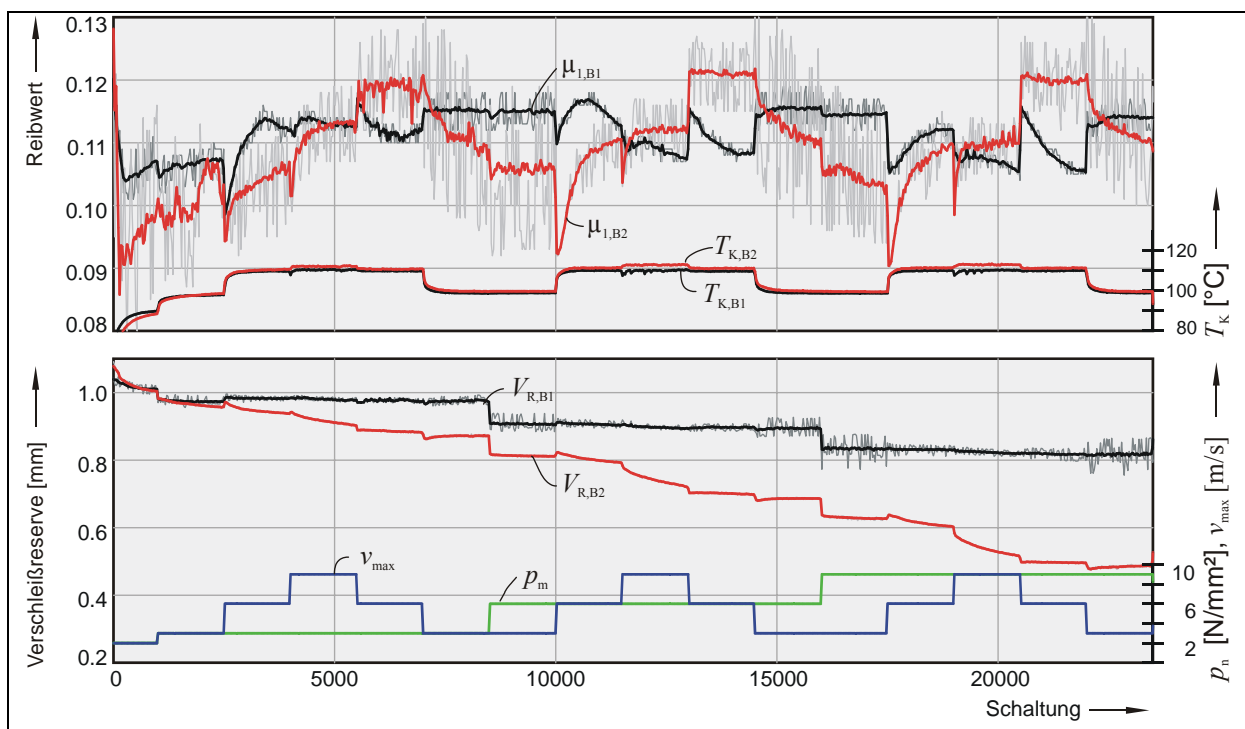


Abbildung 131: Stufenversuch an den Streusinter - Modellsystemen B1 und B2

Die beiden Karbonsysteme C1 und C2 zeigen im Stufenversuch ein annähernd gleiches Reibwertniveau (**Abbildung 132**). Die niedrigsten Reibwerte werden bei beiden Systemen in der Stufe der hohen Anfangsgleitgeschwindigkeit erreicht. Beide Systeme erreichen ein gleiches Temperaturniveau. Der Verschleißfortschritt ist bei C1 größer, weil durch die, im Gegensatz zu C2 vorhandene Ölnutung die Reibfläche reduziert wird und sich dadurch die reale Flächenpressung erhöht. In Verbindung mit einer geringeren Anfangsverdichtung des Belages kann dies zu deutlich größerem Axialverschleiß führen.

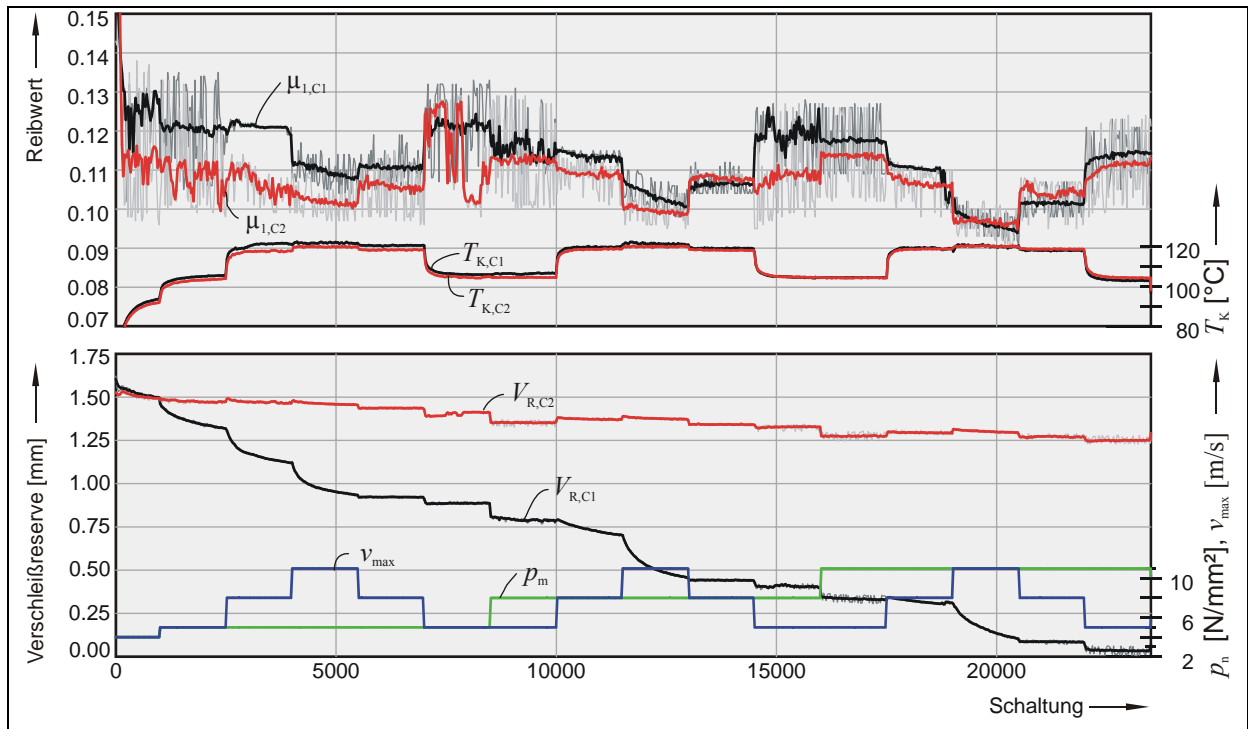


Abbildung 132: Stufenversuch an den Karbon - Modellsystemen C1 und C2

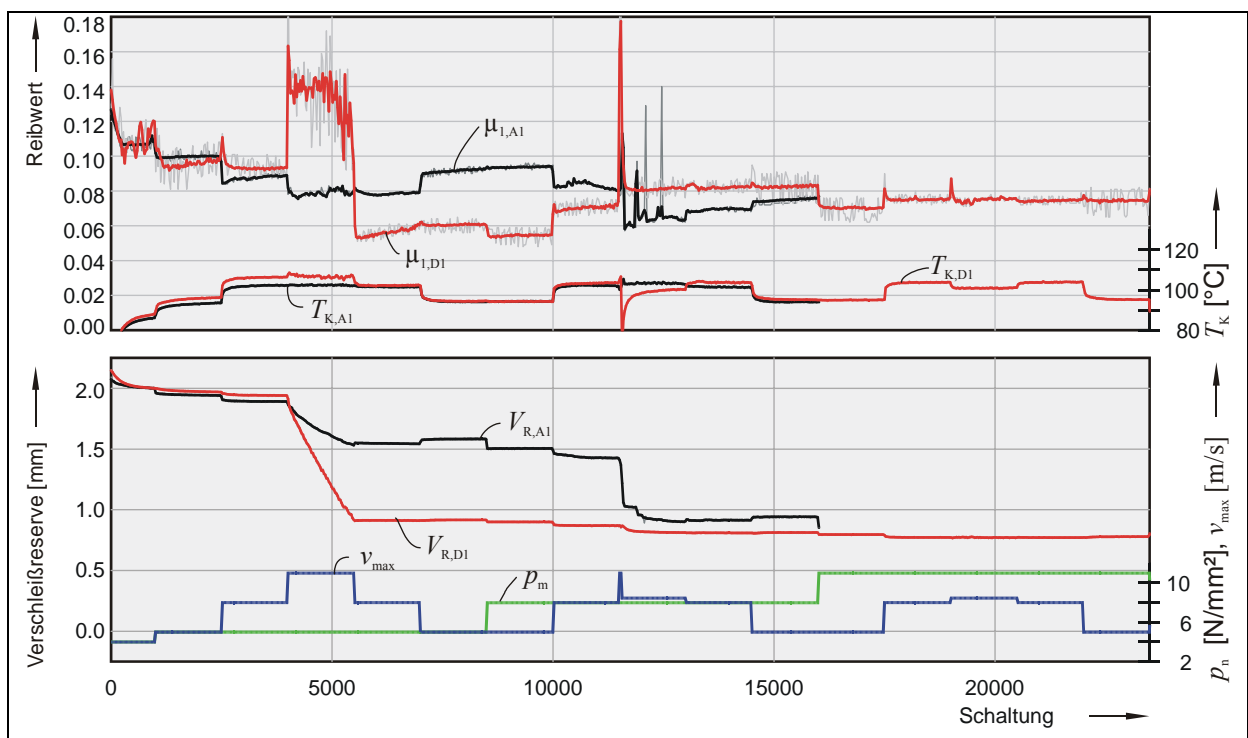


Abbildung 133: Stufenversuch an den metallischen Modellsystemen A1 und D1

Die Stufenversuche von A1 (Sondermessing) und D1 (Molybdän) zeigt **Abbildung 133**. Bei Modellsystem A1 verringert sich der Reibwert sprunghaft mit zunehmender Anfangsgleitgeschwindigkeit. In der höchsten Stufe der Anfangsgleitgeschwindigkeit findet zudem der größte Verschleißfortschritt statt. Bei Rücknahme der Anfangsgleitgeschwindigkeit und Senkung der Bauteiltemperatur nimmt der Reibwert wieder zu. Beim Wechsel in die höchste Pressungsstufe fällt das System durch Ringbruch aus.

Bis zur Reibwerthochlage bei hoher Gleitgeschwindigkeit zeigt das Modellsystem D1 zunächst einen leicht abfallenden Reibwert. In der Reibwerthochlage findet der größte Verschleißfortschritt mit ca. 1 mm Axialverschleiß statt. Dabei verschleifen sowohl die Reibfläche, als auch die Gegenreibfläche. Bei Reduzierung der Anfangsgleitgeschwindigkeit fällt der Reibwert auf ein niedrigeres Niveau ab. Mit Steigerung der Axialkraft fällt der Reibwert dann zunächst wieder ab, steigt mit zunehmender Anfangsgleitgeschwindigkeit dann wieder an. Durch die hohen Reibwerte in der Stufe der hohen Anfangsgleitgeschwindigkeit und dem Festfressen des Ringes auf dem Konus wurde die Anfangsgleitgeschwindigkeit für eine sinnvolle Versuchweiterführung auf 6 m/s reduziert.

### 8.3 Einstufendauerschaltversuche

In den Einstufendauerschaltversuchen sind die unterschiedlichen Reibpaarungen mit gleicher und abwechselnder Drehrichtung im selben Beanspruchungsbereich untersucht worden.

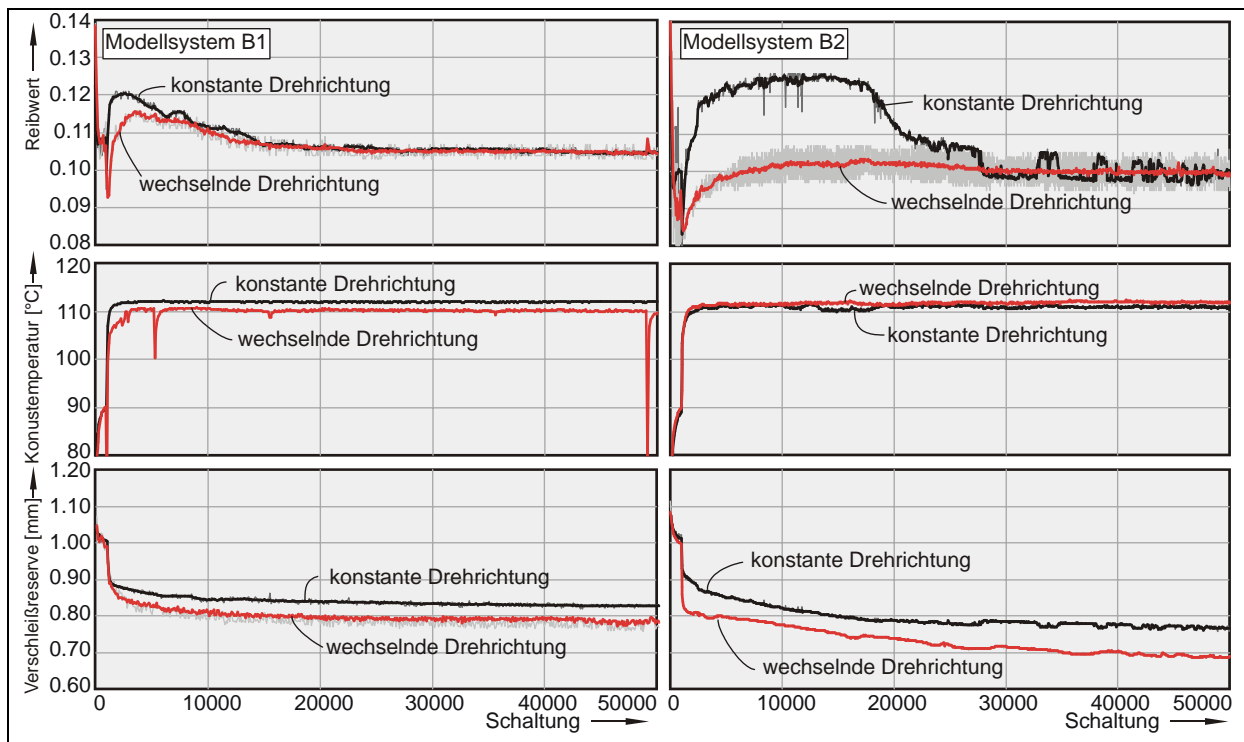


Abbildung 134: Vergleich konstante und wechselnde Drehrichtung an den Streusinter - Modellsystemen B1 und B2

Das Modellsystem B1 zeigt für konstante und wechselnde Drehrichtung in den ersten 1.000 Einlaufschaltungen gleiches Reibwertniveau (linke Diagramme in **Abbildung 134**). Nach dieser Einlaufphase zur Spitzenglättung fällt der Reibwert sprunghaft ab und steigt dann auf sein Maximum an. Danach fällt der Reibwert gleichmäßig bis etwa zum Niveau der Einlaufphase ab und bleibt danach konstant. Beim Versuch mit wechselnder Drehrichtung ist das Reibwertmaximum als beim Versuch mit konstanter Drehrichtung. Die mittlere Konustemperatur ist bei wechselnder Drehrichtung etwas niedriger und der Anfangsverschleiß bis etwa 10.000 Schaltungen höher als bei konstanter Drehrichtung.

Das Modellsystem B2 bildet bei konstanter Drehrichtung in der Beanspruchungsphase eine

Reibwerthochlage, die etwa bis zur Hälfte des Versuches ausgeprägt ist (rechte Diagramme in **Abbildung 134**). Dieses Verhalten ist bei wechselnder Drehrichtung nicht zu beobachten. Dort ist der mittlere Reibwert sowohl in der Einlaufphase, als auch in der Beanspruchungsphase niedriger und relativ konstant. Beide Versuchsdurchführungen erzeugen annähernd gleiche Konustemperaturen. Der Verschleißfortschritt ist bei wechselnder Drehrichtung etwas stärker ausgeprägt und die Ringaufschiebung ist größer.

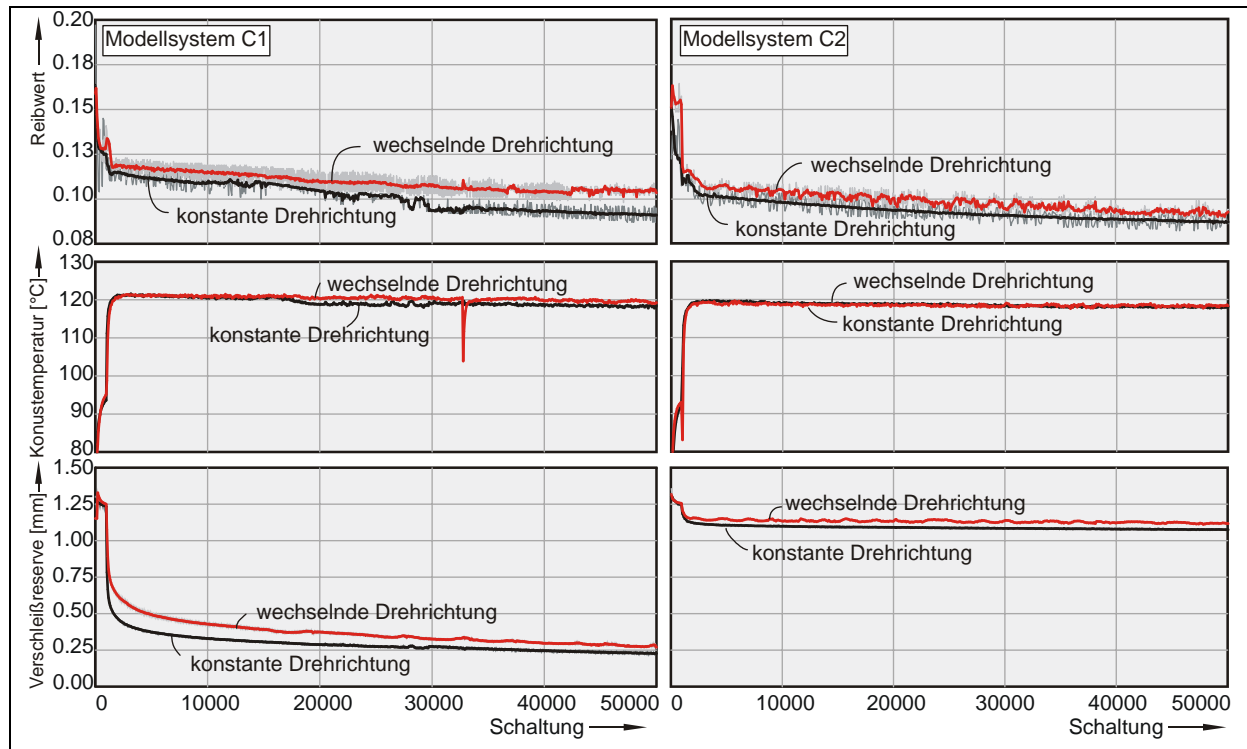


Abbildung 135: Vergleich konstante und wechselnde Drehrichtung an den Streusinter Modellsystemen C1 und C2

Das Modellsystem C1 hat bei wechselnder Drehrichtung einen höheren mittleren Reibwert, als bei konstanter Drehrichtung (linke Diagramme in **Abbildung 135**). Zu Beginn der Beanspruchungsphase ist die mittlere Konustemperatur für beide Versuche annähernd gleich. Nach ca. 18.000 Schaltungen fällt die Konustemperatur bei konstanter Drehrichtung zusammen mit dem Reibwert leicht ab. Die Ringaufschiebung bei konstanter Drehrichtung ist größer und der Verschleißfortschritt höher als bei wechselnder Drehrichtung.

Das Modellsystem C2 zeigt bei wechselnder Drehrichtung erhöhte schwankende Reibwerte. Die mittlere Konustemperatur ist bei beiden Versuchen annähernd gleich. Die Ringaufschiebung ist bei wechselnder Drehrichtung geringer (rechte Diagramme in **Abbildung 135**).

Das Modellsystem C1 besitzt im Gegensatz zu C2 einen deutlich stärker ausgeprägten Einlaufverschleiß in der Beanspruchungsphase. Dieser große Unterschied ist auf die unterschiedlichen Fertigungsverfahren zurückzuführen. Bei einer fertigungsbedingt stärkeren Verdichtung des Reibbelages würde dieser Einlaufverschleiß wahrscheinlich geringer ausfallen. Des Weiteren besitzt C1 eine belagsseitige Ölnutung, die das Setzen des Reibbelages vermutlich fördert.

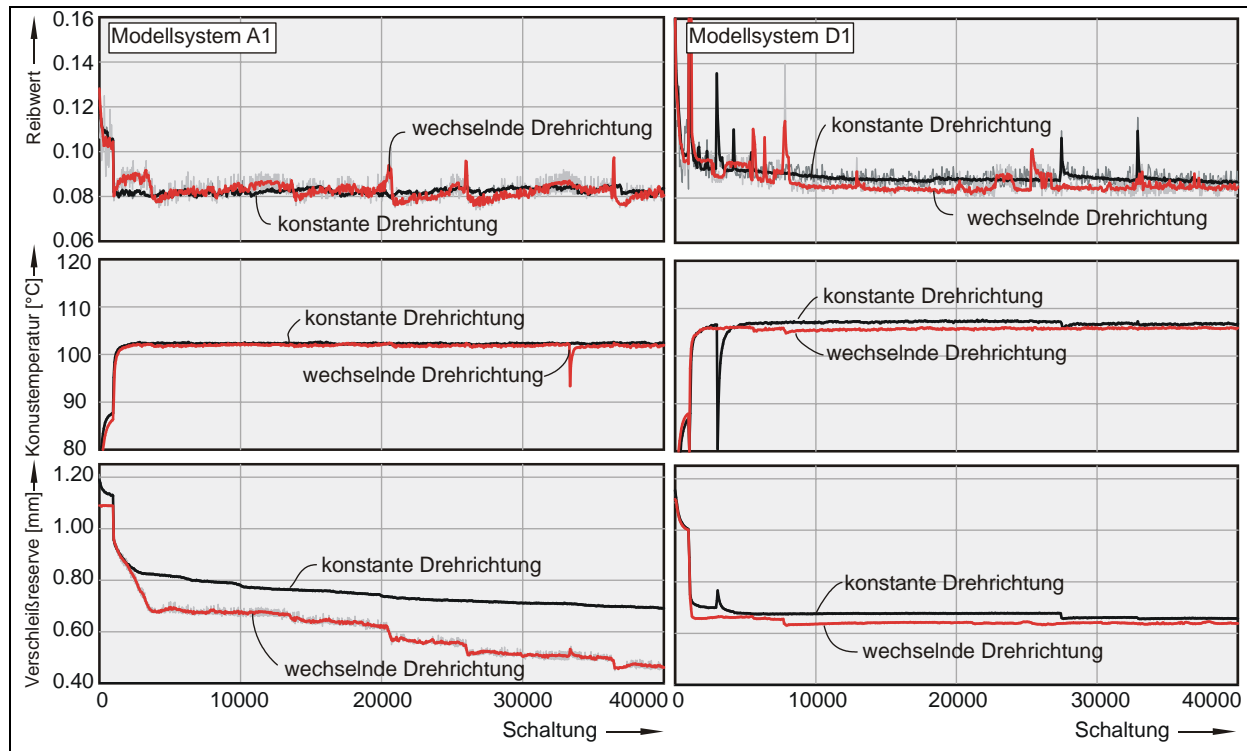


Abbildung 136: A1: Vergleich konstante (160) und wechselnde Drehrichtung (F161)

Im Gegensatz zu den vorher beschriebenen Systemen ist bei den Modellsystemen A1 (Sondermessing) und D1 (Molybdän) der Reibbelag metallisch mit dem Ringträger verbunden.

Durch die für dieses Material hohen Beanspruchungen verschleißt das Modellsystem A1 sehr stark und es kommt nach 40.000 Schaltungen zum Ringbruch. Das Temperatur- und Reibwertniveau ist bei beiden Versuchen annähernd gleich. Bei wechselnder Drehrichtung kommt es zum höchsten Verschleißfortschritt. Der größte Verschleißfortschritt findet dabei fast stufenförmig bei kurzen Reibwerthochlagen statt (linke Diagramme in **Abbildung 136**).

Das Molybdänsystem D1 neigt bei dieser Beanspruchung zu hohen Reibwerten und damit zu lokalen Verschweißungen der Molybdänreibfläche mit der Stahlgegenreibfläche des Konus (rechte Diagramme in **Abbildung 136**). Die Reibwertspitzen überschreiten dabei teilweise das Abbruchkriterium des Prüfstandes und führen zur Versuchsunterbrechung. Durch die Versuchsunterbrechung kühlen der Prüfstand und die Prüfteile ab und es kommt bei beiden Versuchen zu Stufen im Verlauf der Verschleißreserve und zu Spitzen im Reibwertverlauf. Beim Vergleich sind bei konstanter Drehrichtung das Reibwertniveau und die Konustemperatur etwas höher. Der Verschleiß ist bei wechselnder Drehrichtung zu Beginn der Beanspruchungsphase höher. Danach besitzen beide Versuche annähernd gleichen Verschleißfortschritt.

#### 8.4 Bauteiltemperatur und Pressungsverteilung

Die Gegenüberstellung von mittlerem Reibwert  $\mu_1$  und mittlerer Konustemperatur aller Modellsysteme im Dauerversuch zeigt **Abbildung 137**. Das niedrigste Reibwertniveau besitzen die metallisch mit dem Ringträger verbundenen Reibbeläge A1 und D1. Darüber verteilen sich sowohl Karbon- als auch Streusintersysteme. Wobei die Karbonsysteme in den ersten

1.000 Einlaufschaltungen bei der Spitzenglättung die höchsten Reibwerte zeigen. Bei der darauf folgenden Erhöhung der Beanspruchung verringert sich der Reibwert zunächst sprunghaft. Bei den Streusintersystemen führt der Lastwechsel von Einlauf zu Beanspruchungsphase zu einem sprunghaften Reibwertanstieg.

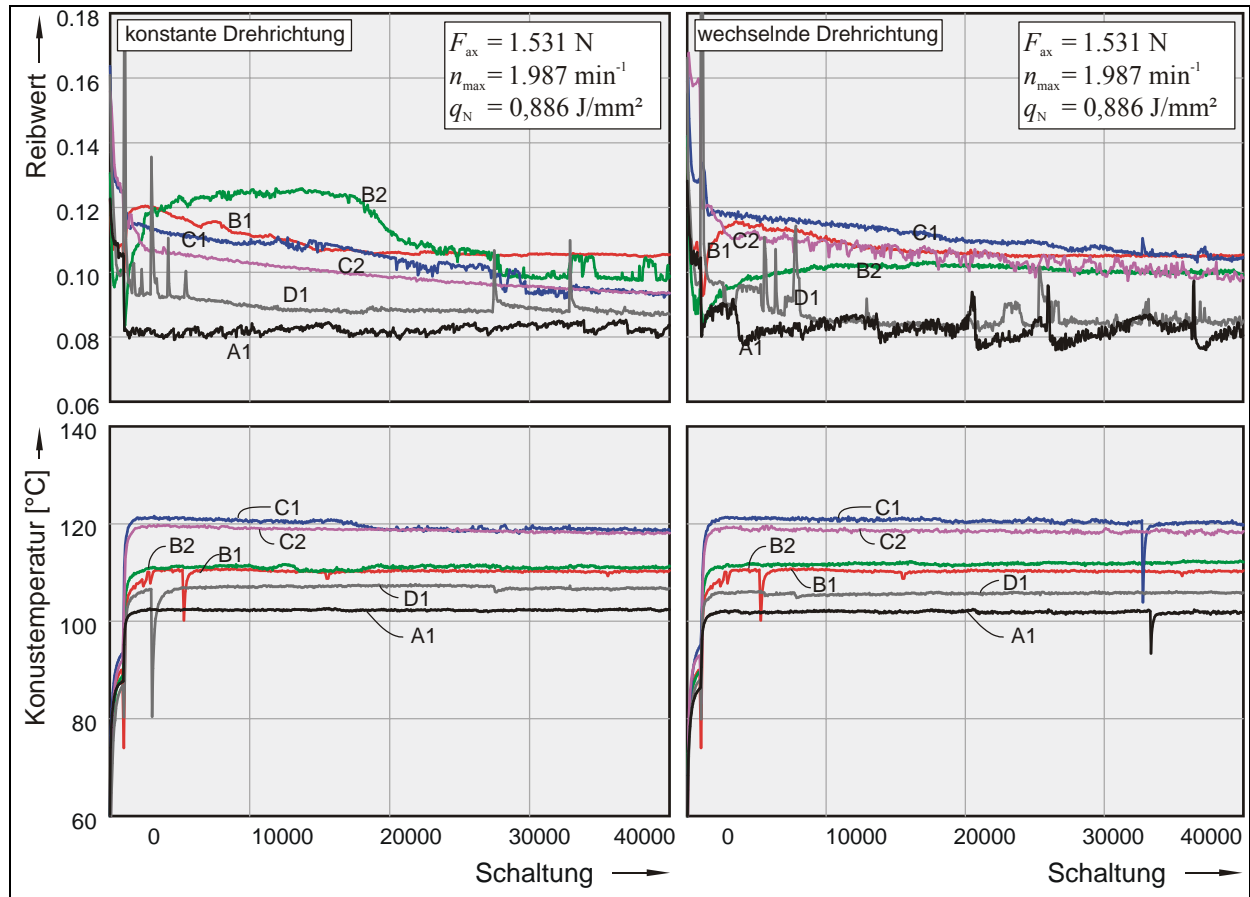


Abbildung 137: Vergleich von mittlerem Reibwert und mittlerer Konustemperatur der Modellsysteme im Dauerversuch

Beim Vergleich der mittleren Konustemperaturen liegen die organischen Reibbeläge deutlich über den metallischen Reibbelägen. Messing zeigt das niedrigste Niveau, gefolgt von Molybdän. Die Reihenfolge orientiert sich an den Wärmeleitfähigkeiten der Reibbeläge. Durch die Zuführung der gleichen äußeren Beanspruchungen und durch gleiche thermische Rahmenbedingungen der Modellprüfkörper gilt: Je schlechter die Wärmeleitfähigkeit des Belages, desto mehr Temperatur wird über die Gegenreibfläche abgeführt.

Die unterschiedlichen physikalischen Eigenschaften der Reibbeläge verursachen verschiedene Reibflächenbeanspruchungen trotz gleicher äußerer Beanspruchungen. Der Vergleich der berechneten Kontaktpressung bei gleicher Axialkraft und gleicher Kontaktfläche zwischen den Modellsystemen zeigt **Abbildung 138** (links).

Es lassen sich zwei unterschiedliche Pressungsverteilungen feststellen. Die Modellsysteme A1 und D1 bilden an den Rändern des Reibbelages Spannungsmaxima aus. Sie bestehen vollständig aus metallischen Komponenten mit ähnlichen E-Modulen ohne „weiche“ Zwischenschichten. Aus diesen Ergebnissen lässt sich ableiten, dass die metallischen Reibbeläge

A1 und D1 bei gleichen äußeren Beanspruchungen und gleichen für die Berechnung angenommenen Reibflächen örtlich die höchsten spezifischen Beanspruchungen erfahren.

Im Gegensatz dazu haben die zusammengesetzten Beläge mit, im Vergleich zum Ringträger nachgiebigen Reibschichten an den Reibbelagsrändern kein ausgeprägtes Maximum an den Rändern der Reibflächen. Das deutlich geringere Pressungsmaximum liegt bei diesen Systemen ausschließlich am großen Ringdurchmesser.

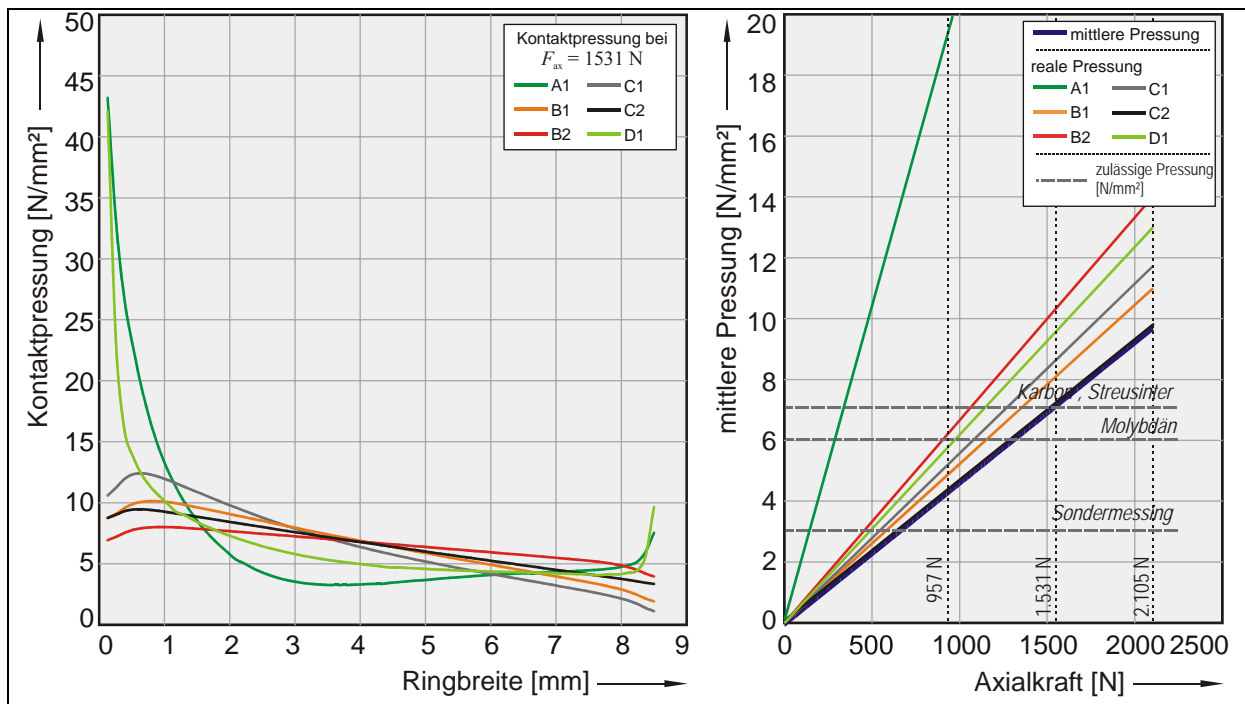


Abbildung 138: Pressungsverteilung der Modellsysteme, bei statischer Rechnung und gleicher Axialkraft (links) und Vergleich zwischen realer, mittlerer Pressung und den veröffentlichten [52] und experimentell bestimmten Grenzwerten

Das rechte Diagramm in **Abbildung 138** zeigt die reale Flächenpressung der Modellsysteme, die durch die unterschiedlichen Kontaktflächen entstehen, im Vergleich mit der mittleren Pressung und den in der Literatur angegebenen und experimentell ermittelten Werten.

Die realen Flächenpressungen der Modellsysteme liegen bei den beiden höchsten Stufen der Stufenversuche oberhalb der allgemein vorgegeben Grenzwerte.

Zusätzlich zur mechanischen Beanspruchung erfahren die Reibbeläge durch die umgesetzte Reibarbeit eine thermische Beanspruchung. Um die tatsächlichen Reibflächenbeanspruchungen abschätzen zu können werden in **Abbildung 139** die Unterschiede zwischen der umgesetzten und der spezifischen Reibarbeit im Vergleich mit den veröffentlichten [52] und experimentell bestimmten Grenzwerten dargestellt.

Wie auch in den Stufenversuchen (**Abbildung 133**) und Dauerversuchen (**Abbildung 136**) zu erkennen war, befinden sich die die Beanspruchung der Modellsysteme A1 und D1 oberhalb des für diese Systeme vorgesehenen Einsatzbereiches.

Die Beanspruchung der Modellsysteme mit Karbon- und Streusinterreibbelag sind in der höchsten Stufe des Stufenversuches über den angegebenen Grenzwerten der spezifischen Reib-

arbeit. In diesen Stufen zeigen die Modellsysteme B2 und C1 erhöhten Verschleiß. Beide Systeme erfahren beim direkten Vergleich mit B1 und C2 durch die geringere reale Reibfläche eine höhere spezifische Reibarbeit.

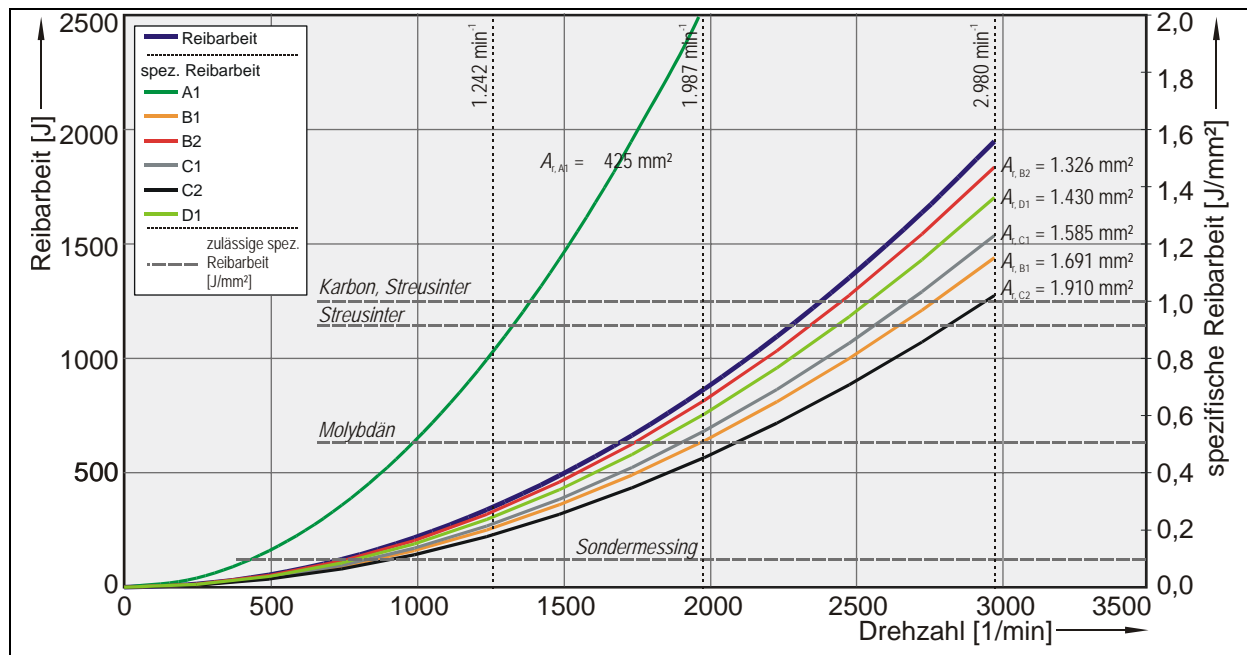


Abbildung 139: Unterschiede zwischen umgesetzter und spezifischer Reibarbeit zwischen den Modellsystemen im Vergleich mit veröffentlichten [52] und experimentell bestimmten Grenzwerten

## 8.5 Zusammenfassung - tribologisches Verhalten der Modellsysteme

Durch die Entwicklung der Modellsysteme wird ein direkter Vergleich der belagsspezifischen Eigenschaften unter gleichen Beanspruchungen möglich. Störende Nebeneffekte an Dachschrägen oder durch unterschiedliche Ringstülpung werden eliminiert.

Die experimentellen Untersuchungen zeigen im Stufenversuch für die Streusinter- und Karbonreibbeläge jeweils annähernd gleiches Reibwertverhalten. Der Reibwertmittelwert und die Höhe der Reibwertsprünge durch den Wechsel der Beanspruchungen sind jedoch unterschiedlich.

Das Verschleißverhalten hingegen ist zwischen den beiden Streusinter- und Karbonsystemen unterschiedlich ausgeprägt. Dafür sind bei den Systemen die unterschiedliche Herstellung, die unterschiedlichen Fügeverfahren des Reibbelages auf den Ringträger und die durch die Belagsnutzung veränderte reale Anfangsreibfläche ursächlich.

Im Dauerversuch verändert sich beim Wechsel der Drehrichtung das tribologische Verhalten der Systeme.

Die beiden Streusintersysteme haben bei wechselnder Drehrichtung ein niedrigeres und gleichmäßigeres Reibwertniveau mit deutlich höherem Verschleißfortschritt, als bei konstanter Drehrichtung. Hier zeigt sich, dass durch den Wechsel der Drehrichtung das Herausbrechen von Belagspartikeln und die Erneuerung der Reibfläche gefördert werden.

Die Karbonsysteme besitzen bei wechselnder Drehrichtung ein höheres Reibwertniveau bei niedrigerem Verschleißfortschritt. Der Wechsel der Beanspruchungsrichtung sorgt hierbei für



die Verhinderung einer der Drehrichtung angepassten gerichteten Verdichtung.

Die beiden Modellsysteme A1 und D1 haben jeweils bei beiden Versuchsdurchführungen ein gleiches Reibwertniveau und besitzen beide bei wechselnder Drehrichtung den größten Verschleißfortschritt.

Das Temperaturniveau der durchgeführten Versuche lässt sich nach der Wärmeleitfähigkeit der Reibbeläge einstufen. Durch eine schlechte Wärmeleitfähigkeit des Reibbelages wird ein Großteil der eingebrachten Reibungswärme über die Gegenreibfläche abgeführt. Gleichzeitig besitzen die Reibbeläge mit der schlechtesten Wärmeleitfähigkeit auch das höchste Reibwertniveau. Durch die gleichzeitige hohe Elastizität dieser Beläge werden Spannungs- und Temperaturspitzen in der Reibfläche abgebaut und insgesamt niedrigere mittlere Reibflächentemperaturen erreicht. Gerade die zusammengesetzten, porösen Reibbeläge funktionieren bei niedrigeren Reibflächentemperaturen besser.

## 9 Schlussfolgerungen

Moderne Reibpaarungen in Synchronisierungen zeichnen sich durch eine hohe Verschleißfestigkeit über den gesamten Beanspruchungsbereich aus. Um die einwandfreie Funktion des Systems zu gewährleisten zu können, sollte der Reibwert über die gesamte Beanspruchungsdauer möglichst konstant sein. Das Reibwertverhalten ist hingegen sehr stark von der Beanspruchung abhängig.

Durch den zunehmenden Leichtbau und die höheren Beanspruchungen nehmen die Bauteilverformungen zu. Dadurch wird die Ungleichmäßigkeit der Kontaktpressungs- und Temperaturverteilung in der Reibfläche zusätzlich verstärkt und der örtliche Reibwert stark beeinflusst.

Die Ungleichförmigkeit wird durch konstruktive Auslegung und die Systemtoleranzen verstärkt und erschwert die Vorhersage des Systemverhaltens im Beanspruchungsbereich.

Eine Vorhersage des tribologischen Verhaltens ist ohne experimentelle Untersuchungen durch die Vielzahl der Einflussparameter nicht möglich. Das Verschleißverhalten hingegen ist unter Berücksichtigung beanspruchungsinduzierter Nebeneffekte vorhersagbar.

### 9.1 Anwendung des Verschleißmodells

Die Anwendung eines Modells zur Verschleißvorhersage von beliebigen Synchrosystemen in Abhängigkeit der Beanspruchungsparameter Pressung, Gleitgeschwindigkeit und Massenträgheit ist gelungen. Der Temperatureinfluss auf das Verschleißverhalten ist bestätigt worden. Das Berechnungsmodell basiert auf einem Beanspruchungskoeffizienten, der Flächenpressung und Anfangsgleitgeschwindigkeit als Verschleißintensität den Axialverschleiß pro umgesetzte Reibarbeit ansieht.

Die Ermittlung der Eckpunkte zur Verschleißbestimmung konnte nur mit hohem Aufwand erfolgen, da die beiden Seriensysteme A und B durch signifikanten Einlaufverschleiß und starke Streuungen der Messergebnisse gekennzeichnet sind. Die Eingrenzung der stationären Verschleißbereiche konnte die Streuung herabsetzen.

Die Verschleißintensitäten im stationären Verschleißbereich der Systeme sind im Vergleich mit früheren Untersuchungen von *Lösche* [29] und *Spreckels* [48] deutlich geringer (**Abbildung 140**). Um einen Vergleich der unterschiedlichen Systeme durchführen zu können, sind die Beanspruchungsparameter Pressung und Anfangsgleitgeschwindigkeit im Beanspruchungskoeffizient mit gleicher Wertigkeit zusammengefasst. Die spezifische Reibarbeit als weitere Beanspruchungskenngröße ist den Systemen hinzugefügt.

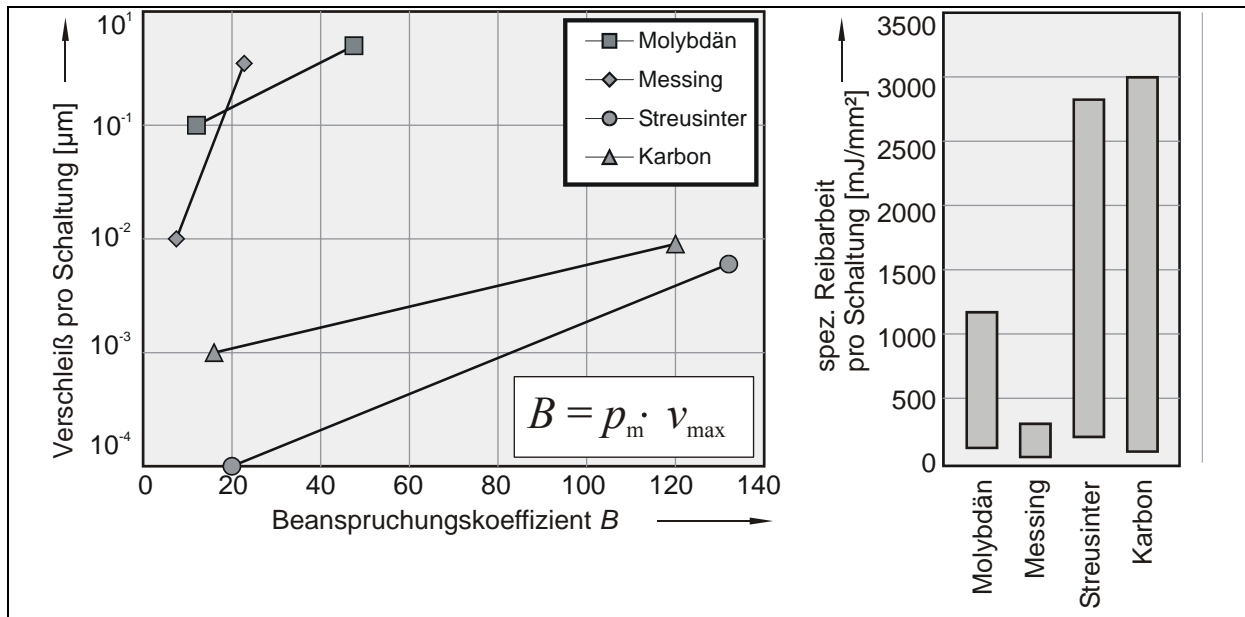


Abbildung 140: Einordnung der Verschleißbeträge im Feld der Beanspruchungsparameter

Bei Synchronisierungen mit sehr verschleißfesten Reibpartnern und daraus resultierend geringen Verschleißintensitäten ist die klare Abgrenzung der Verschleißbereiche und Identifizierung von Nebeneffekten zur Verschleißvorhersage notwendig. Die auch von *Lösche* [29] und *Spreckels* [48] durchgeführte Vorgehensweise zur Modellerstellung wurde in dieser Arbeit erfolgreich angewendet und soll im Folgenden erweitert werden. Zur Modellerstellung müssen folgende Punkte geklärt sein:

- Zur eindeutigen Identifizierung der Verschleißbereiche und Ermittlung der geometrischen Nebeneffekte müssen die Reibpartner vor und nach den Versuchen vermessen werden. Dabei sollte der Schwerpunkt auf die Passgenauigkeit von Ring und Konus zueinander, die jeweilige Reibflächenbreite und die Oberflächenmikrogeometrie<sup>1</sup> gelegt werden.
- Wegen der sehr geringen Verschleißintensitäten muss die Bestimmung des axialen Verschleißfortschrittes kontinuierlich während des Versuches direkt zwischen Konus und Ring erfolgen. Nur so können nichtlineare Verschleißverläufe bestimmt werden und es ist eine Beeinflussung der Versuchsergebnisse durch thermische und mechanische Dehnungen im Versuchsaufbau weitestgehend ausgeschlossen.
- Die Ermittlung der thermischen Größen, wie z.B. Konustemperatur und Ringtemperatur, ist zwingend notwendig. Erst dadurch ist eine eindeutige Deutung des tribologischen Verhaltens möglich.
- Zur Deutung des tribologischen Verhaltens ist eine konstante mittlere Bauteiltemperatur bei den einzelnen Versuchspunkten im Stufenversuch und zur Unterscheidung ver-

<sup>1</sup> Bei Anwendung der topographischen Messgrößen zur Beschreibung der tribologischen Eigenschaften von Synchronsystemen ist Vorsicht geboten, da die Veränderung des Reibflächenprofils durch die nichtlineare Presungsverteilung örtlich stark unterschiedlich ausgeprägt ist. Einfache Mittelwertbildung reicht dabei nicht aus und es muss jeweils die an den untersuchten Stellen vorliegende Beanspruchung mit berücksichtigt werden.

schiedener Einstufenversuche untereinander notwendig. Dieses kann in den experimentellen Untersuchungen durch die gleiche mittlere spezifische Reibleistung über eine angepasste Taktzeit erreicht werden.

- Um die Wechselwirkungen, die durch die Dachschrägenverzahnung entstehen quantifizieren zu können, sind Stichprobenversuche mit modifizierten / gesperrten Systemen hilfreich.
- Der Einfluss einer von Schaltung zu Schaltung wechselnden Drehrichtung ist nicht zu vernachlässigen.

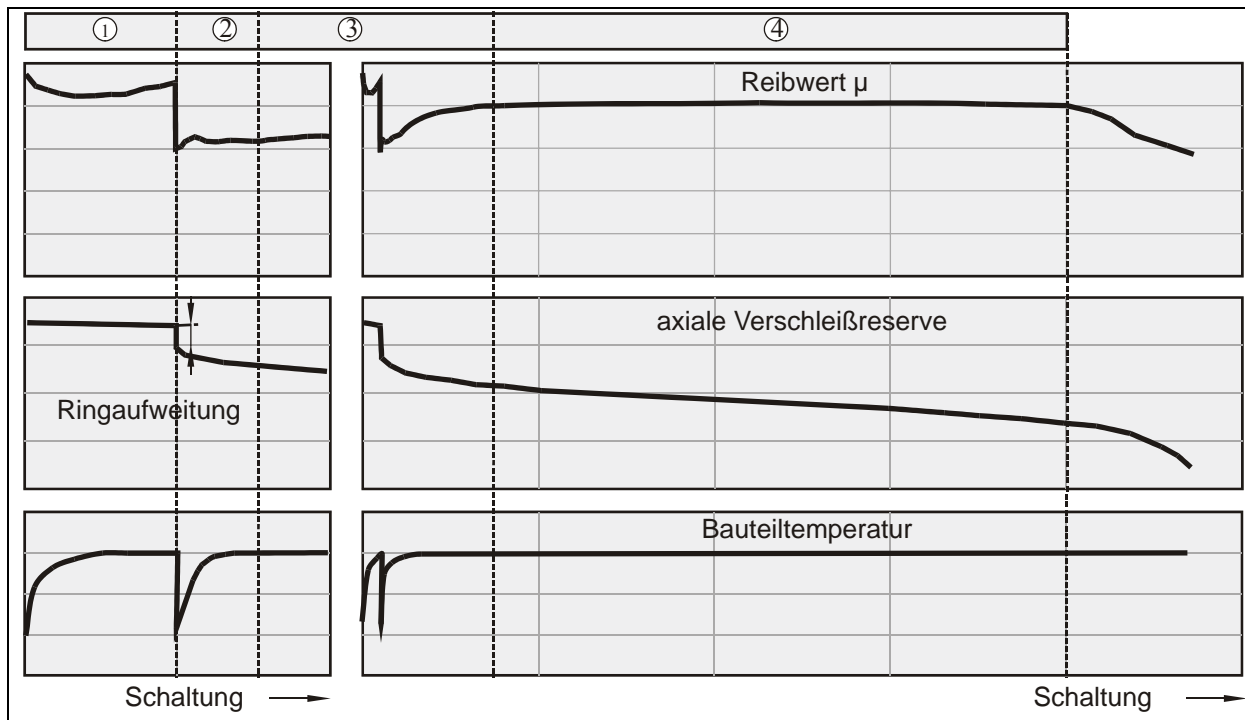


Abbildung 141: Ermittlung der Eckpunkte zur Modellerstellung

**Abbildung 141** zeigt das in dieser Arbeit verwendete Verfahren zur Bestimmung der Eckpunkte zur Verschleißberechnung im Einstufenversuch:

1. **Standardeinlauf:** Der Standardeinlauf dient zur Spitzenglättung.
2. **Temperaturausgleich:** Durch die eingebrachte Schaltenergie in der Laststufe wird das System aufgeheizt und es erfolgen thermische Ausgleichs- und Anpassungsvorgänge. Innerhalb dieser Spanne wird der Reibwertmittelwert von diesen Effekten mit beeinflusst.
3. **Einlaufbereich:** Der Einlaufbereich des Beanspruchungsversuches beginnt, wenn die thermischen Ausgleichsvorgänge abgeschlossen sind und sich eine konstante mittlere Bauteiltemperatur eingestellt hat.
4. **stationärer Verschleißbereich:** Der stationäre Verschleißbereich beginnt nach Stabilisierung des Reibwertverhaltens und endet bei Reibwertabfall oder festgelegtem Versuchsende.

Durch dieses Vorgehen ist es möglich, auch Systeme mit sehr ausgeprägtem Einlaufverhalten zu analysieren und die Verschleißintensitäten konstanten Reibwerten zuzuordnen.

## 9.2 Einfluss der Nebeneffekte

Die Streubreite der Verschleißintensitäten der Seriensysteme zeigt, dass neben den Beanspruchungsparametern Pressung, Anfangsgleitgeschwindigkeit und Reibarbeit noch weitere Größen das tribologische Verhalten der Systeme maßgeblich beeinflussen. Durch die geringen Verschleißbeträge treten funktionsspezifische Mechanismen in den Vordergrund.

Neben den Materialien im Reibkontakt verschleifen bzw. altern weitere am Synchronisationsvorgang beteiligte Bauteile und der Schmierstoff. Zunächst erfolgt durch die Beanspruchungsparameter Flächenpressung, Anfangsgleitgeschwindigkeit und Schwungmasse eine geometrische Anpassung der Systeme. Mit zunehmenden Beanspruchungen treten die mechanischen Eigenschaften der Bauteile in den Vordergrund. Die elastische Verformung der Synchronringe ist entscheidend für den Pressungsverlauf im Reibkontakt verantwortlich. Mit zunehmender Schaltungszahl wird der Kontakt zwischen der Dachschrägenverzahnung von Synchronring und Schiebemuffe gerade bei langsam sinkenden Konusreibwerten wichtig für den Aufbau der Axialkraft. Temporäres Unterschreiten der Sperrgrenze innerhalb der Einzelschaltungen führt über die Versuchsdauer zu nicht konstanten Versuchsbedingungen. Durch die hohen Temperaturen im Reibkontakt werden die Reibpartner und der Schmierstoff höher belastet und die tribologischen Eigenschaften des Systems verschlechtern sich schneller (**Abbildung 142**).

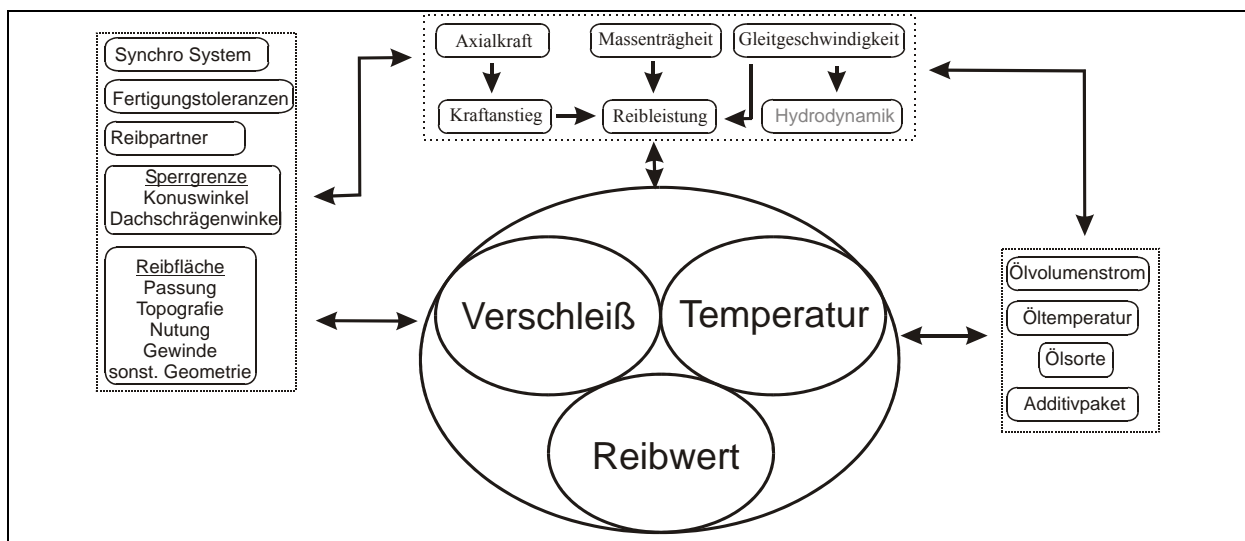


Abbildung 142: Beeinflussung des tribologischen Verhaltens von Synchronisierungen

## 9.3 Konstruktive Auslegung

Die konstruktive Auslegung von Synchronisierungen ist entscheidend für die Beanspruchung der Reibfläche. Das Ziel der Auslegung sollte eine möglichst gleichmäßige und vollständige Beanspruchung der Reibfläche sein. Im Folgenden werden Berechnungsergebnisse vorgestellt, bei denen gezielt die von der Konstruktion zu beeinflussenden Ausgangsparameter wie Kontaktfläche, Ringwinkel, Ringquerschnitt und Ringmaterial variiert worden sind. Die Ausgangsbasis für die Berechnung ist immer der Standardfall von Seriensystem A.

### 9.3.1 Kontaktfläche

Die große Streuung der Versuchsergebnisse wurde bei Seriensystem A durch den die Reibfläche abschneidenden Freistich verursacht. Konstruktiv wurde das System so ausgelegt, dass im unbeanspruchten Zustand die Reibflächen von Ring und Konus direkt am großen Konusdurchmesser aufeinanderliegen. Die beanspruchungsbedingte Ringaufschiebung und die dann durch den Freistich zusätzlich verstärkte Ringstülpung wurden dabei nicht beachtet. Dieser Umstand führt zu einer örtlichen Überbeanspruchung des Reibbelages im Bereich des Freistiches (**Abbildung 143, oben**).

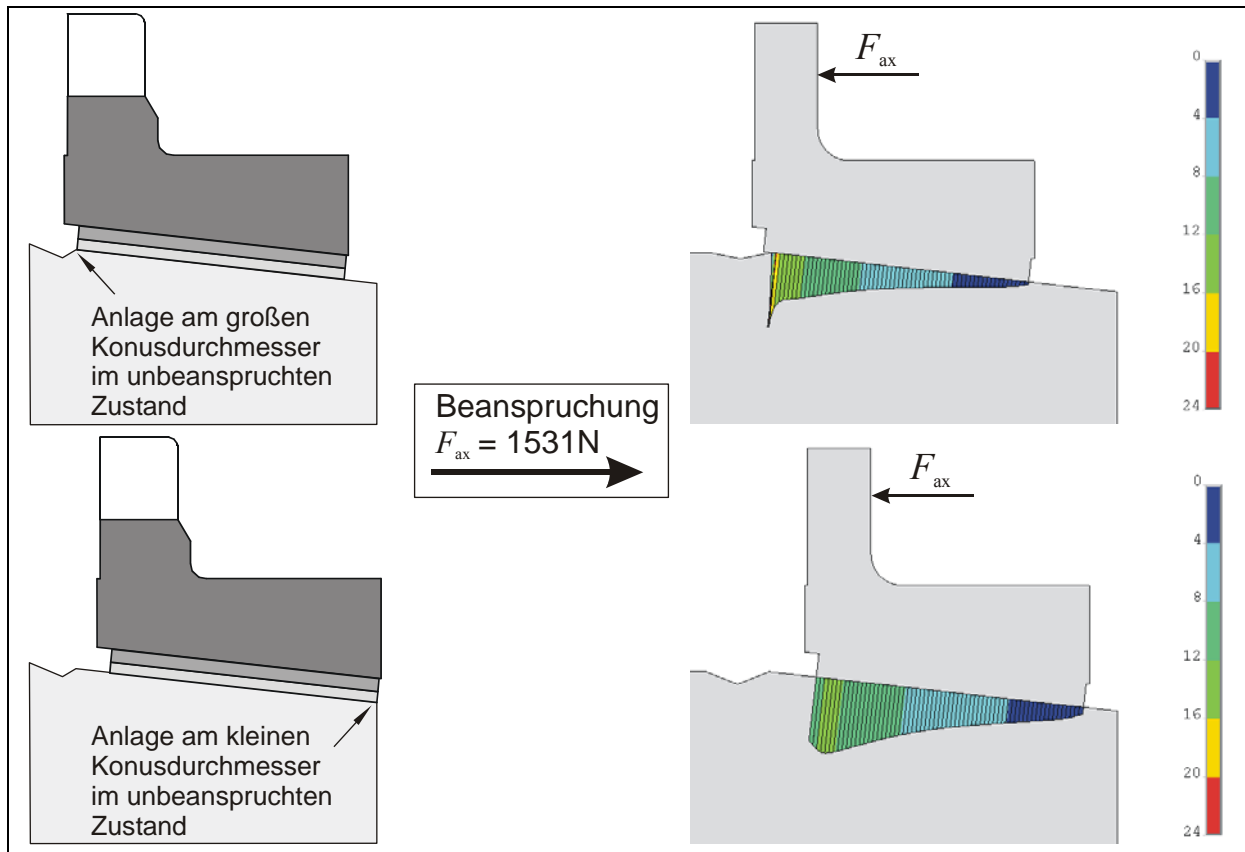


Abbildung 143: konstruktive Auslegung der Kontaktfläche

Eine einfache Möglichkeit zur Verhinderung dieser Überbeanspruchung ist eine breitere Konusreibfläche und eine Ausrichtung des unbeanspruchten Synchronringes auf den kleinen Konusdurchmesser. Die Berechnungsergebnisse zeigen die deutlich gleichmäßigere Verteilung der Kontaktspannung über dem Ringquerschnitt für die Ausführung mit größerer Konusreibfläche. Im Bereich des großen Konusdurchmessers muss genügend Reibfläche vorgesehen werden, damit der Ring bei Beanspruchung entsprechend weit auf die Reibfläche geschoben werden kann (**Abbildung 143, unten**). Ein Überstehen des Synchronringes am kleinen Konusdurchmesser ist zu vermeiden, da dadurch genauso erhöhte Kantenpressungen im Reibbelag entstehen und ähnliche undefinierbare Effekte wie am großen Konusdurchmesser zu erwarten sind.

### 9.3.2 Ringwinkel

Die Untersuchungen mit veränderten Ringwinkeln an den Seriensystemen haben gezeigt, dass eine optimale Auslegung des Ringwinkels für eine möglichst gleichförmige Reibflächenbeanspruchung unerlässlich ist. Dabei reagieren die steiferen metallischen Reibbeläge deutlich empfindlicher auf Winkelveränderungen als die elastischen organischen Reibbeläge. Prinzipiell müsste für jede Beanspruchung der optimale Ringwinkel ermittelt werden. Da dies jedoch durch das Beanspruchungskollektiv im praktischen Einsatz des Systems nicht möglich ist, sollte der Ringwinkel größer als der Konuswinkel ausgeführt werden. Dies kann zum Beispiel durch Einschränkung der Fertigungstoleranzen erfolgen.

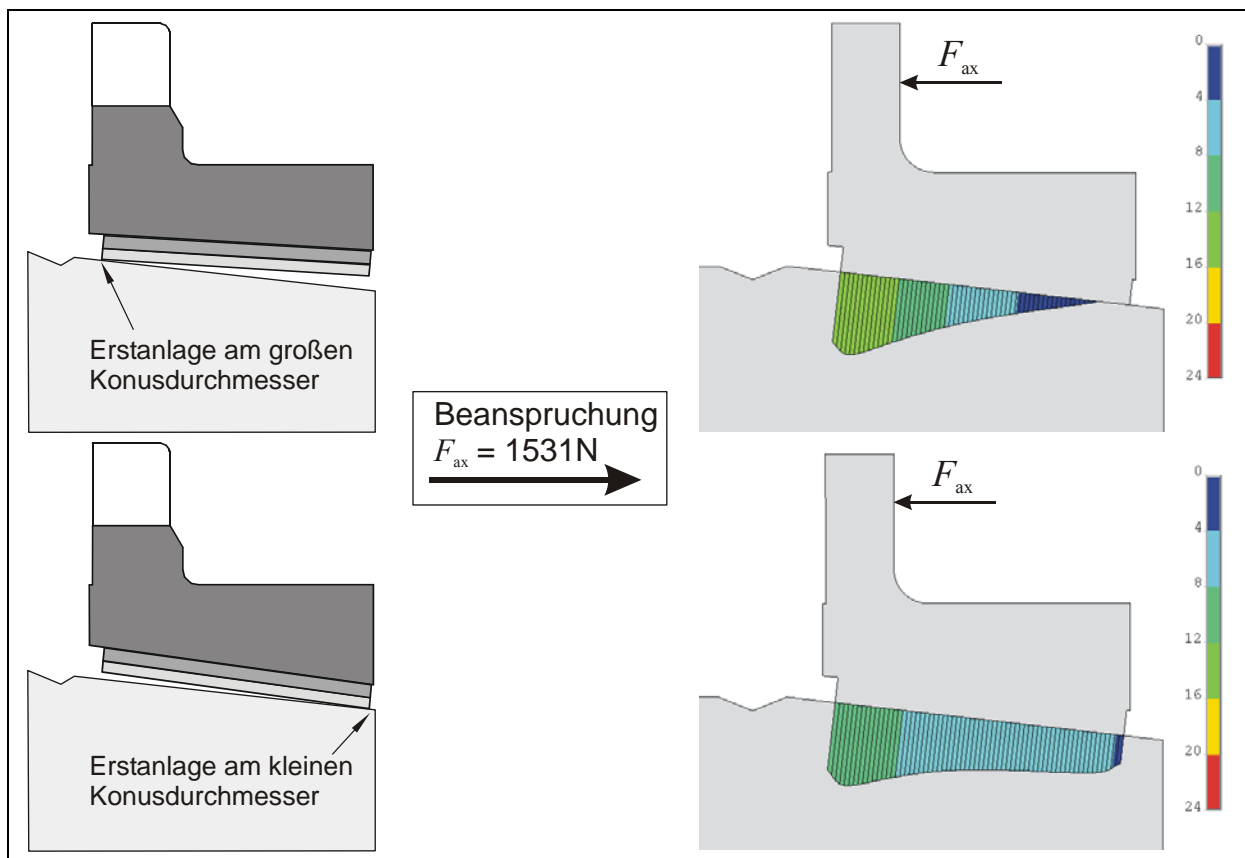


Abbildung 144: konstruktive Auslegung des Ringwinkels

Ein geringerer Ringwinkel führt zur Erstanlage am großen Konusdurchmesser. In Verbindung mit der durch die Axialkraft hervorgerufenen Ringstülpung werden am großen Konusdurchmesser die Reibpartner hoch beansprucht, während sie im Bereich des kleinen Konusdurchmessers nur gering beansprucht werden (**Abbildung 144, oben**). Durch die Vergrößerung des Ringwinkels kommt es zur Erstanlage am kleinen Konusdurchmesser. Mit zunehmender Ringstülpung wird die Kontaktfläche größer und die Reibflächenbeanspruchung reduziert. Die Vergrößerung des Ringwinkels führt auch zu einer erhöhten Aufschiebeweg. Dieser muss bei der Auslegung der Verschleißreserve mit Berücksichtigung finden (**Abbildung 144, unten**).

### 9.3.3 Ringsteifigkeit

Eine erhöhte Ringsteifigkeit kann durch Reduzierung der Ringstülpung zu einer weiteren Verringerung der Reibflächenbeanspruchung führen. Diese kann durch die konstruktive Gestaltung des Ringquerschnitts oder auch durch einen Materialwechsel des Ringträgers erfolgen.

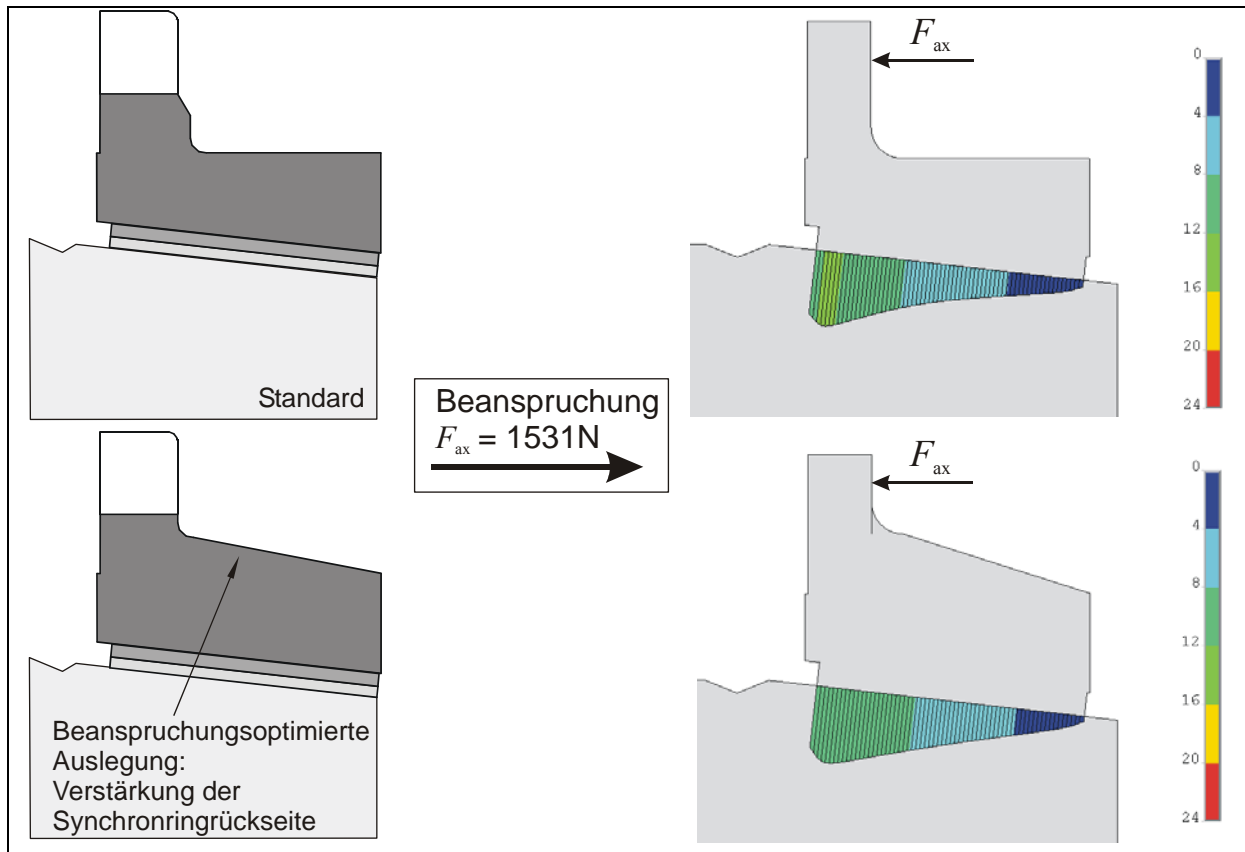


Abbildung 145: konstruktiver Einfluss der Steifigkeit des Ringträgers auf die Kontaktpressung

Bei einer beanspruchungsoptimierten Auslegung des Ringquerschnitts, wie sie in der unteren **Abbildung 145** dargestellt ist, wird durch die Aufdickung der Ringrückseite die Steifigkeit des Synchronringes erhöht. Diese Möglichkeit beansprucht nur geringen zusätzlichen Bau- raum an den umgebenden Synchronkörper und kann mit geringfügigen Modifikationen auch bei bestehenden Systemen angewendet werden.

Eine weitere Möglichkeit zur Erhöhung der Ringsteifigkeit besteht in der Wahl des Ringträgermaterials. Durch die Substitution des kostenintensiven Messings als Ringträger, verstärkt sich der Focus auf alternative Ringträgerwerkstoffe und Fertigungsverfahren. **Abbildung 146** zeigt den Einfluss des Synchronringwerkstoffes auf die Kontaktpressung. Ein hohes E-Modul des Ringträgerwerkstoffes verringert die Ringstülpung und den Spitzenwert der Kontaktpressung. Die Verwendung eines kostengünstigen aus Stahlblech umgeformten Synchronringes wirkt sich eher ungünstig auf die maximale Kontaktpressung aus. Der durch das Blech vorgegebene dünnwandige Querschnitt kann der Ringstülpung nur wenig entgegenwirken.



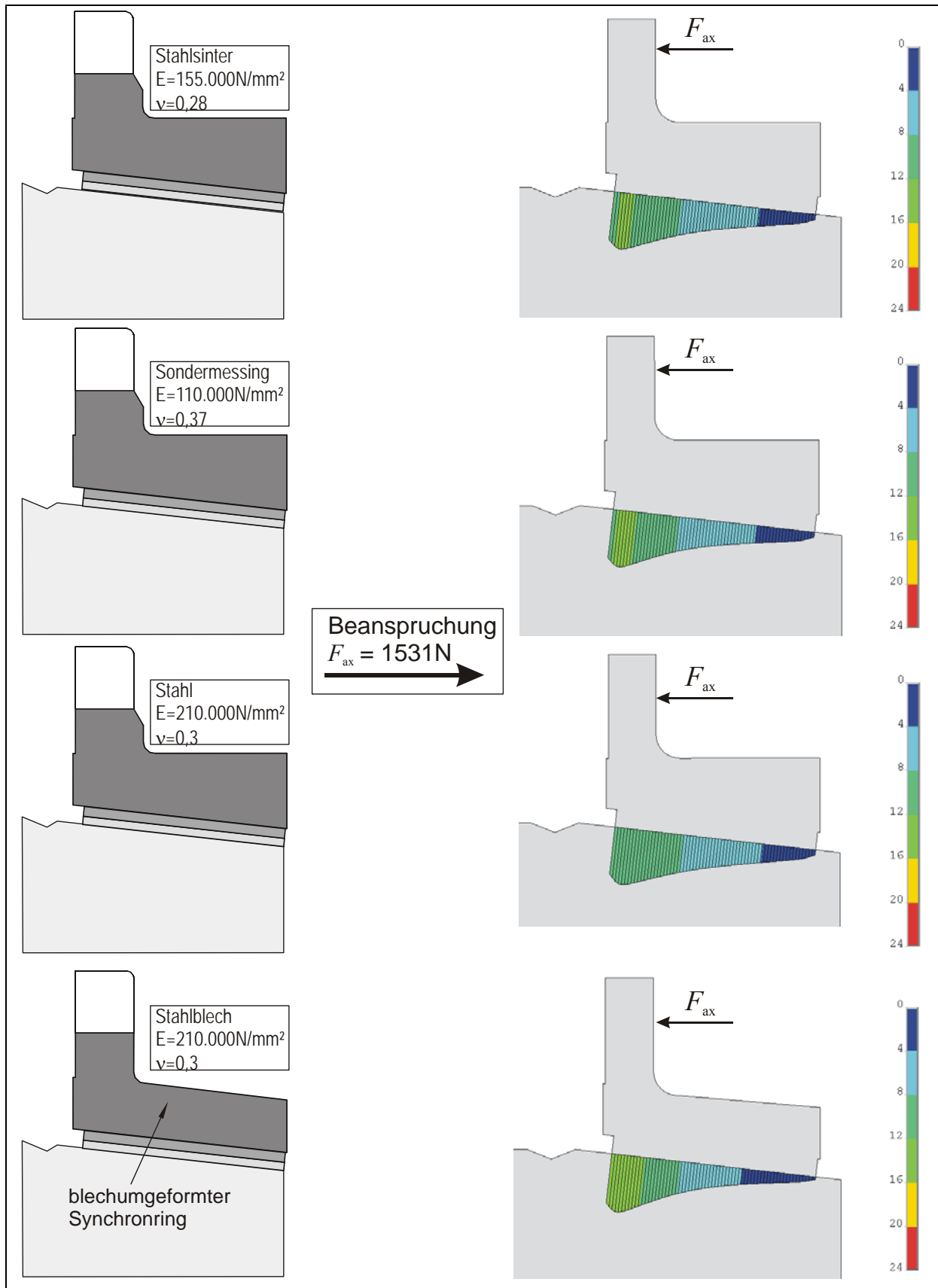


Abbildung 146: materialspezifischer Einfluss der Steifigkeit des Ringträgers auf die Kontaktpressung

### 9.3.4 Zusammenfassung – konstruktive Auslegung

Eine optimierte konstruktive Auslegung der Synchronisierung setzt die Beanspruchung der Kontaktfläche herab (**Abbildung 147, links**). Die ungünstigste Beanspruchung tritt beim Abschneiden der Gegenreibfläche durch einen Freistich auf. Des Weiteren sind die Varianten mit kleinerem Ring- als Konuswinkel als ungünstig einzustufen. Die Verstärkung der Ringträgerrückseite verringert merklich die maximale Kontaktpressung. Die niedrigste maximale Kontaktpressung wird bei diesem System mit einem um  $0,1^\circ$  größeren Ringwinkel erreicht.

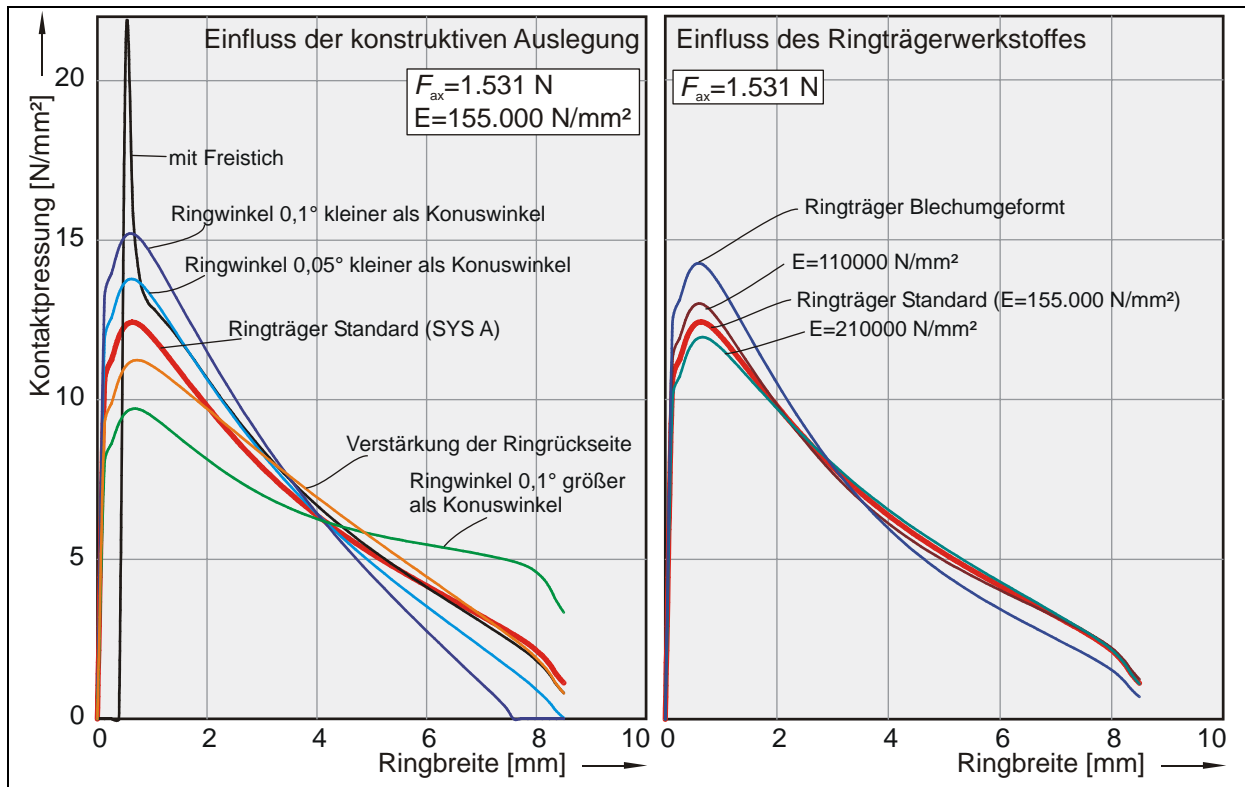


Abbildung 147: Zusammenfassung der mechanischen Auslegung

Zusätzlich kann durch die Verwendung unterschiedlicher Ringträgerwerkstoffe die maximale Kontaktpressung verringert werden (**Abbildung 147, rechts**). Dabei zeigt ein Ringträger aus Stahl die niedrigste Maximalpressung. Der blechumgeformte Ringträger zeigt die höchste Maximalpressung.

Der Einfluss des Ringträgerwerkstoffes ist im Vergleich zu einer beanspruchungsoptimierten Auslegung der Ringgeometrie gering. Aus diesem Grund sollte ein kostengünstig zu fertigenden Ringträger mit einem größeren Ringwinkel ausgeführt werden. Die Höhe der Winkeldifferenz muss für das jeweilige System abgestimmt werden. In jedem Fall sollten die Winkeltoleranzen so gewählt werden, dass der Ringwinkel größer als der Konuswinkel ist.

## 9.4 Thermische Auslegung

Nach der optimierten konstruktiven Auslegung der Synchronisierung sollte ebenso eine thermische Auslegung stattfinden. Mit dem Berechnungsmodell ist eine einfache Variation der thermischen Kenngrößen und deren Einfluss auf die Kontakttemperatur möglich. **Abbildung**

**148** zeigt den Synchronring mit der Zwischenschicht und dem Reibbelag. Im Berechnungsmodell werden die Wärmeleitfähigkeit aller drei Materialien und die Dicke der Zwischenschicht variiert. Die Beanspruchung ist bei allen Berechnungen gleich und entspricht einer mittleren Beanspruchung aus den experimentellen Untersuchungen für Seriensystem A ( $F_{ax} = 1531 \text{ N}$ ;  $n_{max} = 1987 \text{ min}^{-1}$ ;  $J = 0,04 \text{ kgm}^2$ ;  $T_{K,m} = 110^\circ\text{C}$ ). Die mechanischen Eigenschaften, die Wärmekapazitäten und der Wärmeausdehnungskoeffizient der drei Ringträger sind im Berechnungsmodell jeweils gleich gesetzt.

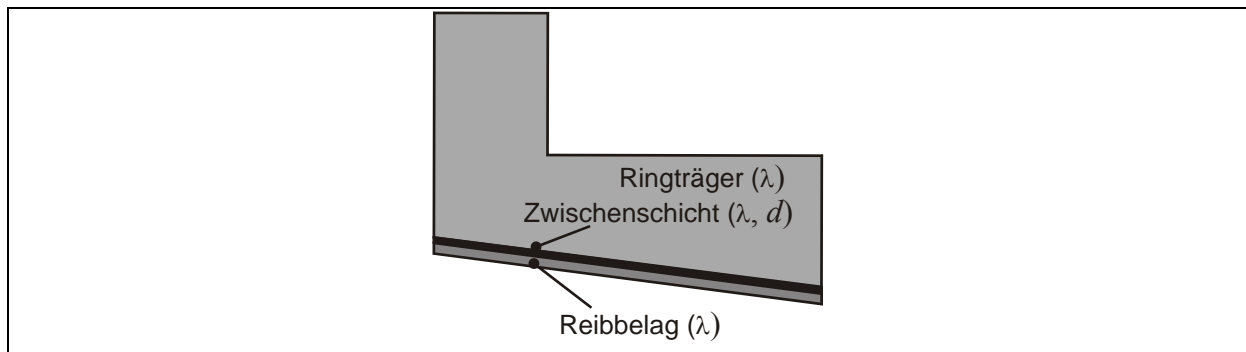


Abbildung 148: thermische Auslegung

#### 9.4.1 Wärmeleitfähigkeit Ringträger

Der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Ringträgermaterials auf die Kontakttemperatur wird für Messing ( $\lambda = 80 \text{ W/mK}$ ), Stahl ( $\lambda = 50 \text{ W/mK}$ ) und Stahlsinter ( $\lambda = 30 \text{ W/mK}$ ) vorgestellt. Es werden nur die Wärmeleitfähigkeiten variiert. Die Zwischenschicht und der Reibbelag werden idealisiert mit der hohen Wärmeleitfähigkeit des Messings versehen.

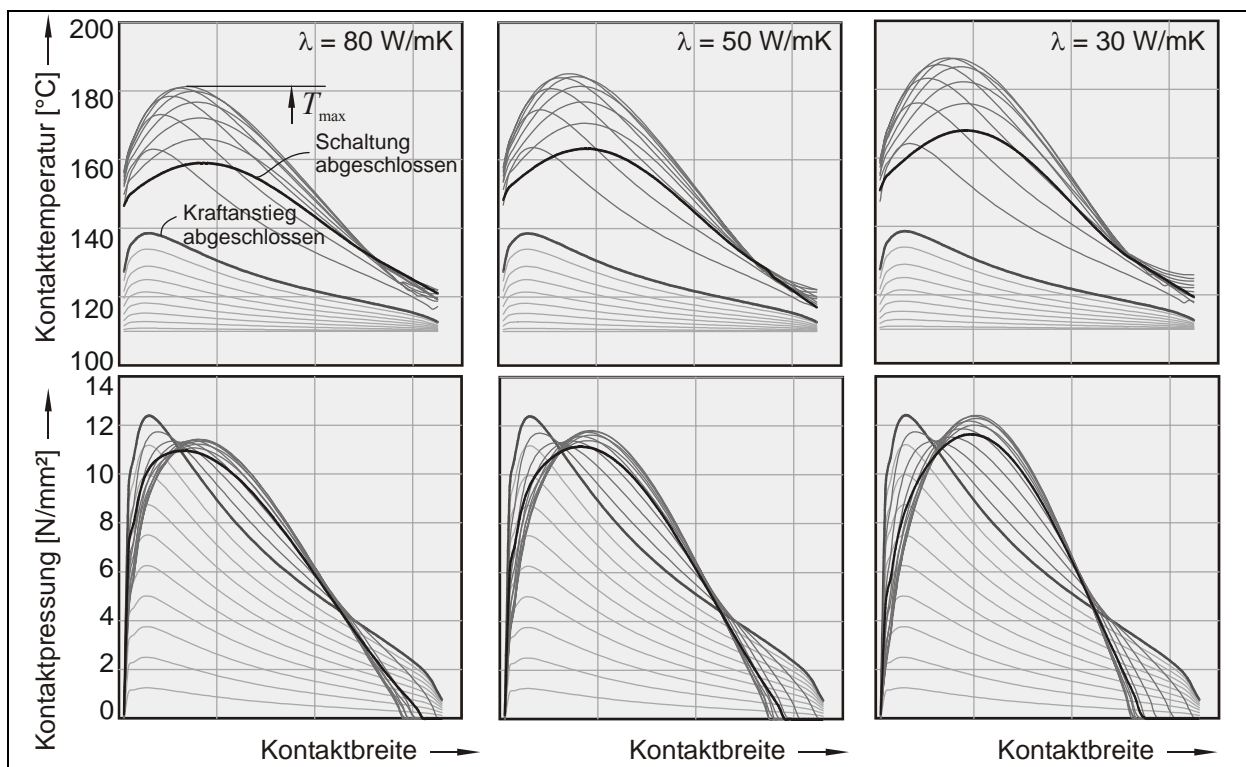


Abbildung 149: Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Ringträgers auf die Kontakttemperatur und Kontaktpressung

**Abbildung 149** zeigt die Verläufe der berechneten Kontaktpressung und Kontakttemperatur im Schaltungsverlauf. Eine geringe Wärmeleitfähigkeit des Ringträgers führt insgesamt zu einer schlechteren Wärmeabfuhr und zu einer erhöhten Kontakttemperatur. Im Bereich des Kraftanstieges zu Anfang der Schaltung ist der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Ringträgers auf die Kontakttemperatur und Kontaktpressung gering, nimmt aber im weiteren Verlauf der Schaltung durch die langsamere Temperaturlausbreitungsgeschwindigkeit bei geringerer Wärmeleitfähigkeit zu.

#### 9.4.2 Wärmeleitfähigkeit Zwischenschicht

Die im Reibkontakt entstehende Reibungswärme wird durch den Reibbelag über die Zwischenschicht in den Ringträger abgeleitet. Dabei beeinflussen die Dicke und die Wärmeleitfähigkeit der Zwischenschicht die Geschwindigkeit der Wärmeableitung und damit die Temperatur im Kontakt. Um den Einfluss der Schichtdicke und Wärmeleitfähigkeit darzustellen, wird ein Messingringträger mit einer Messingreibschicht (Dicke = 0,4 mm) modelliert, bei dem zunächst die Dicke der Zwischenschicht in drei Schritten variiert wird (0,05 - 0,1 - 0,2 mm). Die Wärmeleitfähigkeit wird mit  $\alpha = 5 \text{ W/mK}$  vorgegeben. Anschließend wird zu der mittleren Dicke der Zwischenschicht von 0,1 mm die Wärmeleitfähigkeit in drei Schritten (1 - 5 - 20 W/mK) variiert. Eine dicke Zwischenschicht mit einer geringen Wärmeleitfähigkeit fördert den Wärmestau im Reibbelag und führt zu höheren Kontakttemperaturen (**Abbildung 150**).

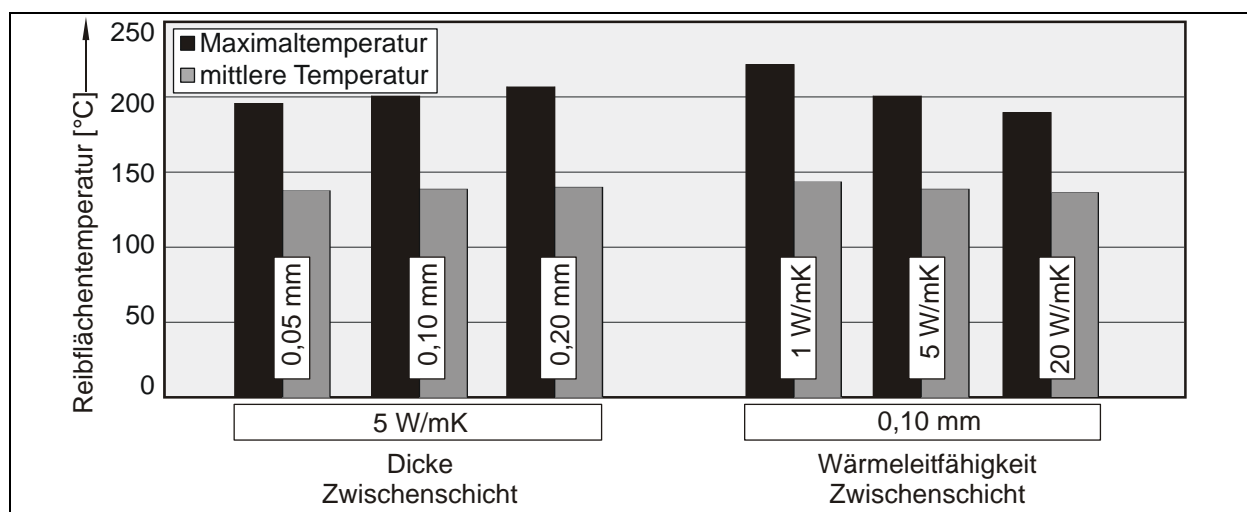


Abbildung 150: Einfluss der Wärmeleitfähigkeit der Zwischenschicht auf die Kontakttemperatur

#### 9.4.3 Wärmeleitfähigkeit Reibbelag

Um die entstehende Wärme aus der Kontaktzone zügig abführen zu können, sollte der Reibbelag eine hohe Wärmeleitfähigkeit besitzen. Im Berechnungsmodell wird die Wärmeleitfähigkeit des Reibbelages in drei Schritten (5 - 20 - 80 W/mK) bei einer Belagsdicke von 0,4 mm variiert. Der Zwischenschicht und dem Ringträger wird die Wärmeleitfähigkeit von Messing zugewiesen.

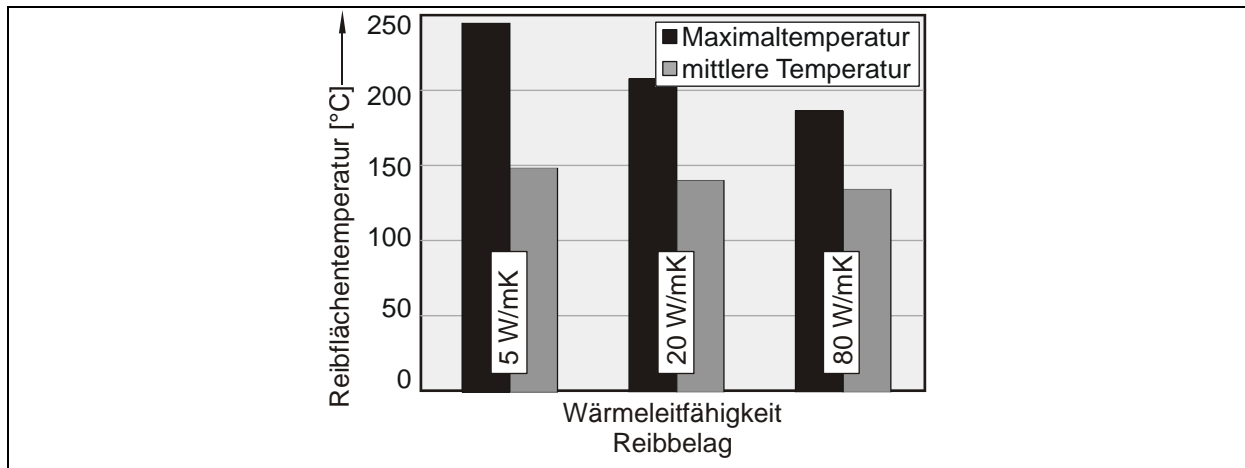


Abbildung 151: Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Reibbelages auf die Kontakttemperatur

Auch hier zeigt sich für eine schlechte Wärmeleitfähigkeit des Reibbelages die höchste Kontakttemperatur (**Abbildung 151**).

#### 9.4.4 Zusammenfassung – thermische Auslegung

Wie bereits die experimentellen Untersuchungen zur Wärmeleitfähigkeit an Synchronringen in Kapitel 6 gezeigt haben, sind die thermischen Eigenschaften der verwendeten Materialien, dem Fügeverfahren, den Poren im Material und von der Anzahl der im Kontakt befindlichen Berührungspunkten abhängig.

Zur thermischen Auslegung sollte zunächst der Ring den funktionalen Anforderungen - im zur Verfügung stehenden Bauraum - gerecht werden und optimal mechanisch ausgelegt werden. Durch die Vermeidung von Spitzenpressungen und stark unterschiedlicher Reibflächenbeanspruchung kann die thermische Beanspruchung bereits im Kraftanstieg der Schaltung deutlich reduziert werden.

Durch eine thermische Optimierung kann die Reibflächenbeanspruchung weiter reduziert werden. Eine zügige Wärmeabfuhr aus dem Reibkontakt durch eine hohe Wärmeleitfähigkeit der beteiligten Materialien kann dabei hilfreich sein. Durch die ungleichförmige Kontaktpressung und die damit verbundene ungleichförmige Temperaturentwicklung in der Reibfläche gibt es Bereiche, die deutlich stärker thermisch beansprucht werden. Es zeigt sich allerdings auch, dass der Einfluss einer hohen Wärmeleitfähigkeit erst im späteren Verlauf der Schaltung Wirkung zeigt.

Wenn die Synchronisierung im Schleppebetrieb (im ungeschalteten Zustand) hohen Differenzdrehzahlen unterliegt, entsteht durch das Ableiten der Reibflächen ein stationäres Verlustmoment, welches die Reibpaarung durch die eingeleitete Reibungsenergie erwärmt. Diese kontinuierlich eingebrachte Reibungswärme kann durch eine hohe Wärmeleitfähigkeit der beteiligten Materialien schneller aus der Reibfläche abgeleitet werden und somit die Betriebstemperatur der Synchronisierung senken. Wie die Berechnungen zeigen, führt eine niedrigere Grundtemperatur zu geringeren Spitzentemperaturen.

## 10 Zusammenfassung und Ausblick

Für die Funktion moderner Handschaltgetriebe und automatisierter Schaltgetriebe ist die Sperrsynchonisierung eine wesentliche Baugruppe. Sie erzwingt den Drehzahlgleich von Losrad und Welle vor dem Aufbau einer formschlüssigen Verbindung. Die Funktion und die Lebensdauer des tribologischen Systems „Synchonisierung“ werden maßgeblich vom Reibungs- und Verschleißverhalten der beteiligten Komponenten beeinflusst. Im Zuge der Weiterentwicklung der Getriebe geht der Trend zu kompakteren und leichteren Getrieben mit höheren „Schaltleistungen“. Um die Entwicklungszeiten gering zu halten, ist eine Vorhersage des Reibungs- und Verschleißverhaltens der Synchonisierung in Abhängigkeit der Beanspruchungsparameter wünschenswert.

Der Schwerpunkt dieser Arbeit lag in der Analyse des Reibungs- und Verschleißverhaltens, sowie der Funktion von Synchonisierungen. Dabei wurden insbesondere die Nebeneffekte, die durch die hohe mechanische und thermische Beanspruchung der Bauteile hervorgerufen werden betrachtet. Dazu wurden umfangreiche experimentelle Untersuchungen an zwei verschleißfesten Seriensynchonisierungen mit unterschiedlicher Werkstoff-Schmierstoff-Kombination durchgeführt. Es wurde jeweils eine Modellrechnung zur Vorhersage des Verschleißes in Abhängigkeit der Beanspruchungsparameter aufgestellt. Die geringen Verschleißbeträge pro Schaltung und die insgesamt hohen Streuungen der Versuchsergebnisse haben Nebeneffekte an beiden Seriensystemen in den Vordergrund treten lassen. Der Einfluss der Nebeneffekte wurde durch experimentelle Untersuchungen, FEM Berechnungen und speziell für diesen Zweck entwickelte Modellprüfkörper analysiert.

Die tribologischen Systeme der Seriensynchonisierungen bestehen bei Seriensystem A aus der Kombination von Stahl/Streusinter mit einem MTF-Getriebeöl und bei Seriensystem B aus der Kombination von Stahl/Karbon mit einem ATF-Getriebeöl. Die Seriensynchonisierungen zeigen nach einem ausgeprägten Einlaufbereich eine geringe Verschleißintensität, die im Vergleich zu früheren Untersuchungen an Seriensystemen bis zu zwei Zehnerpotenzen niedriger ist. Um ein Berechnungsmodell aufzustellen, das den Verschleiß in Abhängigkeit der Beanspruchungsparameter vorhersagt, muss der Einlaufbereich vom stationären Verschleißbereich getrennt werden. Dazu wurde ein Verfahren entwickelt, das den stationären Verschleißbereich einem konstanten Reibwert zuordnet und so eine Ermittlung von Eckpunkten zur Verschleißberechnung ermöglicht. Aus den Ergebnissen der Einstufenversuche wurde jeweils für den stationären Verschleißbereich ein Verschleißmodell aufgestellt, das auf den Eingangsgrößen Pressung, Anfangsgleitgeschwindigkeit und Reibarbeit basiert. Das Modell setzt den Verschleiß pro Reibarbeit als eine Funktion eines Beanspruchungskoeffizienten aus Pressung und Anfangsgleitgeschwindigkeit an. Mit zunehmendem Beanspruchungskoeffizienten steigen bei beiden Systemen die Verschleißintensitäten an. Das unterstützt die These, dass die Temperatur einen entscheidenden Einfluss auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchonisierungen ausübt. Die Anwendung der Ergebnisse der Einstufenversuche

auf die Kollektivversuche zeigt unter Berücksichtigung der jeweiligen Messwertstreuungen eine gute Übereinstimmung zur Modellrechnung. Im geordneten Stufenversuch konnte durch Kumulierung der Verschleißintensitäten zu den jeweiligen Beanspruchungen der Verschleißverlauf nachgerechnet werden. Im stochastischen Kollektivversuch ist über die Mittelwerte der Beanspruchung eine Verschleißvorhersage möglich.

Die direkte Ermittlung der Reibflächentemperatur ist messtechnisch an Synchronisierungen nicht ohne Veränderung der Systemeigenschaften möglich. Aus diesem Grunde wurde ein FEM-Modell erstellt, welches die Berechnung der Temperaturverteilung in der Synchronisierung auf Basis der Beanspruchungsparameter und Randbedingungen ermöglicht. Die Grundlage der Berechnung bildet eine ausführliche Analyse der thermischen und mechanischen Materialeigenschaften der Werkstoffkombinationen. Bei den untersuchten Systemen besteht die Gegenreibfläche (Konus) aus Stahl. Die Synchronringe bestehen aus bis zu drei unterschiedlich gefügten Werkstoffen. Dabei besitzt der Ringträger die funktionalen Elemente der Dachschrägenverzahnung und der Indexierung. Auf den Ringträger wird die Reibschicht mit unterschiedlichen Verfahren aufgebracht. Für diese Materialkombination existierten bisher keine Stoffwerte, zumal sich die Materialien durch die Umform- und Fügeprozesse in ihren Eigenschaften verändern. Mit Hilfe des entwickelten Prüfstandes zur Wärmeleitfähigkeitsbestimmung von Synchronringen ist die Analyse der thermischen Eigenschaften gelungen. Die mechanischen Eigenschaften wurden aus den experimentellen Stufenversuchen über den kraftabhängigen Aufschiebeweg an Hand des FEM Modells bestimmt.

Die schlechte Wiederholgenauigkeit der Verschleißverläufe und die unterschiedlichen Versuchslaufzeiten bei gleichen Beanspruchungen zeigen, dass noch weitere bisher nicht betrachtete Größen verstärkt Einfluss auf das tribologische Verhalten hochbeanspruchter verschleißfester Reibpaarungen ausüben. Der ausgeprägte Einlaufbereich ist bei beiden Seriensystemen auf unterschiedliche Effekte zurückzuführen. Auf Grund der hohen Beanspruchungen werden die Bauteile der Synchronisierung stark mechanisch belastet und es kommt zu elastischen Verformungen des Synchronringes (Ringstülpung) während des Schaltvorganges. An Seriensystem A führt dieser Effekt in Verbindung mit einer abnehmenden Reibfläche zu einem Eingraben des Konusprofils in den Ringwerkstoff, zur Verstärkung der Ringstülpung und damit zu einer Verstärkung der ungleichförmigen Kontaktpressung. An Seriensystem B (Karbon) erfolgt zusätzlich zu den geometrischen Anpassungsvorgängen noch eine physikalische Umwandlung des Ringwerkstoffes. Durch das Einwirken von Druck und Temperatur auf die Karbonmatrix erfolgt eine Verdichtung und Zersetzung. Diese Effekte überlagern sich gegenseitig und treten verstärkt im Einlaufbereich der Einstufenversuche auf.

Um diese Nebeneffekte deuten zu können, sind drei Schritte durchgeführt worden. Im ersten Schritt wurden experimentelle Untersuchungen zum Einfluss von Dachschrägen, Ringsteifigkeit und Bauteiltoleranzen durchgeführt. Im zweiten Schritt wurde mit dem thermisch mecha-

nischen FEM-Modell die Pressungs- und Temperaturverteilung im Reibkontakt in Abhängigkeit der Nebeneffekte untersucht. Im dritten Schritt wurden spezielle Modellprüfkörper entwickelt, die den Einfluss der Nebeneffekte minimieren.

Einen maßgeblichen Einfluss auf die Beanspruchung der Kontaktfläche üben die Wechselwirkungen an den Dachschrägen der Synchronisierung aus. Die durch den Schaltungsverlauf angeregten Mikrobewegungen an den Kontaktflächen der Dachschrägen können im Bereich der Sperrgrenze die Sperrstellung der Synchronisierung verändern, es kommt zum temporären Durchwandern innerhalb des Schaltungsverlaufes und die Schaltzeit verlängert sich geringfügig. Durch die Bewegung an den Dachschrägen kann sich der Synchronring entspannen, die Ringstülpung wird herabgesetzt und die örtliche Beanspruchung der Reibfläche verringert sich. Mit der Sperrung des Durchschaltens können diese Wechselwirkungen unterdrückt werden. Die experimentellen Untersuchungen zeigen für die gesperrten Systeme (z.B. bei Seriensystem A (Streusinter)) klar abgrenzbare Einlaufbereiche und nahezu gleiche Verschleißverläufe bei Wiederholversuchen im Einstufendauerversuch. Des Weiteren ist das tribologische Verhalten eindeutig den Beanspruchungsstufen zuzuordnen, was bei ungesperrter Versuchsdurchführung gerade in den hohen Laststufen nicht möglich ist. Bei Stufenversuchen mit geordneter und stochastischer Beanspruchungsreihenfolge zeigen sich deutliche Unterschiede zwischen ungesperrter und gesperrter Versuchsdurchführung. Die gesperrten Versuche zeigen deutlich höhere Verschleißintensität, was auf eine höhere spezifische Beanspruchung schließen lässt. Insgesamt ist der Einfluss der Nebeneffekte bei den stochastischen Kollektivversuchen auf Grund der besseren Durchmischung der Laststufen geringer.

Die Varianz der Bauteiltoleranzen an Konus- und Ringwinkel, sowie den Dachschrägenwinkeln verändern die Beanspruchung der Reibfläche und die Sperrsicherheit des Systems. Durch den die Gegenreibfläche abschneidenden Freistich an Seriensystem A wurde ein zusätzlicher Einflussparameter untersucht. Da die Varianz der Ring- und Konuswinkel nur sehr gering ist und sich auf Grund der Überlagerung von Winkel- und Durchmesser-toleranz in experimentellen Untersuchungen nur schwer nachzuvollziehen lässt, wurden die Einflüsse durch die Berechnung der Kontaktpressung und der daraus resultierenden Kontakttemperatur als Beanspruchung der Reibfläche analysiert. Entscheidend für eine gleichförmige Beanspruchung der Reibfläche ist eine ausreichend große Gegenreibfläche. Das Eingraben des Reibbelages in die Freistichkante bei Seriensystem A führt zu stark überhöhten Kontaktpressungen und durch die thermische Beanspruchung zur örtlichen Überlastung des Reibbelages. In Kombination mit den Bauteiltoleranzen führt diese Reibflächenbeanspruchung zu stark unterschiedlichen tribologischen Reaktionen des Systems und erklärt die großen Streuungen der Verschleißintensitäten bei den experimentellen Untersuchungen. Ein vergrößerter Ringwinkel wirkt der Ringstülpung entgegen und reduziert die Kontaktpressung. Dabei hängt die Größe des Winkels von den mechanischen Eigenschaften und der Beanspruchung des Ringes ab.



Eine höhere Ringsteifigkeit wirkt der Ringstülpung entgegen und hat Einfluss auf die Kontaktpressung. Durch das Aufpressen von Versteifungshülsen wurde die Ringsteifigkeit für das Seriensystem A erhöht. Die versteiften Ringe zeigen im Dauerversuch deutlich geringeren Verschleiß. Im FEM Modell wurden für die versteiften Varianten deutlich geringere Kontakttemperaturen bei einer gleichmäßigeren Pressungsverteilung berechnet.

Die Reibschichtoberfläche verändert sich durch die ungleichförmige Beanspruchung örtlich unterschiedlich. Im Bereich des großen Konusdurchmessers erfolgt die größte Beanspruchung. Hier zeigt sich beim Seriensystem A (Streusinter) eine Glättung des Reibbelages, was auf Verschmieren der Poren durch thermische Überbeanspruchung schließen lässt. Bei Charakterisierung der Reibschichtoberfläche durch örtlich auflösende Oberflächenanalytik sind die unterschiedlichen Beanspruchungsbereiche auf der Reibfläche zu beachten.

Ein weiterer Einflussparameter auf das tribologische Verhalten ist die Beanspruchungsrichtung. Im Dauerversuch wurde für das Seriensystem A der Einfluss einer wechselnden Beanspruchungsrichtung untersucht. Bei wechselnder Beanspruchung ist der Reibwertverlauf über die Versuchsdauer nahezu konstant und das Reibwertniveau liegt unter dem bei gleichgerichteter Beanspruchung. Gleichzeitig ist der Verschleiß höher. Aus diesen Untersuchungen lässt sich der Verschleißmechanismus ableiten. Durch den Wechsel der Beanspruchungsrichtung werden kontinuierlich Hartstoffe aus dem Reibschichtverbund heraus gebrochen und neue Reibflächen freigelegt. Bei gleichgerichteter Beanspruchung werden hingegen die Poren im Reibbelag verschmiert und so eine kontinuierliche Erneuerung der Reibfläche verhindert.

Mit Hilfe der Modellsysteme ist es gelungen einen umfassenden Überblick über das tribologische Verhalten moderner Reibpaarungen zu geben. Durch die gleichen geometrischen Abmessungen sind direkte Vergleiche von Reibwert- und Temperaturverläufen möglich. Durch die experimentelle und analytische Ermittlung der physikalischen Eigenschaften der Reibwerkstoffe im Verbund stehen für zukünftige mechanische und thermische Auslegung Anhaltswerte zur Berechnung und Simulation zur Verfügung.

Des Weiteren werden praktische Hinweise zur konstruktiven Auslegung von Synchronisierungen gegeben. Durch eine beanspruchungsoptimierte Auslegung des Ringquerschnittes und der Gegenreibfläche lassen sich die mechanischen Reibflächenbeanspruchungen herabsetzen. Genauso kann mit einer optimierten thermischen Auslegung die Reibflächentemperatur herabgesetzt werden. Dabei ist zu beachten, dass die örtliche Reibflächentemperatur unter anderem aus der Kontaktpressung resultiert und somit bereits eine gezielte mechanische Optimierung die Reibflächenbeanspruchung deutlich herabsetzt.

## 11 Literaturverzeichnis

- [1] Abdel-Jaber, G.-T.; Poll, G.: Untersuchungen zum Zusammenhang zwischen Oberflächentopographie, Betriebsbedingungen und Reibungsverhalten bei Synchronisierungen mit einem molybdänbeschichteten Reibpartner, GfT - Tribologie Fachtagung in Göttingen (2003)
- [2] ANSYS-Support: Kontaktberechnung mit den Methoden Penalty und Lagrange; CADFEM Engineering Services Newsletter 02/2004
- [3] Archard, J.F.: The temperature of rubbing surfaces. *Wear* 2, S. 438–455, 1958/59.
- [4] Blok H.: The flash temperature concept. *Wear* 6, 483–494, 1963.
- [5] 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.
- [6] 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
- [7] Boo, H. S.; Young J. C.; Model for thermal Conductivities in Spun Yarn Carbon Fabric Composites
- [8] Bowden, F. P.; Tabor, D.: Die Kontaktfläche zwischen stationären und sich bewegenden Oberflächen. *Proc. Roy. Soc.*, Vol. 169, N 938, 1939, 391-413.
- [9] Brügel, E.: Praxisnahe Prüfstandserprobung von Getriebekomponenten. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 35 (1988), Nr. 2, S. 69–74
- [10] Czichos, H.; Habig, K.-H.: *Tribologie–Handbuch*. Braunschweig/Wiesbaden: Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 1. Auflage, 1992
- [11] Danninger, H.; Leitner, G.; In-situ characterization of the sintering process in ferrous compacts through thermal diffusivity measurement. *PM2TEC, World Congress on Powder Metallurgy & Particulate Materials 2002*, Orlando
- [12] Deutsches Kupferinstitut, Düsseldorf; Kupfer-Zinklegierungen, (Messing und Sondermessing), [www.kupferinstitut.de](http://www.kupferinstitut.de)
- [13] DIN 52612 „Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit mit dem Plattengerät“
- [14] DIN 52613 „Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit nach dem Rohrverfahren“
- [15] DIN EN 12667 „Bestimmung des Wärmedurchlasswiderstandes mit dem Plattengerät und dem Wärmestrommessplattengerät“
- [16] DIN EN ISO 13565; Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren, April 1998
- [17] Eckert, A; Goldbach, D; Phenolharz-gebundene Hochleistungsbremsbeläge für den Rennsportbereich und andere Hochleistungsanwendungen; *Duroplastische Werkstoffe*, 1992 Sep, Seite 133-156
- [18] GFT-Arbeitsblatt Nr. 7 Tribologie; Verschleiß und Reibung, Definition, Begriffe und Prüfung
- [19] Global Insight; CTI-Geriebetagung, Berlin 2006
- [20] Gopal,P; Dharani,L-R; Blum,F-D; Load, speed and temperature sensitivities of a car-

- bon-fiber-reinforced phenolic friction material; *Wear - An International Journal on the Science and Technology of Friction, Lubrication and Wear* \* Band 181-183 (1995) Heft 2, Seite 913-92
- [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] Hahn, O.; Meschut, G.; Untersuchungen zur Wärmeleitfähigkeit von Klebeverbindungen unter Berücksichtigung klebspezifischer Randbedingungen. *Berichte aus dem Laboratorium für Werkstoff- und Fügetechnik*, Band 36, Aachen 1998
- [24] Hoerbiger Antriebstechnik GmbH; Materialspezifikation HC100, <http://www.hoerbiger.com/>
- [25] Knoll, G.; Backhaus, K.: Reibmomentaufbau in Synchronisierungen, *GfT - Tribologie Fachtagung in Göttingen* (2002), Bd. II, S. 60/1 – 60/11)
- [26] Krause, H.; Christ, E.: Kontaktflächentemperaturen bei technisch trockener Reibung und deren Messung. *VDI-Z* 118 (1976) Nr. 11 – Juni(I).
- [27] Krehl, M.; Rau, G. ;Application of P/M Materials in Synchronizer-Rings; *Conference on Materials and Processing for PM, EURO PM 2000*, München
- [28] Lechner, G.; Naunheimer, H.: *Fahrzeuggetriebe; Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 2007
- [29] Lösche, T.: Das tribologische Verhalten von Synchronisierungen unter Berücksichtigung des Beanspruchungskollektivs. *Universität Hannover, Dissertation*, 1998.
- [30] Lösche, T.: Einfluss von Kollektivbeanspruchungen auf das Funktions- und Lebensdauerverhalten von Synchronisierungen, *Abschlußbericht zum FVA-Forschungsvorhaben Nr. 251*, 1997
- [31] Mailänder, R.; Dies, K.: Beitrag zur Erforschung der Vorgänge beim Verschleiß. *Archiv für das Eisenhüttenwesen* 16 (10), 1943, 385–398.
- [32] Meyer, K.; Kloß, H.: *Reibung und Verschleiß geschmierter Reibsysteme*. Expert Verlag, Ehningen, 1993, 1. Auflage.
- [33] Müller, G.; Groth, C: *FEM für Praktiker - Temperaturfelder*, Expert Verlag, 4. Auflage, 2004
- [34] Müller, G.; Groth, C: *FEM für Praktiker*, Expert Verlag, 1997
- [35] Neudörfer, S: Entwicklung eines verallgemeinerbaren Modells zur Verschleißvorhersage von Synchronisierungen, *Abschlußbericht zum FVA-Forschungsvorhaben Nr. 403*, 2004
- [36] Neudörfer, S: Entwicklung eines verallgemeinerbaren Modells zur Verschleißvorhersage von Synchronisierungen, *Teil II Abschlußbericht zum FVA-Forschungsvorhaben Nr. 403-II*, 2006
- [37] Perponcher, C. v.: Einflüsse von Reibflächentopographie und Beanspruchungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen. *Dissertation TU München*, 1998.
- [38] Pflaum, P.: Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben. *Dissertation TU München*,

- 1988.
- [39] Poll, G.; Krause, H.: Verschleiß bei gleitender und wälzender Relativbewegung (Teil I). Tribologie und Schmierungstechnik 31(4), 209–214, 1984.
- [40] Poll, G.; Krause, H.: Verschleiß bei gleitender und wälzender Relativbewegung (Teil II). Tribologie und Schmierungstechnik 31(5), 285–289, 1984.
- [41] Polzer, G.; Meißner, F.: Grundlagen zu Reibung und Verschleiß. VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, 2. Auflage, 1982.
- [42] Pronikov, A. S.: Theoretical fundamentals for calculating the wear of machine parts. Wear 6, 1963, 391–406.
- [43] Pulvermetallurgie; VDI; 2. Auflage Springer 2007
- [44] Rank, R.: Untersuchungen zur Lebensdauerprüfung von Synchronisierungen, Dissertation TU München, 1995.
- [45] Rosen, I.; Krik, S.; Eker, P.O.; Mellgren, H. Synchromesh Mechanisms: Experience of Heavy Truck Gearboxes, 1972 , Seite 456
- [46] Schad, A.: Grundsatzuntersuchungen zum Reibungs- und Verschleißverhalten alternativer Synchronringwerkstoffe. Dissertation Gesamthochschule Kassel, 1998.
- [47] Socin, Richard J.; Kirk Walters; L. Manual Transmission Synchronizers; 1968, Seite 13
- [48] Spreckels, M.: Einfluss der Temperaturverteilung auf das tribologische Verhalten von Synchronisierungen. Universität Hannover, Dissertation, 2001.
- [49] Spreckels, M.: Einfluss von Kollektivbeanspruchungen auf das Funktions- und Lebensdauerverhalten von Synchronisierungen, Teil II Abschlußbericht zum FVA-Forschungsvorhaben Nr. 251, 2001
- [50] SYNCHRO – Mess- und Steuersoftware; HD-Automation, Hannover; [www.hd-automation.de](http://www.hd-automation.de)
- [51] VDI-Wärmeatlas, 8. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg 1997
- [52] Wagner, D; Neue Reibmaterialien und Konzepte für Einfach- und Mehrfachsynchro- nisierungen; ATZ Nr. 7/8; 1993
- [53] Walther, G.; L. Schneider, T. Weißgärber, F. Gebhard, M. Holderied: Unter Öl lau- fende Reibschichten für Synchronisierungen. Tribologie und Schmierung, 6/2006
- [54] Winkler, J.; Temperaturverteilung Synchronisierungen; FVA-Arbeitsblatt zum For- schungsvorhaben Nr. 429; Frankfurt; 2005

## **Lebenslauf**

### **Persönliche Daten**

Name: Sascha Neudörfer  
Geburtsdatum, -ort: 05.02.1973 in Hannover  
Familienstand: verheiratet, 2 Kinder

### **Schulbildung**

08/1979-07/1983 Grundschule Havelse  
08/1983-07/1992 integrierte Gesamtschule Garbsen, Abschluss Abitur

### **Zivildienst**

12/1992-02/1994 Werkstatt für Behinderte, Lebenshilfe Seelze e.V.

### **Studium**

10/1994-04/2001 Diplomstudium des Maschinenbaus, Fachrichtung „Entwicklungs- und Konstruktionstechnik“ an der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover  
09/1996 Diplomvorprüfung  
04/2001 Diplomhauptprüfung

### **Berufspraxis im Studium**

03/1994-06/1994 Volkswagen Nutzfahrzeuge, Hannover  
03/1997-04/1997 Volkswagen Nutzfahrzeuge, Gießerei, Hannover  
08/1998-02/2000 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Universität Hannover  
08/2000-11/2000 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Fertigungstechnik (IFW) der Universität Hannover  
02/2000-07/2000 Volkswagen de México, Motorenentwicklung, Puebla, Mexiko  
12/2000-03/2001 Volkswagen Fahrwerksentwicklung, Braunschweig

### **Berufstätigkeit**

05/2001-04/2007 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Universität Hannover