

# **Einflussfaktoren auf die Leistungsfähigkeit von Mehrfachsynchronisierungen**

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

von  
Dipl.-Ing. Knut Erdmann  
geboren am 26.04.1973 in Hannover

2008

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. G. Poll  
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. R. Braune  
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 allen, die mich in dieser Zeit unterstützt haben.

Meinem Doktorvater und Leiter des IMKT Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll, danke ich besonders für die Förderung meiner wissenschaftlichen Tätigkeit, für die konstruktiven Anregungen zu dieser Arbeit und das mir entgegengebrachte Vertrauen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Braune danke ich für die freundliche Diskussion und die Übernahme des Koreferats.

Herrn Prof. Dr.-Ing. B.-A. Behrens danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Ich bedanke mich bei allen Kollegen am Institut und auch bei allen Studenten, die als wissenschaftliche Hilfskräfte oder im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten die Erstellung dieser Arbeit unterstützt haben.

Der Werkstatt des Instituts gilt großer Dank für ihren Einsatz bei der Fertigung und dem Aufbau der Untersuchungseinrichtungen.

Zusätzlichen Dank spreche ich dem Arbeitskreis Synchronisierungen der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) aus für die fachliche und finanzielle Unterstützung der zugrunde liegenden Forschungsprojekte.

Knut Erdmann

## Zusammenfassung

Knut Erdmann:

### **Einflussfaktoren auf die Leistungsfähigkeit von Mehrfachsynchronisierungen**

Die Sperrsynchronisierung ist eine wesentliche Baugruppe von handgeschalteten Stufengetrieben. Die heutzutage eingesetzten Sperrsynchronisierungen basieren größtenteils auf der von BORG-WARNER entwickelten Bauform. Eine wesentliche Steigerung der Leistungsfähigkeit von Synchronisierungen ist durch eine Erhöhung der Reibflächenanzahl möglich.

In der vorliegenden Arbeit wurden Mehrfachsynchronisierungen hinsichtlich ihres Reibwertverhaltens und eines so genannten Wirkungsgrades untersucht. Der Wirkungsgrad wird dabei als Verhältnis aus gemessenem und errechnetem Reibmoment, welches durch das Produkt aus dem Moment der vergleichbaren Einfachsynchronisierung und dem Reibflächenfaktor gebildet wird, definiert. Für die Untersuchungen wurde eine 2-fach-Synchronisierung in einer Messing- und einer Carbonvariante verwendet.

Ziel der Untersuchungen waren die Ursachen des Wirkungsgradverhaltens. Dazu wurde der Prüfstand durch Messarme an der Schaltgabel ergänzt, die eine verlustfreie Ermittlung der Schaltkräfte zusätzlich zur Axialkraft und dem Moment am Losrad ermöglichen. Die Steuerung des Prüfstandes wurde um degressive und progressive Kraftverläufe erweitert.

Am Prüfstand wurden bei progressivem Verlauf der Schaltkraft die niedrigsten, bei degressivem Verlauf die höchsten Wirkungsgrade gemessen; der Einfluss von Flächenpressung, Anfangsgleitgeschwindigkeit und Temperatur ist gering. Eine Korrelation zwischen den Reibwerten im Kegelkontakt und dem Wirkungsgrad ist nicht gegeben.

Durch Analyse der Kinematik der Synchronisierung ergab sich ein Freiheitsgradmodell. Es zeigt, dass der Standardfall der vorliegenden Konstruktion bereits überbestimmt ist. In weiteren Versuchen wurde die Anzahl der Kontakte und damit der Freiheitsgrad des Gesamtsystems variiert. Durch FFT-Analysen der Einzelschaltungen ließ sich ein Zusammenhang zwischen den Zahnteilungen der Koppelverzahnung, des Zahneingriffes Zwischenring/Losrad und den Kraftschwankungen feststellen.

FE-Analysen ergaben, dass die Flächenpressungsverteilung in axialer und in Umfangsrichtung stark inhomogen ist. Dies ist auf die sich in Umfangsrichtung ändernde Geometrie der Ringquerschnitte und die sich damit ändernde Steifigkeit sowie die ungleichmäßige Last- und Temperaturverteilung zurückzuführen. Variationen der Verzahnungsbedingungen führen zu anderen Flächenpressungsverteilungen, die durch Häufigkeitsverteilungen beschrieben wurden.

Es konnte gezeigt werden, dass ein gleichmäßiges Verzahnungstragbild praktisch nicht erreicht wird. Im Allgemeinen liegt eine Konfiguration vor, bei der die Koppelverzahnung nur an zwei Kontakten und die Sperrverzahnung zwar gleichmäßiger über dem Umfang verteilt trägt, wobei aber auch eine zyklische Variation auftritt.

Bei dieser Arbeit handelt es sich um einen neuartigen Versuch, ein tribologisches System zutreffend zu charakterisieren, dessen Verhalten in der Praxis durch die starke Varianz einer Vielzahl von Einflussgrößen entscheidend geprägt wird.

Für die praktische Auslegung von Schaltgetrieben und speziell Mehrfach-Synchronisierungen ergibt sich, dass eine optimale Ausnutzung der Leistungsfähigkeit insbesondere durch den Schaltkraftverlauf möglich ist. Daneben lässt sich durch die Geometrie und der daraus resultierenden Pressungsverteilung der Reibwert in begrenzten Maßen beeinflussen; dies kann auch für andere Synchronisierungs-Bauformen angenommen werden. Weiter hat sich die Bedeutung der gekoppelten mechanisch-thermischen Simulation der Kontaktverhältnisse, die in dieser Arbeit weiterentwickelt wurde, gezeigt.

## Abstract

Knut Erdmann:

### **Influence coefficients of the capability of multi cone synchronizations**

The synchronization is an essential component of manually shifted gearboxes. Modern synchronizations are mostly based on the BORG-WARNER design. A significant increase of the capability of synchronizations is only possible by increasing the number of friction surfaces.

In this study, investigations were done on multiple-synchronizer systems regarding friction behaviour and a so called “efficiency”. The efficiency was defined as the quotation of the measured and the calculated friction torque ratio (which is the product of the friction torque of comparable single cone synchronizations and the number of friction surfaces). The investigations were done with double cone synchronizations, one version with brass and one with carbon as friction material.

The priority objective was to determine what causes efficiency to increase or decrease. For this purpose, the synchronizer test rig has been upgraded with additional load cells at the shifting fork which allows lossless measuring of the shifting forces in addition to the axial force and the friction torque at the gear wheel. The control system of the test rig has been expanded so that declining and increasing characteristic of the shifting force could be realised.

The experiments showed that an increasing characteristic of the shifting force leads to the lowest, and a declining trend to the highest efficiency; surface pressure, sliding velocity and temperature have a low effect on efficiency. No correlation could have been found between the coefficient of friction in the cone surfaces and the efficiency of the synchronization.

The analysis of the kinematics of the synchronization leads to a model that describes the systems degree of freedom. For example, the standard double synchronization is overdetermined. In further test, the number of contacts (as well the degree of freedom of the complete synchronizing system) was varied. FFT-Analysis of the measured values were used to show a interrelationship between fluctuation and

- circular pitch of the coupling between internal and external ring and
- engagement between intermediate ring and gear wheel

The use of finite element analysis showed an inhomogeneous distribution of the surface pressure in axial and in circumferential direction. This is caused by the variable cross section of the geometry in the circumferential direction (which leads to a variable stiffness) and also the non-uniform distribution of load and temperature. Variations of the toothing resulted in different distribution of the surface pressure, what could be described by frequency distributions.

Another finding is that a homogeneous tooth contact pattern is not realistic. Generally there is a configuration with two contacts of the coupling between internal and external ring and most of locking teeth in contact with the sleeve, but there is additionally a cyclic variation of the contacts. This is a novel attempt to correctly characterize a tribological system, whose behaviour in practise is distinguished by the variance of the multitude of actuating variables.

The optimized utilization of the capability in the dimensioning of shifted gear boxes and especially multi-cone synchronizations is particularly possible by an adaptation of the shifting force characteristic. Secondly, the friction could be influenced by the geometry caused by the distribution of the surface pressure. This could also be used for other designs of synchronizations. Finally, the importance of coupled thermal-mechanical simulations of the contact properties, which was enhanced in this study, was shown.

Schlagworte:

Synchronisierung, Einflussfaktor, Leistungsfähigkeit, Mehrfachsynchonisierung, Wirkungsgrad, Finite Elemente, Freiheitsgrad

Synchronization, influence coefficient, capability, multi cone synchronizer, efficiency, finite elements, degree of freedom

## Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen .....</b>	<b>IV</b>
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Ausgangssituation.....	1
1.2 Zielsetzung .....	2
1.3 Vorgehensweise.....	3
1.4 Aufbau und Funktionsweise von Synchronisierungen .....	4
1.5 Dynamik des Schaltvorgangs .....	7
1.6 Stand der Forschung .....	11
<b>2 Grundlagen des „Wirkungsgrades“ von Synchronisierungen.....</b>	<b>14</b>
<b>3 Prüfstand.....</b>	<b>19</b>
3.1 Aufbau des Prüfstandes .....	19
3.2 Spezielle Messtechnik .....	20
3.2.1 Messaufnehmer Axialkraft und Reibmoment .....	21
3.2.2 Messstern S4 .....	22
3.2.3 Messarme an der Schaltgabel.....	25
3.2.4 Messhülsen.....	26
3.2.5 Telemetrie, Temperatur, Drehzahl- und Wegerfassung.....	27
3.3 Steuer- und Messsoftware .....	29
3.3.1 Spezielle Kraftregelung, Fall 1 .....	30
3.3.2 Spezielle Kraftregelung, Fall 2 .....	31
<b>4 Experimentelle Untersuchungen zum Wirkungsgrad von Synchronisierungen.....</b>	<b>34</b>
4.1 Untersuchte Systeme .....	34
4.2 Versuche in Abhängigkeit von Flächenpressung und Gleitgeschwindigkeit.....	34
4.2.1 Versuche mit System A.....	35
4.2.2 Versuche System B .....	37
4.2.3 Zusammenfassung Reibwert- und Wirkungsgradverhalten in Abhängigkeit von Flächenpressung und Anfangsgleitgeschwindigkeit .....	38
4.3 Wirkungsgradversuche Schaltkraftcharakteristik.....	38
<b>5 Freiheitsgrad-Modell.....</b>	<b>42</b>
5.1 Grundlagen räumlicher Koppelgetriebe .....	42
5.2 Interpretation des FHG-Modells.....	46
5.3 Konzept für die FE-Analysen.....	48
<b>6 Numerische Analysen mit der FE-Methode.....</b>	<b>50</b>
6.1 Grundlagen der FEM.....	50

6.2	Konzept für thermisch-mechanische Analysen einer 2-fach-Synchronisierung .....	51
6.2.1	Leistungskurve .....	52
6.2.2	Konvektion .....	53
6.2.3	2D-Geometrieentwicklung .....	56
6.2.4	Geometrieanpassung Kegelkontakt .....	59
6.3	Thermisch-mechanische Berechnungen mit dem 2D-Modell .....	61
6.3.1	Systemverhalten 2D bei progressiver Schaltkraftcharakteristik .....	61
6.4	Aufbau des 3D-Modells .....	63
6.4.1	Materialeigenschaften .....	65
6.4.2	Randbedingungen und methodische Variation .....	66
6.5	Zielformulierung und Auswertemethoden .....	68
6.5.1	Reduktionsansatz .....	70
6.6	Berechnungen mit dem 3D-Modell .....	71
6.6.1	Darstellungsmöglichkeiten und Einflussgrößen .....	71
6.6.2	Entwicklung der Ergebnisdarstellung .....	76
6.7	Häufigkeitsverteilungen der Flächenpressung für unterschiedliche Charakteristika .....	80
6.8	Häufigkeitsverteilung bei Variation der Verzahnungseigenschaften .....	84
6.8.1	Pressungs-Flächenanteile für verschiedene Freiheitsgrade (DOF) .....	86
6.8.2	Pressungs-Flächenanteile für Lastfall KR4 .....	89
6.8.3	Progressiver Kraftverlauf .....	90
6.8.4	Degressiver Kraftverlauf .....	92
6.8.5	Häufigkeitsverteilung bei Variation der Materialeigenschaften .....	93
6.9	Zusammenfassung der FE-Analysen .....	96
6.9.1	Systemfreiheitsgrad .....	96
6.9.2	Kraft-Zeit-Verlauf .....	98
6.9.3	Nennkraft und Materialeigenschaften .....	99
<b>7</b>	<b>Experimente zum Freiheitsgradverhalten von Zweifach-Synchronisierungen .....</b>	<b>101</b>
7.1	Versuchsplanung .....	101
7.2	Schaltkraftcharakteristik (Ch) .....	101
7.3	Dachschrägenwinkel .....	102
7.4	Verzahnung Zwischenring (DOF) .....	108
7.4.1	DOF 5 – Zwischenring-Losrad-Verzahnung zweifach .....	108
7.4.2	DOF 6 – Zwischenring-Losrad-Verzahnung einfach .....	112
7.5	Koppelverzahnung (KO) .....	117
7.5.1	Ko2 – Koppelverzahnung zweifach .....	117
7.5.2	Ko3 – Koppelverzahnung einfach .....	118

---

7.6	Übersicht zum Verzahnungseinfluss auf den Wirkungsgrad und den Reibwert.....	122
7.7	Einfluss der Materialvariation Carbon – Messing.....	124
7.8	Ergebnisse der FFT-Analysen .....	127
<b>8</b>	<b>Schlussfolgerungen aus den rechnerischen und experimentellen Untersuchungen.....</b>	<b>130</b>
8.1	Einflussgrößen.....	130
8.2	Korrelation FEM – Experiment.....	133
8.2.1	Wirkungsgradableitung aus den Ergebnissen der FE-Analysen .....	133
8.2.2	Reibwertverhalten und Flächenpressungsverteilung.....	136
8.2.3	Wirkungsgradverhalten und Flächenpressungsverteilung .....	139
8.3	Korrelation Freiheitsgrad-Modell – Experiment .....	140
8.4	Zusammenfassung der wichtigsten Erkenntnisse.....	141
8.5	Kritische Betrachtung, Empfehlungen und Ausblick.....	142
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung .....</b>	<b>143</b>
<b>10</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>145</b>

<b>Formelzeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bezeichnung</b>
$a_k$	-	Anteil an der Gesamtkontaktfläche
$d_{GA}$	mm	Durchmesser Gleitsteinkontakt
$d_{IX}$	mm	Durchmesser Indexverzahnung
$d_{Ko}$	mm	Durchmesser Koppelverzahnung
$d_m$	mm	mittlerer Wirkdurchmesser der Kegelreibfläche
$d_{m,IK}$	mm	Durchmesser Stirnfläche Innenkonus
$d_{m,Ra}$	mm	Wirkdurchmesser Außenring
$d_{m,Ri}$	mm	Wirkdurchmesser Innenring
$d_p$	mm	mittlerer Wirkdurchmesser der Planfläche
$d_{RVz}$	mm	Durchmesser Ringverzahnung
$d_{SkVz}$	mm	Durchmesser Synchronkörperverzahnung
$d_{SpVz}$	mm	Durchmesser Sperrverzahnung
$f_i$	-	Freiheitsgrad des einzelnen Gelenks
$g$	-	Anzahl der Gelenke
$h_n$	-	Häufigkeit einer lokalen FE-Flächenpressung
$k_g$	-	normierte Klassengrenzen
$m$	-	Anzahl der Getriebeglieder
$n$	-	Anzahl der Reibflächen
$p_{FE}$	N/mm <sup>2</sup>	lokale Flächenpressungen aus FE-Analyse
$p_{lokal}$	N/mm <sup>2</sup>	reale lokale Flächenpressung
$p_m$	N/mm <sup>2</sup>	mittlere Flächenpressung
$p_N$	N/mm <sup>2</sup>	nominelle Flächenpressung
$\dot{q}$	W/mm <sup>2</sup>	Reibleistung
$t_{LS,i}$	s	Zeitschritt einer Laststufe
$t_{syn}$	s	Synchronisierzeit
$v$	m/s	Anfangsgleitgeschwindigkeit
$F_{ax}$	N	angenommene Axialkraft an der Synchronisierung

$F_{ax, IK}$	N	Axialkraft Stirnfläche Innenkonus
$F_{ax, Ko}$	N	Axialkraft Koppelverzahnung
$F_{ax, Ms}$	N	Axialkraft Messstern
$F_{ax, Ra}$	N	Axialkraft Außenring
$F_{ax, Ri}$	N	Axialkraft Innenring
$F_{ax, RVz}$	N	Axialkraft Ringverzahnung
$F_{ax, SG}$	N	Axialkraft Schaltgabel
$F_{ax, SkVz}$	N	Axialkraft Synchronkörperverzahnung
$F_{ax, SpVz}$	N	Axialkraft Sperrverzahnung
$F_{ax, We}$	N	Axialkraft Welle
$FHG_r$	-	räumlicher Freiheitsgrad
$F_{IX}$	N	Axialkraft Indexverzahnung
$F_{L,ax}$	N	Lösekraft einer Kegelverbindung
$F_N$	N	Normalkraft auf der Reibfläche
$F_{u,r}$	N	Umfangskraft an der Verzahnung beim Lösevorgang
$J$	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment
$M_{au}$	Nm	Moment Außenring
$M_{Ga}$	Nm	Moment Schaltgabel
$M_{in}$	Nm	Moment Innenring
$M_{IX}$	Nm	Moment Indexverzahnung
$M_{J4}$	Nm	Moment Schwungmasse
$M_{Klemm}$	Nm	Klemmmoment ohne Axialkraft
$M_{Kop}$	Nm	Moment Kopplungsverzahnung
$M_{LaRe}$	Nm	Moment Lagerreibung
$M_{MSt}$	Nm	Moment Messstern
$M_R$	Nm	vereinfachtes Gesamtreibmoment
$M_{R,n,real}$	Nm	reales Reibmoment, n = Anzahl der Kegelflächen
$M_{R,n,ideal}$	Nm	ideales Reibmoment, n = Anzahl der Kegelflächen

$M_{Ri}$	Nm	Moment Ringverzahnung
$M_{SkVz}$	Nm	Moment Synchronkörperverzahnung
$M_{StFl}$	Nm	Moment Stirnfläche
$M_{u,r}$	Nm	Lösemoment der Synchronisierung
$M_{Verz}$	Nm	Moment Sperrverzahnung
$M_Z$	Nm	Rückstellmoment an der Sperrverzahnung
$\alpha$	°	Kegelwinkel der Synchronisierung
$\beta$	°	Dachschrägenwinkel
$\eta_{MS}$	-	Wirkungsgrad Mehrfachsynchonisierung
$\mu_{ax}$	-	Reibwert im Kegelkontakt in axialer Richtung
$\mu_{GA}$	-	Reibwert Schaltgabel
$\mu_H$	-	Haftreibwert
$\mu_{IX}$	-	Reibwert Indexverzahnung
$\mu_{Ko}$	-	Reibwert Koppelverzahnung
$\mu_{Ra}$	-	Reibwert Außenring
$\mu_{Ri}$	-	Reibwert Innenring
$\mu_{RVz}$	-	Reibwert Ringverzahnung
$\mu_{SkVz}$	-	Reibwert Synchronkörperverzahnung
$\mu_{SpVz}$	-	Reibwert Sperrverzahnung
$\mu_{StFl}$	-	Reibwert Stirnfläche
$\sigma_{zul}$	N/mm <sup>2</sup>	zulässige Vergleichsspannung
$\omega$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit
$\dot{\omega}$	s <sup>-2</sup>	Winkelbeschleunigung

*Aufgrund der Übernahme von Inhalten aus anderen veröffentlichten Berichten und Berechnungsprogrammen sind manche Kraft- und Momentbezeichnungen mit wechselnden Indizes belegt, die zur Vergleichbarkeit mit den Veröffentlichungen beibehalten wurden.*

## 1 Einleitung

### 1.1 Ausgangssituation

Die Sperrsynchrisierung ist eine wesentliche Baugruppe von handgeschalteten Stufengetrieben. Das konventionelle Handschaltgetriebe ist sowohl im Pkw- als auch im Nkw-Bereich, trotz Entwicklungen auf dem Gebiet der CVT-Getriebe und der Stufenschaltautomaten, die häufigste Bauform im europäischen Fahrzeugmarkt mit einem Anteil von ca. 70%. In handgeschalteten Stufengetrieben im Pkw werden heutzutage beinahe ausschließlich Sperrsynchrisierungen eingesetzt. Auch die aktuellen Getriebekonzepte, wie Doppelkupplungsgetriebe oder eine Automatisierung herkömmlicher Stufengetriebe, erfordern weiterhin den Einsatz von Synchronisierungen. Ein Absinken des Marktanteils der handgeschalteten Getriebe könnte daher durch eine Zunahme der Gangzahlen pro Getriebe und eine Erhöhung des Anteils an Doppelkupplungsgetrieben ausgeglichen werden.

Nachdem die ersten Schaltgetriebe im Automobilbau noch Schieberäder aufwiesen, wurden die darauf folgenden Klauenkupplungen über die Stiftschaltungen (s. Abbildung 1) zu Synchronisierungen weiterentwickelt, die während der Schiebebewegung der Schaltgabel durch Aufbau eines Reibmomentes zu einer Angleichung der Drehzahl zwischen Welle und Zahnrad führen sollte. Bei unvorsichtiger Bedienung konnte es dabei zu verfrühtem Durchschalten und Kontakt der Klauenverzahnung bei noch vorhandener Drehzahldifferenz kommen (Schaltkratzen).

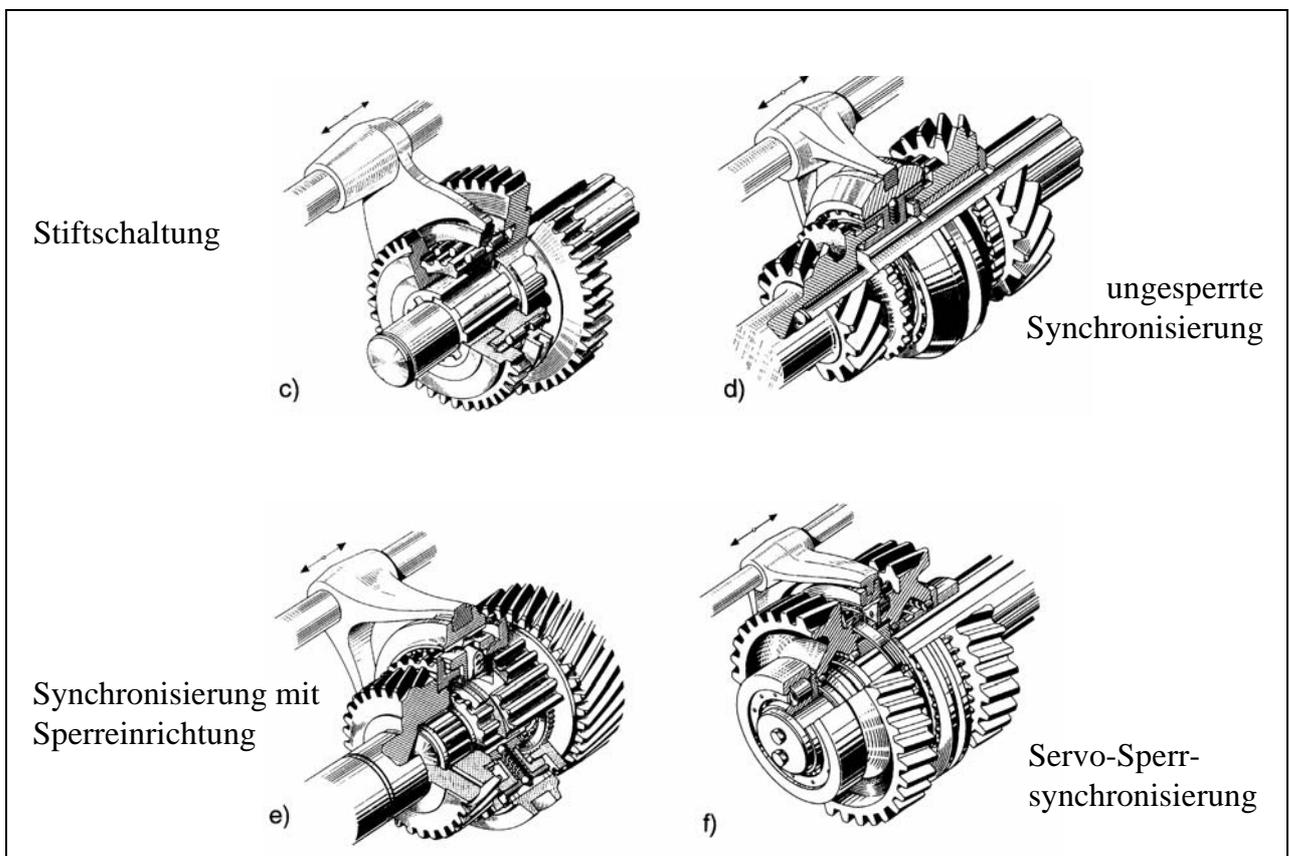


Abbildung 1: Entwicklung von Synchronisierungssystemen

Die heutzutage eingesetzten Sperrsynchrisierungen basieren größtenteils auf der von BORG-WARNER entwickelten Bauform. Durch eine Kraftzerlegung an der Dachschrägenverzahnung des Synchronringes wird ein vorzeitiges Durchschalten verhindert, wenn die durch das Reibmoment im Kegelkontakt wirkende Umfangskraft groß genug ist, um die Schaltkraft am Verdrehen des Ringes zu hindern.

Um der permanenten Leistungssteigerung im Antriebsstrang und steigenden Komfortansprüchen gerecht zu werden, wurden hochleistungsfähige Reibbeläge entwickelt und die Geometrie optimiert. Eine wesentliche Steigerung der Leistungsfähigkeit von Synchronisierungen in Kfz-Schaltgetrieben ist bei Beibehaltung des Reibflächendurchmessers und der spezifischen Belastungen der Reibflächen aber nur durch eine Erhöhung der Reibflächenanzahl (i.A. Zweifach- oder Dreifach-Synchronisierungen) möglich.

Diese werden daher besonders in den hoch belasteten, niedrigen Gängen eingesetzt, so dass eine Anpassung nicht nur über den Durchmesser, sondern auch über die Reibflächenzahl erfolgen kann (z.B. 1.+2. Gang: 3-fach; 3.+4. Gang: 2-fach; 5.+R. Gang: 1-fach).

Die Veröffentlichungen zur Entwicklung von Mehrfachsynchrisierungen geben nur unspezifiziert eine Reibmomenterhöhung an oder verweisen auf die theoretisch ermittelte Vervielfachung unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Reibdurchmesser. [2], [3], [4]

Spätere Untersuchungsergebnisse zu den Verlusten schwanken zwischen 14% Verlustreibung für eine Dreifach-Synchronisierung nach SMITH [5] und 20% für eine BORG-WARNER Doppel-Synchronisierung [1].

Daraus lässt sich ableiten, dass Dreifachsynchrisierungen zum Teil nur das theoretische Potential von Zweifach-Systemen erreichen, wobei die Ursachen und die jeweiligen Betriebszustände nicht genau bekannt sind. Wünschenswert wäre daher eine Ermittlung der physikalischen Ursachen für das beobachtete Verhalten, um die Auslegesicherheit insbesondere bei automatisierten Getrieben zu verbessern.

Die Durchführung von Experimenten an Komponentenprüfständen unter reproduzierbaren Bedingungen kann das Verständnis für die Wirkmechanismen verbessern. So wurde von Lösche [7] der Einfluss von Flächenpressung und Gleitgeschwindigkeit auf das Verschleißverhalten von Synchronisierungen durch Prüfstandsversuche in ein theoretisches Modell überführt. Die Untersuchungen von Spreckels [8] stellen eine sinnvolle Ergänzung von experimentellen und numerischen Analysen zum Zusammenhang von Verschleiß und der Temperaturverteilung dar.

## 1.2 Zielsetzung

Die Auslegung einer Synchronisierung orientiert sich primär am im Getriebe meist nur beschränkt zur Verfügung stehenden Bauraum, so dass Systeme mit hoher Leistungsdichte gefordert werden. Die tribologische Funktion (möglichst stabiles Reibwertverhalten, Verschleißbeständigkeit) soll über geeignete Werkstoff-Öl-Kombination erreicht werden. Dabei wird eine

gleichmäßige Verteilung der Reibleistung bezogen auf die Kontaktfläche gefordert, was über eine enge Tolerierung angestrebt wird.

Beim Schaltvorgang durch Schaltkraft und Erwärmung auftretende elastische Verformungen können das Tragbild verändern. Die Verzahnungen, die als diskrete Kraftangriffspunkte mit verschiedenen Tragbildern angenommen werden, sowie die durch Aussparungen und Verrippungen veränderliche Querschnittsgeometrie beeinflussen die Flächenpressung in axialer und auch in Umfangsrichtung. Die komplexe Geometrie der Bauteile und die veränderliche Relativposition verhindern eine analytische Berechnung dieses Verhaltens. Da die Synchronisiervorgänge transient sind, müssen Berechnungen auch zeitabhängig ausgeführt werden, um die veränderliche Schaltkraft und den Erwärmungsvorgang zu berücksichtigen.

Ziel dieser Arbeit ist daher eine Analyse von Mehrfachsynchronisierungen hinsichtlich des bauformabhängigen Reibwertverhaltens und der auf Bauraum und Kraftaufwand bezogenen spezifischen Leistungsfähigkeit („Wirkungsgrad“). So soll das Verständnis von Mehrfachsynchronisierungen erweitert sowie Vorschläge für die konstruktive Auslegung und Untersuchungsmethoden für bestehende Konzepte entwickelt werden. Im Einzelnen handelt es sich dabei um die Ableitung von Kenngrößen zur vergleichenden Beschreibung des Systemverhaltens, die Ermittlung der Flächenpressungsverteilung durch numerische Berechnungen und die Identifikation des Tragbildes der Verzahnungen durch Messungen.

### 1.3 Vorgehensweise

Entsprechend der in Abbildung 2 dargestellten Struktur ist die Vorgehensweise in mehrere Schwerpunkte untergliedert, in denen teils experimentelle und teils theoretische Methoden vorherrschen.

Zu Beginn der Untersuchungen werden zunächst die Grundlagen zur Berechnung des Wirkungsgradverhaltens (Kapitel 2.) entwickelt, um dann auf Basis einer Schnittgrößenanalyse die experimentell zu ermittelnden Parameter zu bestimmen. Darauf aufbauend wird der Komponentenprüfstand (Kapitel 3.) um zusätzliche Messtechnik und Software erweitert. In dem ersten Versuchsblock (Kapitel 4.) werden der Einfluss der Belastungsparameter und des Schaltkraftverlaufes auf den Wirkungsgrad für verschiedene Ein- und Mehrfachsynchronisierungen untersucht. Der theoretische Ansatz wird zu einem kinematischen Modell zur Ermittlung des Freiheitsgrades (Kapitel 5.) weiterentwickelt. Darauf aufbauend werden durch eine FE-Modellierung (Kapitel 6.) die Flächenpressungsverteilung und die Temperaturen während eines Schaltvorgangs transient simuliert. Mit Hilfe eines speziell entwickelten Steuerungsprogramms und für die Versuche konstruierten Messaufnehmern werden die Berechnungsergebnisse experimentell (Kapitel 7.) überprüft. Abschließend sollen die Erkenntnisse beider Versuchsblöcke sowie der kinematischen und der numerischen Analysen zusammenfassend gegenübergestellt werden (Kapitel 8.).

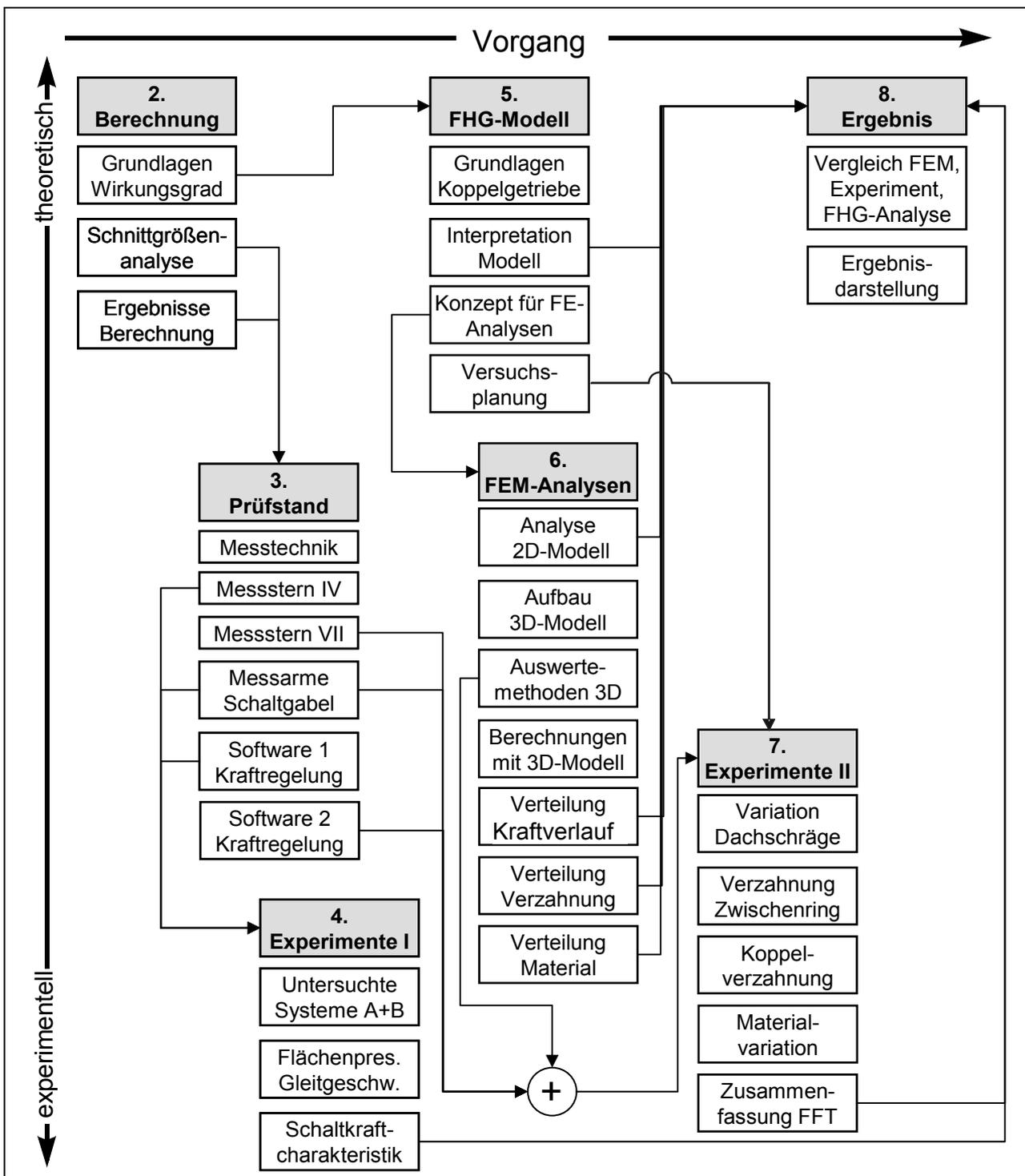


Abbildung 2: Struktur der Untersuchungen an Mehrfachsynchronisierungen

### 1.4 Aufbau und Funktionsweise von Synchronisierungen

Der Aufbau einer Zweifach-Synchronisierung ist in Abbildung 3 dargestellt. Durch die einer Lamellenkupplung ähnliche Reihenanordnung der Reibbeläge ergibt sich bei gleicher Schaltkraft theoretisch etwa das zwei- bzw. dreifache Reibmoment gegenüber einer Einfach-Synchronisierung.

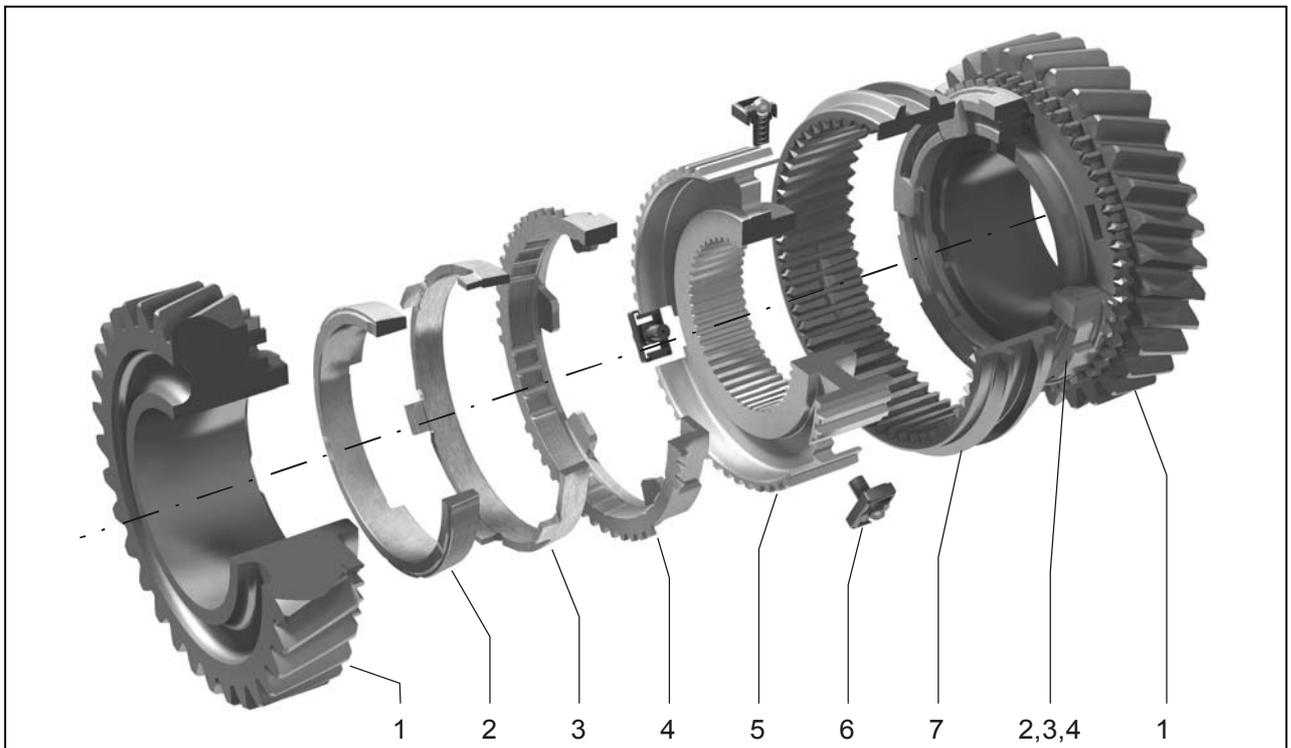


Abbildung 3: Aufbau einer Zweifach-Synchronisierung

Die Losräder (1) sind im Allgemeinen mit Nadellagern auf der hier nicht dargestellten Getriebewelle gelagert; die axiale Festlegung wird als Gleitlagerung ausgeführt. Durch den, wenn möglich, symmetrischen Aufbau sitzt zwischen den zwei Gängen die Synchronnabe (5) drehsteif auf der Getriebewelle. Durch ihre äußere Verzahnung wird das Moment auf die Schiebemuffe (7) übertragen, die in der Leerlaufposition durch die Kugeldruckstücke (6) positioniert wird. Diese drücken gleichzeitig zur Vorsynchronisierung zu Beginn des Schaltvorganges gegen den Außenring (4) der über eine Koppelverzahnung mit dem Innenring (2) verbunden ist. Das Reibmoment entsteht in den Kegelflächen im Kontakt zum Zwischenring (3) der über eine Verzahnung wiederum in die Losräder eingreift. Wird der Kontakt zwischen Innenring und Losrad nicht als Planfläche sondern ebenfalls als Kegel ausgeführt, erhält man eine Dreifach-Synchronisierung.

Der Synchronisationsvorgang ist in Abbildung 4 und Abbildung 5 schematisch als Aufsicht (links), als z.T. aufgebrochene 3D-Ansicht und im Schnitt (rechts) in mehreren Abschnitten dargestellt.

In Phase 0 befindet sich die Schiebemuffe (c) in der Neutralstellung. Es besteht eine Drehzahldifferenz  $\omega$  zwischen Losrad (a) und dem hier gewählten Bezugssystem Synchronring-Schiebemuffe-Synchronnabe (b-e). Der Vorgang zur Synchronisierung dieses Drehzahlunterschiedes beginnt mit einer Axialbewegung der Schiebemuffe in Phase 1, bei der das Druckstück (d) über eine Rampe an der Schiebemuffe gegen den äußeren Synchronring (b) gedrückt wird. Die dadurch erzeugte Vorsynchronisierungskraft  $F_{VS}$  führt durch das entstehende Reibmoment im Kegelfkontakt zu einem Verdrehen des Synchronringes gegen die Indexierung an der Synchronnabe (e).

Durch diese Einrichtung wird verhindert, dass die Verzahnung der Schiebemuffe zufällig direkt durchschaltet, ohne mit der Verzahnung des Synchronringes in Kontakt zu kommen, und mit einer Drehzahldifferenz auf die Verzahnung des Losrades trifft. So wird erst in Phase 2 die volle Schaltkraft  $F_{SG}$  aufgebracht.

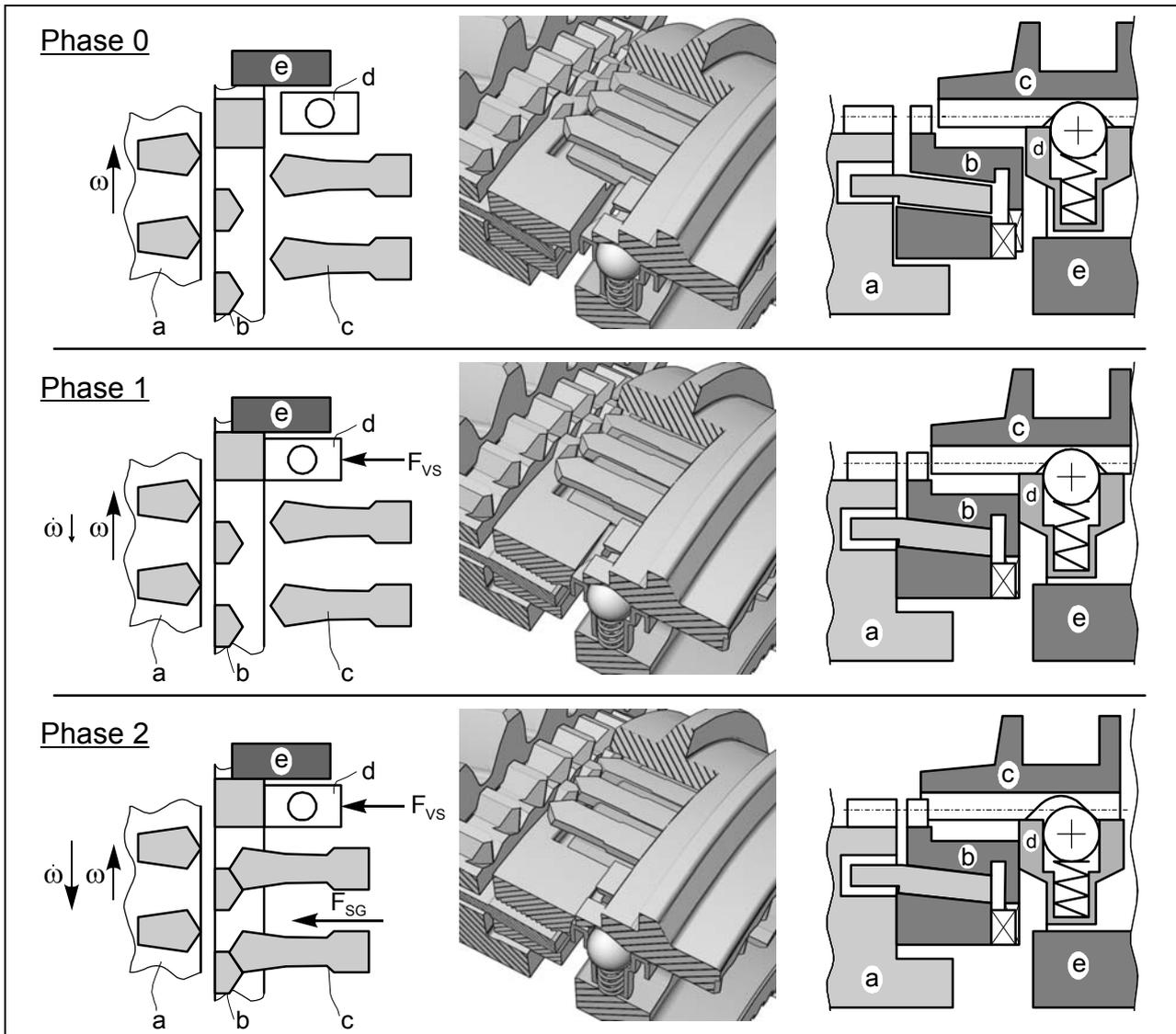


Abbildung 4: Phasen 0-2 eines Synchronisiervorganges

Das dabei entstehende Moment macht den Hauptteil des Synchronisationsvorganges aus und wirkt als Umfangskraft auf den Verzahnungskontakt zurück, wodurch eine Verdrehung des Synchronringes und damit ein weiteres Durchschalten gesperrt wird. Das restliche Moment stützt sich an der Indexierung ab, so dass es auch nicht zu einem Zurückdrücken der Schiebemuffe kommt. Bei Angleichung der Drehzahl geht die Winkelbeschleunigung  $\dot{\omega}$  und damit das Reibmoment gegen Null, so dass die Sperrbedingung nicht mehr erfüllt ist und das in Phase 3 dargestellte Zurückdrehen des Synchronringes und ein weiteres Durchschieben der Schiebemuffe erfolgt. In Phase 4 kommt es dann zum Kontakt der Schiebemuffe mit der Verzahnung des Losrades, was in dem hier dargestellten Fall wiederum zu einem Verdrehen des Systems um max. eine halbe Zahnteilung führt. Ein Aufeinandertreffen der Zahnsitzen kann zu Fehlschal-

tungen besonders bei bereits verschlissenen Systemen führen. Der Schaltvorgang ist bei erfolgreichem Einspuren in Phase 5 beendet; durch den Hinterschnitt der Verzahnungen ist das System in dieser Position selbsthaltend. Der Kegelkontakt ist durch die formschlüssige Überbrückung lastfrei und die Momentübertragung nicht vom Reibwert abhängig.

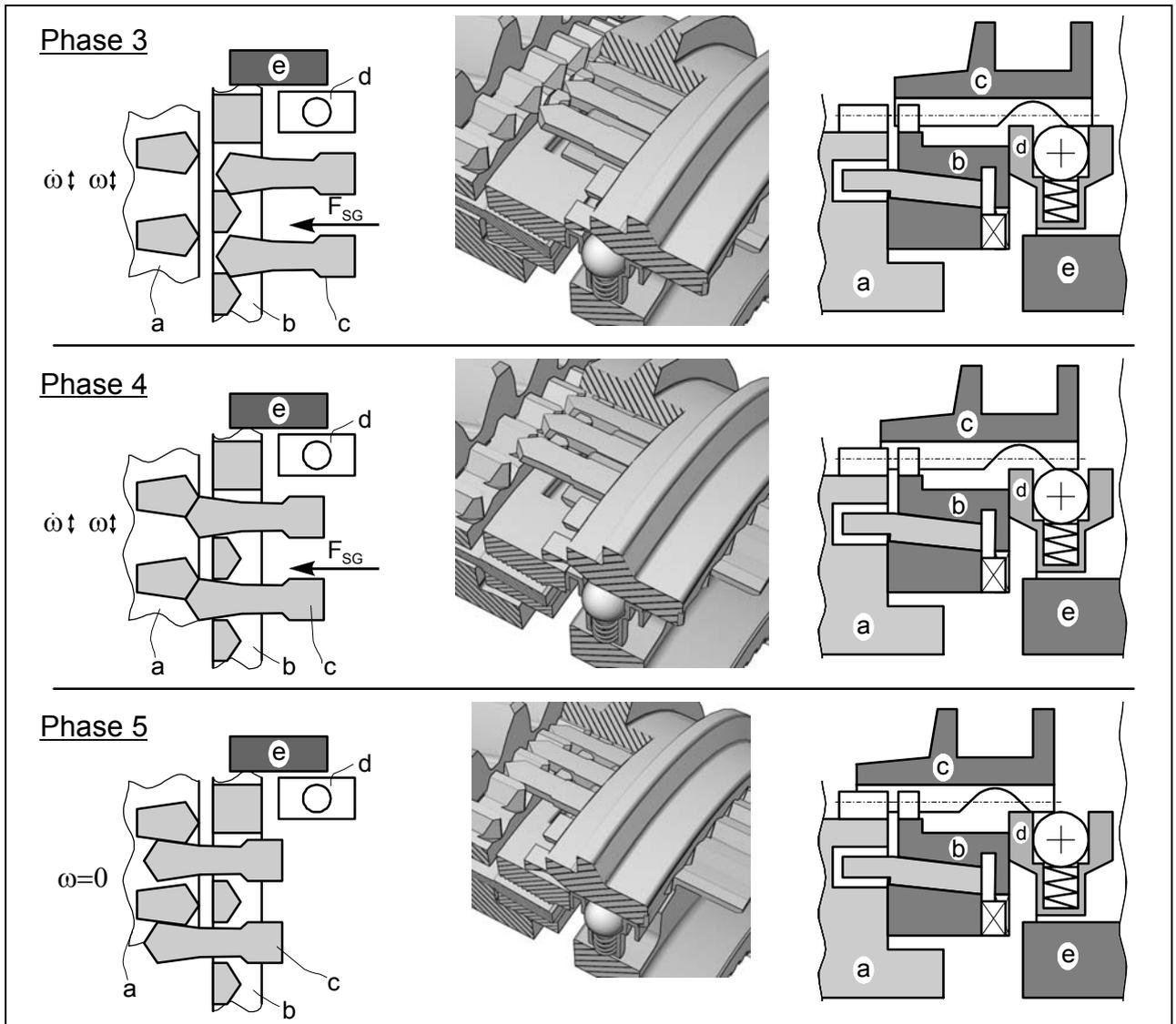


Abbildung 5: Phasen 3-5 eines Synchronisiervorganges

### 1.5 Dynamik des Schaltvorganges

Für die beschriebenen Phasen des Synchronisiervorganges lassen sich die Kennwerte der Aktorik (Weg und Kraft an der Schiebemuffe) sowie der resultierende Drehzahlabfall über der Zeit darstellen (Abbildung 6). Diese Größen werden vom Fahrer wahrgenommen bzw. durch ihn beeinflusst; dabei bestimmen Schaltkraft und Relativdrehzahl maßgeblich die während eines Schaltvorganges i.A. als störend empfundene Verharrungszeit des Schalthebels zwischen Neutralstellung und eingelegtem Gang.

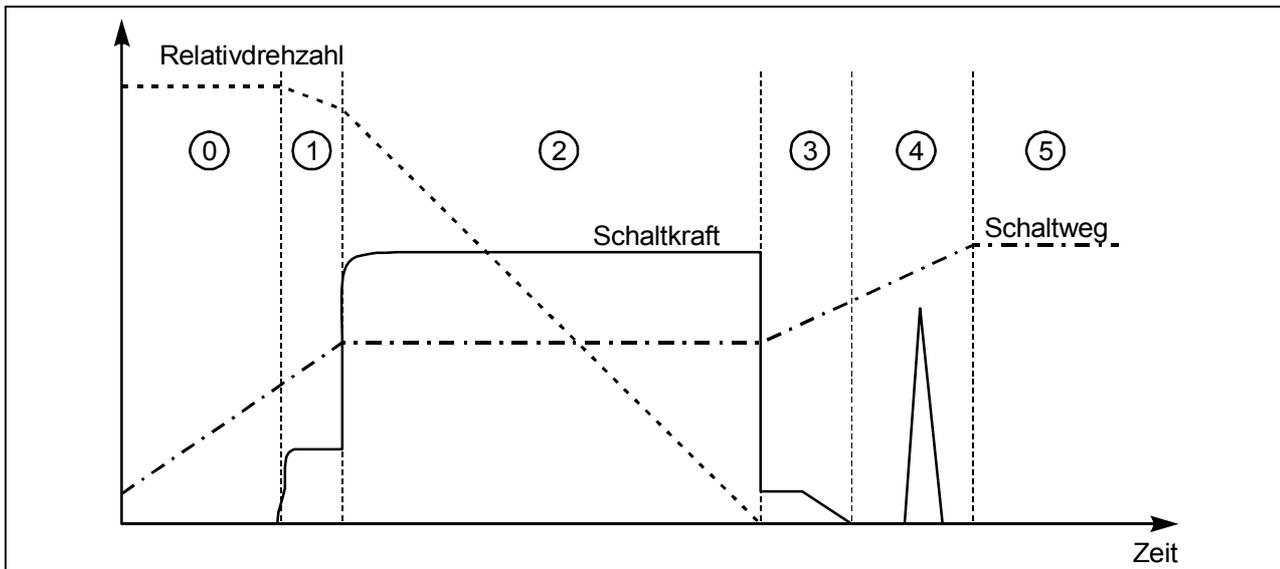


Abbildung 6: prinzipieller Verlauf der charakteristischen Größen eines Synchronisiervorganges

Der Schaltvorgang wird in Phase 0 durch eine Bewegung der Schiebemuffe initiiert. Nach dem durch die Feder der Vorsynchronisierung und der Rampenform an der Schiebemuffe festgelegten Kraftanstieg in Phase 1 wird in diesem Fall eine konstante Schaltkraft aufgebracht. Bei konstanter Position der Schiebemuffe führt dies zu einem linearen Drehzahlabfall in Phase 2. Im Übergang zur Phase 3 bricht die Schaltkraft auf einen Restwert zusammen, der zum Verdrehen des Systems je nach Gestaltung der Indexierung erforderlich ist. In Phase 4 kann eine Kraftspitze durch Lösen der Haftreibung der Synchronringe beim Einspuren in die Losradverzahnung auftreten, die auch höher als die Schaltkraft in Phase 2 sein kann. In Phase 5 ist keine Kraft mehr zur Momentübertragung notwendig.

Nicht beeinflussbar vom Fahrer sind hingegen das zu synchronisierende Massenträgheitsmoment  $J$  (Kupplungsscheibe, Getriebeeingangswelle und je nach Anordnung noch weitere Zahnräder und Getriebebauteile), die Bauart der Synchronisierung und der durch das Tribosystem entstehende Reibwert  $\mu$ , welche für eine Berechnung der Synchronisierzeit  $t_{Syn}$  in Phase 2 für eine Synchronisierung mit  $n$  Reibflächen notwendig sind.

$$t_{Syn} = \frac{\Delta\omega \cdot J}{M_R} \quad \text{Gl. 1-1}$$

mit

$$M_R = F_{ax} \cdot \mu \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \frac{1}{\sin \alpha} \cdot n \quad \text{Gl. 1-2}$$

Gleichung (1-2) enthält neben dem Reibwert im Kegelkontakt den Wirkdurchmesser  $d_m$  sowie den halben Kegelwinkel  $\alpha$  und die effektiv im Kontakt wirkende Axialkraft  $F_{ax}$ . Eine Verkürzung der Rutschzeit ist damit bei gleicher Kraft und begrenztem Durchmesser durch eine Verringerung des Kegelwinkels und durch eine Erhöhung des Reibwertes und der Reibflächenzahl zu erreichen. Einschränkungen des Wertebereichs dieser Parameter ergeben sich durch weitere Bedingungen der Synchronisierung. Zum Erfüllen der Sperrbedingung gilt, dass das

Reibmoment im Kegelkontakt  $M_R$  größer sein muss als das Rückstellmoment an der Sperrverzahnung  $M_Z$ , für das allgemein gilt:

$$M_Z = F_{ax} \cdot \frac{d_{SpVz}}{2} \cdot \left( \frac{\cos \beta / 2 - \mu_{SpVz} \cdot \sin \beta / 2}{\sin \beta / 2 + \mu_{SpVz} \cdot \cos \beta / 2} \right) \quad \text{Gl. 1-3}$$

Mit dem Dachsträgenwinkel  $\beta$  und dem Durchmesser  $d_{SpVz}$  ist die Geometrie der Sperrverzahnung berücksichtigt: der Reibwert  $\mu_{SpVz}$  kann für den Fall, dass radiale Relativbewegungen zwischen Schiebemuffe und Synchronring auftreten, gegen Null gehen, so dass als untere Grenze für die Bedingung  $M_R > M_Z$  durch Einsetzen der Gleichungen (1-2) und (1-3) angegeben werden kann:

$$\frac{\mu}{\sin \alpha} > \frac{1}{n} \cdot \frac{d_{SpVz}}{d_m} \cdot \frac{1}{\tan \beta / 2} \quad \text{Gl. 1-4}$$

Gleichzeitig darf der Dachsträgenwinkel nicht so groß werden, dass für den Fall des Durchschaltens Selbsthemmung an der Sperrverzahnung auftritt.

Ähnliches gilt für des Einspuren in die Losradverzahnung in Phase 4, bei der typischerweise der Fall eintritt, dass der Synchronring gegenüber dem Losrad verdreht werden muss. In Abbildung 7 sind die vektoriellen Kräftesummen am Kegelkontakt dargestellt. Bei Aufschieben eines Ringes auf einen Kegel wirken der Kegeleffekt und die Reibkraft der Axialkraft entgegen. Aufgrund der Drehbewegung ist aber der Reibwertanteil in axialer Richtung zu vernachlässigen, so dass gilt:

$$F_N = \frac{F_{ax}}{\sin \alpha} \quad \text{Gl. 1-5}$$

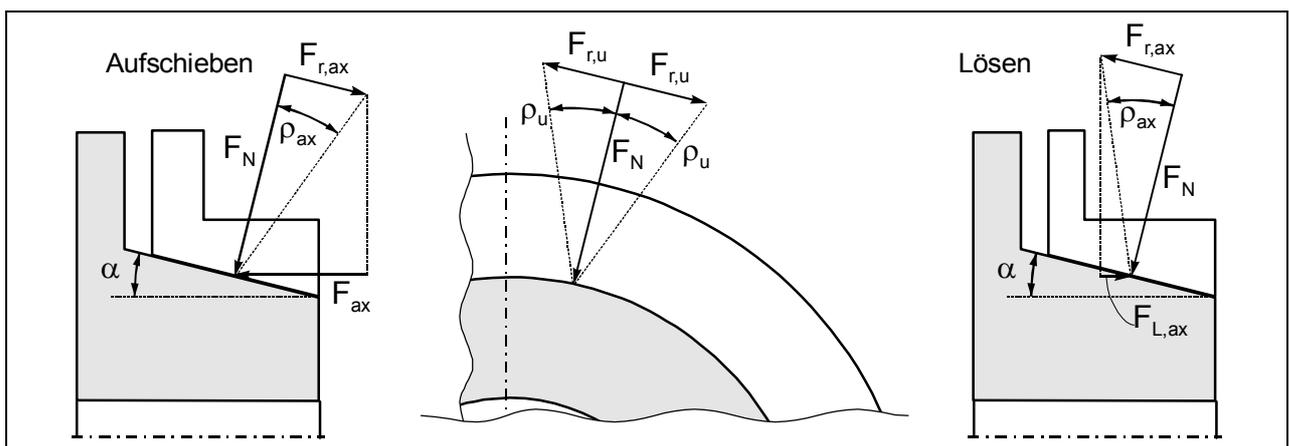


Abbildung 7: Kräfte am Kegelkontakt beim Aufschieben, in Umfangsrichtung und beim Lösen

Bei Wegnahme der äußeren Axialkraft gilt für die Lösekraft  $F_{L,ax}$

$$F_{L,ax} = F_N \cdot \cos \alpha \cdot (\mu_{ax} - \tan \alpha) \quad \text{Gl. 1-6}$$

da nun im Stillstand wieder ein Reibwert in axialer Richtung  $\mu_{ax}$  zu berücksichtigen ist. Es ergibt sich damit aus den Gleichungen (1-5) und (1-6) die Lösebedingung:

$$F_{L,ax} = F_{ax} \cdot \left( \frac{\mu_{ax}}{\tan \alpha} - 1 \right) \quad \text{Gl. 1-7}$$

Ist  $F_{L,ax}$  negativ, so löst sich der Ring von selbst; ist der Wert positiv, klemmt der Ring theoretisch (Beispiel: System mit  $6,5^\circ$  Kegelwinkel wird bei  $\mu_{ax} = 0,114$  selbsthemmend).

In Abbildung 8 sind die Kräfte beim Lösevorgang dargestellt. Durch das Abgleiten der Schiebemuffen- an der Losradverzahnung entsteht eine Umfangskraft  $F_{u,r}$  am Synchronring, die wiederum zu einer Reduzierung des Reibwertes im Kegelfkontakt in axialer Richtung führt und gleichzeitig durch die Hinterschneidung eine zusätzliche Lösekraft  $F_L$  erzeugt.

Für die resultierende Umfangskraft aus einer Axialkraft in Phase 4 gilt:

$$F_{u,r} = F_{ax,4} \cdot \left( \frac{1}{2} \sin \beta - \mu_{spVz} \cdot \sin^2 \frac{\beta}{2} \right) \quad \text{Gl. 1-8}$$

Das Klemmmoment wird maximal, wenn die Normalkraft  $F_N$  aus der Axialkraft in Phase 2 abgeleitet wird:

$$M_{klemm} = n \cdot \frac{d_m}{2} \cdot F_{u,klemm} = n \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \mu_H \cdot F_N = n \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \mu_H \cdot \frac{F_{ax,2}}{\sin \alpha} \quad \text{Gl. 1-9}$$

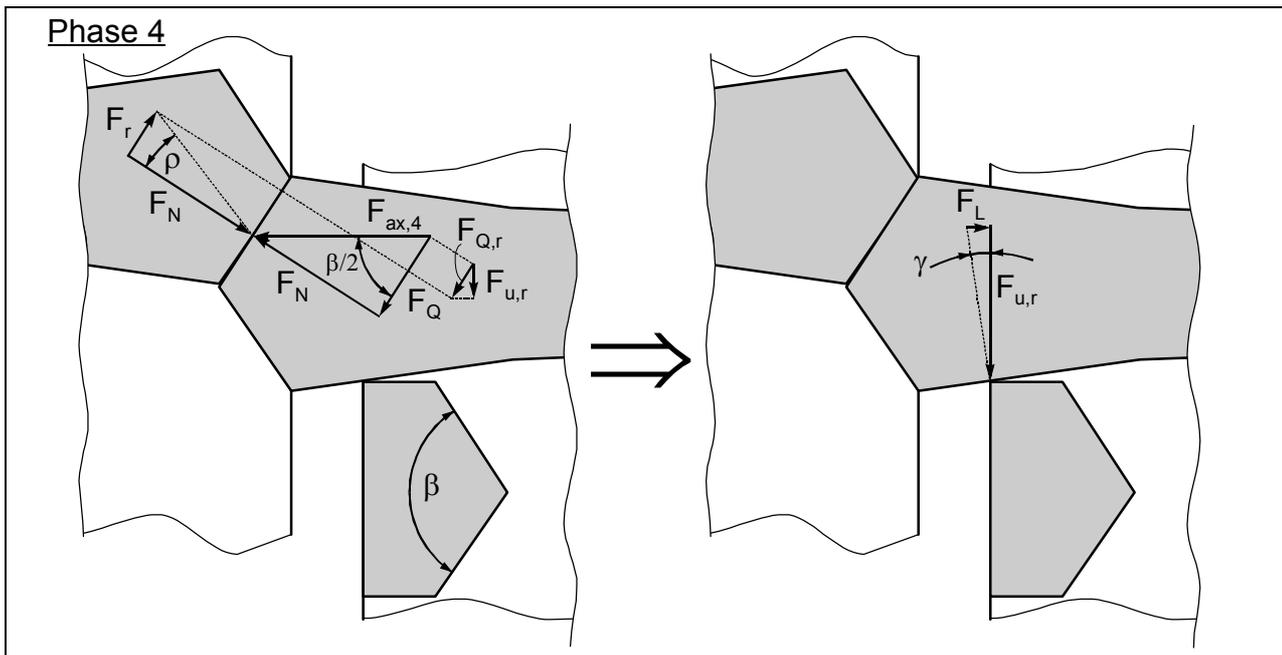


Abbildung 8: Lösen des Synchronringes in Phase 4

Wird der Reibwert gleich dem Grenzwert für Selbsthemmung  $\tan \alpha$ , so führt die geringe Lösekraft an der Hinterschneidung zum sicheren Lösen des Ringes. Daher kann das Klemmmoment in einen Restanteil  $M_{klemm,rest}$  und den durch das Lösemoment zu überwindenden Teil aufgeteilt werden.

$$M_{klemm} = M_{klemm,rest} + M_{u,r} = n \cdot \left( \frac{d_m}{2} \cdot (\tan \alpha) \cdot \frac{F_{ax,2}}{\sin \alpha} + \frac{d_m}{2} \cdot (\mu_H - \tan \alpha) \cdot \frac{F_{ax,2}}{\sin \alpha} \right) \quad \text{Gl. 1-10}$$

$$M_{u,r} = n \cdot \frac{d_m}{2} \cdot (\mu_H - \tan \alpha) \cdot \frac{F_{ax,2}}{\sin \alpha} = n \cdot \frac{d_{SpVz}}{2} \cdot F_{ax,4} \cdot \left( \frac{1}{2} \sin \beta - \mu_{SpVz} \cdot \sin^2 \frac{\beta}{2} \right) \quad \text{Gl. 1-11}$$

Damit kann das Verhältnis der max. Durchschaltkraft zur Schaltkraft am Ende der Rutschphase in Abhängigkeit vom Haftreibungswert  $\mu_H$  im Kegelkontakt und den Eigenschaften der Sperrverzahnung dargestellt werden.

$$\frac{F_{ax,4}}{F_{ax,2}} = \frac{1}{n} \cdot \frac{d_m}{d_{SpVz}} \cdot \frac{(\mu_H - \tan \alpha)}{\sin \alpha \cdot \left( \frac{1}{2} \sin \beta - \mu_{SpVz} \cdot \sin^2 \frac{\beta}{2} \right)} \quad \text{Gl. 1-12}$$

Ein großer Dachschrägenwinkel verschlechtert daher die Durchschaltfähigkeit, ebenso wie ein großer Haftreibungswert im Kegelkontakt.

## 1.6 Stand der Forschung

Die veröffentlichten Ergebnisse von analytischen und experimentellen Untersuchungen weisen bis in die 60iger Jahre des vorigen Jahrhunderts einen Erkenntnisstand auf, der auf überschlägigen Berechnungsansätzen und rudimentären Fahrzeugversuchen beruhte. Durch die im Zuge der Entwicklung durchgeführten Optimierungen zur Leistungssteigerung wie dem Aufkommen von verschiedenen Reibflächenmaterialien und Mehrfachsynchrosierungen entstand der Bedarf nach genauerer Ermittlung der Einflussgrößen.

Seit der Entwicklung verschiedener Prüfstandskonzepte mit mehr oder weniger starker Vereinfachung der Verhältnisse im Getriebe, der speziellen Betrachtung des Tribosystems (Oberflächen, Schmierstoffe) und dem breiteren Einsatz numerischer Methoden (spezielle Berechnungsprogramme, Finite Elemente-, Finite Differenzen- und Mehrkörpersystem-Analysen) seit den 90iger Jahren können genauere Untersuchungen unter Berücksichtigung verschiedenster Parameter mit entsprechend großen Datenvolumina bei der Ergebnisauswertung durchgeführt werden.

Die Entwicklung einer Mehrfachsynchrosierung mit dem Hintergrund einer Leistungssteigerung zur Schaltkraftreduzierung wird anschaulich von BRÜGEL; CHRISTIAN; WUNDERLICH [3] beschrieben. Die Dimensionierung basiert auf dem Ansatz, durch eine Erhöhung der Reibflächenzahl eine annähernd proportionale Steigerung des Moments bei gleicher Schaltkraft zu erreichen. Als Vorteil wird der nur geringe Mehrbedarf an Bauraum gesehen, auch kann durch die Beibehaltung des Funktionsprinzips der Sperrsynchrosierung nach BORG-WARNER auf Erfahrungen von Einfach-Systemen zurückgegriffen werden. Thermische Probleme durch Erhöhung der Leistungsdichte werden noch nicht diskutiert.

Die Ausführungen von WAGNER [9] sollen die Möglichkeit aufzeigen, Mehrfach-Synchrosierungen aus Standardwerkstoffen durch Einfach-Synchrosierungen mit hochbelastbaren Sinterreibbelägen zu substituieren. Ebenso ist aber auch eine Kombination denkbar, so dass Mehrfach-Synchrosierungen mit Sinterreibbelägen als Möglichkeit einer Leistungsmaximierung angesehen werden. Der Einfluss des Schmierstoffes, insbesondere der Öladditive, wird

auf die Belagsmaterialien bezogen, ein relevanter Zusammenhang zur Reibflächenanzahl unter vergleichbaren Bedingungen ist nicht anzunehmen.

Nachdem es gelungen war, spezielle Reibwerkstoffe auf Synchronringe aufzubringen, ermöglichte dies die Entwicklung von baukastenähnlichen Konzepten, wie von GIESE; SOFFA; RISSE [15] beschrieben. Die Kostenerhöhung durch den Einsatz von Mehrfachsynchronisierungen sollte durch ein Fertigungsverfahren aufgefangen werden, bei dem der auf eine Trägerfolie aufgesinterte Reibbelag mechanisch mit dem Grundkörper verbunden wird. Die Schwerpunkte der experimentellen Untersuchungen beziehen sich auf den Vergleich mit sonstigen Reibwerkstoffen (Molybdän, Sondermessing, organische Beläge) sowie die Betriebssicherheit der verwendeten Methode.

Die vergleichende Betrachtung von Synchronisierungssystemen bezieht sich meistens auf das für die Funktionsfähigkeit entscheidende Verschleiß- und Reibwertverhalten. Eine Erweiterung der Systemgrenze unter Einbeziehung von Schiebmufler, Synchronnabe, Vorsynchronisierung und Schaltgestänge ist für eine Beurteilung des Schaltkomforts notwendig. Da diese Größe stark subjektiv geprägt ist, wird von RAEDER; WUNDERLICH [16] eine Methode vorgestellt, die eine Kombination aus Fahrzeugversuchen mit Tests auf Komponentenprüfständen vorsieht. Interessant ist die auf Grund der Vielzahl der Einflussgrößen durchgeführte Kennzahlermittlung zur besseren Verdeutlichung und Vergleichbarkeit der Systemeigenschaften. Die Untersuchungen zeigen aber auch, dass am Prüfstand nur ein Teil der Einflussgrößen nachgebildet werden kann; damit bleibt eine rein unter Laborbedingungen durchgeführte Schaltkomfortanalyse unvollständig.

Einen neueren Ansatz verfolgen Mehrkörper-Simulationen, bei denen das System diskontinuierlich betrachtet wird. Nach RANK; BACK; KWITTNER; SCHREIBER [29] soll es damit möglich sein, bereits im Voraus mögliche Schaltsysteme auf Schwachstellen zu untersuchen und Kennwerte für dann zu entwickelnde Synchronisierungen zu erlangen. Es wird aber weiter ein Abgleich mit Prüfstandsversuchen als notwendig erachtet.

Die große Anzahl an Einflussparametern und möglichen Systemkonfigurationen durch verschiedene Bauformen, Reibwerkstoffe und Öle führte zu systematischen Untersuchungen wie sie z.B. von Pflaum [17], Rank [18], und Lösche [19] durchgeführt wurden. Im Mittelpunkt stand dabei der Versuch, das prüfstandsspezifische Belastungsverhalten in Einstufen-Dauerversuchen, Stufenversuchen und Lastkollektiven auf das Reibungs- und Verschleißverhalten verschiedener Reibwerkstoff-Schmierstoffpaarungen zu übertragen. Die Belastungen werden dabei energetisch durch die Betrachtung der spezifischen Reibleistungen und Reibenergien berücksichtigt. Dazu sind umfangreiche Versuchsreihen notwendig, damit ausreichend Kennwerte für eine Modellbildung zur Verfügung stehen. Da dabei z.T. die Fahrzeuglebensdauer simuliert werden muss, sind für aussagekräftige Ergebnisse gerade bei leistungsfähigen Reibwerkstoffen lange Prüfzeiten notwendig. Zusätzlich sind aber die Ergebnisse mit großen Streubreiten behaftet, so dass von weiteren, in den Versuchen nicht betrachteten Einflussgrößen auszugehen ist.

Von SPRECKELS [26] wurde der Untersuchungsansatz dahingehend erweitert, dass durch den Einsatz von FE-Analysen Kontakttemperaturen ermittelt werden können. Dabei werden die

Modellparameter an im Bauteil gemessenen Temperaturen abgeglichen. Berechnungen mit unterschiedlichen Lasten zeigen eine verbesserte Korrelation mit den experimentellen Ergebnissen für das Verschleißverhalten, so dass die Betrachtung eines Belastungsparameters auf Basis von Flächenpressung und Gleitgeschwindigkeit als nicht ausreichend erscheint. Zudem zeigt sich, dass der Kegelwinkel der Kontaktfläche im Rahmen von Fertigungstoleranzen das Systemverhalten erheblich beeinflussen kann.

Aufgrund der Glättung der Bauteilgeometrie bei Einsatz der Finiten-Elementen-Methode ist eine Berücksichtigung der mikroskopischen Oberflächentopographie nicht möglich. Untersuchungen von v. PERPONCHER [27] zeigen den Einfluss der Topographie auf den Reibwert. Insbesondere die Auswertung von flächenbezogenen Kenngrößen ermöglicht eine Korrelation. Die Topographie selbst ist dabei nicht nur vom Herstellungsverfahren abhängig, sondern unterliegt im Betrieb z.T. Veränderungen, die meistens durch partielle Glättung der Kontaktbereiche gekennzeichnet sind. In diesen Bereichen werden bei hohen Gleitgeschwindigkeiten das Auftreten hydrodynamischer Effekte und damit ein Reibwertabfall vermutet.

Die Geometrie der Reibfläche hinsichtlich mikroskopischem Traganteil und Drainagenuten wird von KNOLL; BACKHAUS [31] durch die Berechnung der Mikrohydrodynamik in einer Synchronisierungssimulation berücksichtigt.

Weitere Untersuchungen von ABDEL-JABER; ERDMANN; POLL; MOUSA [28] bestätigen diesen Einfluss, zeigen aber auch, dass die Wahl der Kenngrößen in Abhängigkeit von Reibwerkstoffen und Ölen wechseln kann.

Vereinzelt wird in Veröffentlichungen darauf hingewiesen, dass mit Mehrfachsynchronisierungen nicht so hohe Reibmomente wie erwartet erreicht werden konnten. Vergleichende Versuche zwischen unterschiedlichen Bauformen unter besonderer Berücksichtigung dieses Verhalten und dem Versuch einer genauen Quantifizierung unter definierten Bedingungen wurden an diesen Stellen aber nicht dargestellt [1], [5].

## 2 Grundlagen des „Wirkungsgrades“ von Synchronisierungen

Der „Wirkungsgrad“  $\eta_{MS}$  von Synchronisierungen wird hier als Quotient aus dem realen, gemessenen Synchronisiermoment  $M_{R,n,real}$  und dem idealen, aus Reibwert, Schaltkraft und Geometriegrößen errechneten Moment  $M_{R,n,ideal}$  definiert (Gl. 2-0). Für Mehrfachsynchroisierungen wird diese Betrachtung dahingehend erweitert, dass das ideale Moment um die Anzahl der Kontaktflächen  $n$  vervielfacht wird.

Dabei muss eine konstruktive Besonderheit der verwendeten Zweifach-Synchronisierungen berücksichtigt werden. Durch die plane Kontaktfläche zwischen Innenring und Losrad sind real drei Kontaktflächen vorhanden, durch den fehlenden Kegeleffekt trägt diese Fläche aber nur mit ca. 5% zum Gesamtreibmoment bei. Daher wird die Gleichung für die Zweifach-Synchronisierung um einen Term erweitert (Gl. 2-2).

$$\eta_{MS} = \frac{M_{R,n,real}}{M_{R,n,ideal}} \quad \text{mit} \quad M_{R,n,ideal} = n \cdot M_{R,1,ideal} \quad \text{Gl. 2-0}$$

$$M_{R,1,ideal} = \frac{F_{ax,SG} \cdot \mu \cdot d_m}{2 \cdot \sin \alpha} \quad \text{Gl. 2-1}$$

$$M_{R,2,ideal} = 2 \cdot \frac{F_{ax,SG} \cdot \mu \cdot d_m}{2 \cdot \sin \alpha} + \frac{F_{ax,SG} \cdot \mu \cdot d_p}{2} \quad \text{Gl. 2-2}$$

$$M_{R,3,ideal} = 3 \cdot \frac{F_{ax,SG} \cdot \mu \cdot d_m}{2 \cdot \sin \alpha} \quad \text{Gl. 2-3}$$

Durch Freischneiden der einzelnen Komponenten und Bildung eines Mehrkörpermodells wird ein Ansatz zur mathematischen Beschreibung des Systems aufgestellt, welcher eine Berechnung der einzelnen Verluststellen auf Basis gemessener Werte ermöglichen soll. In Abbildung 9 ist dies für die Kräfte in axialer Richtung, in Abbildung 10 für die Momente um die Rotationsachse dargestellt.

Die Nomenklatur für die Indizierung basiert auf folgender Vereinbarung:

RVz:	Verzahnung Zwischenring	SpVz / Verz:	Sperrverzahnung
IK / StFl:	Planfläche Innenkonus	IX / Index:	Indexierung
MS:	Messstern	SkVz:	Synchronnabenverzahnung
RI / in:	Kegel­fläche Innenring	SG:	Schaltgabel
RA / au:	Kegel­fläche Außenring	We:	Welle
Ko:	Koppelverzahnung	J4:	Schwungmasse

Der Zusatz „ax“ für die axiale Richtung der Kraft wird im weiteren Verlauf weggelassen.

Aufgrund der Momenten- und Kräftegleichgewichte für jede Komponente können 16 Gleichungen für ein 2-fach-System aufgestellt werden.

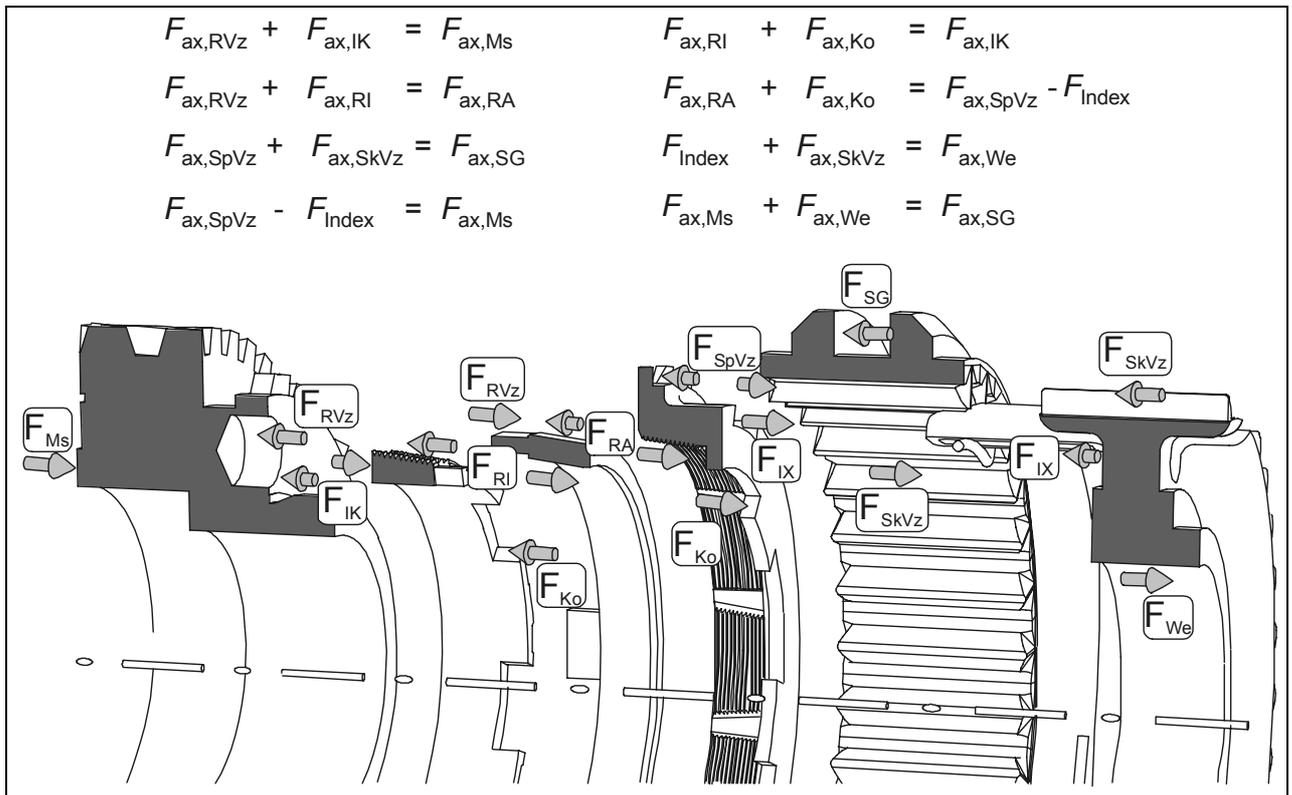


Abbildung 9: Kräftesummen am freigeschnittenen Modell

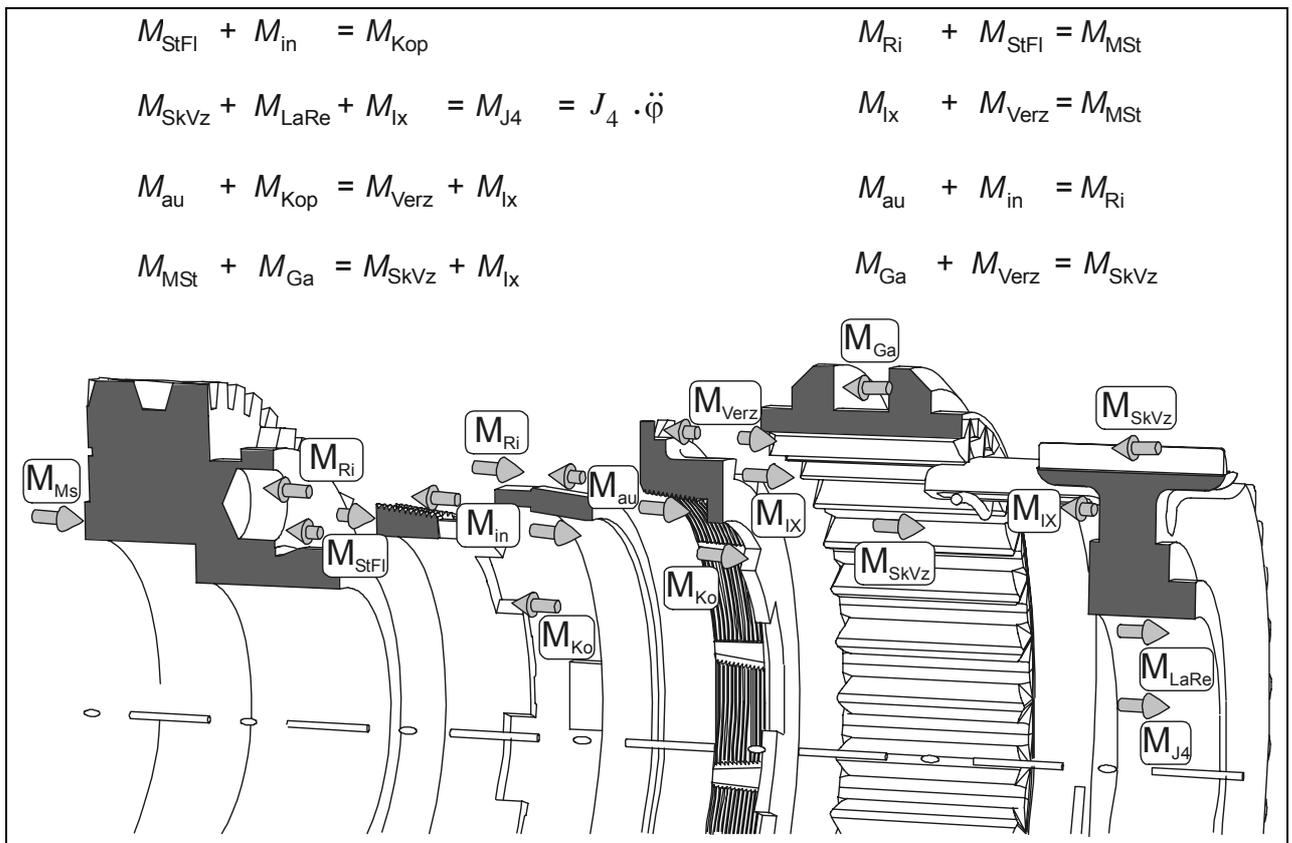


Abbildung 10: Momentensummen am freigeschnittenen Modell

Für ein 3-fach-System mit gleichem Funktionsprinzip ergeben sich dieselben Gleichungen, 1-fach-Systeme haben bei entsprechend weniger Kontaktstellen auch weniger Gleichungen.

Beschreibt man die Kontaktstellen unter Einbeziehung der Reib- und Geometriewerte, ergeben sich mit diesen weiteren 9 insgesamt 25 Gleichungen. Sie enthaltenen 43 Parameter, davon sind 11 geometrische Werte, 9 Reibwerte, 12 Momente und 11 Kräfte. Das Gleichungssystem ist unterbestimmt, wenn nur die geometrischen Eigenschaften und die Schaltkraft als bekannt angenommen werden (25 Gleichungen mit 31 Unbekannten). Aufgrund der Funktionsweise der Synchronisierung ergeben sich aber weitere Einschränkungen. So sind durch Versuche die Reibwerte der Kegelkontakte für bestimmte Betriebszustände bekannt, so dass in diesem Fall noch 28 unbekannte Parameter übrig bleiben. Für die Reibwerte der Verzahnungskontakte kann ein Wertebereich von z.B. 0,02 bis 0,3 angenommen werden.

Damit können die Grenzen des Lösungsraums iterativ bestimmt werden. Durch eine Art Variationsrechnung, die den gesamten möglichen Lösungsraum beschreiben soll, werden die Verzahnungsreibwertbereiche berücksichtigt, so dass die Ergebnisse z.B. nach Konfigurationen mit minimalen und maximalen Wirkungsgrad sortiert werden können. Dadurch lässt sich ermitteln, welche Verzahnungsreibwerte einen starken bzw. schwachen Einfluss auf den Wirkungsgrad haben. Werden die Reibwerte explizit vorgegeben, reduziert sich der Lösungsraums auf einen eindeutigen Wert.

In Abbildung 11 ist ein Teil der Struktur dargestellt, welche als Basis für ein Berechnungsprogramm erstellt wurde.

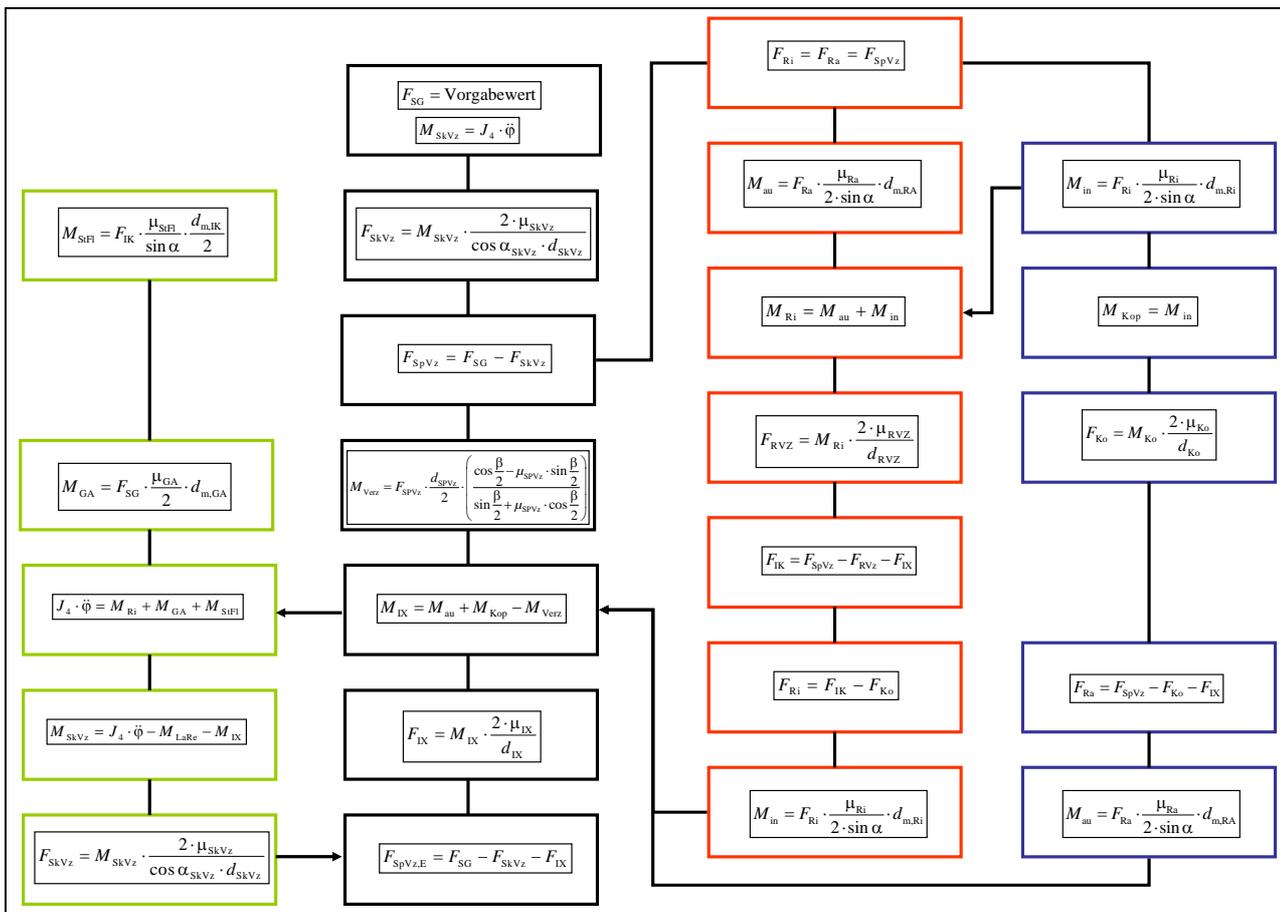


Abbildung 11: Teildarstellung der Berechnungsstruktur

Dieser Berechnungsansatz idealisiert insoweit, als dass Schwankungen der Axialkraft sowie der Abbau von Reibung in Verzahnungen durch Mikrobewegungen nicht berücksichtigt werden. Die gewählte Formulierung geht daher davon aus, dass durch das vom System übertragene Moment in den Verzahnungen proportional Reibkräfte in axialer Richtung der Schaltkraft entgegenwirken. Da das Moment erst durch die Schaltkraft entsteht, würde es nur bei einer weiteren Krafterhöhung zu einem Kraftverlust kommen, wenn sich die Schiebemuffe wegen der Systemelastizität in Richtung Losrad bewegt. Eine Umkehrung der Bewegungsrichtung durch eine Verringerung der Schaltkraft würde damit zu einer Krafterhaltung an den Kegelkontakten führen. Die für dieses Hystereseverhalten notwendige Verzahnungsreibung kann mit dem in Abbildung 12 dargestellten Aufbau abgeschätzt werden, bei dem zwei Synchronnaben über eine Schiebemuffe verspannt werden und die Verschiebekraft gemessen wird.

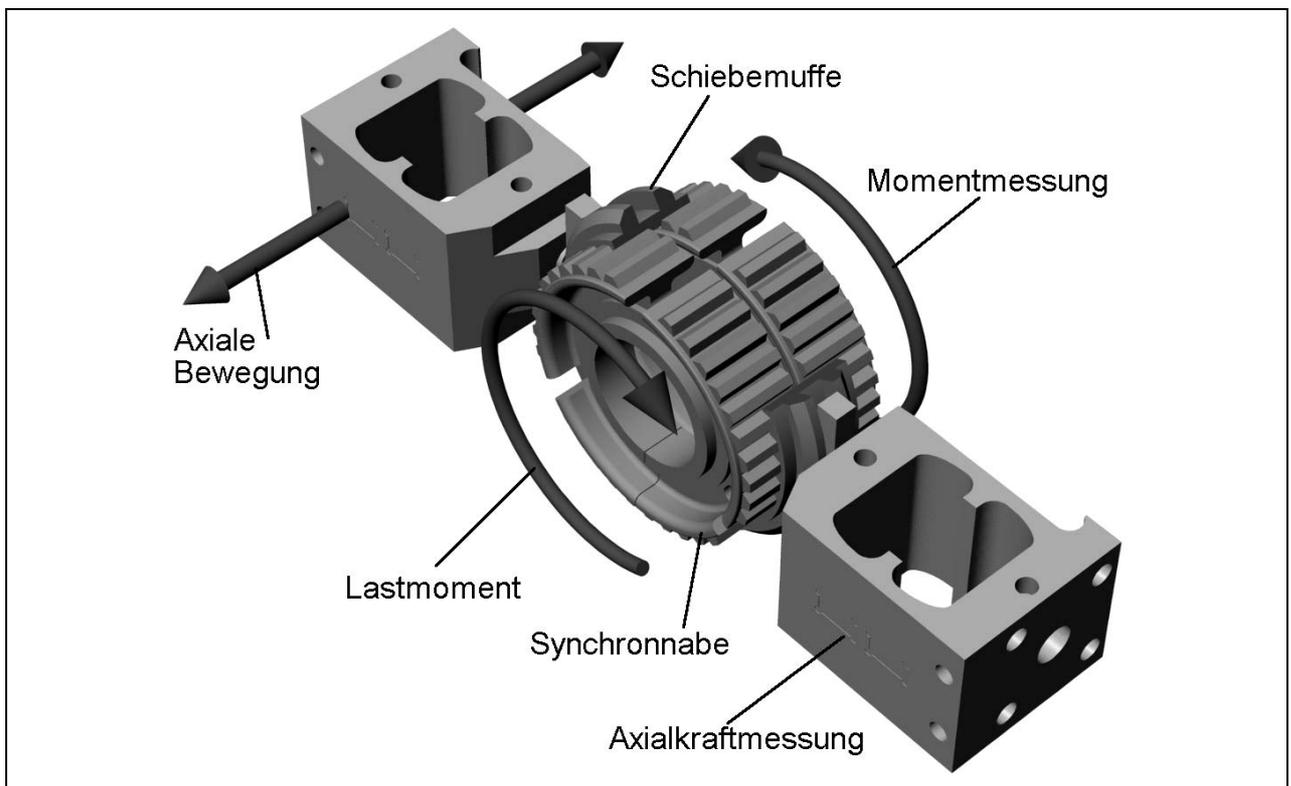


Abbildung 12: Versuchsaufbau zur Messung der Reibung in der Nabenverzahnung

Es lassen sich drei Fälle unterscheiden, die durch das Programm wie folgt berechnet werden:

- |         |                 |  |
|---------|-----------------|--|
| Fall 1: | Kraftanstieg    | Reibkraft wirkt gegen Schaltkraft (wird durch positiven Reibwert repräsentiert)          |
| Fall 2: | konstante Kraft | kein Kraftverlust (wird durch Reibwert = 0 repräsentiert)                                |
| Fall 3: | Kraftabfall     | Reibkraft wirkt in Richtung der Schaltkraft (wird durch negative Reibwert repräsentiert) |

Die Umkehr der Reibkraftvektoren wird formal durch einen Vorzeichenwechsel der Reibwerte dargestellt. Entsprechend ergeben sich für den Fall 1 die niedrigsten Wirkungsgrade, da die Summe der gegen die Schaltkraft wirkenden Kräfte maximal wird. Im Fall 2 beträgt der Wirkungsgrad 1, da sich das Gleichungssystem für reales und ideales Reibmoment gleiche Werte

ergibt. Der maximale Wirkungsgrad wird im Fall 3 erreicht, da eine Art Verklemmen des Systems eintritt und damit trotz Verringerung der Kraft zusätzlich die Reibkräfte in den Verzahnungen zur Berechnung des realen Reibmomentes addiert werden, so dass dieses größer als das ideale Reibmoment wird. Mit diesem Berechnungsmodell lässt sich der theoretisch mögliche Wirkungsgradbereich ermitteln.

Das Ergebnis dieser Annahmen für Einfach-, Zweifach- und Dreifachsynchronisierungen (Geometrien der später in den Versuchen eingesetzten Systeme) ist in Abbildung 13 dargestellt.

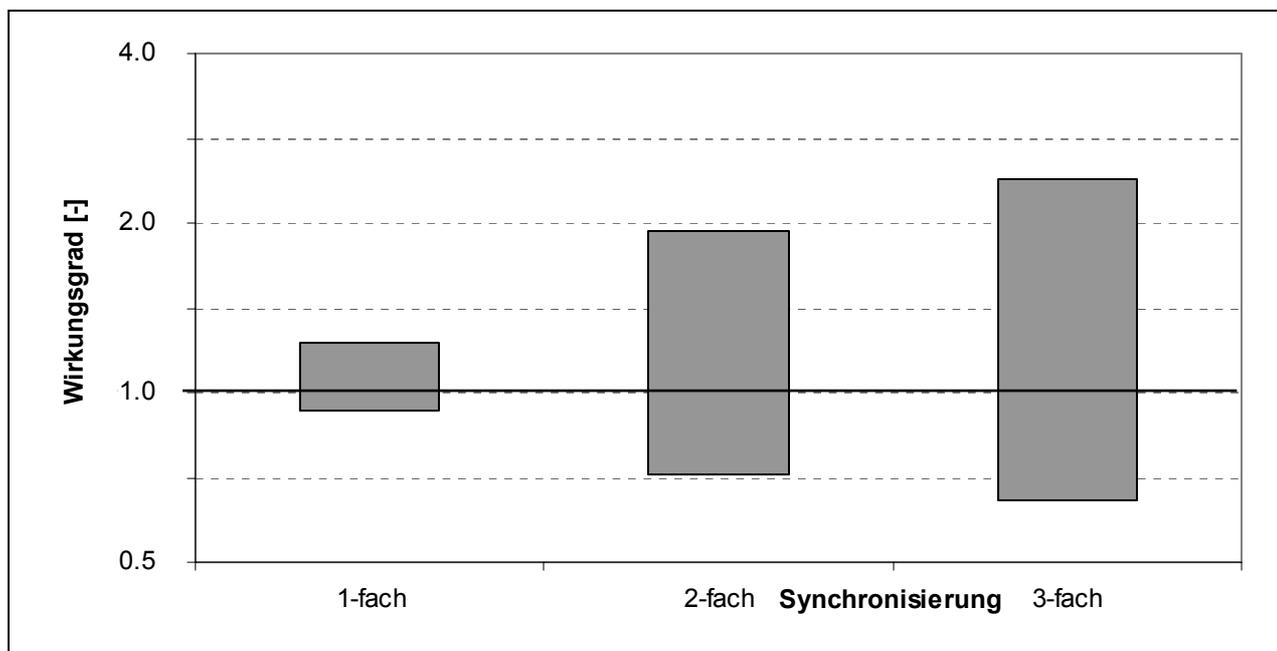


Abbildung 13: Theoretische Wirkungsgradbereiche Ein- und Mehrfachsynchrosierungen

Die mögliche Spreizung des Wirkungsgrades ist beim Einfach-System unerheblich, nimmt dann aber beim Zweifach- und Dreifach-System deutlich zu. Die maximalen Auswirkungen sind mit Wirkungsgraden bis 2,3 beim Kraftabfall ausgeprägter als beim Kraftanstieg mit minimalen Wirkungsgraden von 0,65. Zu berücksichtigen ist aber, dass die idealisierten Annahmen Extremwerte darstellen und somit die realen Wirkungsgrade in einem kleineren Wertebereich liegen sollten.

Die experimentelle Untersuchung des realen Verhaltens macht daher Messungen der Schaltkraft sowie Kraft und Moment am Losrad mit hoher Genauigkeit notwendig. Hierzu musste der Prüfstand angepasst und erweitert werden.

### 3 Prüfstand

Die experimentellen Untersuchungen zum Wirkungsgradverhalten von Mehrfachsynchrosierungen werden auf einem modifizierten Reibflächenprüfstand durchgeführt. Der Prüfstand ist so konstruiert, dass Reibwert- und Verschleißuntersuchungen unter instationärer Gleitbeanspruchung mit zyklischen Wiederholungen an nahezu beliebigen Reibflächen durchgeführt werden können. Die Steuerung und Regelung sowie die Messdatenspeicherung übernimmt ein Prüfstandsrechner. Daher ist ein vollständig automatisierter Versuchsablauf möglich, und die Voraussetzungen für die Durchführung von Dauer-, Stufen- oder Kollektivschaltversuchen sind gegeben.

#### 3.1 Aufbau des Prüfstandes

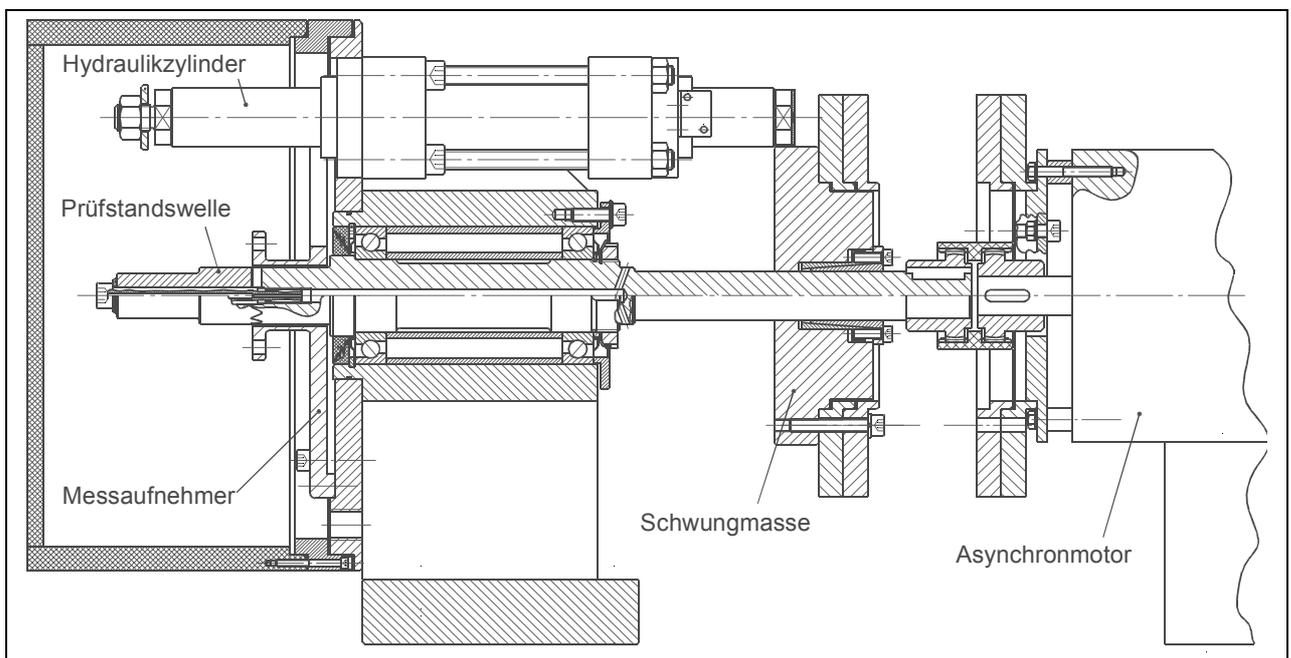


Abbildung 14:  $\mu$ -comp-Prüfstandskonzept

Der Asynchronmotor ist starr mit der Prüfstandswelle gekoppelt, auf der die Schwungmasse und im Prüfraum die Synchronnabe montiert sind. Das Losrad mit dem Synchronkonus ist dagegen an den Messaufnehmer angeflanscht, der sich wiederum gegen das Gehäuse abstützt. Die kupplungsseitige Schwungmasse wird durch Stahlscheiben eingestellt. Nach Erreichen der gewünschten Solldrehzahl wird der Elektromotor abgeschaltet, bleibt jedoch mit der Prüfstandswelle verbunden. Durch die starre Kopplung ist ein zusätzliches Massenträgheitsmoment sowie ein geringes Schleppmoment vorhanden. Die Schaltbewegung wird über den Hydraulikkolben und eine Schaltgabel mit systemspezifischen Gleitsteinen initiiert; die Axialkraft wird über den Messrechner mit Hilfe eines Proportionalventils geregelt. Nicht dargestellt ist die Schmierölversorgung, die ein temperierbares Prüföl in den Bereich der Synchronisierung einspritzt.



### 3.2.1 Messaufnehmer Axialkraft und Reibmoment

Für Messungen mit der erforderlichen Genauigkeit von  $\pm 0,5\%$  wurden zwei Messaufnehmer entwickelt, die durch eine Anpassung des Messbereiches bei geringerer Störempfindlichkeit eine höhere Messgenauigkeit als die bisher verwendeten Aufnehmer aufweisen.

Der neue Messstern E1 (Abbildung 16, rechts) stellt eine Optimierung des standardmäßig am Prüfstand eingesetzten Messaufnehmers hinsichtlich der Anforderungen der Wirkungsgradmessungen dar (Abbildung 16, links). Da die Wirkungsgradmessungen nicht primär eine Untersuchung des Verschleißverhaltens beinhalten, wurde ein für die gewählten Systeme üblicherer Belastungsbereich angenommen. Als Grenze für die maximal zulässige Schaltkraft wurden 1000 N gewählt; damit sind bei dem Einsatz von Dreifach-Synchronisierungen aus dem PKW-Bereich maximale Momente von ca. 100 Nm bei Flächenpressungen von  $4 \text{ N/mm}^2$  realisierbar. Der Messbereich ist so gewählt, dass auch bei geringen Belastungen eine ausreichende Genauigkeit erreicht wird.

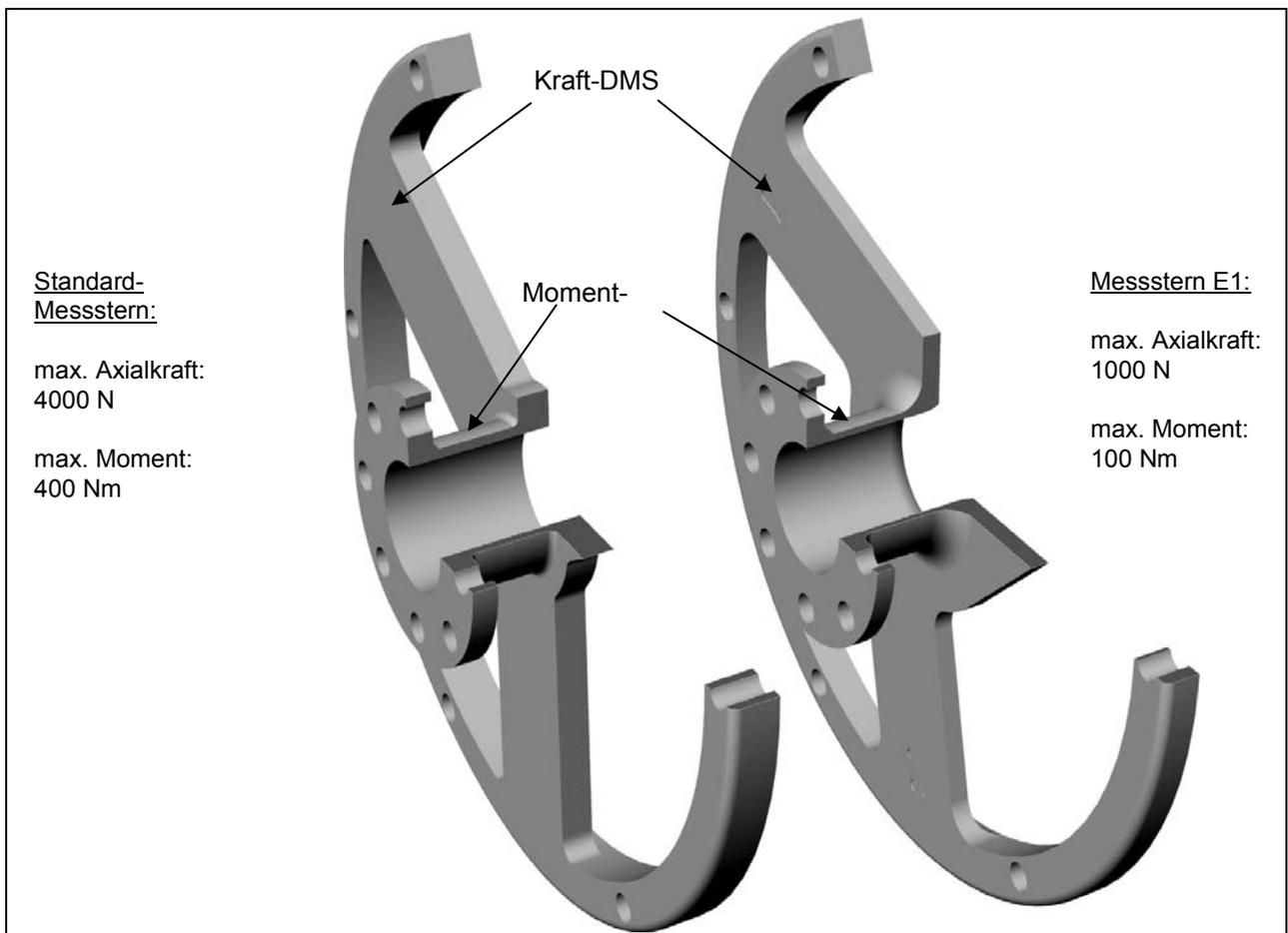


Abbildung 16: Geometrie des Standardmesssterns im Vergleich zum Typ E1

Der Einsatz von DMS-Sensoren setzt beim Aufnehmer im Bereich der Applizierung möglichst hohe Dehnungen voraus, um eine möglichst starke Änderung des elektrischen Widerstands und damit die Grundlage für ein gutes Signal-Rausch-Verhältnis zu bekommen. Möglich wird dies durch hochfeste Werkstoffe, so dass hohe zulässige Spannungen zu einem hohen Dehnungswert führen. Dabei ist zusätzlich der E-Modul zu beachten, so dass z.B. ein Stahl mit

$E = 210.000 \text{ N/mm}^2$  und einem  $\sigma_{zul} = 1.200 \text{ N/mm}^2$  für den Aufnehmerbau vergleichbar mit einer hochfesten Aluminiumlegierung mit  $E = 70.000 \text{ N/mm}^2$  und  $\sigma_{zul} = 400 \text{ N/mm}^2$  ist.

Der Ersatz von Stahl durch Aluminium ermöglicht eine einfache Anpassung des Messbereichs. Durch zusätzliche Optimierung der Geometrie konnte außerdem die Querkraftempfindlichkeit sowie die thermische Stabilität gegenüber Verformungen durch Temperaturgradienten im Bauteil, die auch durch die verwendeten Vollbrückenschaltungen nicht kompensiert werden können, verbessert werden.

Der Messaufnehmer weist Empfindlichkeiten von  $2 \text{ mV} / \text{V} / 1000 \text{ N}$  und  $3 \text{ mV} / \text{V} / 100 \text{ Nm}$  auf bei einer axialen Elastizität von  $1,4 \text{ mm} / 1000 \text{ N}$ , was die Signalqualität und die Regelbarkeit deutlich verbessert.

Dieser Messaufnehmer wird für Untersuchungen des Wirkungsgradverhaltens in Abhängigkeit verschiedener Lastparameter und Systeme eingesetzt.

### 3.2.2 Messstern S4

Das Messsternkonzept wurde im Verlauf der Untersuchungen weiter entwickelt, um den sich ändernden Anforderungen im Laufe des Fortschrittes der experimentellen Untersuchungen gerecht zu werden.

Um die vorgesehenen dynamischen Untersuchungen zu ermöglichen, wurde eine neue Geometrie entwickelt, die durch die Verwendung eines höchstfesten Stahls zu einer deutlich steiferen Konstruktion führt. Das Prinzip des Aufbaus ist in Abbildung 17 dargestellt. Der Messstern wird wie bei den bisherigen Versionen am äußeren Durchmesser am Prüfstand verschraubt.

Um eine thermische Isolierung zu ermöglichen, ohne die Position des Messkopfes im Prüfraum zu verändern, wurde die Baulänge des Messaufnehmers von  $50 \text{ mm}$  auf  $35 \text{ mm}$  verkürzt und die Losradadaptierung thermisch vom Messaufnehmer entkoppelt. Damit die am Prüfkopf entstehende Reibleistung abgeführt und gleichzeitig die Solltemperatur des Prüfkopfes schnell erreicht werden kann, sind zur Oberflächenvergrößerung Nuten vorgesehen, über die ein Teil der Schmierölversorgung geleitet wird.

Das zusätzliche thermische Design der Messsternkapselung führt zu einer deutlicheren Verringerung der nicht durch Verschaltung kompensierbaren thermisch bedingten Spannungen. Die Gestaltung der Losradadaptierung und der Isolierung ermöglicht durch die getrennte Montage eine Kombination mit der äußeren und der inneren Abdeckung. Diese einer Labyrinthdichtung ähnliche Anordnung verhindert einen direkten Öldurchtritt und somit zusätzlich eine Erwärmung des Messaufnehmers. Eine verluststellenfreie Messung von Kraft und Moment am Losrad wird durch die berührungsfreie Anordnung zwischen den am Prüfstand befestigten Abdeckungen und dem Prüfkopf ermöglicht; der Durchlass des Hydraulikkolbens wurde hingegen mit einer Stangendichtung versehen.

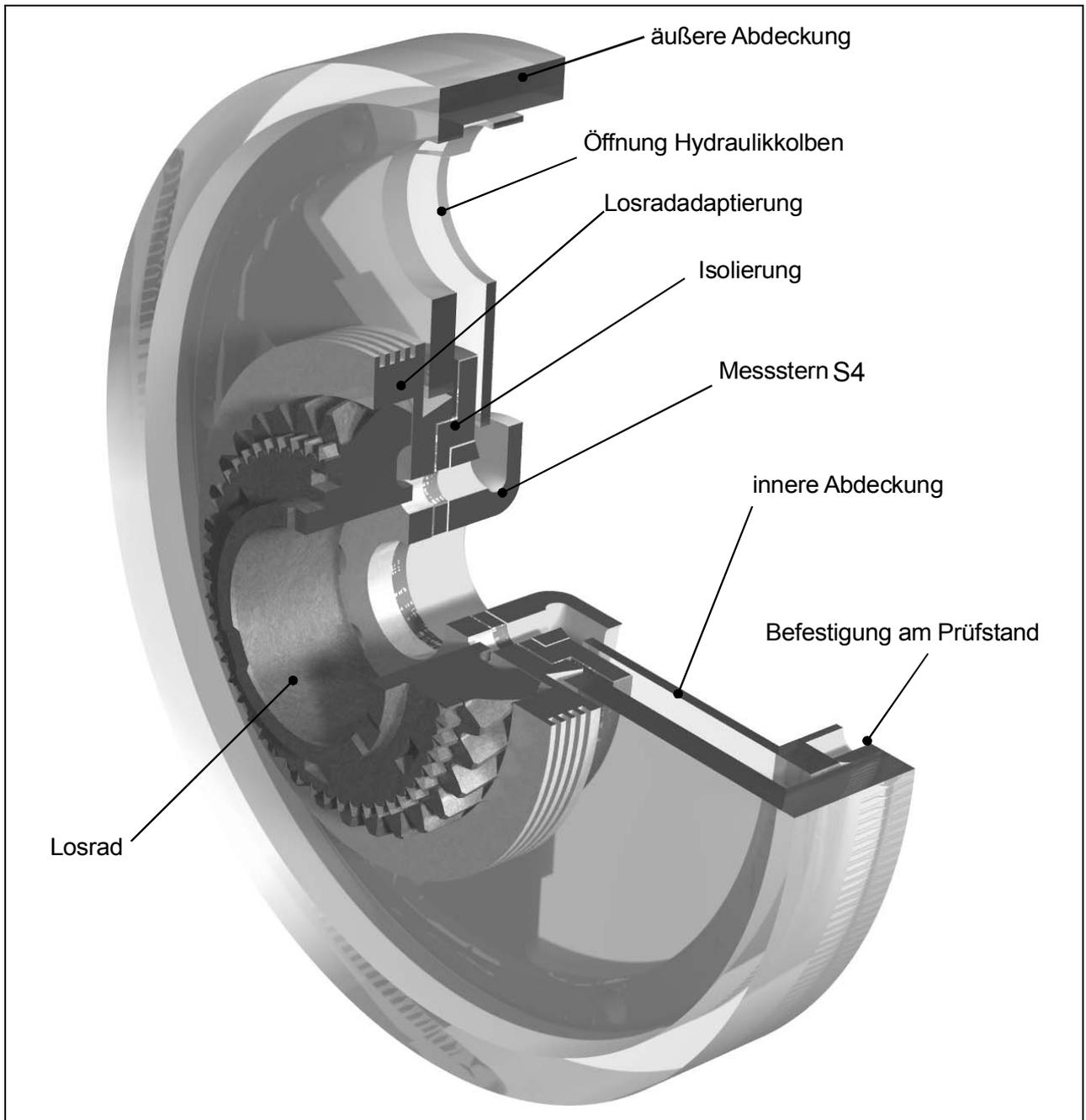


Abbildung 17: Messstern S4 mit Isolierung

Um nur einen Teil des Belastungsbereiches des Messaufnehmers als Messbereich nutzen zu können, wurde die Signalleitung überarbeitet, was eine Verbesserung des Rauschverhaltens um den Faktor 5 gegenüber der früheren Messtechnik ermöglichte.

Die explizite Berücksichtigung von Störgrößen bei der Berechnung des Messsterns, wie z.B. exzentrischem Kraftangriff und Querkraft, und die dementsprechende Gestaltung des Messaufnehmers führen zusammen mit dem verbesserten thermischen und elektrischen Verhalten zu einer hohen Messgenauigkeit auch bei geringen Lasten. Eine speziell angepasste Kalibriervorrichtung ermöglicht die Überprüfung im eingebauten Zustand unter der Berücksichtigung von Störgrößen.

Die Ergebnisse sind in Abbildung 18 anhand der Linearitätsabweichung über den gewählten Messbereich dargestellt. Die Abweichungen sind nicht nur am oberen Ende des Bereichs, sondern auch bei niedrigen Werten gering. Eine störende gegenseitige Beeinflussung von Axialkraft und Moment kann ausgeschlossen werden. Auch Versuche mit gezielter Querkrafteinleitung führten zu keiner Veränderung im Verhalten, ebenso wie eine Exzentrizität des Kraftangriffs von 50 mm, so dass auch bei ungleichmäßiger Lasteinleitung an den Gleitsteinen von korrekten Messwerten am Losrad ausgegangen werden kann.

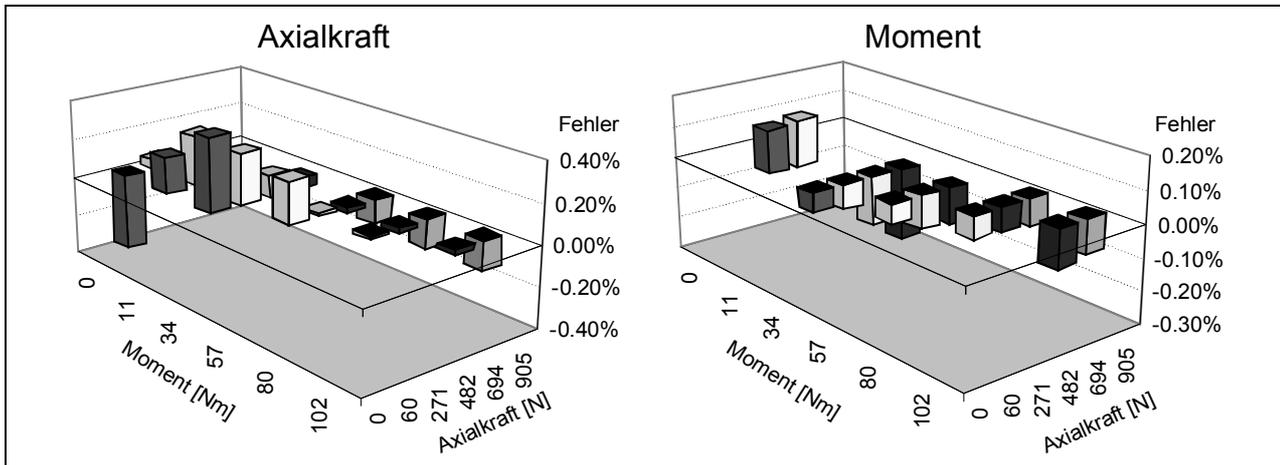


Abbildung 18: Linearitätsabweichung von Moment und Axialkraft bei gegenseitiger Beeinflussung

Die Belastungsrichtung wirkt sich durch den symmetrischen Aufbau und die steifere Verbindung mit dem Prüfstand nicht auf die Messwerte aus. Die Kalibrierfaktoren unterscheiden sich für beide Drehrichtungen um weniger als 0,13% für die Axialkraft und 0,1% für das Moment und liegen damit im Bereich der Streuung der A/D-Wandler.

Aufgrund der nicht ganz zu verhindernden Erwärmung tritt durch die Temperaturdifferenz zwischen Losradadaptierung und Verschraubung am Prüfstand eine Nullpunktverschiebung auf. Durch die Isolierung, welche Temperaturspitzen der Schaltvorgänge verringert, erfolgt dieses sehr langsam und wird durch die bei jedem Schaltvorgang von der Software durchgeführte Offsetmessung kompensiert.

Die Eigenschaften des Messaufnehmers lassen sich damit wie folgt zusammenfassen:

- max. 4000 N Axialkraft, kalibriert auf 1000 N, max. Abweichung 0,3%, Empfindlichkeit 0,4 mV / V / 1000 N
- max.  $\pm 400$  Nm Moment, kalibriert auf  $\pm 100$  Nm, max. Abweichung 0,25%, Empfindlichkeit 0,4 mV / V / 100 Nm
- hohe Linearität der Kalibrierfunktion ( $< 0,4\%$ )
- axiale Steifigkeit 0,25 mm / 1000 N
- eine Querkraft von 160°N (Gewicht des Prüfkopfs) und eine Exzentrizität der Axialkraft von 50 mm haben keinen Einfluss auf das Messergebnis

### 3.2.3 Messarme an der Schaltgabel

Für die Ermittlung des Wirkungsgrades ist eine Messung der Schaltkraft an der Schiebemuffe notwendig, die an der Standardausführung des Prüfstandes nicht implementiert ist. Hinsichtlich der geforderten Genauigkeit kommt auch hier nur eine direkte Messung ohne Umlenkung des Kraftflusses in Frage.

Um den Einfluss von Hebelarmen und Reibung zu minimieren, wurden zwei spezielle Messaufnehmer entwickelt, die in Abbildung 19 dargestellt sind.

Die besondere Gestaltung der Variante 1 (Abbildung 19, links) ermöglicht es, die Axialkraft unabhängig vom Hebelarm und damit vom Kontaktbereich am Gleitstein zu ermitteln. Dies wird durch die Messung der Schubspannungen im Stegbereich eines Doppel-T-Querschnittes erreicht. Die Scherspannung hängt dabei ausschließlich von der Kraft und der Querschnittsform ab; durch die Anordnung der DMS-Vollbrücke werden Einflüsse durch die zweiachsige Biegung eliminiert. Zur Messung der Reibkraft in Umfangsrichtung ist diese Applikationsmethode nicht möglich, da die dafür notwendigen Wandstärken zu dünn werden ( $<0.1\text{ mm}$ ). Da das Hebelarmverhältnis bei dieser als Biegebalken ausgeführten Applikation größer ist als die Kontaktbereichsstreuung im Gleitsteinkontakt (ca. 1:50) sind hier aber ebenfalls ausreichend genaue Messergebnisse möglich.

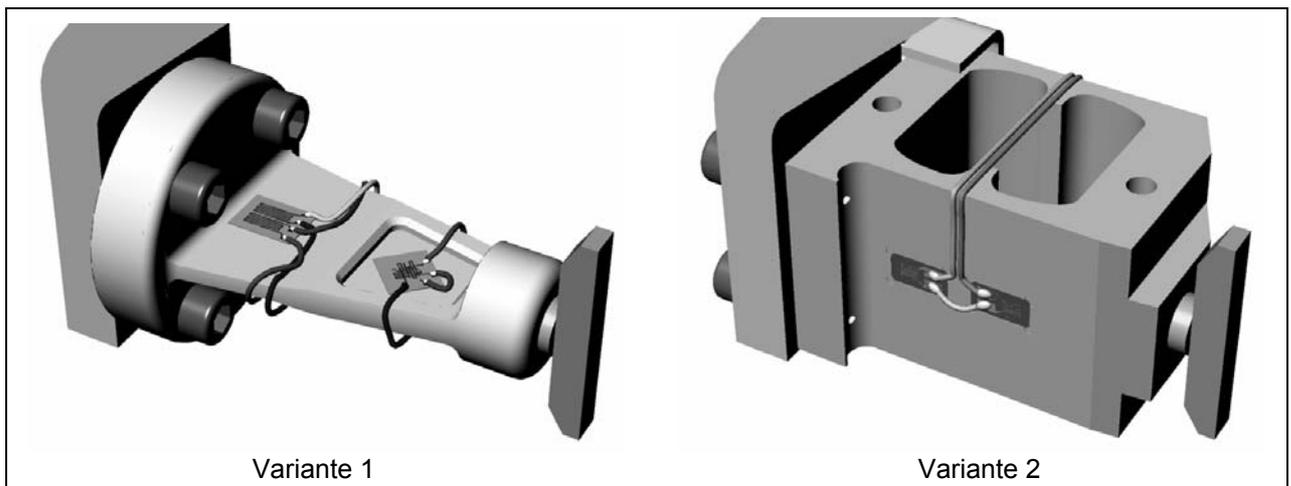


Abbildung 19: Schaltkraft-Messaufnehmer Varianten 1 und 2

Der für die DMS-Applikation notwendige dünne Querschnitt des Biegebalkens der Variante 1 führte wegen der daraus folgenden hohen elastischen Nachgiebigkeit des Messaufnehmers in Umfangsrichtung zu durch stick-slip-Effekte erregten Schwingungen bei bestimmten Drehzahlen. Diese waren durch die Moment-DMS am Messstern messbar, zeigten jedoch keinen Einfluss auf den Wirkungsgrad. Die hohe Elastizität des Aufnehmers erschwert die dynamische Analyse, so dass alternativ eine zweite Variante mit Verzicht auf eine Messung der Umfangskräfte entwickelt wurde.

Die Variante 2 (Abbildung 19, rechts) erlaubt nicht die Messung der Reibkraft im Gleitsteinkontakt, ist dafür aber deutlich steifer, so dass die slip-stick-Schwingungen vermieden werden.

Durch die Anordnung der DMS auf der neutralen Faser der durch die Umfangskraft hervorgerufenen Biegung ist der Messaufnehmer für Störgrößen unempfindlich. Durch eine entsprechende Gestaltung der Biegequerschnitte und der Brückenverschaltung ist auch der Hebelarmeinfluss ausgleichbar. Die Überprüfung mittels einer Kalibrierung bestätigte dieses Verhalten; so führt eine Querkraft von 10% der Axialkraft (entspricht einem Gleitsteinreibwert von  $\mu=0,1$ ) sowie eine Änderung des Hebelarms von  $\pm 2$  mm (dies entspricht der gesamten zur Verfügung stehenden Kontaktbreite) zu einem Messfehler von  $<0,02\%$ .

Um einen radialen Kontakt der Gleitsteine mit der Schiebemuffe zu vermeiden, wurde die Verdrehung der Schaltgabel durch Abstützung in einer Linearführung verhindert (Abbildung 20). Diese Vorrichtung ist außerhalb des Prüfkopfes einstellbar und ermöglicht so eine genaue symmetrische Einstellung beider Gleitsteine. Zusätzlich sind die Gleitsteine in dem Messaufnehmer in ihrer axialen Richtung so festgelegt, dass in Schritten von 0,25 mm der Reibradius eingestellt werden kann.

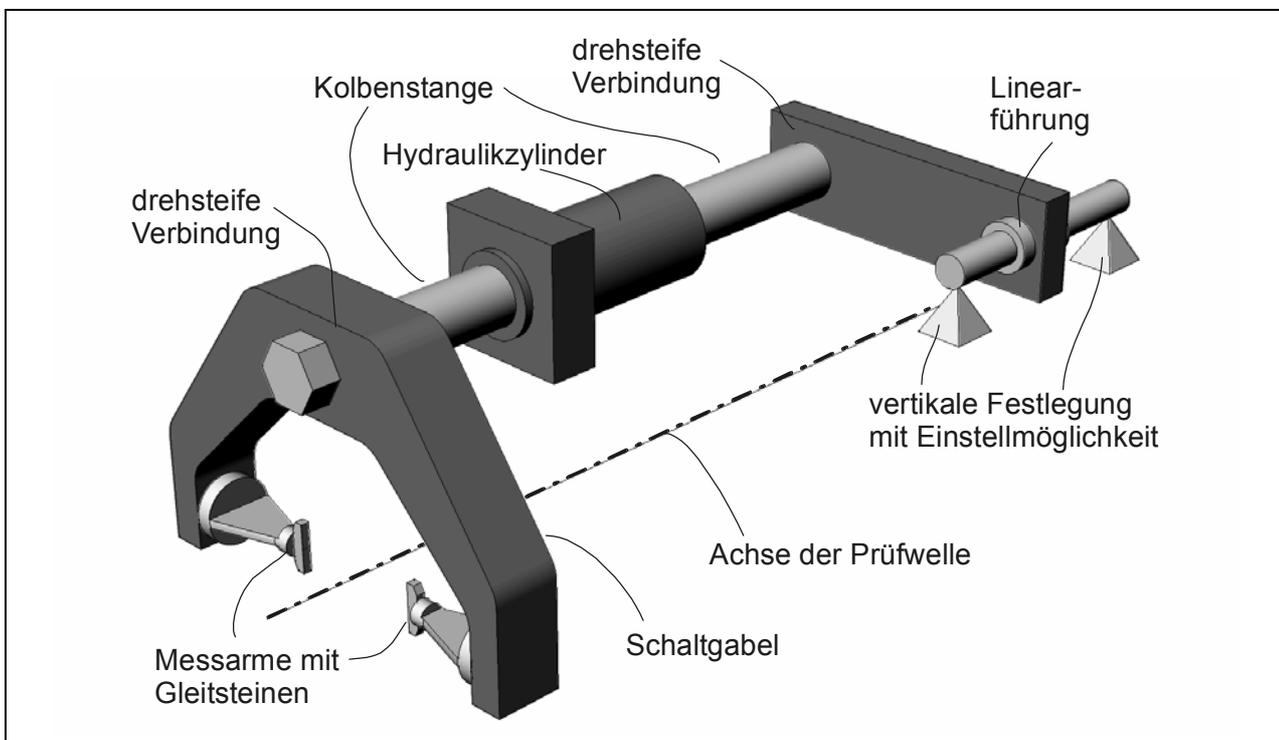


Abbildung 20: Verhinderung der Verdrehung der Schaltgabel

### 3.2.4 Messhülsen

Das im Kapitel 2 – Grundlagen des „Wirkungsgrades“ von Synchronisierungen – dargestellte Gleichungssystem weist mehr unbekannte Parameter als Gleichungen auf. Um aus den Messergebnissen unter Verwendung des Berechnungsprogramms die Reibwerte ermitteln zu können ist es daher notwendig, zusätzliche Kräfte oder Momente zu messen.

Dazu wurden Messhülsen konstruiert, die das Losrad ersetzen und das Koppelmoment zwischen Innen- und Außenring messen. In Abbildung 21 ist die zusammengebaute Anordnung der Messaufnehmer dargestellt. Die beiden äußeren Hülsen (Moment Zwischenring und Axialkraft

Innenring) ersetzen das Losrad. Innen ist die Messhülse für das Koppelmoment angeordnet, welche nur auf 50 Nm im Vergleich zur Hülse für die Zwischenringverzahnung mit 100 Nm ausgelegt wird, da hier nur die Hälfte der Momentübertragung auftritt. Wegen der koaxial angeordneten Prüfwellen sind die beiden äußeren Messaufnehmer so gestaltet, dass sie am Innendurchmesser nicht kleiner als das Losrad werden. Die Messhülse für das Koppelmoment wird auf der Prüfwellen montiert.

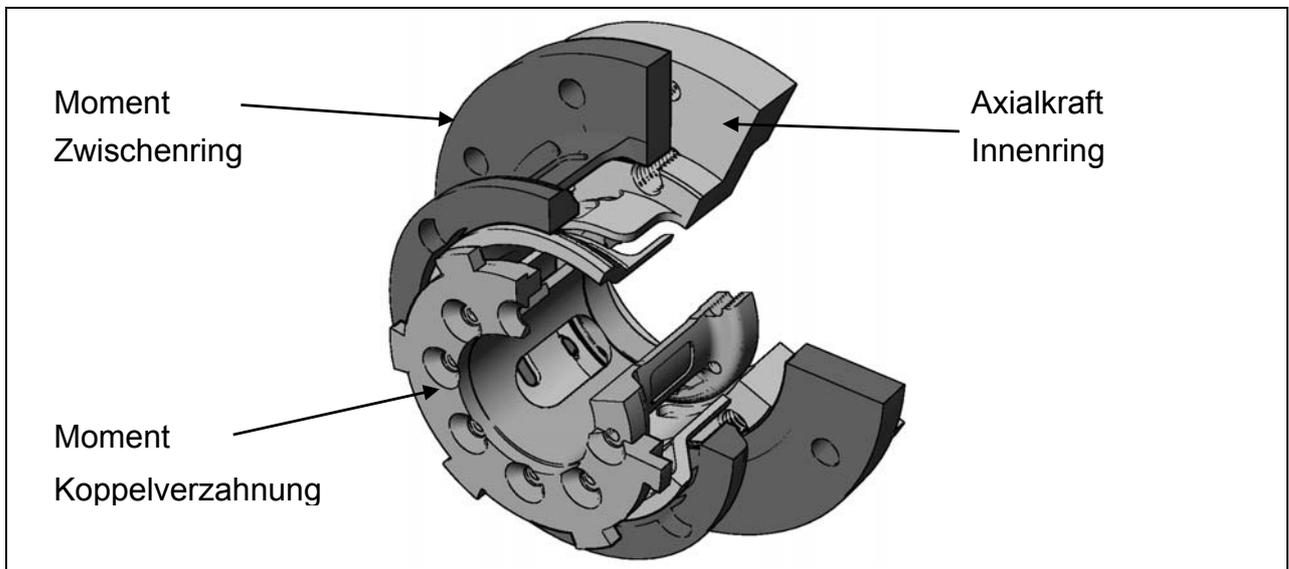


Abbildung 21: Messhülsen für Zweifach-Synchronisierungen

Die systemspezifische Konstruktion macht den Einsatz dieser Messmethode wegen der Anpassung der Anschlussgeometrie an andere Synchronisierungssysteme sehr aufwendig, da nicht mit weiteren Adaptierungen gearbeitet wird und daher für jedes System eine Neukonstruktion notwendig wäre. Zudem kann es durch die Aufhebung der Kopplung zwischen Innen- und Außenring zu einer Unterschreitung der Sperrbedingung kommen, so dass in diesen Fällen durch Verbreiterung der Indexierung ein Durchschalten verhindert werden muss.

### 3.2.5 Telemetrie, Temperatur, Drehzahl- und Wegerfassung

Der Einsatz einer Telemetrie ist nur für die Messhülse des Moments der Koppelverzahnung notwendig, so dass eine einkanalige Version ausreichend ist. Durch eine externe, induktiv übertragene Energieversorgung ist ein unterbrechungsfreier dauerhafter Betrieb möglich. Abbildung 22 zeigt den Prüfkopf mit der mechanischen Messtechnik.

Für die Drehzahlerfassung wird ein inkrementeller Drehgeber mit einer Auflösung von 5000 Impulsen pro Umdrehung eingesetzt. Entsprechend der eingesetzten Abtastrate von 500 Hz ergibt sich damit eine minimale Auflösung von  $6 \text{ min}^{-1}$ , was bei der Detektion des Nulldurchganges des Drehzahlsignals berücksichtigt werden muss.

Die Position der Schaltgabel wird durch ein Linearpotentiometer mit einem maximalen Messweg von 50 mm ermittelt. Dieser Wert wird zur Steuerung des Schaltvorgangs verwendet.

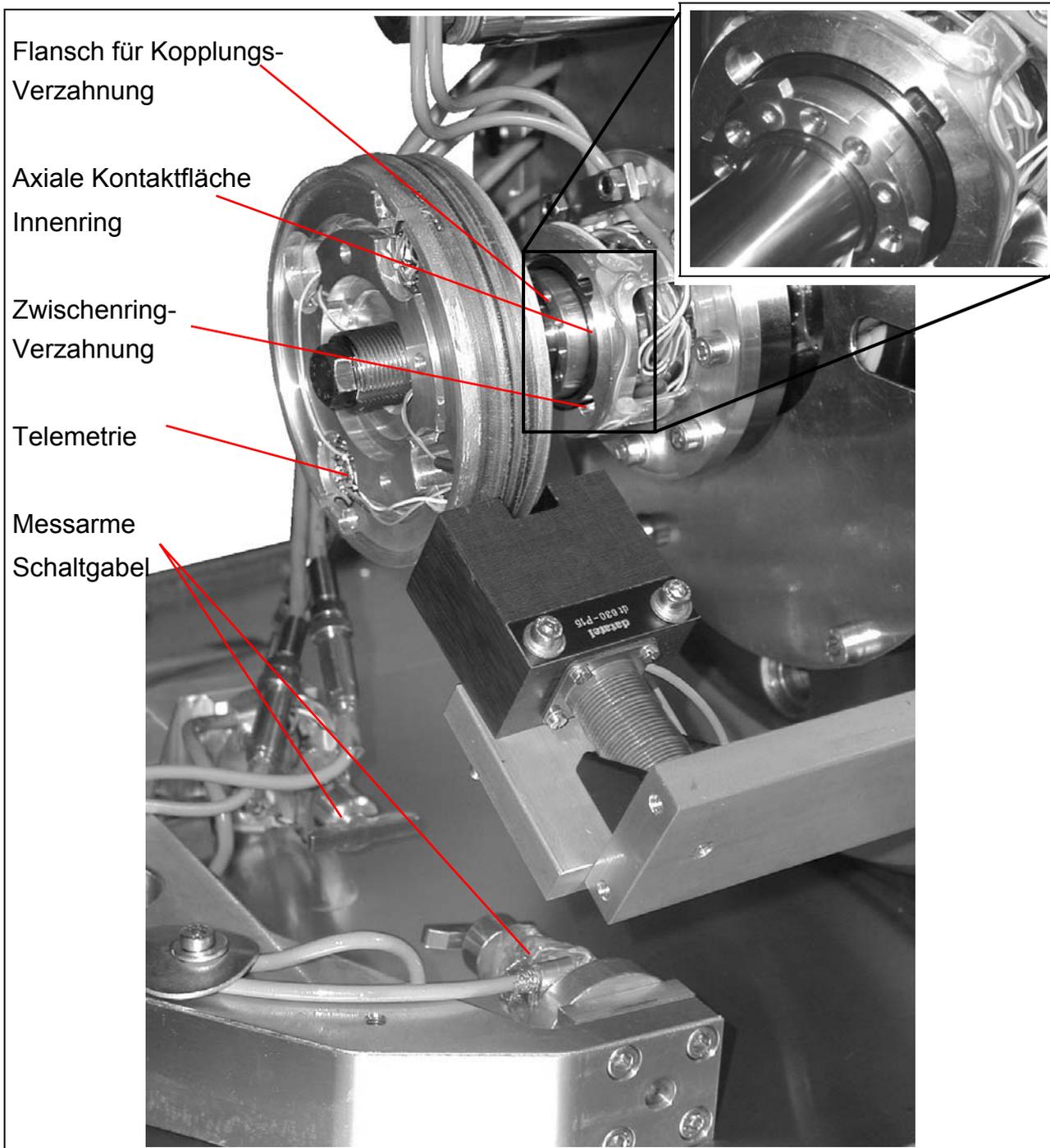


Abbildung 22: Messtechnik am Prüfkopf

Die mittlere Bauteiltemperatur wird zur Ermittlung der tribologischen Bedingungen gemessen. Zudem ermöglicht ein lokaler Messwert den Abgleich mit thermischen FE-Berechnungen. Mit Ni/CrNi-Thermoelementen können Temperaturmessungen auch bei geringen Bauteilabmessungen durchgeführt werden. Bei Mehrfachsynchrosierungen kann wegen der geringen Dicke des Zwischenrings (ca. 2 mm) keine Bohrung für den Sensor verwendet werden, da dies zum Bruch führen könnte. Daher wurde an der Stirnfläche zwischen den Verzahnungen des Zwischenrings eine Nut in Umfangsrichtung geschliffen und hier das Thermoelement befestigt, wie dies in Abbildung 23 dargestellt ist. Der metallische Kontakt führt zu einem guten Wärmeübergang, der Einsatz von Trennverstärkern ermöglicht dies ohne das Problem von Masseschlüssen.

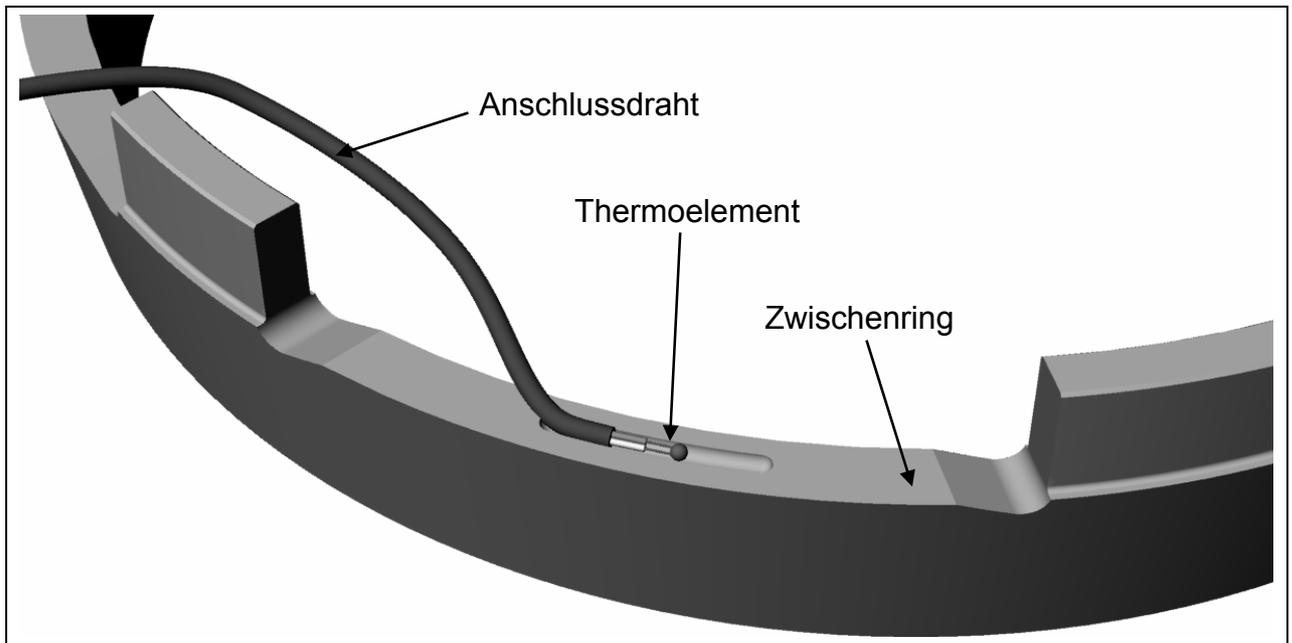


Abbildung 23: Lage des Thermoelements am Zwischenring

### 3.3 Steuer- und Messsoftware

Es werden folgende Signale verarbeitet und pro Schaltung im 2 ms-Takt abgespeichert:

- Axialkraft am Messstern (Losradkraft)
- Moment am Messstern (Losradmoment)
- Schaltkraft links (Schaltgabel Messarm links in Richtung Motor)
- Schaltkraft rechts (Schaltgabel Messarm rechts)
- Umfangskraft links (Schaltgabel Messarm links)
- Umfangskraft rechts (Schaltgabel Messarm rechts)
- Axialkraft am Innenring
- Moment Zwischenringverzahnung
- Moment Koppelverzahnung
- Drehzahl
- Position Schaltgabel
- Öltemperatur
- Konustemperatur
- Messstellentemperatur

Durch die Steuer- und Messsoftware werden die Reibwerte errechnet, die zudem für bestimmte Drehzahlbereiche gemittelt werden können. Zusammen mit den maximalen und minimalen Werten sowie der Schaltgabelposition am Ende des Schaltvorganges werden diese pro Schaltvorgang in einer Datei gespeichert. Von der Messkarte werden Steuerwerte für die Soll-drehzahl, die Schaltgabelposition und den Volumenstrom der Schmierölversorgung ausgegeben und die Ölheizung im 2-Punkt-Betrieb geschaltet.

### 3.3.1 Spezielle Kraftregelung, Fall 1

Durch den Einsatz eines zweiten PC können ohne Änderung der Steuersoftware zusätzliche Werte angezeigt und ermittelt werden, so z.B. der Wirkungsgrad. Außerdem lassen sich Nullpunktverschiebungen z.B. durch Temperatureinflüsse darstellen.

Im Laufe der Untersuchungen zeigte sich, dass neben dem Sollwertwert der Schaltkraft die Charakteristik des Kraftverlaufes über der Schaltzeit ein wichtiger Einfluss auf den Wirkungsgrad ist. Mit dem Standardprogramm lässt sich ein Kraft-Sollwert vorgeben, der je nach Wahl der Reglereinstellungen mit leichtem Überschwingen, Annäherung an eine Rechteckform oder langsam zum Sollwert ansteigend angefahren wird. Um die Schaltkraft-Zeit-Charakteristik gezielt zu beeinflussen, wurde eine modifizierte Regelung der Schaltkraft durch einen zweiten PC entwickelt. Dabei wurden zwei Konzepte verfolgt, die verschiedene Möglichkeiten der Signalführung umsetzen.

Um Dauerversuche zu ermöglichen, wird im ersten Fall ein von der Positionsregelung unabhängiges Verfahren eingesetzt. Dazu wird die Rückführung der Ist-Größe, in diesem Fall die Axialkraft am Messstern, unterbrochen und das Signal vom zweiten PC verarbeitet, wie dies in Abbildung 24 dargestellt ist. Das Kraftsignal wird nur noch auf einem freien Kanal vom PC1 aufgezeichnet (gestrichelte Linie). Da die Vorsynchronisierung am Schaltungsbeginn zu einer bestimmten Axialkraft führt, kann man das entsprechende Messsignal für eine einfache Synchronisierung beider Rechner nutzen.

Am Anfang der Schaltung erfolgt (bis eine einstellbare Kraftgrenze erreicht wird) eine Geschwindigkeitsregelung des Hydraulikkolbens, so dass die Unterbrechung des Kraftsignals bis zu diesem Zeitpunkt noch unwirksam ist. Bei weiterem Kraftanstieg wird der zweite PC aktiviert und gibt einen festen Wert aus, der oberhalb der Kraftgrenze liegt und damit auf die Kraftregelung im PC1 umschaltet. Liegt dieser Wert knapp unter dem Sollwert der Schaltkraft, führt dies zu einer Reduzierung der Steuergröße entsprechend dem P-Anteil des Reglers im PC1. Damit erfolgt ein langsamerer Kraftanstieg, der von der Differenz von Sollwert und dem vom PC2 generiertem Wert abhängt. Ist der Wert größer als die Sollkraft, versucht der Regler die Kraft zu verringern, was zu einem degressiven Verlauf der Schaltkraft führt.

Es ergibt sich dabei ein annähernd lineares Verhalten, das sowohl einen progressiven (ansteigenden) Kraftverlauf, als auch einen degressiven (abfallenden) Kraftverlauf ermöglicht. Die Definition von Grenzwerten verhindert dabei zu große Belastungen und auch einen Kraftabfall auf Null vor dem Nulldurchgang der Drehzahl.

Der Vorteil dieses Verfahrens ist die einfache Implementierung, da die Regelung der Anfangs- und Endposition der Schaltgabel sowie die Kalibrierung des Nullpunktes der Hydraulik weiterhin ohne Beeinträchtigung von der Standardsoftware auf dem PC1 durchgeführt werden können. Außerdem wurde es so möglich, anstatt der Axialkraft am Messstern eine Addition der einzelnen Axialkräfte an den Messarmen der Gabel durchzuführen und damit eine auf der tatsächlichen Schaltkraft basierende Kraftregelung zu erhalten.

Nachteil dieses Konzepts ist die parallele, von einander unabhängige Eingabe der Sollwerte in beide Rechner, was zu Bedienungsfehlern führen kann.

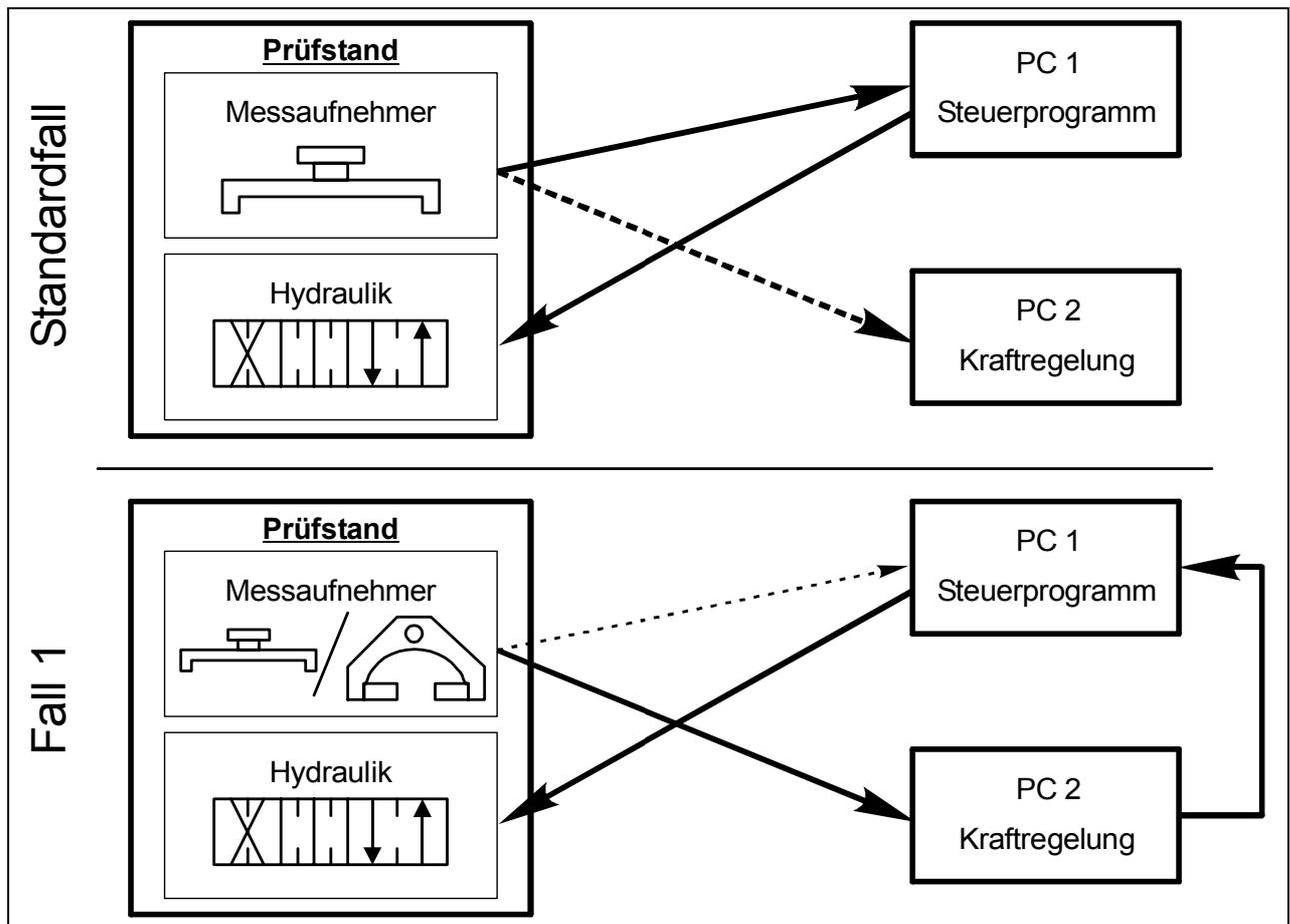


Abbildung 24: Struktur der Signalleitung im Standardfall und im Fall 1 der von der Positionierung unabhängigen Charakteristikregelung

### 3.3.2 Spezielle Kraftregelung, Fall 2

Der zweite Fall verändert die Struktur der Signalleitung dahingehend, dass nun die Leitung des Steuerwertes zur Hydraulik vom PC1 über den PC2 gleitet wird. Zu diesem erfolgt auch die Rückführung der Messsternkraft, welche parallel vom PC1 aufgezeichnet wird.

Die Aufgabe des PC2 ist damit komplexer als im Fall 1, da nun der gesamte Schaltvorgang betrachtet werden muss. Dies bedeutet, dass neben der Kraft auch die Position der Schaltgabel gesteuert werden muss. Zu diesem Zweck wurde eine gegenüber der linearen Signalverarbeitung im Fall 1 aufwendigere Regelung entwickelt, die aus den Eingangsgrößen des Messsterns (Axialkraft und Moment), der Schaltgabel (Schaltkraft links und rechts), der Schaltgabelposition sowie des Steuersignals des PC1 die Stellgröße ableitet. Das Steuersignal des PC1 dient dabei wiederum der Synchronisation der Rechner, da so auf eine Verarbeitung des Drehzahlsignals verzichtet werden kann.

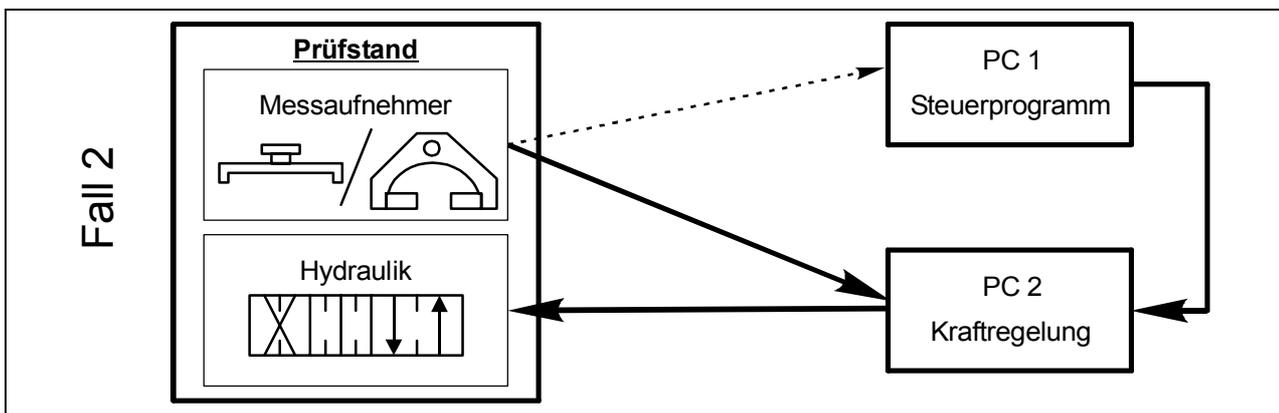


Abbildung 25: Struktur der Signalleitung im Fall 2 der funktionsgesteuerten Charakteristikregelung

Zu Beginn eines Schaltzyklus wird die Prüfstandswelle gesteuert vom PC1 auf die Soll Drehzahl gebracht. Ist diese erreicht, soll der Schaltvorgang durch Verfahren der Schaltgabel mit einem vorgegebenen Steuerwert initiiert werden. In einer vereinfachten Darstellung des Signalflussplans in Abbildung 26 ist dargestellt, wie dieser Spannungswert am Steuerausgang des PC1 vom PC2 als Information, dass die Soll Drehzahl erreicht wurde, über den Vergleich mit einem Grenzwert interpretiert wird. Anschließend wird eine Geschwindigkeitsregelung des Hydraulikkolbens ausgelöst, was nun zu einem Verfahren der Schaltgabel und damit zum Schaltvorgang führt. Bei Erreichen einer bestimmten Kraft, die über der Vorsynchronisierungskraft liegt, wird die Geschwindigkeitsregelung auf eine Kraftregelung umgeschaltet. Soweit ersetzt der PC2 die Hydraulikansteuerung des PC1 mit dem Unterschied, dass die Kraftregelung nicht nur einen Sollwert, sondern eine zeitabhängige Funktion verarbeitet. Damit ist es möglich, beliebige Charakteristika zu erhalten, solange diese innerhalb des Belastungsbereiches liegen. Die Wahl der normierten Funktionen sowie die Angabe der maximalen und der kritischen Kraftwerte müssen vom Bediener erfolgen. Am Ende des Schaltvorganges, der durch ein plötzliches Absinken der Schaltkraft unter eine minimale Kraft  $F_{\min}$  und einer daraus folgenden beschleunigten Bewegung der Schaltgabel Richtung Losrad gekennzeichnet ist, wird die Endposition angefahren und von hier aus wieder die Anfangsposition eingeregelt.

Bei der Vorgabe einer konstanten Axialkraft ist für die Charakteristik des Schaltvorganges die Dauer der Rutschphase unerheblich, solange es innerhalb von z.B. 3s zum Durchschalten kommt. Bei Überschreiten wird die Schaltung als Fehlschaltung gewertet. Wird aber ein Schaltvorgang mit Kraftanstiegscharakter gewählt, würden Abweichungen der Rutschzeit zu unterschiedlichen Maximalwerten der Schaltkraft führen und somit die Vergleichbarkeit der spezifischen Belastungen erschweren. Dieses lässt sich durch eine Approximation des Schaltvorganges ähnlich einer feed-forward-Steuerung verbessern. Die Messsignale des Moments und der Axialkraft am Messstern sowie der Schaltkraft ermöglichen eine Ermittlung des momentanen Reibwertes und des Wirkungsgrades. Zusammen mit den Kenngrößen der Synchronisierung, des Massenträgheitsmoments und der Soll Drehzahl lässt sich somit die Schaltzeit abschätzen. Da die gewünschte Verlaufsform der Schaltkraft auf eine normierte Schaltzeit umgerechnet wird, kann durch eine virtuelle Schaltzeit  $t$  die Funktion entsprechend der vorhergesagten Schaltungsdauer abgefragt werden. Dies verhindert bei progressiven

Verläufen ein Überschreiten und bei degressiven ein Unterschreiten der Grenzwerte am Ende des Schaltvorganges. Zur Sicherheit wird die Schaltkraft am Ende der Funktion gehalten, bis das Durchschaltkriterium erfüllt wird.

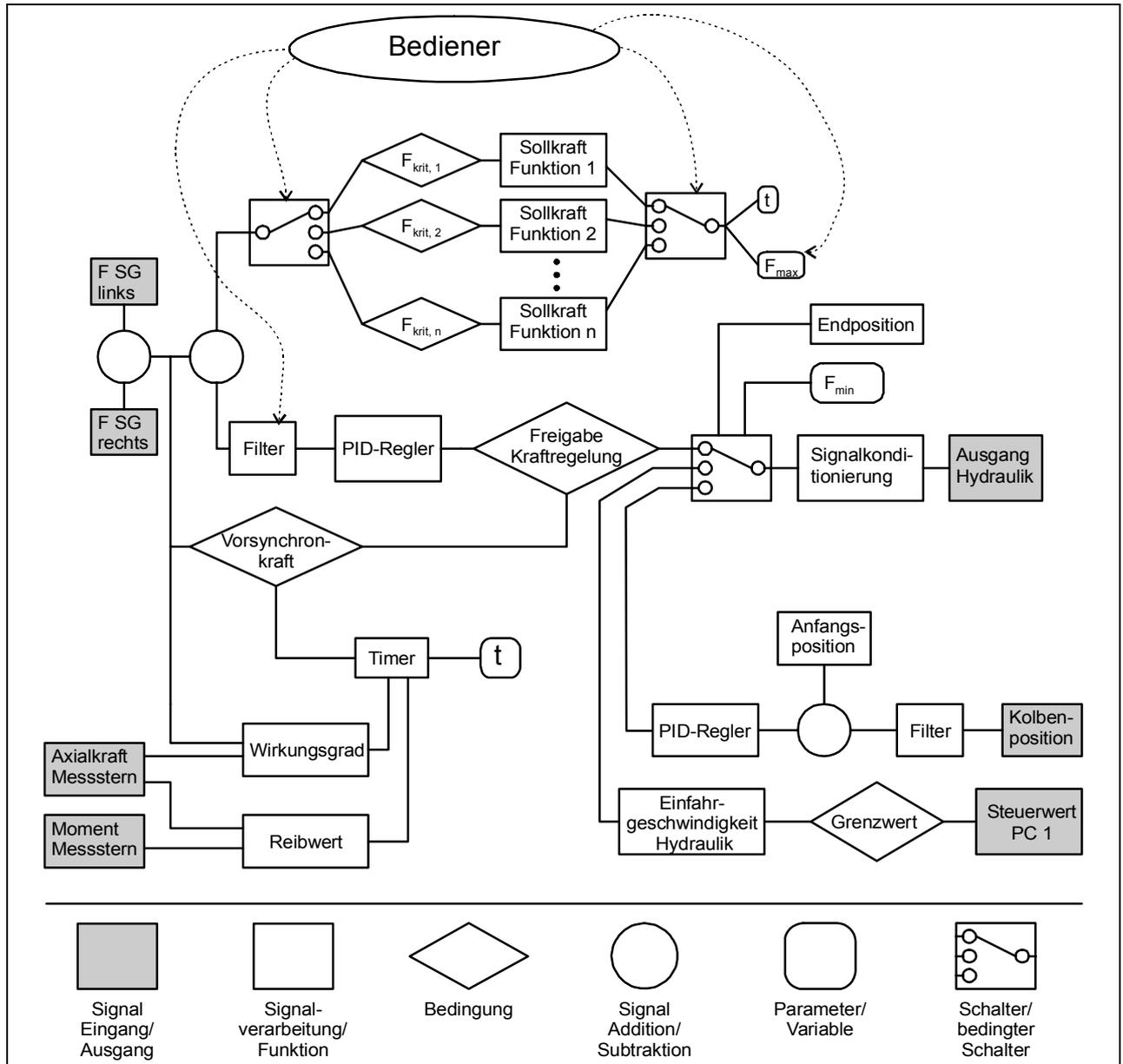


Abbildung 26: Vereinfachter Signalflossplan der Kraftregelung am PC2

Die Definition des Sollwerts der Schaltkraft als zeitabhängige Funktion ermöglicht die Realisierung beliebiger Kraftverläufe. Aufgrund der Verarbeitung der Signale mit selbst entwickelten, konfigurierbaren Filtern hoher Ordnung kann dabei auch gezielt ein sehr niedriger Frequenzbereich realisiert werden, so dass geometrieinduzierte Schwankungen der Kräfte ermittelt werden können und trotzdem die Charakteristik des Kraftverlaufs erhalten bleibt.

## 4 Experimentelle Untersuchungen zum Wirkungsgrad von Synchronisierungen

### 4.1 Untersuchte Systeme

Die Versuche wurden mit den in Abbildung 27 dargestellten Systemen A und B durchgeführt. Dabei handelt es sich um Pkw-Synchronisierungen mit einer Reibmaterialkombination Messing/Stahl und einem Halbkegelwinkel von  $7^\circ$ . Verwendet wurde für beide Bauformen ein MTF-Öl. Die beiden Synchro-Systeme unterscheiden sich nicht nur hinsichtlich der Reibflächenzahl (System A: Einfach- und Zweifach-Variante; System B: Zweifach- und Dreifach-Variante) sondern unter anderem auch im Wirkdurchmesser und dem Winkel der Dachschrägenverzahnung.

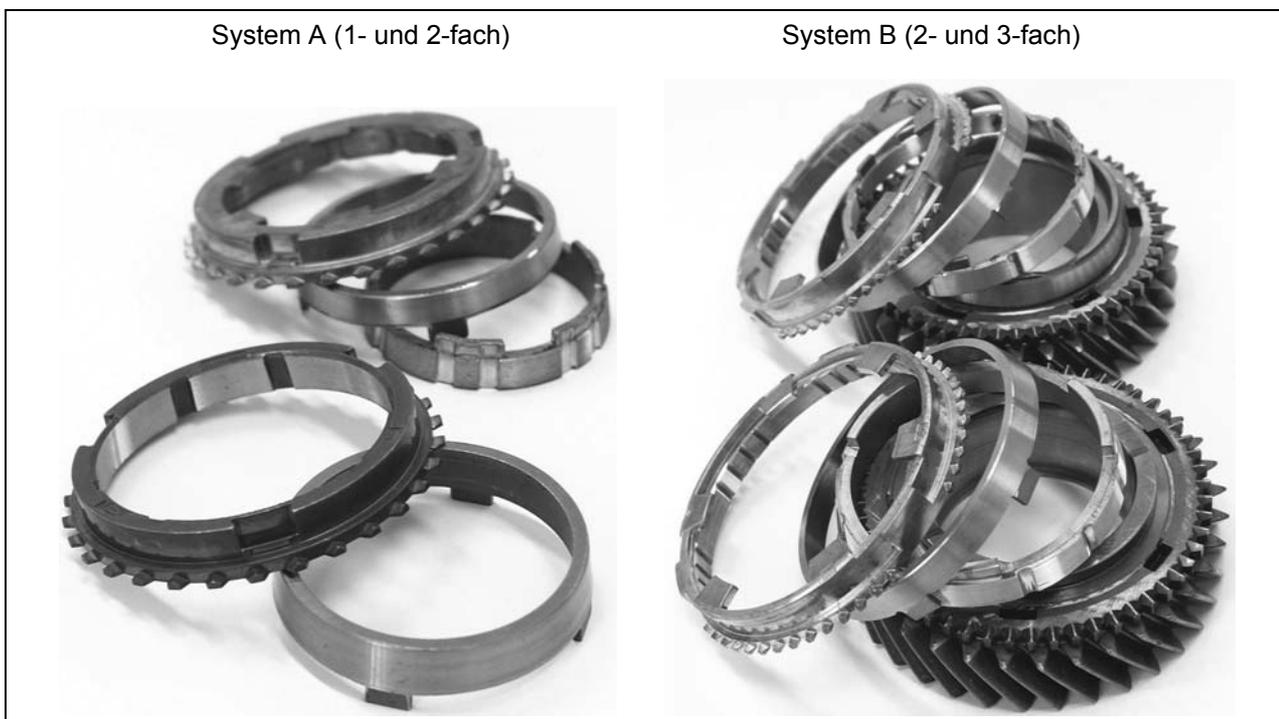


Abbildung 27: Für die experimentellen Untersuchungen verwendete Synchronisierungen

### 4.2 Versuche in Abhängigkeit von Flächenpressung und Gleitgeschwindigkeit

In Kollektivversuchen wurde das Systemverhalten in Bezug auf die Reibwerte und den Wirkungsgrad ermittelt, um dieses dann gezielt in Einstufen-Dauerversuchen (z.B. im Betriebspunkt mit höchstem bzw. niedrigstem Wirkungsgrad) untersuchen zu können.

In Vorversuchen wurde die thermische Stabilisierung innerhalb der Laststufen untersucht. Durch eine Anpassung der Taktzeiten an die durch Variation der Drehzahlen bedingten unterschiedlichen Reibarbeiten konnten die Schwankungen der mittleren Temperatur im Prüfkopf auf den Regelbereich der Öltemperatur von  $\pm 2^\circ\text{C}$  verringert werden. Durch geeignete Wahl der Beanspruchungsreihenfolge wurde die Schaltungszahl pro Laststufe minimiert. Nach einer Einlaufphase wurden dementsprechend in jeder Drehzahlstufe die drei Schaltkraftstufen auf- und absteigend angefahren (Abbildung 28), so dass durch die Wiederholung einer Laststufe der

Einfluss der höheren Belastung und längerfristige Trends betrachtet werden können. Zusammen mit der niedrigen Beanspruchung wurden so verschleißabhängige Effekte vermieden. Die Variation der Öltemperatur während eines Versuchs ist nicht sinnvoll, da der lange Stillstand bis zum Temperatúrausgleich erst wieder durch eine längere Einlaufphase kompensiert werden müsste. Dieser Parameter wird daher nur von Versuch zu Versuch verändert, ebenso die Schwungmasse.

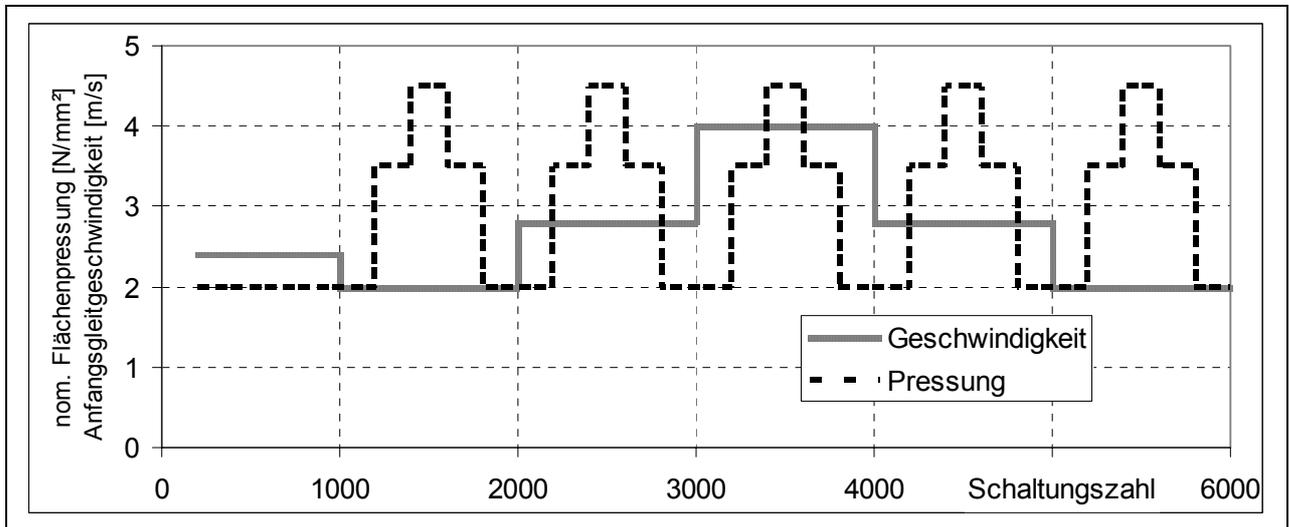


Abbildung 28: Parametervariation Stufenversuche

#### 4.2.1 Versuche mit System A

Bei diesem System handelt es sich um ein Messing-Synchronisierungssystem mit ca. 54 mm Wirkdurchmesser bei einem Kegelwinkel von  $7^\circ$ . Es liegt als 1-fach- und 2-fach-Variante vor. Um die spezifischen Werte vergleichbar zu halten, wurden Schaltungen mit vergleichsweise geringen Schaltkräften (200 N) durchgeführt. Dies würde bei hohen Drehzahlen und der verwendeten Schwungmasse zu Schaltzeiten über 2 Sekunden für die 1-fach-Variante führen, so dass für eine Drehzahl von  $1400 \text{ min}^{-1}$  die nächst höhere Laststufe mit 350 N Schaltkraft gewählt wurde. Bei dem Vergleich zwischen den Systemen bei dieser Laststufe sind daher die abweichenden spezifischen Belastungswerte zu berücksichtigen.

In Abbildung 29 ist der Trendverlauf für den Reibwert und den Wirkungsgrad des Einfach-Systems im oberen Diagramm in Bezug zu den Laststufen dargestellt. Zur weiteren Auswertung wurde innerhalb einer Laststufe der Mittelwert gebildet und als breite Volllinie eingefügt. Durch die langen Schaltzeiten finden während des Synchronisiervorganges mehrere Umdrehungen statt; daher sind die Streuung besonders beim Wirkungsgrad sehr gering. Auch ist bis auf die ersten 1000 Schaltungen kein deutliches Einlaufverhalten nach Laststufenwechseln zu beobachten, so dass die Mittelwertbildung über der kompletten Laststufe erfolgen kann.

Insgesamt zeigte sich ein von den Flächenpressung und Gleitgeschwindigkeit wenig abhängiges Wirkungsgradverhalten.

Das Reibwertverhalten wird hingegen in stärkerem Maße von der Gleitgeschwindigkeit beeinflusst.

Bei Untersuchung der 2-fach-Variante des System A wurde der Einfluss der Reibflächenzahl bei sonst unveränderten äußeren Bedingungen auf den Wirkungsgrad deutlich. So war, wie im mittleren Diagramm in Abbildung 29 dargestellt, eine stärkere Änderung des Wirkungsgrades in Abhängigkeit von der Flächenpressung zu beobachten.

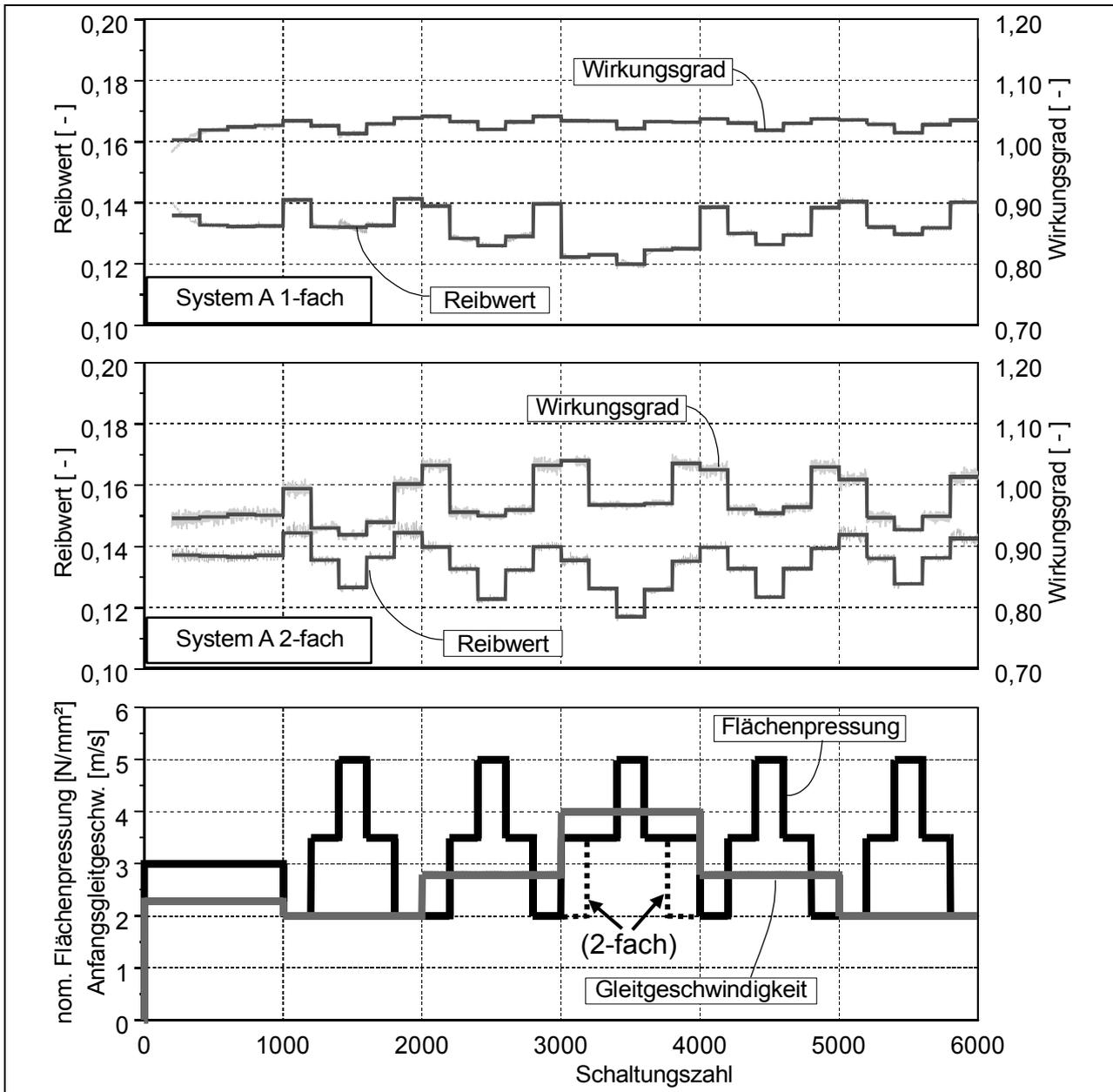


Abbildung 29: Reibwert und Wirkungsgrad in Abhängigkeit von Flächenpressung und Anfangsgleitgeschwindigkeit für die Einfach- und Zweifach-Synchronisierung System A

Dabei ist die Änderung von der kleinsten zur mittleren Flächenpressung deutlich größer als von der mittleren zur höchsten Laststufe. Im Gegensatz dazu verhalten sich die Reibwerte nahezu umgekehrt proportional zur Flächenpressung. Die Anfangsgleitgeschwindigkeit beeinflusst hingegen Wirkungsgrad und Reibwertverhalten stark unterschiedlich. So sinkt der ermittelte Reibwert bei zunehmender Gleitgeschwindigkeit, während der Wirkungsgrad leicht zunimmt. Diese Tendenz war auch schon bei der 1-fach-Variante, wenn auch weniger ausgeprägt, zu beobachten.

### 4.2.2 Versuche System B

Bei diesem System handelt es sich um ein Messing-Synchronisierungssystem mit einem mittleren Wirkdurchmesser von ca. 71 mm bei einem Kegelwinkel von  $7^\circ$ . Es liegt als 2-fach- und 3-fach-Variante vor. Die Messungen an diesem System sollten zum einem dem Vergleich unterschiedlicher Bauformparameter bei sonst ähnlichem prinzipiellen Aufbau und gleicher Reibflächenzahl wie das System A-2-fach, zum anderen der Erweiterung der Varianten auf eine 3-fach-Bauform dienen.

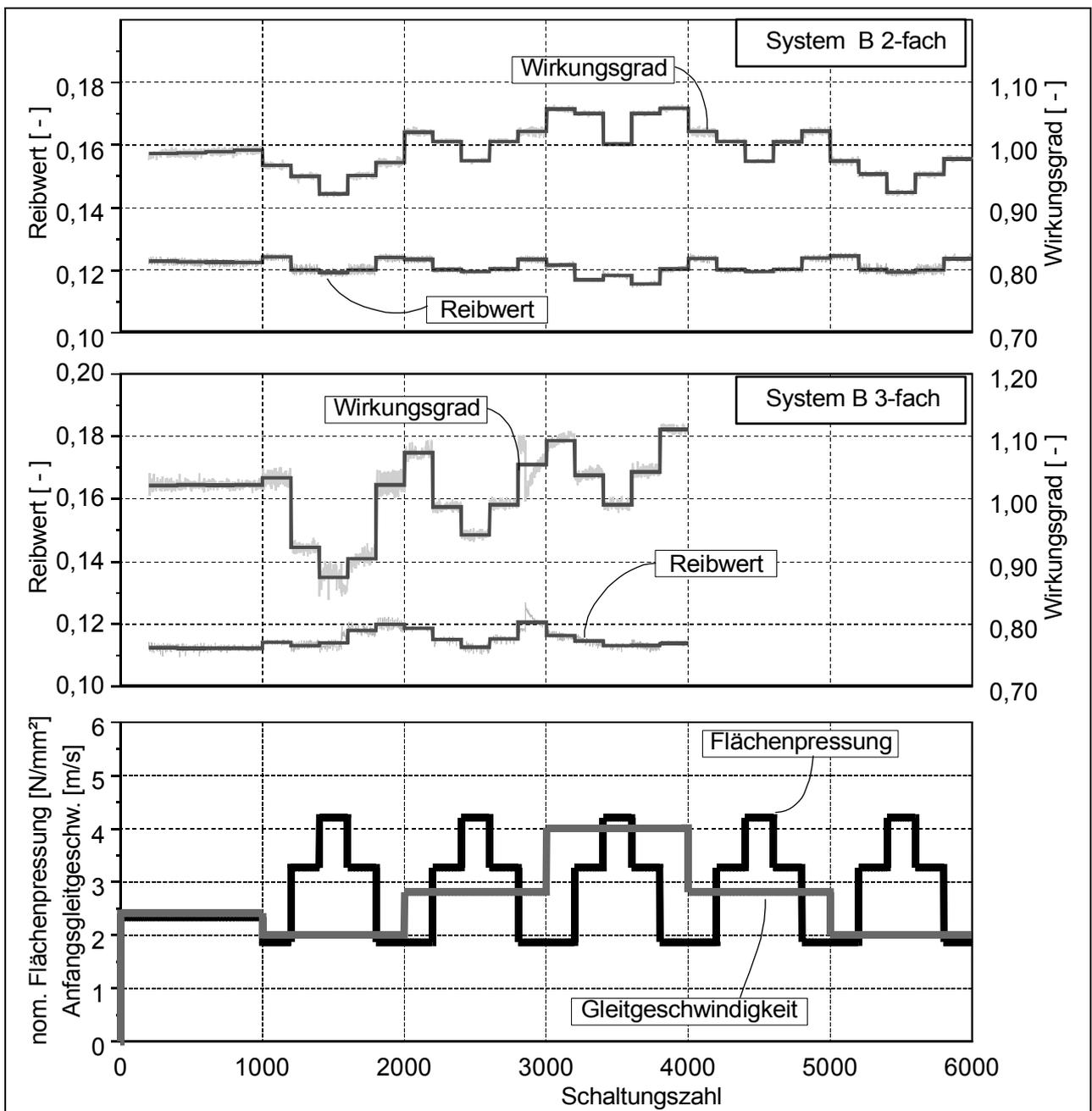


Abbildung 30: Reibwert und Wirkungsgrad in Abhängigkeit von Flächenpressung und Anfangsgleitgeschwindigkeit für die Zweifach- und Dreifach-Synchronisierung System B

In Abbildung 30 ist der Trendverlauf eines Stufenversuchs mit näherungsweise gleichen spezifischen Belastungen wie bei den Versuchen mit dem System A dargestellt. Dabei musste die maximale Flächenpressung reduziert werden, um auch bei Überschwingungen des

Kraftsignals ein Überschreiten des Messbereichs zu verhindern. Aufgrund der nahezu doppelt so großen Reibfläche wurde auch eine doppelt so große Schwungmasse eingesetzt, um annähernd gleiche Oberflächentemperaturen im Reibkontakt zu erhalten. Es zeigt sich tendenziell ein ähnliches Reibwertverhalten, wobei die Gleitgeschwindigkeits- und Flächenpressungsabhängigkeit deutlich weniger ausgeprägt waren als bei System A. Hingegen zeigt das Wirkungsgradverhalten eine stärkere Abhängigkeit von den Belastungsparametern, wengleich auch hier die Tendenz des System A bestätigt wird.

#### **4.2.3 Zusammenfassung Reibwert- und Wirkungsgradverhalten in Abhängigkeit von Flächenpressung und Anfangsgleitgeschwindigkeit**

Der Reibwert verringert sich bei höheren Flächenpressungen und Anfangsgleitgeschwindigkeiten. Das Wirkungsgradverhalten lässt sich nicht in einem proportionalen Zusammenhang zu den Belastungsparametern darstellen, so dass davon auszugehen ist, dass andere Faktoren die Wirkungsgradunterschiede beeinflussen.

#### **4.3 Wirkungsgradversuche Schaltkraftcharakteristik**

Als Ursache für die Wirkungsgradunterschiede werden Reibungseffekte in den Verzahnungen vermutet. Betrachtet man den Beginn eines Synchronisiervorganges, so steigt nach Durchfahren der Vorsynchronisierung die Kraft im Kegelkontakt, die bei dem vorliegendem Messverfahren identisch mit der Messsternkraft ist, steil an. Durch die Elastizität des Ring-Konussystems sowie des Messsterns findet in diesem Schaltzeitbereich dementsprechend eine Bewegung der Schiebemuffe in Richtung der Synchronisierung statt.

Durch das zugleich ansteigende Synchronisiermoment wirkt aber bereits eine Reibkraft in der Synchronkörperverzahnung. Wird die Sollkraft erreicht, verringert die Regelung des Prüfstandes den Hydraulikdruck auf dem Schaltzylinder, um einen weiteren Kraftanstieg zu verhindern. Aufgrund der Verzögerung der Regelstrecke (endliche Abtastfrequenz, elektrische und hydraulische Dämpfungsglieder) kommt es i.A. zu einem leichten Absinken der Sollkraft nach Erreichung des Maximalwertes.

Dieses ist aber zwangsläufig mit einer Rückwärtsbewegung der Schiebemuffe verbunden, da aufgrund der geringeren Kraft ein Rückfedern des (nicht reibungsbehafteten) Messsterns und z.T. auch des Ring-Konus-Systems auftritt. Die Steifigkeit der Wellenlagerung ist um ca. eine 10er-Potenz größer, so dass eine Umkehr der Bewegungsrichtung zwischen Schiebemuffe und Synchronkörper und dementsprechend bei nahezu gleichem Synchronisiermoment eine Umkehr der axialen Reibkraftkomponente in der Verzahnung stattfindet. So kann in diesem Fall trotz geringerer Schaltgabelkraft die Messsternkraft (und damit die Kraft im Synchronkontakt bei der 1-fach-Variante) aufrechterhalten werden. Der Definition des Wirkungsgrades für Synchronisierungen zufolge müsste so ein Wirkungsgrad größer 1 ermittelbar sein. Den hauptsächlichsten Einfluss auf dieses Verhalten übt also die Bewegungsrichtung der Schaltgabel und damit indirekt die Änderung der Schaltkraft über der Zeit aus.

Grundsätzlich kann bei dem verwendeten Prüfstand eine Variation der Kraftanstiegsgeschwindigkeit am Anfang der Schaltung über eine Änderung der Regelparameter erfolgen. Am Beginn von Schaltungen mit hoher Sollkraft führt der große Stellwert des Proportionalreglers zu einem schnelleren Kraftanstieg.

Existiert ein Zusammenhang zwischen Wirkungsgrad und Kraftanstiegsgeschwindigkeit, können Unterschiede auftreten, ohne dass ein unmittelbarer Zusammenhang zu der sich aus der Sollkraft ergebenden Flächenpressung als Kennwert für die tribologischen Bedingungen besteht. Eine gezielte Untersuchung wird aber durch den nur begrenzt abschätzbaren Zusammenhang aus Kraftanstiegscharakteristik und Regelfaktor bei unterschiedlichen Bedingungen erschwert.

Um verschiedene Systeme und Belastungsstufen besser vergleichen zu können wurde daher das Regelkonzept des Prüfstands durch zusätzliche Elemente in der Messgrößenrückführung erweitert. Damit lässt sich ein besser kontrollierbarer Kraftverlauf realisieren (vgl. Kap. 3.3.1). Die dafür benötigten Vorgabegrößen und Regelparameter wurden in Versuchen ermittelt, so dass die Möglichkeit besteht, gezielt bestimmte Gradienten des Kraft-Zeit-Verhaltens zu verwirklichen.

Für die nachfolgend dargestellten Versuche wurden drei Arten des Kraftverlaufs untersucht, zum einen ein monotoner Kraftanstieg über die gesamte Schaltdauer bis zur Sollkraft, ein „Rechteck“-Verlauf mit konstanter Schaltkraft sowie eine Variante mit nach Erreichen des Sollwertes abfallender Schaltkraft. Im Gegensatz zu der vorher angewandten Methode mit Variation der Regelparameter bestand nun keine Beschränkung auf geringe Schwungmassen mehr; durch die höheren Verfahrensgeschwindigkeiten war zudem der Einfluss der Vorsynchronisierung reduzierbar.

Die Abbildung 31 zeigt als Beispiel die Ergebnisse der Versuche anhand dreier Einzelschaltungen des System B 2-fach mit jeweils einer Verlaufscharakteristik. Zusätzlich ist hier qualitativ in den unteren Diagrammen das Wegsignal der Schaltgabel dargestellt, um das Prüfstandsverhalten während der Schaltvorgänge zu verdeutlichen.

Es lassen sich somit im Vergleich zu den Versuchen mit Variation der Belastungsparameter deutliche Wirkungsgradunterschiede erreichen, die sogar für den degressiven Kraftverlauf weit über 1 liegen können.

Zusammenfassend ergeben sich die in Abbildung 32 dargestellten Wirkungsgradbereiche für die untersuchten Systeme. Im dunklen Bereich wird die Obergrenze durch die Mittelwerte der Schaltungen mit abfallender Kraft, die Untergrenze durch die aus Schaltungen mit ansteigender Kraft gebildet. Die Minima bzw. Maxima sind die während der Schaltzeit erreichten Extremwerte. Zu beachten ist noch, dass diese Ergebnisse nur für eine Laststufe gelten, die vorhergehenden Versuche für unterschiedliche Belastungen aber kein derart großes Wirkungsgradspektrum zeigten, so dass bei Variation der Lasten nur mit geringen Verschiebungen der Bereichsgrenzen zu rechnen ist.

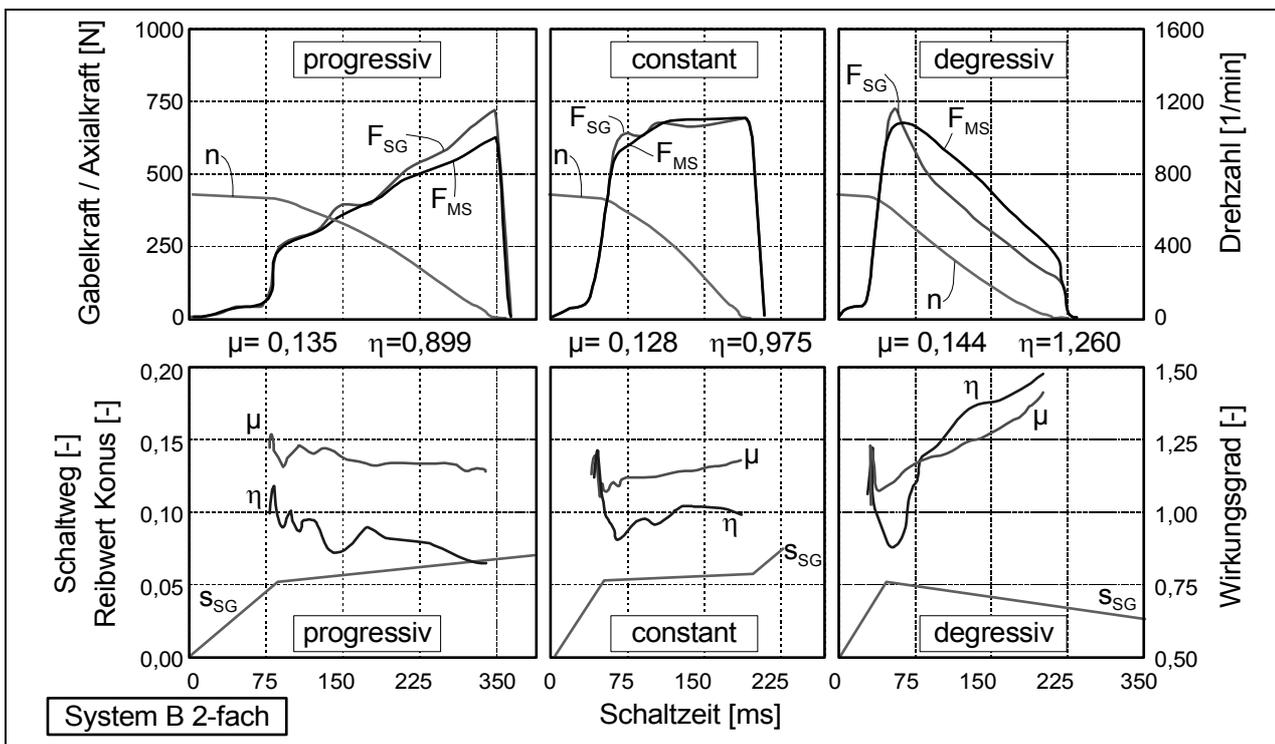


Abbildung 31: Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Schaltkraftcharakteristik, System B 2-fach, qualitative Darstellung des Schaltweges

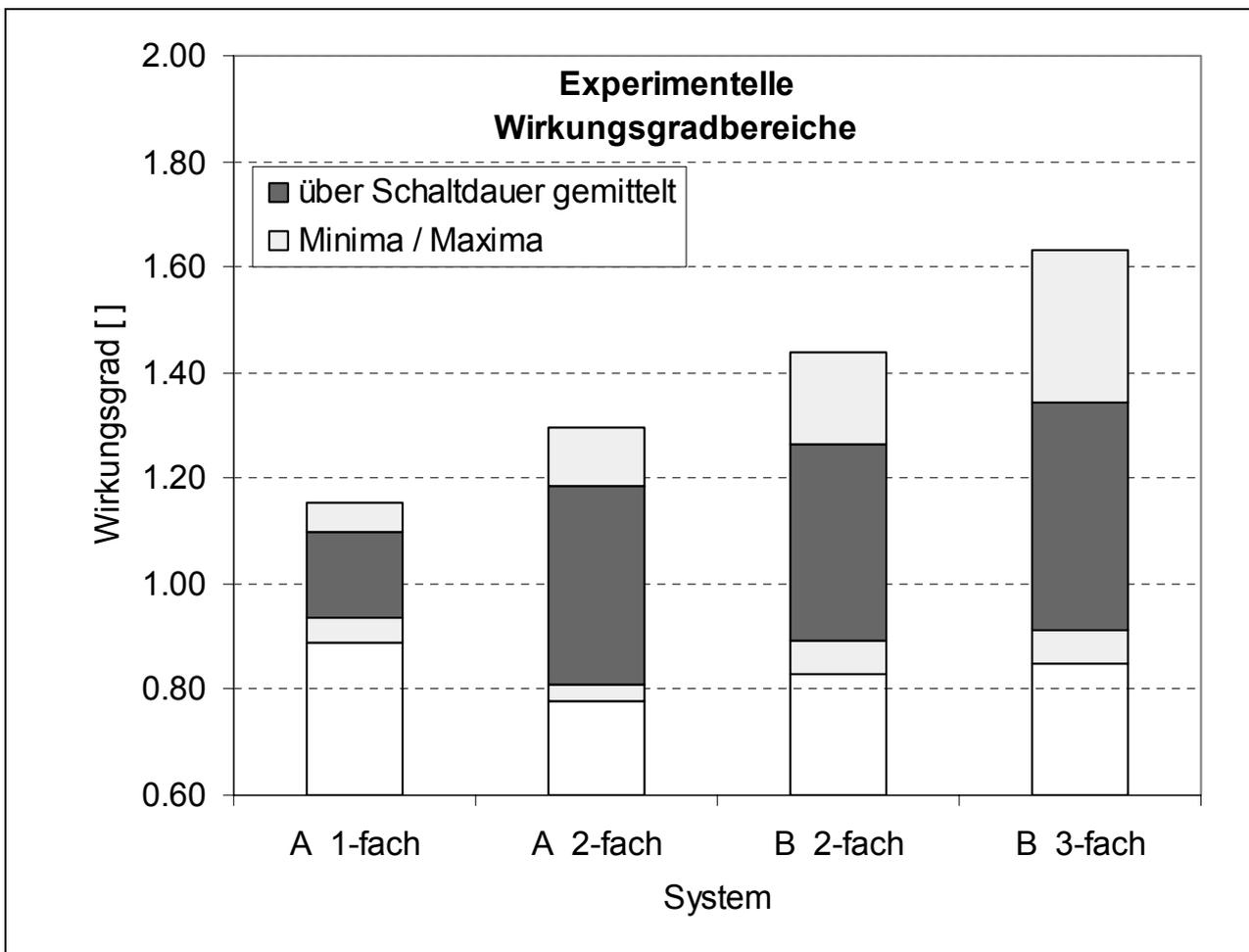


Abbildung 32: Experimentelle Wirkungsgradbereiche für eine Laststufe

Damit sind die Vermutungen aus dem Berechnungsteil im Vergleich zu den Ergebnissen für den theoretischen Wirkungsgradbereich bestätigt (s. Abbildung 33) und das Wirkungsgradverhalten kann zum größten Teil auf die Schaltkraftcharakteristik und weniger auf das durch Flächenpressung und Anfangsgleitgeschwindigkeit beeinflusste Reibwertverhalten zurückgeführt werden. Dies bestätigt gleichzeitig auch die Annahme des Einflusses der Verzahnungseigenschaften, da die hier auftretenden Reibwerte das Systemverhalten beeinflussen. Im weiteren wird untersucht, wie sich diese Eigenschaften wiederum variieren und in ihren Auswirkungen quantifizieren lassen.

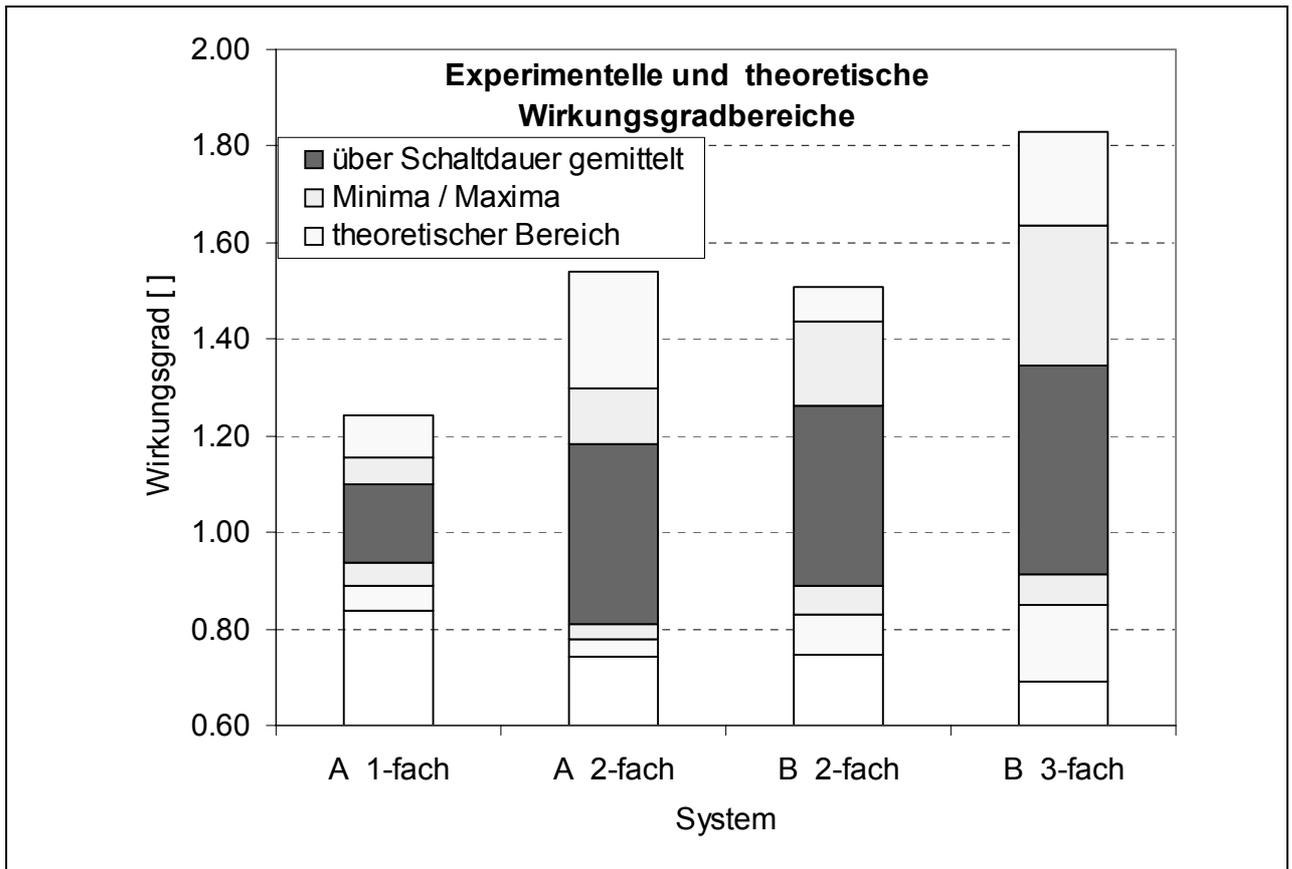


Abbildung 33: Theoretisch und experimentell ermittelte Wirkungsgradbereiche

## 5 Freiheitsgrad-Modell

Als Ursache für die Differenz zwischen theoretisch und experimentell ermittelten Wirkungsgraden wurden Relativbewegungen in den Verzahnungskontakten vermutet. Daher wurde ein Freiheitsgradmodell zur Untersuchung der Kinematik entwickelt, welches Losrad, Synchronrinne, Schiebemuffe und Synchronnabe enthält. Durch entsprechende Gelenkwahl gegenüber der idealsteifen Umgebung können zudem die Eigenschaften der Lagerungen miteinbezogen werden. Die Erkenntnisse über die grundlegende Kinematik des Systems wurden für die Vorbereitung der Versuchsreihe, die Einstellung des Prüfstandes sowie die Wahl der Randbedingungen der folgenden FEM-Analysen benutzt.

### 5.1 Grundlagen räumlicher Koppelgetriebe

Systeme, die Bewegungen und Kräfte bzw. Drehmomente wandeln oder übertragen, werden als Getriebe bezeichnet. Dieser Grundbegriff deckt damit neben den gebräuchlicheren, gleichförmig übersetzenden Zahnrädern, Umschlingungsmitteln und ähnlichen Bauformen auch den Bereich der Koppelgetriebe ab. Ein Getriebe besteht dabei aus mindestens drei Gliedern, von denen eins im Allgemeinen als Gestell zu werten ist (z.B. zwei in einem Gehäuse angeordnete Zahnräder) [30]. Der Wirkzusammenhang wird als kinematische Kette bezeichnet; die Struktur des Getriebes besteht aus Gliedern und diese verbindende Gelenke, die Funktion ergibt sich aus der Anzahl, der Art und der Anordnung dieser Elemente. Es werden verzweigte und nicht verzweigte kinematische Ketten unterschieden, die jeweils noch offen oder geschlossen sein können. Das kinematische Verhalten wird durch den Freiheitsgrad beschrieben, wobei ein Wert von 0 eine nicht bewegliche, aber auch nicht verspannte Struktur kennzeichnet. Ist der Freiheitsgrad negativ, so treten bei realen Systemen aufgrund von Toleranzen Zwangskräfte auf; bei 1 ist durch Antrieb eine eindeutige Bewegung des Systems möglich, bei höheren Werten ist entweder entsprechend die Anzahl der Antriebe zu erhöhen bzw. die Lage einzelner Elemente kann nicht mehr vorhergesagt werden. Zu beachten ist noch, dass die meisten Koppelgetriebe bei der räumlichen Berechnung Freiheitsgrade  $<0$  aufweisen, unter zweidimensionaler Betrachtung aber durchaus lauffähig sind. Die Ursache liegt in der achsparallelen Anordnung von Gelenken; jeder Sonderfall dieser Art ist bei einer Freiheitsgradbestimmung durch die Addition mit 1 zu berücksichtigen.

Die für Koppelgetriebe entwickelten Methoden sollen im Folgenden auf die Analyse einer Mehrfachsynchonisierung übertragen werden. Dieses ist möglich, wenn Kontakte zwischen Bauteilen als räumliche Gelenke formuliert werden. Es muss dazu vorausgesetzt werden, dass der Kontakt nicht verloren geht, da dies zu einer Änderung der Konfiguration und zum einem abweichenden Systemverhalten führt. Es stellt sich damit ein lastabhängiges Verhalten des Freiheitsgrades ein. Betrachtet man z.B. den Kontakt zwischen einer gekrümmten und einer ebenen Fläche, kann man dieses als ein Drehschubgelenk deuten. Zwei ebene Flächen haben dementsprechend einen rotatorischen Freiheitsgrad weniger, da sie nicht gegeneinander kippen dürfen.

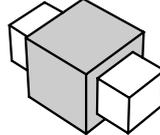
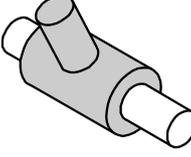
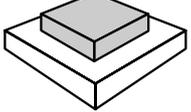
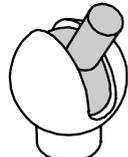
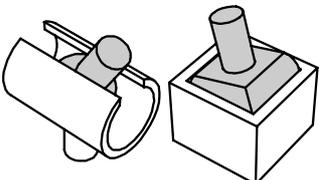
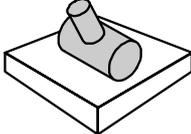
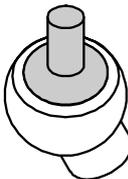
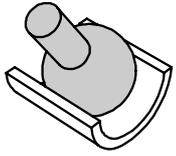
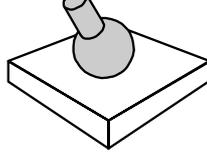
<b>translatorisch</b>   <b>rotatorisch</b>	<b>Schubgelenk</b> 0 r 1 t 	
<b>Drehgelenk</b> 1 r 0 t 	<b>Dreh - Schubgelenk</b> 1 r 1 t 	<b>Platte - Platte</b> 1 r 2 t 
<b>Kugelgelenk</b> 2 r 0 t 	<b>Kugel - Schubgelenk</b> 2 r 1 t 	<b>Zylinder - Platte</b> 2 r 2 t 
<b>Kugelgelenk</b> 3 r 0 t 	<b>Kugel - Schubgelenk</b> 3 r 1 t 	<b>Kugel - Platte</b> 3 r 2 t 

Abbildung 34: Morphologischer Kasten der räumlichen Gelenke mit Angabe der translatorischen (t) und der rotatorischen (r) Freiheitsgrade

In Abbildung 34 sind die Gelenke an möglichen Kontaktflächen und die Freiheitsgrade nach rotatorischer (r) und translatorischer (t) Bewegungsmöglichkeit aufgeteilt dargestellt. Es fehlen die Fälle für drei translatorische Freiheitsgrade, da diese eine beliebige Entfernung der Bauteile voneinander bedeuten würden, was nicht mit einer Kontaktbedingung zu vereinbaren ist. Systeme mit drei translatorischen Freiheitsgraden weisen kombinierte Gelenke auf; ähnliches gilt für den Fall zweier translatorischer ohne rotatorische Freiheitsgrade.

Zur Bestimmung des Gesamtfreiheitsgrades eines Systems werden Angaben über die Anzahl der Glieder und der Gelenke sowie der Freiheitsgrad der Gelenke benötigt. Für den Freiheitsgrad eines räumlichen Getriebes gilt [15]:

$$FHG_r = 6 \cdot (m - 1) - 6 \cdot g + \sum_{i=1}^g f_i \quad Gl. 5-1$$

$FHG_r$  räumlicher Freiheitsgrad  
 $m$  Anzahl der Getriebeglieder

$g$  Anzahl der Gelenke  
 $f_i$  Freiheitsgrad des einzelnen Gelenks

Für eine Analyse einer Zweifach-Synchronisierung (s. Abbildung 35) wird die Systemgrenze am Losrad, der Schiebemuffe und der Synchronnabe definiert. Damit sind sämtliche Kontaktstellen der Synchronringe enthalten, gleichzeitig stellt diese Beschränkung auch den Bereich dar, der im Getriebe und am Prüfstand in vergleichbarer Anordnung eingesetzt wird. Die Verbindung der Synchronnabe zum Losrad ist in beiden Fällen durch eine Wälzlagerung realisiert, deren radiales Spiel im Vergleich zu den Verzahnungskontakten als vernachlässigbar angesehen werden kann. Axial können durch die Elastizität des Messaufnehmers bzw. der Gleitlagerung im Getriebe kleine Bewegungen auftreten, so dass hier ein Gelenk modelliert wird.

Der Kontakt zwischen Schiebemuffe und Schaltgabel kann durch die Konstruktion der Schaltgabellagerung zu einer Veränderung des Freiheitsgrads des Systems führen. Dieses kann dadurch umgangen werden, dass das beschriebene System wiederum als Gelenk mit dem ermittelten Freiheitsgrad aufgefasst und anschließend in einer „kleinen“ kinematischen Kette mit dem Getriebe/Prüfstandsgehäuse und der Schaltgabelkonstruktion zusammengefasst wird.

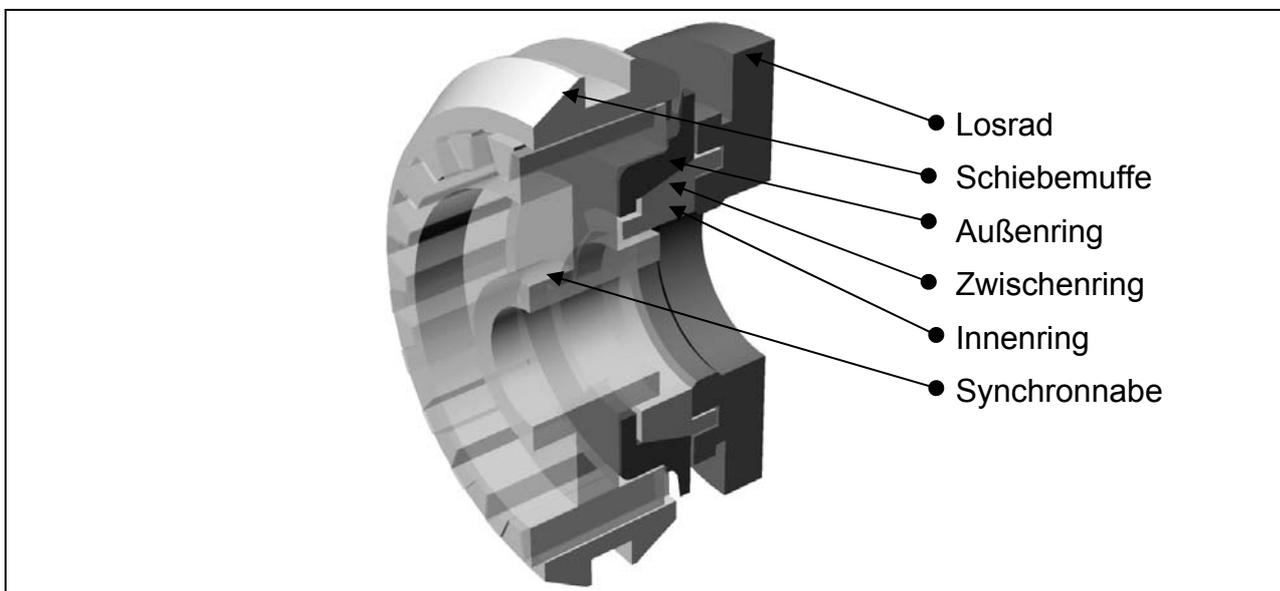


Abbildung 35: betrachtetes Beispielsystem einer 2fach-Synchronisierung

Die Abstraktion der Synchronisierung basiert auf der symbolischen Darstellungsweise, die aus der prinzipiellen Abbildung von zweidimensionalen Koppelgetrieben bekannt ist, in der die Glieder durch Geraden und die Gelenke durch Kreise (Drehgelenke) oder parallele Linien (Schubgelenke) vereinfacht werden. Im dreidimensionalen Fall entstehen aus den Gelenken Kugeln und Platten sowie Zylinder für die Glieder.

In Abbildung 36 ist das Ergebnis des Abstraktionsprozesses für eine Zweifach-Synchronisierung dargestellt. Die einzelnen Bauteile sind farblich unterteilt entsprechend Abbildung 35.

- Gelenk 1: Verzahnung Schiebemuffe-Synchronnabe. Dieser Kontakt wird durch eine Evolventenverzahnung mit großer Profilverchiebung gebildet. Die große Anzahl der Zahnkontakte durch einzelne Gelenke abzubilden ist nicht sinnvoll, da sich rein rechnerisch ein stark verspanntes System ergeben würde. Real führt dies zu einem Lösen vieler Kontakte, so dass eher der Zustand mit minimaler Kontaktanzahl anzunehmen ist, der sich durch äußere

Betrachtung der Baugruppe ergibt. Ohne den Kontakt zu lösen ist es möglich, eine relatives Kippen der Kontaktflächen von Verzahnungen zuzulassen, so dass sich Zahn ein Kugel-Platte-Kontakt annehmen lässt ( $3r/2t$ ). Die zentrierende Eigenschaft einer umlaufenden Verzahnung wird durch drei Zähne erreicht, auch ein besseres Tragbild ändert die Kinematik nicht. Unter Last (Moment) tritt damit kein radiales Spiel auf, die axiale Verschiebbarkeit ist realisiert und eine Taumelbewegung möglich. Eine Nachrechnung nach Gleichung 5-1 ergibt nur für diese Baugruppe einen räumlichen Freiheitsgrad von 3, was mit der Beobachtung übereinstimmt.

- Gelenk 2: Sperrverzahnung. Während des Synchronvorganges wird an diesem Kontakt die Schaltkraft und ein Teil des Moments übertragen. Auf Grund der Sperrbedingung ist an der Sperrverzahnung eine Relativbewegung in Umfangsrichtung möglich, bis das restliche Moment durch die die Indexierung aufgenommen wird. Für eine kinematische Analyse ist der Verteilungsgrad unerheblich, so dass der Momentanteil auch komplett der Indexierung zugeordnet werden kann. Da die umlaufende Verzahnung nach wie vor zentrierend wirkt, aber Taumelbewegungen aufgrund einer Winkeldifferenz der Verzahnungen nicht ausgeschlossen werden, wird der Kontakt durch ein Kugelgelenk modelliert, das die Zentrierung und die Axialkraftübertragung ermöglicht.
- Gelenk 3: Indexierung. Dieser Kontakt ist funktional der Verzahnung Schiebemuffe-Synchronnabe ähnlich, so dass auch hier die Modellierung durch drei Kugel-Platte-Kontakte erfolgt, deren translatorische Festlegung tangential angeordnet ist.
- Gelenk 4: Kegelfläche Außenring. In diesem Kontakt wird ein Teil des Synchronisiermoments rutschend übertragen. Die Kinematik des Systems ist dabei wiederum vom Wert unabhängig; wird als Extremfall ein Reibwert von 0 angenommen, so tritt zwar kein Moment auf, der Freiheitsgrad bleibt davon aber unbeeinflusst. Da im realen Schaltvorgang durch die in Umfangsrichtung wirkende Kraft der axiale Reibwertanteil verschwindet, kann es zusätzlich zu einem Verkippen der Kegelflächen kommen, da dieses nur bei Selbsthemmung oder exakt gleichen Winkeln auszuschließen wäre. Der Kegelflächenkontakt wirkt damit zentrierend und überträgt Axialkraft, so dass eine Modellierung durch ein Kugelgelenk erfolgt.
- Gelenk 5: Kegelfläche Innenring. Der Kontakt zwischen Innen- und Zwischenring weist die gleichen Eigenschaften wie Gelenk 4 auf, so dass auch hier ein Kugelgelenk verwendet wird.
- Gelenk 6: Koppelverzahnung. Die Verzahnung zwischen Außen- und Innenring fällt unter die gleiche Kategorie wie andere Umfangsverzahnungen mit drei Kontakten (Gelenke 1 und 3), so dass auch hier die Modellierung durch drei Kugel-Platte-Kontakte erfolgt.
- Gelenk 7: Planfläche. Der Kontakt zwischen Innenring und Losrad ist der eindeutigste Fall im System und damit durch einen Platte-Platte-Kontakt abzubilden, da keine Zentrierung erfolgt und ebenfalls das Reibmoment die Kinematik nicht beeinflusst.
- Gelenk 8: Ringverzahnung. Die Verzahnung des Zwischenrings zur Übertragung des Moments auf das Losrad fällt unter die Umfangsverzahnungen mit der Annahme, dass das

kinematische Verhalten dem einer Verzahnung mit drei Kontakten entspricht), so dass auch hier die Modellierung durch drei Kugel-Platte-Kontakte erfolgt.

- Gelenk 9: Losradlagerung. Die Lagerung des Losrades auf der Getriebewelle ist gegenüber der fest auf der Welle sitzenden Synchronnabe durch Verdrehen und axiale Beweglichkeit gekennzeichnet. Die Modellierung durch drei Kugel-Platte-Gelenke enthält den Sonderfall, dass sich die Kontaktnormalen in der Rotationsachse schneiden, so dass kein Verkippen auftritt und somit der Kontakt äquivalent zu einem Dreh-Schub-Gelenk ist.

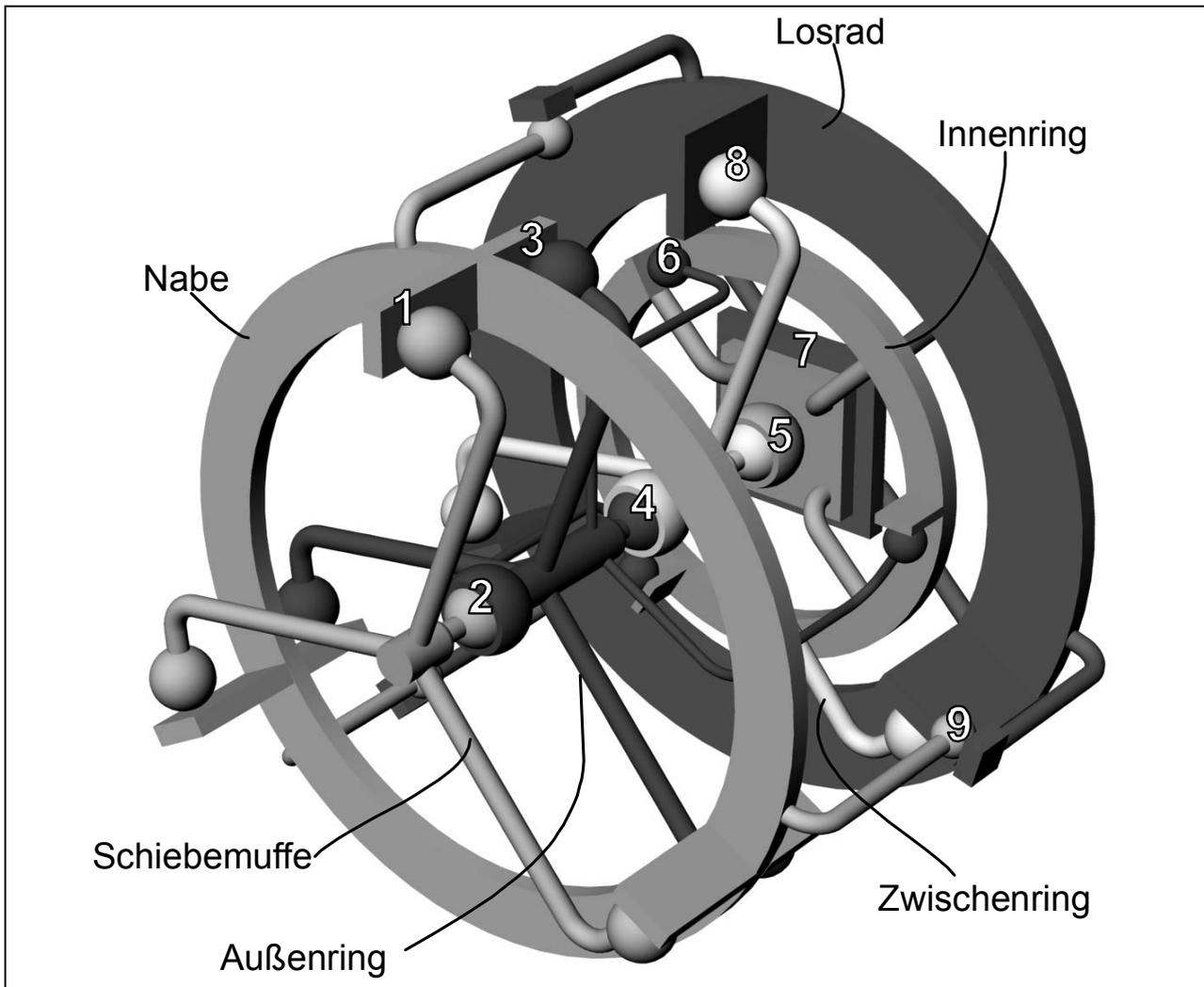


Abbildung 36: Räumliches Gelenkmodell der Kontaktstellen einer 2fach-Synchronisierung

Die Betrachtung ergibt unter Berücksichtigung der getroffenen Annahmen 21 Gelenke mit in der Summe 98 Freiheitsgraden und 6 Getriebegliedern. Der Gesamtfreiheitsgrad des freigeschnittenen Systems beträgt 2, wovon ein Freiheitsgrad die translatorische Bewegung der Schiebemuffe und einer die Rotation des Systems darstellt.

## 5.2 Interpretation des FHG-Modells

Das System ist damit in den Grenzen Losrad-Schiebemuffe eindeutig bestimmt, so dass Einschränkungen des Freiheitsgrades zu Zwangsbewegungen führen. Die Betrachtung des Gesamtsystems führt zu den in Abbildung 37 dargestellten Fällen, deren Struktur nun drei bis

vier Gelenke (Schubgelenk Schaltbetätigung (2), Drehschubgelenk Synchronsystem (4), Gleitsteine (5) zu Schiebemuffe (6), Schaltgabel Lagerung (8)) bei drei Getriebegliedern (Gehäuse (1), Schaltgabel (3), Synchronisierung mit optionalem Gelenk für Taumelbewegung (7)) beinhaltet. Die Fallunterscheidungen betreffen die Gestaltung der Schaltkraftübertragung von der Schaltstange zur Schiebemuffe.

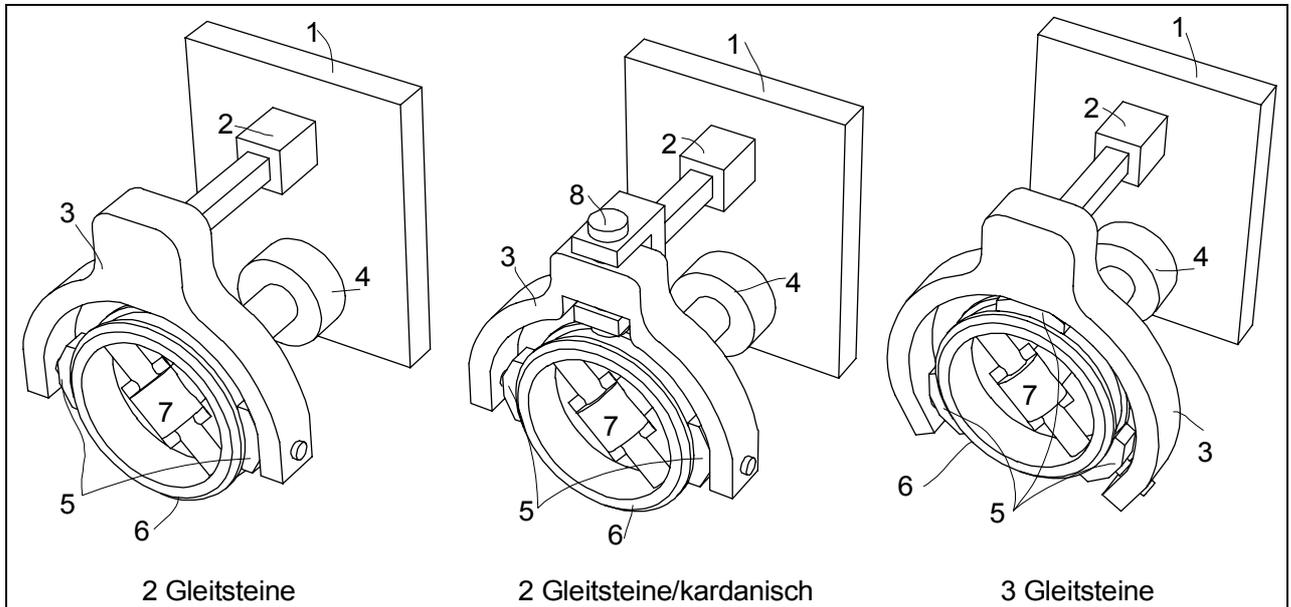


Abbildung 37: Varianten der Schaltgabel und Wirkzusammenhang Gesamtsystem

- Steife Schaltgabel, 2 gelenkige Gleitsteine: Translatorischer Freiheitsgrad durch Schaltgabelbewegung, taumeln der Schiebemuffe um Achse der Gleitsteine möglich. Schiefstellungen im System werden durch umlaufende Relativbewegung zur Schaltgabel periodisch verändert. Ungleichmäßige, periodisch schwankende Kraft an den Gleitsteinen. Anzahl Gelenke: 3, Anzahl Glieder: 3, Summe der Freiheitsgrade: 7. Resultierender Freiheitsgrad:  $\boxed{1}$
- Kardanische Schaltgabel: Zusätzlicher Freiheitsgrad ermöglicht Aufrechterhaltung von Schiefstellungen trotz umlaufendem System; es sind keine relativen, axialen Zwangsbewegungen notwendig. Gleiche Kraft an den Gleitsteinen. Anzahl Gelenke: 3, Anzahl Glieder: 3, Summe der Freiheitsgrade: 8. Resultierender Freiheitsgrad:  $\boxed{2}$
- Steife Schaltgabel, drei Kontakte zur Schiebemuffe: Es wird ausschließlich der translatorische Freiheitsgrad bedient. Die Taumelbewegung der Schiebemuffe wird unterdrückt, so dass Schiefstellungen im System zu Relativbewegungen in den Verzahnungs- und Kegelkontakten führen. Eine ungleichmäßige Lasteinleitung an den Gleitkontakten der Schaltgabel ist damit wahrscheinlich. Anzahl Gelenke: 3, Anzahl Glieder: 3, Summe der Freiheitsgrade: 6. Resultierender Freiheitsgrad:  $\boxed{0}$

Je nach Konstruktion der Schaltbetätigung wird somit bis auf den kardanischen Fall der Freiheitsgrad des Systems reduziert, so dass mögliche Taumelbewegungen durch Geometriefehler nur periodisch auftreten (2 Gleitsteine) oder an der Schiebemuffe komplett unterdrückt werden (3 Gleitsteine). Dies beeinflusst die Möglichkeit von Relativbewegungen in den Verzahnungen und damit auch das Wirkungsgradverhalten.

### 5.3 Konzept für die FE-Analysen

Aus dem FHG-Modell werden die Randbedingungen für eine FE-Analyse abgeleitet. In einem dreidimensionalen FE-Modell lassen sich die Synchronisierung bestehend aus Innen-, Zwischen- und Außenring sowie das Losrad abbilden. Die Bauteile werden mechanisch und thermisch mittels Kontaktelementen gekoppelt. Zur Begrenzung der Modellkomplexität werden die weiteren Anschlussbauteile wie Schiebemuffe, Nabe, Welle und Schaltgabel nicht dargestellt. Die Eigenschaften des Gesamtsystems werden über die Wahl der Randbedingungen berücksichtigt. Je nach Wahl des Kraftangriffes und der Verschiebungsrandbedingungen ist es so möglich, die im vorigen Kapitel beschriebenen Fallunterscheidungen des Freiheitsgrades zu realisieren.

Wird das System also auf die Baugruppe Synchronringe und Losrad reduziert (s. Abbildung 38), können also nur noch die Relativbewegungen dieser vier Bauteile zueinander untersucht werden. Am anschaulichsten ist dabei die Festlegung des Losrades, da dieses im Getriebe, bis auf die Rotation, im Vergleich zu den Bewegungsmöglichkeiten der Synchronringe ortsfest ist. Es ist dabei möglich, das Losrad auf den Bereich des Axialkontaktes mit dem Innenring zu reduzieren und den Kontakt Zwischenring zu Losrad durch Verschiebungsfestlegung in Umfangsrichtung an der Verzahnung des Zwischenrings zu ersetzen (s. Abbildung 39). Damit werden bis zu sechs Kontaktmodellierungen gespart; eine Variation des Tragbildes kann über die teilweise Wegnahme der Randbedingung erfolgen, was dann einem nicht tragenden Kontakt entspricht.

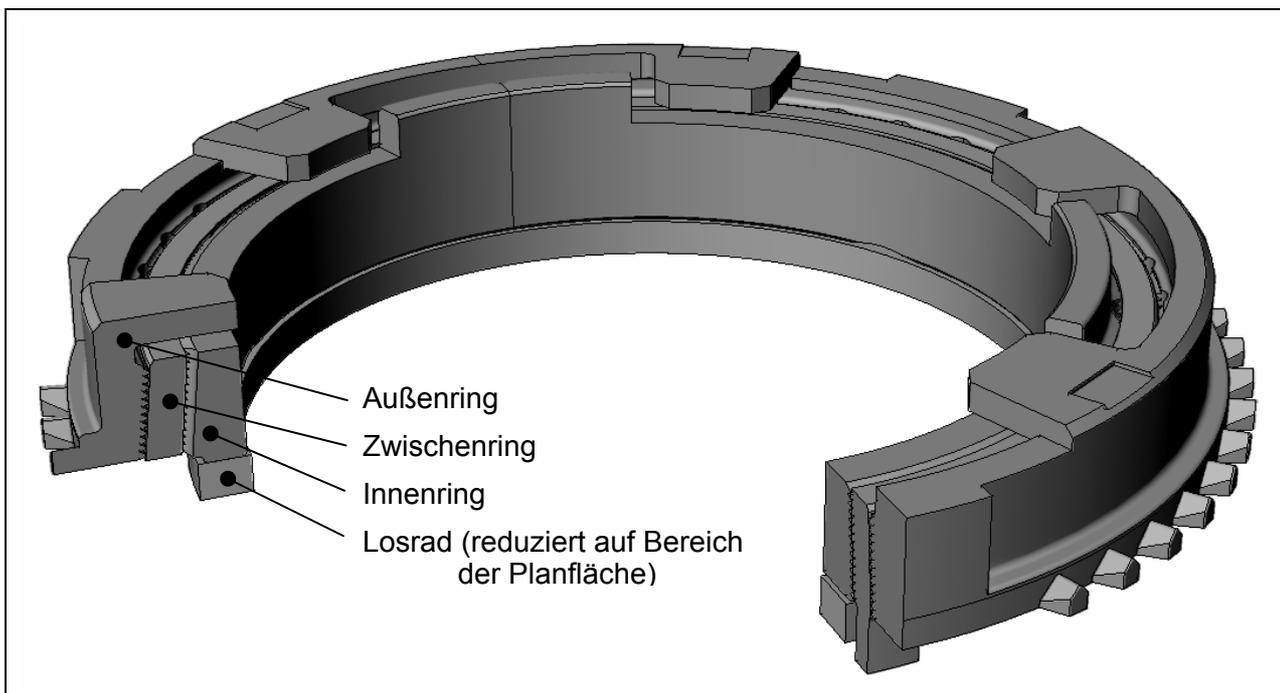


Abbildung 38: Baugruppe Synchronringe und reduziertes Losrad, System B 2-fach

Bei der Verwendung der kardanischnen Schaltgabel im Versuch kann von einem gleichmäßigen Kraftangriff an der Sperrverzahnung ausgegangen werden (bei Vernachlässigung von Teilungsfehlern). Durch die Kraftregelung am Prüfstand ist im Synchronisiervorgang die Axialposition der Schiebemuffe unbestimmt, so dass hier eine Krafrandbedingung an den Sperrzähnen den Prüfbedingungen entspricht. Tritt gegenüber eine steifen Schaltgabel mit drei

Kontakten eine Schiefstellung des Außenringes auf, so kann dies durch die Reduzierung des Kraftangriffes auf eine Hälfte des Synchronringumfanges vereinfacht dargestellt werden.

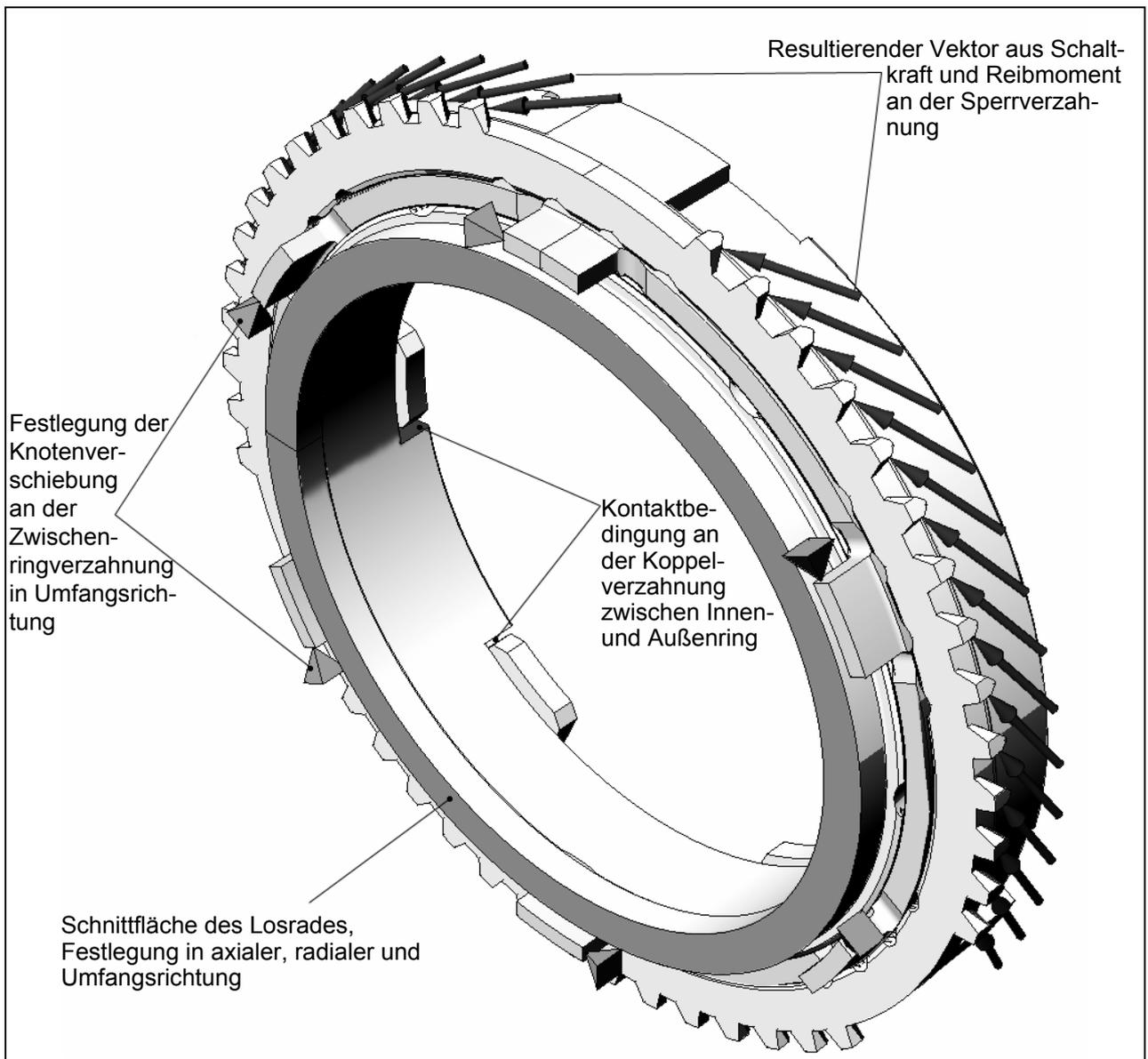


Abbildung 39: Verschiebungs- und Krastrandbedingungen sowie Kopplekontakte für die FEM-Analysen

Nähere Angaben über die gewählten Variationen der Randbedingungen sind im nachfolgenden Kapitel bei der Lastdefinition aufgeführt.

## 6 Numerische Analysen mit der FE-Methode

Die mit dem analytischen Ansatz und den Prüfstandsversuchen ermittelten Ergebnisse für Reibwerte und Flächenpressungen stellen über die Kontaktflächen gemittelte Größen dar. Durch Anwendung der FEM ergibt sich die Möglichkeit, das Systemverhalten im Kontakt zu simulieren und Ergebnisse für die örtliche Verteilung der Spannungen, Flächenpressung und der Temperatur zu erhalten.

### 6.1 Grundlagen der FEM

Der Methode der finiten Elemente liegt, ursächlich für die Namensgebung, das Prinzip zugrunde, das Berechnungsgebiet in eine begrenzte Anzahl kleiner Elemente aufzuteilen. Damit wird ein beliebig komplexer analytischer Lösungsansatz in eine Kombination aus einfach lösbaren, miteinander gekoppelten Ansatzfunktionen überführt. Das sich über die Definition der Randbedingungen und partielle Differentialgleichungen ergebende Gleichungssystem wird dann computergestützt entsprechend den gewünschten Resultaten gelöst.

Die zur Systemdiskretisierung verwendeten Elemente können dabei verschiedene, dem Problemfall angepasste Eigenschaften haben. Die einfachsten stellen Stabelemente sowie Balkenelemente dar, letztere z.B. liefern durch die Implementation der Gleichungen für einen Biegebalken bei Berechnung desselbigen naturgemäß die exaktesten numerischen Ergebnisse im Vergleich zur analytischen Lösung.

Neben weiteren Elementen wie z.B. Schalen und Membranen, auf die nicht näher eingegangen wird, werden Körper am häufigsten durch Volumenelemente oder bei auf den 2D-Fall reduzierten Ansätzen mit Flächenelementen modelliert.

Die Geometrie kann dabei je nach Komplexität nur angenähert werden; die sich daraus und der Wahl vereinfachender Randbedingungen ergebenden Ungenauigkeiten werden als Diskretisierungsfehler bezeichnet. Wird ein Fall modelliert, bei dem es zur Berührung von Oberflächen eines oder verschiedener Körper kommt, werden zusätzliche Kontaktelemente generiert, die eine Übertragung der im Kontakt wechselwirkenden physikalischen Größen ermöglichen. Neben der Geometrie sind zudem die Materialeigenschaften der Elemente relevant, diese können je nach Formulierung z.B. ausschließlich Verschiebungsfreiheitsgrade aufweisen und wären bei Definition von Elastizitätsmodul und Querkontraktionszahl für strukturmechanische Analysen geeignet.

Entsprechend diesen Beschränkungen sind die Randbedingungen zu definieren, wobei zu beachten ist, dass überbestimmte Systeme unkritisch, unterbestimmte aber i.A. nicht zu berechnen sind. Im Weiteren werden problemspezifisch nur noch thermisch-mechanische Eigenschaften betrachtet.

Eine elegante Möglichkeit bietet die Methode, rotationssymmetrische Problemstellungen in einem 2D-Modell zu behandeln, welches durch einen Berechnungsansatz mit Dehnungen in Umfangsrichtung Modelle mit geringer Anzahl an Freiheitsgraden und somit schnellen Rechenergebnissen realisieren lassen. Wichtig dabei ist, dass sich dadurch in Umfangsrichtung

kein Diskretisierungsfehler („Polygoneffekt“ bei Verwendung endlicher Elemente in Umfangsrichtung) ergibt, die Modelle sind also „ideal rund“.

## 6.2 Konzept für thermisch-mechanische Analysen einer 2-fach-Synchronisierung

Ziel der Analysen ist die Untersuchung der Flächenpressungsverteilung im Kontakt unter Berücksichtigung der geometrischen und thermischen Randbedingungen. Das zu untersuchende System wird auf die Synchronisierung, bestehend aus Außen-, Zwischen- und Innenring sowie den Kontaktbereich des Losrades beschränkt. Die Art des Aufbaus macht eine Modellierung mit mehreren Kontakten notwendig, zusammen mit den thermisch-transienten Lasten liegt damit ein mehrfach nichtlineares Verhalten vor, wodurch von einem hohen Rechenaufwand auszugehen ist. Die aus diesem Grunde notwendige Modelloptimierung erfolgt nach dem in Abbildung 40 dargestellten Diagramm.

Als Grundlage für umfassende Untersuchungen wird zunächst ein 2D-rotationssymmetrisches Modell des Ringsystems aus der realen Geometrie abgeleitet. Dieses eignet sich auf Grund des geringen Datenumfanges für die Untersuchung der Vernetzungseigenschaften sowie von Konvergenzproblemen, wie sie bei der vorliegenden Problemstellung mit großen Kontaktverschiebungen und z.T. nicht festgelegten Komponenten auftreten können.

Die Wahl der Geometrie ist dabei von verschiedenen Kriterien beeinflusst. In den meisten Fällen führen sehr detaillierte Abbildungen der Bauteilgeometrie nicht zu deutlich besseren Ergebnissen, wenn diese Details in Bereichen mit geringen Gradienten der Ergebniswerte liegen. Es lohnt sich daher, iterativ eine einfache Geometrie anzunähern, um die gesparte Kapazität an relevanten Stellen einzusetzen. Durch Vergleichsrechnungen und Anpassung der Modelleigenschaften muss dabei keine wesentliche Verschlechterung der Ergebnisse in Kauf genommen werden.

Des Weiteren sind die Randbedingungen, Kontakteigenschaften und Materialwerte sorgfältig zu wählen, da sie wie die Geometrie die Ergebnisqualität beeinflussen. Entsprechend dem Diagramm werden dabei zwei Lastfälle unterschieden. Zunächst wird eine thermische Berechnung durchgeführt, für die als Randbedingungen die im Reibkontakt entstehende Wärme und die Konvektion zwischen Öl und Metall gesetzt werden. Das Ergebnis ist ein Temperaturfeld, welches an das mechanische Modell übergeben wird. Dieses Vorgehen ermöglicht eine Berechnung mit reduziertem Umfang an Freiheitsgraden, was besonders beim 3D-Modell relevant wird. Voraussetzung für die thermische Berechnung ist die Kenntnis der Zeitabhängigkeit der Randbedingungen. Hierzu werden die drei Lastfälle aus den Schaltversuchen zugrunde gelegt, die als Kraftverlauf mit über der Rutschzeit ansteigender (progressiv), konstanter und abfallender (degressiver) Charakteristik unterschieden werden.

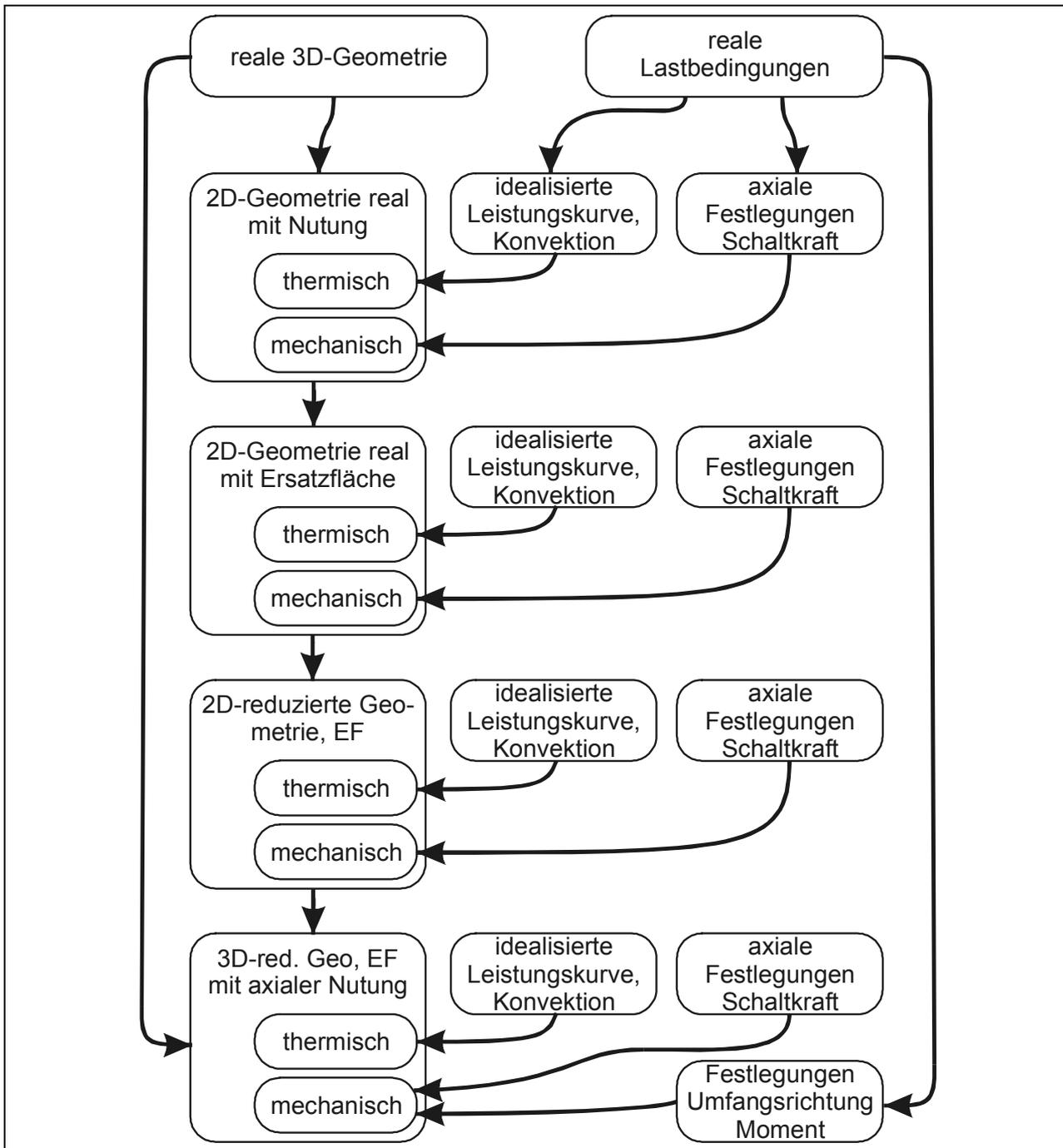


Abbildung 40: Konzept zur Modellentwicklung für thermisch-mechanische FE-Analysen an Synchronisierungen

### 6.2.1 Leistungskurve

Aus den Messwertverläufen wird über die Zuordnung der Drehzahl zu Schaltkraft, Reibwert und Schaltzeit der spezifische Leistungsverlauf berechnet. Die Reibleistung  $\dot{q}$  liegt als Produkt aus Gleitgeschwindigkeit  $v$ , Reibwert  $\mu$  und Flächenpressung  $p_N$  durch die Verwendung spezifischer Parameter in der Einheit [W/mm<sup>2</sup>] vor.

$$\dot{q} = p_N \cdot v \cdot \mu \qquad \text{Gl.: 6-1}$$

In Abbildung 41 ist dies für eine Schaltung mit progressiver Schaltkraftcharakteristik dargestellt.

Der so ermittelte Wert für die spezifische Reibleistung muss je nach Modell noch mit einem Korrekturwert für die tatsächliche Kontaktfläche versehen werden (der Berechnung der Flächenpressung liegt die Reibfläche als Produkt aus Reibflächenbreite und Umfang zugrunde). Die tatsächliche Kontaktfläche im Modell hängt von der Auswahl der Knoten ab, aus denen die Kontaktelemente gebildet werden, und der Art der Geometrieumsetzung, z.B. Berücksichtigung von Drainagenuten.

Die Linearisierung für diskrete Abschnitte ermöglicht eine vereinfachte Lastaufbringung zu bestimmten Zeitpunkten (Lastschritte, kurz LS), zwischen denen dann linear interpoliert wird. Zur Minimierung von Abweichungen wird die so eingeleitete Energie mit der umgesetzten Schallleistung aus Drehzahldifferenz und Massenträgheitsmoment abgeglichen.

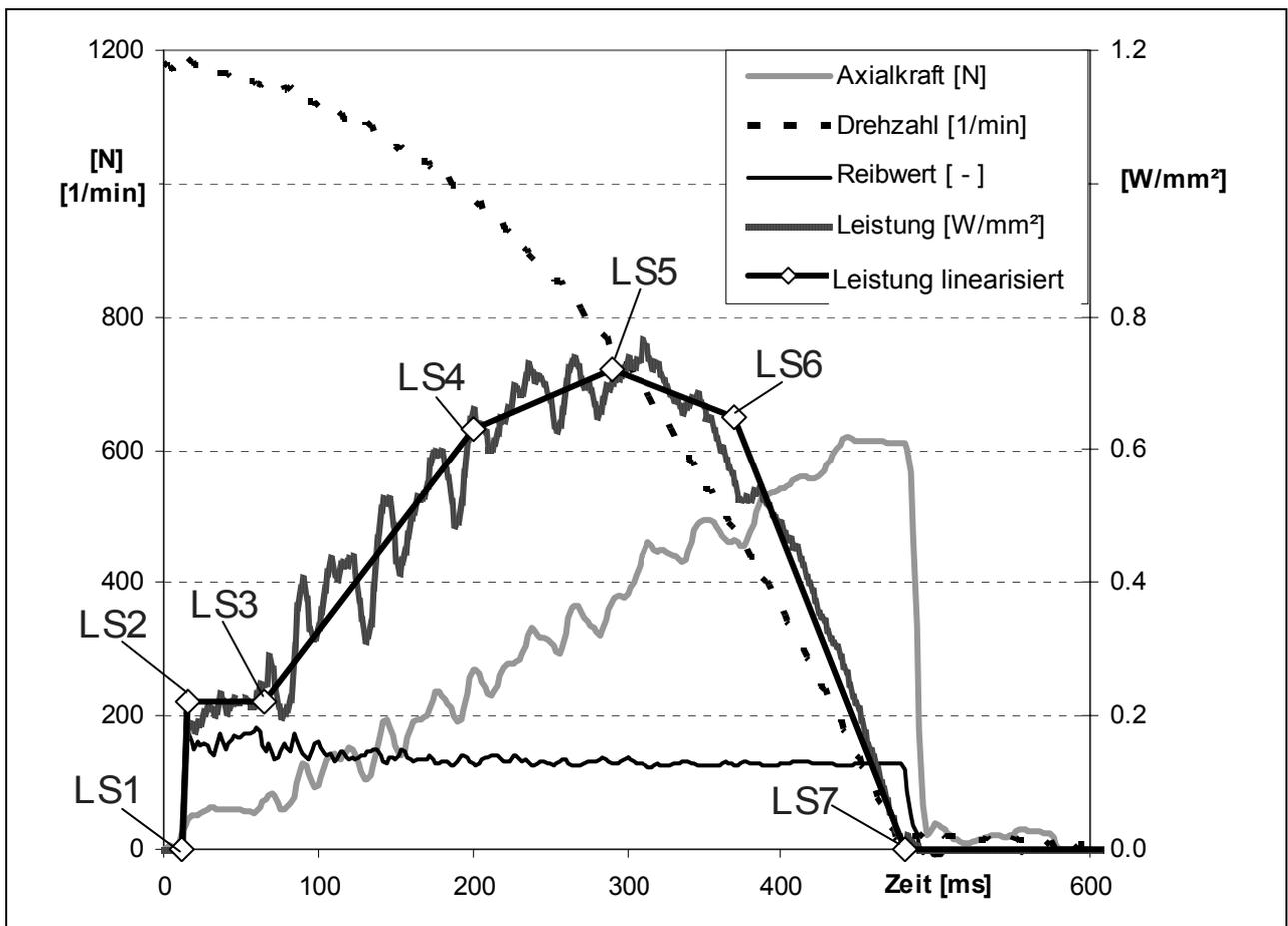


Abbildung 41: Beispiel Ermittlung des Verlaufs der spezifischen Leistung bei einer Schaltung mit progressiver Schaltkraftcharakteristik, Einteilung in Lastschritte (LS)

## 6.2.2 Konvektion

Die Wahl der Konvektionsrandbedingungen wird zum einen durch eine nur ungenaue Kenntnis der Strömungsbedingungen im System erschwert, andererseits haben aber Abweichungen von den realen Verhältnissen nur einen geringen Einfluss auf die in diesem Fall gesuchten Ergebnisse.

Freie Konvektion des umgebenden Mediums kann im Modell bei Wahl sinnvoller Grenzen berücksichtigt werden. Dabei wäre unter anderem die Lage des Bauteils durch unterschiedliche

Werte über dem Umfang vorzugeben. Bei schnellen Temperaturwechseln mit niedrigen Amplituden und höherviskosen Medien bringt dies aber kaum bessere Ergebnisse als eine Annahme pauschaler Werte. Die erzwungene Konvektion hingegen setzt die Kenntnis der Strömungszustände im umgebenden Medium voraus. In beiden Konvektionsfällen ist eine Wärmeübergangszahl für die Medienpaarung erforderlich, wobei die übertragene Wärmemenge von der Temperaturdifferenz, der Strömung, der Grenzflächengestalt und den Stoffeigenschaften des Fluids abhängt. [6]

Im Versuch ermittelte Werte weisen für den hier interessanten Fall Stahl und Ölstrom eine starke Streuung auf. So wird für die Innenseite einer Getriebegehäusewand ein Wert von 40 bis 110  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$  angegeben. [10]

Wärmeübergangskoeffizienten von 150 bis 950  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$  sind von Funck [11] an direkt mit Öl bespritzten Wänden gemessen worden, jedoch ist durch die wenig spezifizierte Strömungsverteilung beim Anspritzen keine Zuordnung der Werte zu umströmten Körpern möglich.

Bessere Ergebnisse liefern hier die Untersuchungen von Joule [12], der für einen direkt angespritzten Deckel ca. 1240  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$  und für indirekt angespritzte Gehäusewände 177  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$  angibt. Im Anwendungsfall muss für die geschätzten Strömungsbedingungen interpoliert werden.

Eine in Nuten geführte Ölströmung entspricht einem Wärmetauscher; in diesem Fall können deutlich höhere Werte erreicht werden. In einem ähnlichen Anwendungsgebiet (Lamellenkuppungen) wurde ein Wärmeübergangskoeffizient von 5500  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$  im Nutkanal gegenüber einem Sinterbelag ermittelt [8].

Die Beschreibung der Randbedingungen stellt sich damit etwas komplexer dar als im mechanischen Fall. Zusätzlich sind die zeitlichen Abhängigkeiten der Einflussgrößen zu beachten, die im Schaltzyklus variiert werden.

Im vorliegenden Fall ist neben dem Schaltvorgang selbst noch das übergeordnete Schaltverhalten zu berücksichtigen. Da die Bedingungen jeglicher Komponententests am realen Anwendungsfall orientiert sein und möglichst reproduzierbare Ergebnisse liefern sollen, ist es völlig ausreichend, eine einzelne Schaltung zu betrachten. Vorversuche (Abbildung 42) haben gezeigt, dass das System nach ca. 1 min einen thermisch stabilen Zustand erreichen kann. Für Dauerversuche zur Verschleißbestimmung ist es relevant, die Testläufe bei stabilen Zuständen mit kurzen Taktzeiten durchzuführen, um insgesamt die Versuchsdauer in Grenzen halten zu können. Im Allgemeinen treten Schaltvorgänge im Fahrzeug aber zufällig auf, das wiederholte Schalten in einem Gang mit ähnlicher Zykluszeit ist unwahrscheinlich. Es ist eher davon auszugehen, dass das gesamte System zu Beginn des Schaltvorganges eine gleichmäßige Temperaturverteilung mit dem Wert der Schmierstofftemperatur aufweist. Dieser Zustand lässt sich experimentell durch den isolierten Prüfkopf mit hoher Wiederholgenauigkeit nachbilden, so dass die Temperaturmessungen unter vergleichbaren Bedingungen erfolgen können.

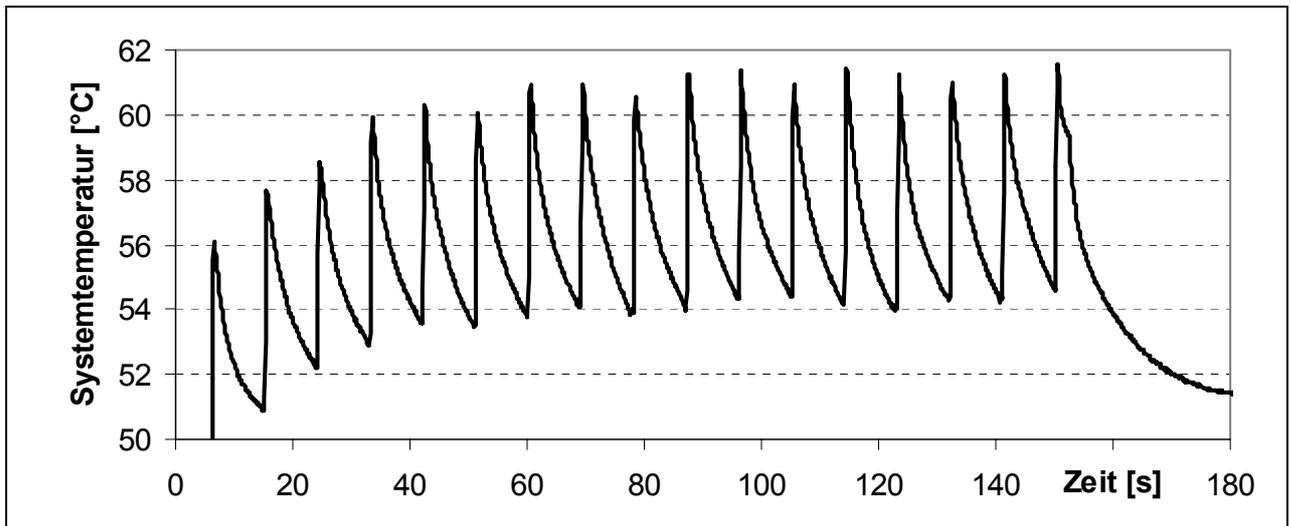


Abbildung 42: Systemtemperatur 2-fach-Synchronisierung, Schaltversuch mit 9s-Takt

Für die Konvektionsrandbedingungen bedeutet dies, dass der Abkühlvorgang nicht betrachtet werden muss. Da nicht der Absolutwert der Temperatur interessant ist, sondern nur der Gradient im Bauteil während des Schaltvorganges, ist somit der Startwert, d.h. die Ausgangstemperatur des Systems, in gewissen Grenzen frei wählbar. Aus früheren Rechnungen ist bekannt, dass sich während der Rutschphase bei typischen Belastungen keine deutliche Änderung der Oberflächentemperatur an von Öl umströmten Flächen ergibt. Im Kontakt selbst tritt während der Rutschphase nur eine sehr geringe Konvektion auf, da die Ölmenge in den Nuten bei einer gemittelten Betrachtung klein ist (Ölreste in der Nähe von lokalen Kontakten könnten die vermuteten Spitzentemperaturen, die über den Siedepunkten der verwendeten Öle liegen, durch Phasenwechsel begrenzen, dieses liegt aber außerhalb der Darstellungsmöglichkeit des hier angestrebten Modells). Eine Variation der Konvektionsrandbedingungen, hier im Beispiel um Faktor 10, ist in Abbildung 43 dargestellt.

Die berechneten Kontakttemperaturen stammten von einem Knoten in der Mitte der Kontaktfläche, die der Temperaturen des Zwischenrings von der Planfläche. Die Messergebnisse wurden durch Invertierung der Übertragungsfunktion des Thermowandlers zurückgerechnet; die Wandelzeit üblicher Temperaturmessungen ist mit ca. 1/3 Sekunde für einen Schaltvorgang zu langsam, so dass sich Messungen noch näher am Kontakt mit größeren Temperaturgradienten aufgrund der schwer zu ermittelnden Verzögerung Bauteil-Thermoelement kaum lohnen. Der hier verwendete Trenn-Thermowandler ermöglicht eine Optimierung der Messstelle durch direkten metallischen Kontakt (Verlötung des Kontaktes, Ausrichtung orthogonal zum erwarteten Gradienten). Die Kenntnis der Zeitkonstante aus der Sprungantwort des Verstärkers und die Charakterisierung des Übertragungsverhaltens als PT1-Glied ermöglichen die Berechnung der Temperaturen ohne zeitliche Divergenz. Die im mittleren Zeitbereich höheren Werte der Messung kommen dadurch zustande, dass die analytischen Ergebnisse eines 2D Modells einen über den Umfang gemittelten Wert darstellen, am gewählten Messpunkt aber höhere Werte kurzfristig auftreten, die sich zum Ende des Schaltvorganges wieder ausgleichen.

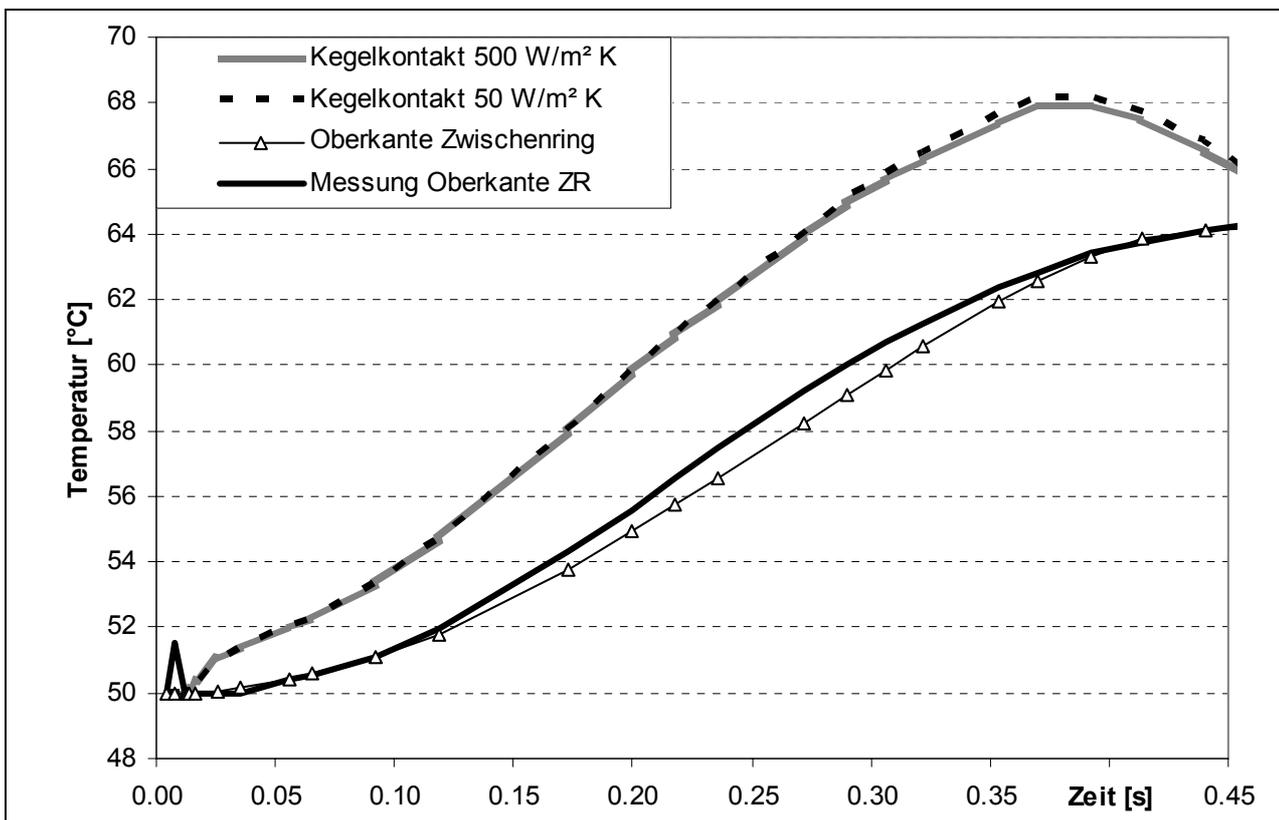


Abbildung 43: Vergleich Konvektionsrandbedingung und Messwert-Analyseergebnisse

Daher wird die Komplexität der Konvektionsrandbedingungen auf die Unterscheidungsfaktoren Kontaktfläche und Rutschphase beschränkt:

	Konvektion [W/m² K]	
	Kontaktflächen	sonstige Flächen
Rutschphase	4	40
offen	30	300

Eine Ausnahme bildet das unvollständig modellierte Losrad, welches durch einen iterativ ermittelten hohen Konvektionswert als Ersatz für die Wärmeableitung durch das Zahnrad nachgebildet wird.

### 6.2.3 2D-Geometrieentwicklung

Basierend auf der Geometrie des in den Versuchen genutzten 2-fach-Systems wird ein Schnittmodell erstellt (Abbildung 44), in dem Fasen, Radien und besonders die makroskopische Reibflächengeometrie berücksichtigt werden. Es sind dabei nur die in Umfangsrichtung durchgängigen Flächen ohne Berücksichtigung der Verzahnungen dargestellt. Das Losrad wurde auf den Kontaktbereich der Reibfläche der Innenringanlage beschränkt. Durch die axiale Festlegung des Losradbereiches wird das gesamte Modell gegen die am Außenring angreifende Schaltkraft gehalten.

Das Modell ist so vernetzt, dass in den Kontakten mindestens zwei Elemente existieren. Die „zu feine“ Vernetzung in den weniger relevanten Bereichen wurde hier nicht weiter optimiert, da durch die immer noch geringe Knotenzahl des 2D-Modells kein Speicherproblem auftritt und die

Rechenzeit kurz ist. Da keine Dreiecke gebildet wurden, kann eine unzulässige Versteifung bei Verwendung von 4-Knoten-Elementen vermieden werden.

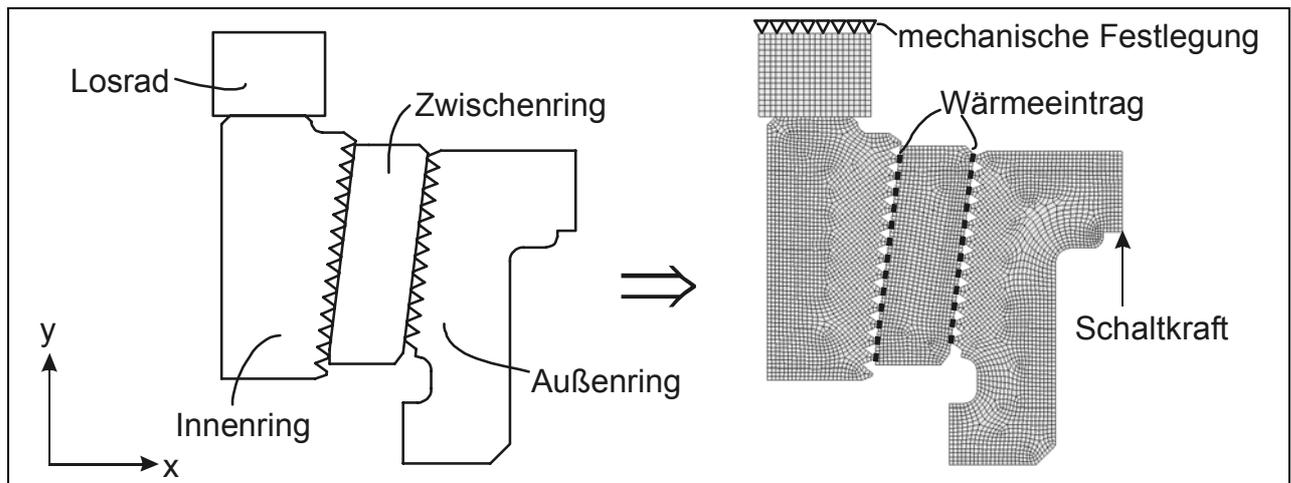


Abbildung 44: 2D-Geometrie detailliertes Modell

Für das Losrad und den Zwischenring wurden isotrope Werkstoffkennwerte für Stahl eingegeben, für den Innenring und den Außenring ebenso für Messing.

Der nächste Entwicklungsschritt beinhaltet die Substitution der Umfangsnutung durch eine Ersatzfläche, um eine gröbere Vernetzungsoption zu erhalten. Die Notwendigkeit dieses Schrittes besteht durch die beschränkte Analysekapazität, so dass dieser Arbeitsabschnitt zwar im Laufe der Entwicklung hinfällig werden könnte, gleichzeitig aber auch weiterhin ein effizientes Modell sowie eine leichtere Portierbarkeit auf alternative Reibflächen bietet. Die reale Geometrie weist an der Nutung eine kleinste Kantenlänge von 0,1 mm auf. Um Kanteneffekte erkennen zu können sind mindestens zwei, besser drei Elemente pro Kontaktfläche notwendig. Um die Verhältnismäßigkeit Auflösung im Kontakt zu erhalten, sollte das Längenverhältnis einen Wert von 10 nicht übersteigen. Dies würde einer Vernetzungsdichte von ca. 480 Elementen auf dem Umfang entsprechen, eine verbesserte Version des in Abbildung 44 gezeigten Netzes hat ebenfalls noch ca. 2500 Elemente. Dies führt zu einem 3D-Modell mit 1,2 Mio. Elementen und ca. 2,4 Mio. Knoten, was das 20fache der zur Verfügung stehenden Lizenz und des von gängigen Computerkonfigurationen adressierbaren Speichers liegt (ca. 970 Gbyte). Zusätzlich wird eine wirtschaftlich verhältnismäßige Lösung angestrebt.

In Abbildung 45 sind die Ergebnisse der Verformung des Innenringes während der höchsten Kontakttemperaturen stark vergrößert dargestellt. Dieser Fall ist exemplarisch, da die Verformung des Bauteils direkt die Spannungsverteilung im Bauteil und insbesondere die Kontaktverhältnisse wiedergibt. Die Graphik zeigt den Vergleich zwischen der Geometrie mit Nutung und dem Modell mit der Ersatzfläche, bei dem die Materialeigenschaften der Elemente der Ersatzfläche so verändert wurden, dass das Verhalten vergleichbar wird. In diesem Fall ist der Elastizitätsmodul nur halb so groß wie der Grundwerkstoff, die Wärmedehnung in radialer Richtung beträgt 80%, in axialer Richtung 90% und in Umfangsrichtung 95%.

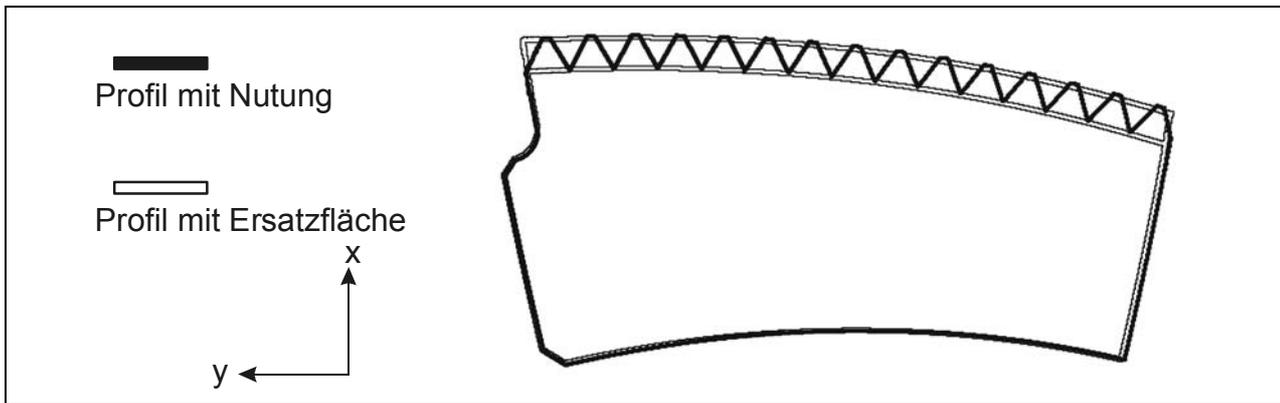


Abbildung 45: Vergleich der Innenringquerschnitte mit Nutung und Variante mit Ersatzfläche am stark überhöhten Ergebnis für die thermische Verformung

In der Abbildung 46 ist links das Modell mit der realen Geometrie und der Ersatzfläche dargestellt, welches aufgrund der Fasen und Radien immer noch anfällig für Dreiecksbildung bei größeren Vernetzungen ist. Die rechte Seite zeigt die endgültige reduzierte Geometrie, die hinsichtlich der Kontaktergebnisse und der Temperaturverteilung über Anpassung der Material- und Kontakteigenschaften nur unmerklich schlechtere Ergebnisse liefert. Die so erreichte Knotenzahl stellt nahezu den oberen Grenzwert dar, um unterhalb der Schwelle von 120000 Knoten für das 3D-Modell und bei ca. 2,5 Gbyte Hauptspeicherbedarf (4 Gbyte-Grenze des EM64T-Befehlssatzes für direkt adressierbaren Speicherbereich des Sparse-Solvers) zu bleiben.

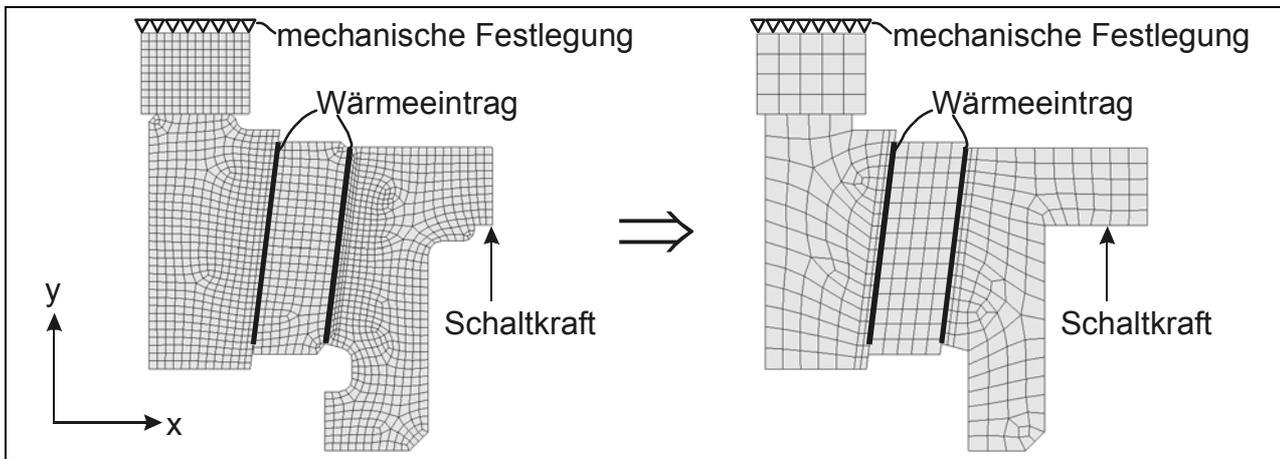


Abbildung 46: Entwicklung der reduzierten Geometrie aus dem Ersatzflächenmodell

Die Vernetzung erfolgt mit einem 4-Knoten-Element, um die Auflösung im Kontakt bei gleicher Knotenanzahl gegenüber einem Element mit Seitenmittenknoten zu verbessern (die Kontaktelemente geben keine Ergebnisse an Mittenknoten aus).

In Abbildung 47 ist im Vergleich die Wärmeverteilung für einen bestimmten Lastfall anhand der drei Entwicklungsschritte zur Geometrievereinfachung dargestellt. Es zeigen sich dabei nur minimale Abweichungen, besonders mit zunehmendem Abstand zu den Kontakten. Vergleichbar wurde auch bei der Parameteranpassung für die Kontaktpressungsverteilung vorgegangen.

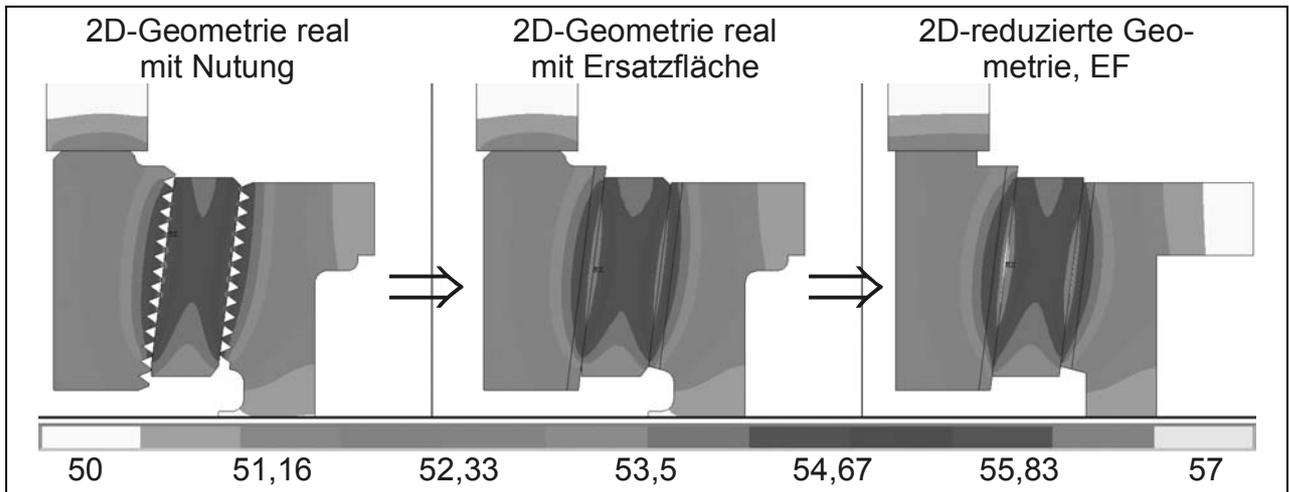


Abbildung 47: Vergleich der Wärmeverteilung über der Geometrieentwicklung mit angepassten Parametern

#### 6.2.4 Geometrieangepassung Kegelkontakt

Die FEM-Berechnungen wurden zunächst mit exakt geraden Körperkanten durchgeführt. Diese Art der Idealisierung hat im Allgemeinen nur einen geringen Einfluss auf die Analyseergebnisse, da die realen Oberflächenabweichungen im Verhältnis zu den sonstigen Bauteilabmessungen klein sind und damit einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Spannungsverteilung haben. Bei der Berechnung von Kontakten hängt aber die Flächenpressungsverteilung wesentlich von der Oberflächengeometrie ab. Rein mechanische Berechnungen zeigen die Tendenz zu einer starken Überhöhung der Flächenpressung an den Kanten des Reibkontaktes, besonders am Außenring. Dieses Verhalten leitet sich aus der speziellen Geometrie dieser Art von Zweifachsystemen ab, was bei einer stark vergrößerten Darstellung der Verschiebungen deutlich wird (Abbildung 48).

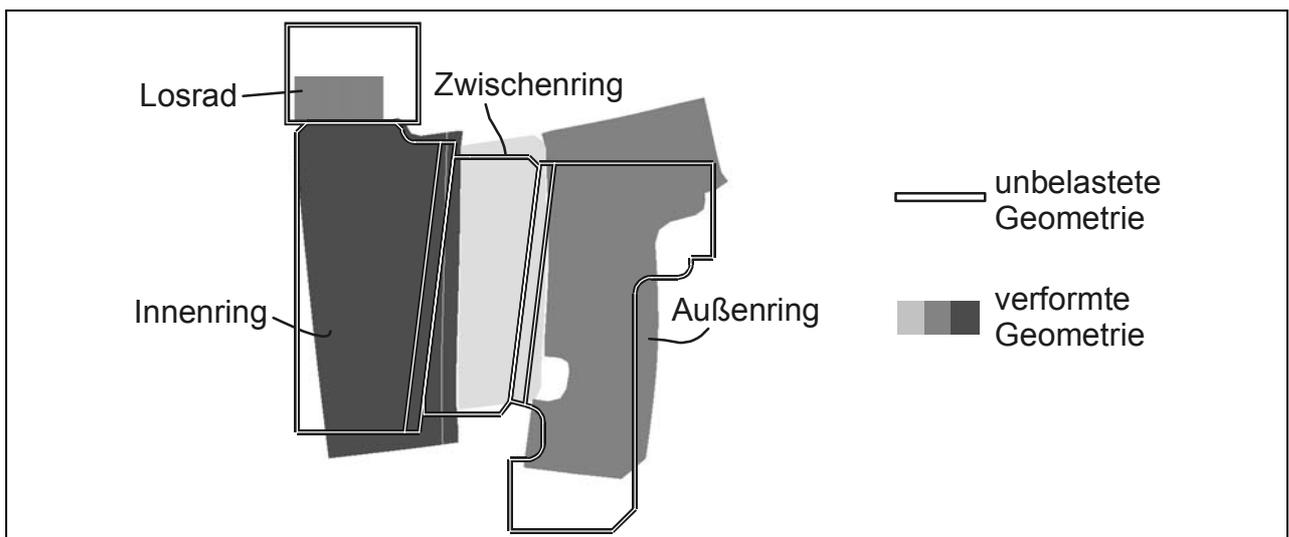


Abbildung 48: stark überhöhte Darstellung der Verformung der Synchronisierung bei rein mechanischer Analyse

Durch die gegenüber einer 1fach-Synchronisierung steiferen Ausführung des Außenringes im Bereich der Koppelverzahnung tritt weniger ein Umstülpen als vielmehr eine Verwölbung ein.

Der Innenring zeigt diese Eigenschaft nicht, durch den verhältnismäßig elastischen Zwischenring wird aber ein Teil der Spannungsüberhöhung an den Kontakt Innenring-Zwischenring weitergegeben. Es lässt sich daraus die Vermutung ableiten, dass an den Stellen mit hoher Flächenpressung die Synchronisierung stärker verschleißt, so dass sich im Betrieb durch Geometrieveränderung eine ausgeglichene Flächenpressung einstellen sollte.

Durch eine Umrechnung der Flächenpressungen in die Verformung der Randelemente erhält man einen Startwert für eine Geometrieangepassung, wenn diese Knotenverschiebungen als Polygonzug der Kontaktfläche abgebildet werden. Da der Außenring durch seine Eigenschaften diesen Effekt verursacht, wird zunächst nur an diesem Bauteil die Geometrie verändert. In Abbildung 49 ist die sich ergebende Flächenpressungsverteilung im Kontakt zwischen Außen- und Innenring in Abhängigkeit von der Axialkraft für die exakte kegelige Geometrie und für eine ballige Oberfläche dargestellt. Die Charakteristik der exakten Geometrie zeigt ein zur Axialkraft fast proportionales Verhalten, die Fluktuation am unteren Rand kann durch das Aufschieben des Ringes verursacht werden. Die ballige Geometrie weist erwartungsgemäß bei geringen Lasten nur in der Mitte Kontakt auf, der sich mit zunehmender Last verbreitert und schließlich ebenfalls noch eine leichte Spannungsüberhöhung an der unteren Kante des Reibkontaktes aufweist. Da bereits eine deutliche Änderung der Flächenpressungsverteilung eingetreten ist, wird diese Anpassungsmöglichkeit nicht weiter verfolgt. Die Verschiebung der Randknoten lag nämlich im Bereich von max.  $0,2 \mu\text{m}$  und war damit messtechnisch bei dem vorliegenden System kaum zu erfassen. Trotz der noch fehlenden Berücksichtigung der thermischen Eigenschaften zeigt dieser Wert, dass ein Einlaufen des Systems bei konstanten Lasten schnell zu einer ausgeglichenen Flächenpressung führt, die bei den weiteren Analysen vorausgesetzt wird.

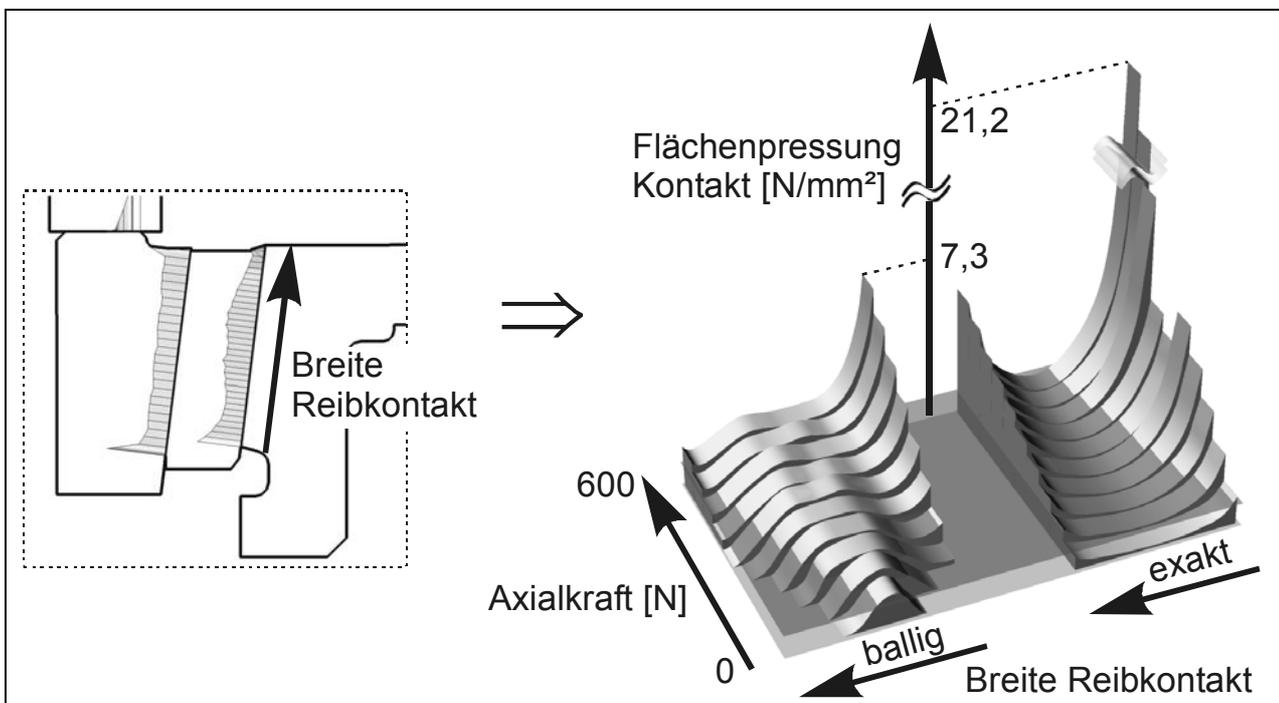


Abbildung 49: Vergleich der Flächenpressungsverteilung im Kontakt in Abhängigkeit von der Axialkraft und der Reibflächengeometrie

Das 2D-Modell ermöglicht damit die Analyse der thermisch-mechanischen Eigenschaften, die zur Vergleichbarkeit mit der für das 3D-Modell vorgesehen reduzierten Geometrie durchgeführt werden.

### **6.3 Thermisch-mechanische Berechnungen mit dem 2D-Modell**

Anhand der folgenden Analysen soll untersucht werden, inwieweit die Geometrieviation bei Berücksichtigung von thermisch verursachten Dehnungen notwendig wäre, oder ob aufbauend auf den Werten einer exakten 2D-Geometrie eine Übertragbarkeit der Ergebnisse auf das 3D-Modell möglich ist.

#### **6.3.1 Systemverhalten 2D bei progressiver Schaltkraftcharakteristik**

Basierend auf den aus Versuchen abgeleiteten Leistungskurven werden thermisch-mechanische Analysen durchgeführt. Eine Auswertung der Berechnungen erfolgt für die Flächenpressung im Außenringkontakt. Die hier ermittelten Flächenpressungen werden über die jeweiligen Gleitgeschwindigkeiten zu einem Reibleistungsverlauf über der Lastschrittaufteilung der Schaltung (vgl. Linearisierung in Abbildung 41) umgerechnet, was eine äquidistante Darstellung der Analysenwerte ermöglicht. „0“ entspricht dabei dem Beginn, „7“ dem Ende der Schaltung.

In Abbildung 50 ist der Verlauf der Flächenpressung über dem Schaltvorgang und der Reibkontaktbreite für die exakt kegelige Geometrie und einen Fall mit leicht balliger Oberfläche dargestellt. Durch die Berücksichtigung der Wärmeentwicklung im Reibkontakt und den resultierenden thermischen Dehnungen ergibt sich bereits für die kegelige Geometrie in der Mitte des Reibkontaktes eine Erhöhung der Flächenpressung im Vergleich zur rein mechanischen Rechnung (Abbildung 49). Damit sinkt auch der Maximalwert der Flächenpressung für diesen Fall auf ungefähr ein Drittel. Zudem tritt die Überhöhung der Flächenpressung am Rand des Reibkontaktes nur noch am Anfang und am Ende des Schaltvorganges auf. Im mittleren Bereich dominiert die durch die thermisch bedingte Wölbung der Ringe hervorgerufene Änderung der Kontaktcharakteristik das Flächenpressungsverhalten. Die iterativ angenäherte ballige Oberfläche weist im Gegensatz zum rein mechanischen Ansatz nur noch eine Geometrieabweichung von  $0,04 \mu\text{m}$  auf; entsprechend sind die Auswirkungen auf den Flächenpressungsverlauf auch nicht so stark wie im mechanischen Fall.

Der Ansatz, dass sich durch Einlaufverschleiß eine Anpassung der Oberfläche an das Lastniveau ergibt, wird nun auf die energetischen Belastungen erweitert. Damit wird berücksichtigt, dass allein eine hohe Flächenpressung noch keinen Verschleiß verursachen muss, wenn nicht gleichzeitig auch eine hohe Gleitgeschwindigkeit vorliegt. Unter Berücksichtigung der tribologischen Eigenschaften mittels der aus Moment und Axialkraft errechneten Reibungszahlen ergibt sich damit der Leistungseintrag pro Fläche aus dem Produkt aus Flächenpressung, Gleitgeschwindigkeitsgradient und Reibwert.

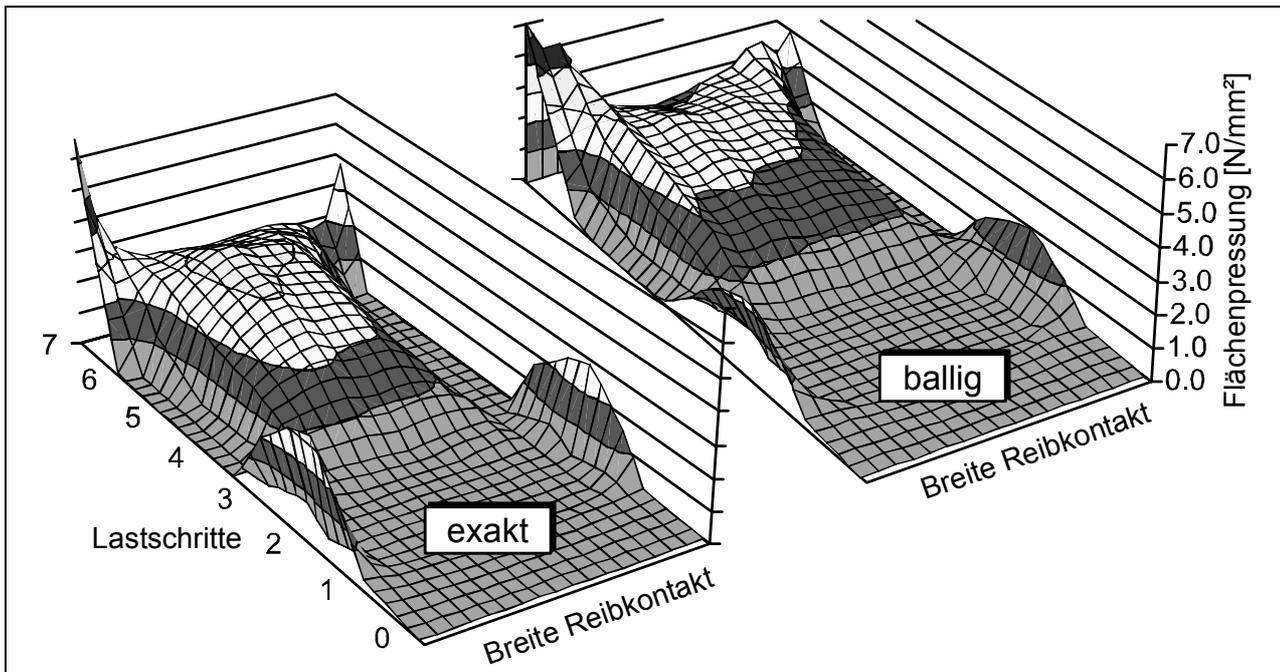


Abbildung 50: Flächenpressung über Schaltvorgang (Lastschritte) und Reibkontaktbreite für die exakt kegelige und eine ballige Geometrie

In Abbildung 51 ist dieses Verhalten für den Lastfall aus Abbildung 50 dargestellt. Die Flächenpressungsüberhöhung für die exakt kegelige Geometrie am Anfang des Schaltvorganges (Lastschritt 1) war dabei deutlich niedriger als am Ende. Durch die hohe Gleitgeschwindigkeit tritt hier aber bereits die höchste spezifische Reibleistung auf, wohingegen am Ende der Schaltung der Effekt kaum noch relevant ist. Ähnliches gilt für den Fall der balligen Oberfläche, auch wenn hier durch die gleichmäßigere Flächenpressungsverteilung die Reibleistung gleichmäßiger verteilt ist.

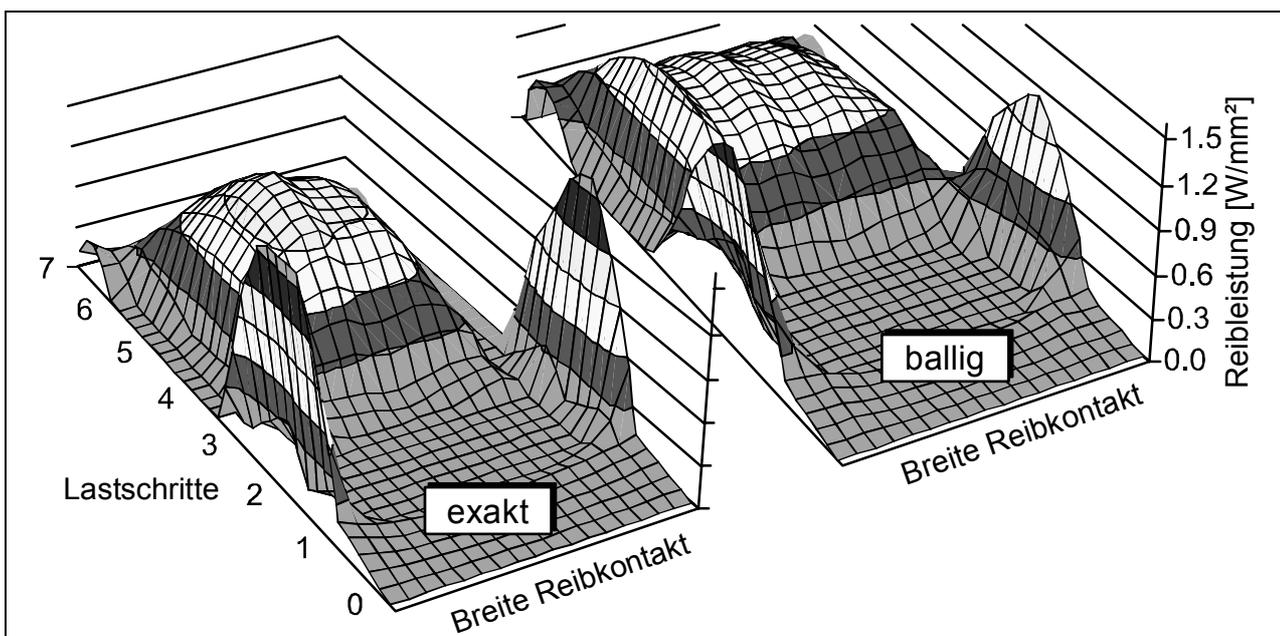


Abbildung 51: spezifische Reibleistung über Schaltvorgang und Reibkontaktbreite

Wird davon ausgegangen, dass die während eines Schaltvorganges pro Fläche eingeleitete Reibenergie das Verschleißverhalten im Einlauf besser beschreibt als die Flächenpressungsverteilung, so sollte die Integration der Reibleistung über der Zeit eine gleichmäßige Verteilung über der Reibkontaktbreite liefern. In Abbildung 52 ist die spezifische Reibenergie pro Element über der Reibkontaktbreite dargestellt.

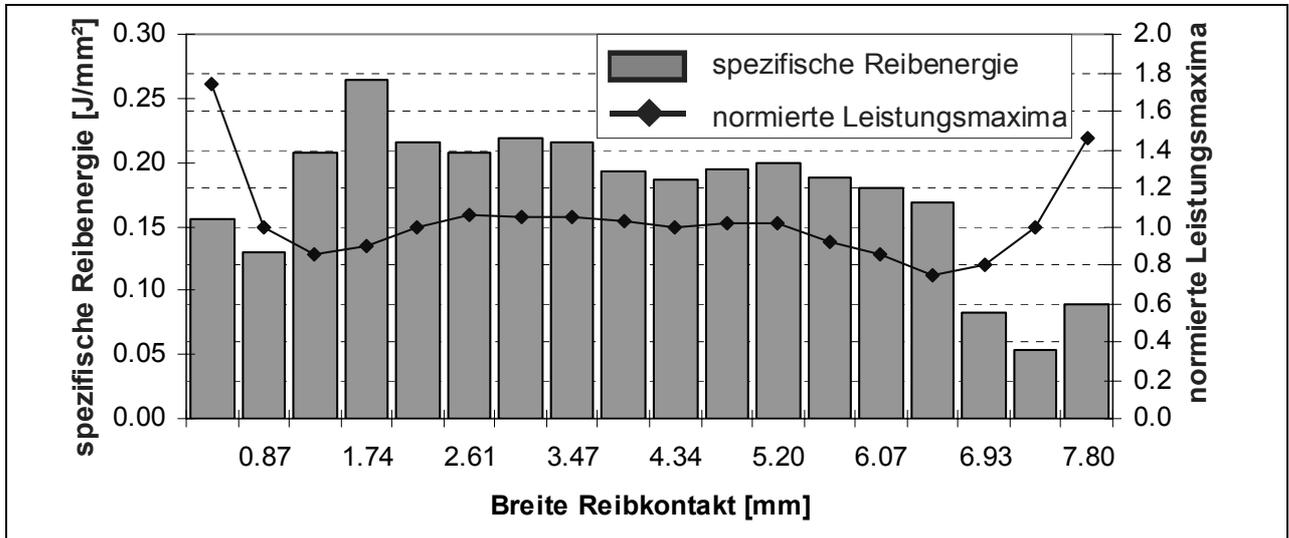


Abbildung 52: Reibenergie pro Schaltvorgang und normiertes Leistungsmaximum über der Reibkontaktbreite

Dieser Verlauf ergibt sich mit nur minimalen Unterschieden für beide Geometrien; die Bereichspreizung fällt zudem deutlich niedriger aus als z.B. bei der Flächenpressungsverteilung. Zusätzlich lässt sich die für den Verschleiß wichtige Spitztemperatur, deren Verteilung aus den lokalen Leistungsmaxima abschätzbar ist, berücksichtigen. Dabei werden die Kanten des Reibbelages wieder stärker belastet, so dass insgesamt von einer annähernd gleichmäßig über der Ringbreite verteilten Beanspruchung ausgegangen werden kann.

Für das 3D-Modell wird daher keine Modifikation der Reibflächengeometrie hinsichtlich Einlaufeffekten vorgesehen und auch weiterhin von einem gleichmäßig über der Breite verteilten Leistungseintrag ausgegangen.

#### 6.4 Aufbau des 3D-Modells

Die Geometrie des 3D-Modells wird durch Extrusion der vernetzten 2D-Geometrie erzeugt, so dass eine ausschließliche Vernetzung mit quaderförmigen, nicht degenerierten Elementen sichergestellt werden kann. Es ergibt sich eine über den Umfang äquidistante Netzteilung, aus der durch weitere Extrusionen die Verzahnungen gebildet werden.

Durch die Verwendung von Elementen mit zusätzlichen Knoten auf den Elementkanten entstehen aus den 4-Knoten-Viereckelementen der Ausgangsfläche im 3D-Modell 12-Knoten-Hexaeder mit gekrümmten Kanten in Umfangsrichtung. Diese Art der Netzsteuerung ermöglicht eine gleichmäßige Modellierung der Kontakte, was sich positiv auf die Iterationsstabilität und die Aufbringung der thermischen Lasten auswirkt.

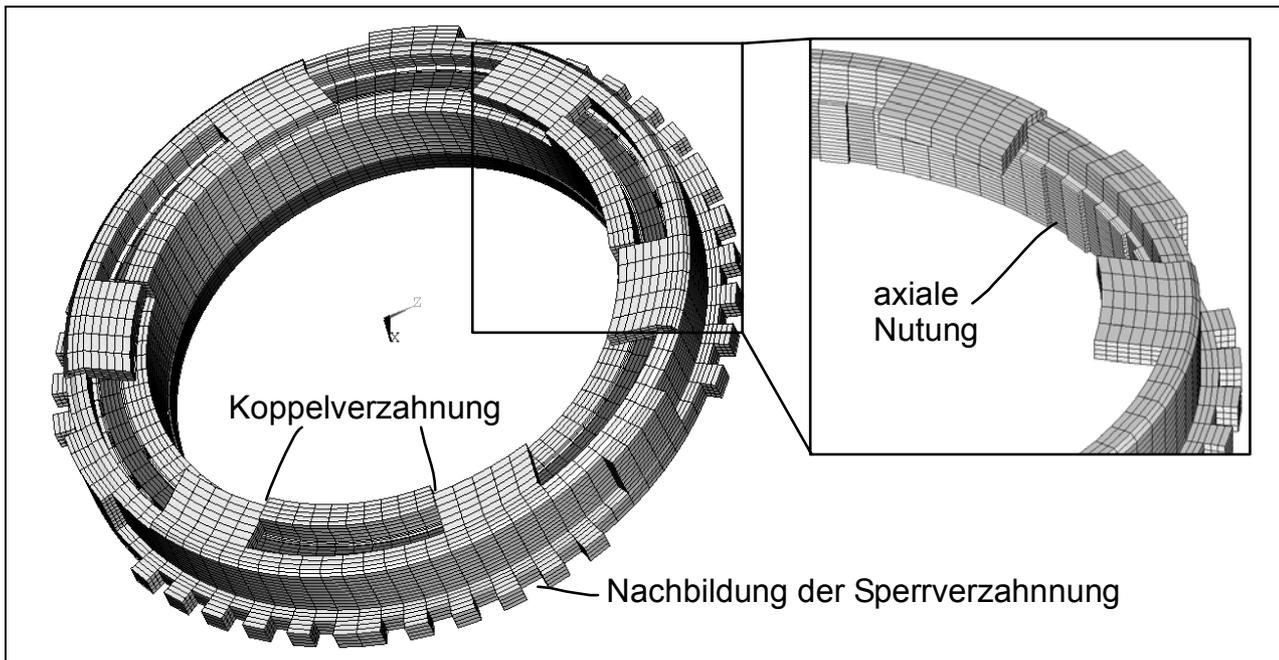


Abbildung 53: Vernetztes 3D-Modell

Wie in Abbildung 53 dargestellt, wurden bei der Modellerstellung die Koppelverzahnung zwischen Innen- und Außenring sowie die Sperrverzahnung und die Indexierung am Außenring berücksichtigt. Zusammen mit einer Darstellung der axialen Nutung der Reibkontakte können Einflüsse durch eine über dem Umfang ungleichmäßige Steifigkeit der Ringe auf die Verteilung der Flächenpressung untersucht werden, was im 2D-Modell nicht möglich ist. Zusätzlich ist noch die in der Abbildung nicht erkennbare Verzahnung am Zwischenring modelliert, sowie der Teil des Losrades.

Die Generierung der Kontakte erfolgte wie schon beim 2D-Modell zwischen der Planfläche des Losrades und dem Innenring, dem Innenring und dem Zwischenring sowie dem Zwischenring und dem Außenring. Zusätzlich wurden Kontakte zwischen Außen- und Innenring an den Berührstellen der Koppelverzahnung erstellt. Die verwendeten Kontaktelemente berücksichtigen bei der Kontaktidentifikation die Mittelknoten (auch wenn sie hier keine Ergebnisse ausgeben), so dass ein polygonartiger Effekt in Umfangsrichtung vermieden wird.

Die vorliegende Vernetzung mit ca. 109.000 Knoten schöpft wie bereits beschrieben die Grenzen der zur Verfügung stehenden Kapazitäten aus. Eine wesentliche Verbesserung des Diskretisierungsfehlers wäre nur bei einer Verdoppelung der Vernetzungsdichte in Umfangsrichtung zu erwarten, dies vervierfacht nahezu den Ressourcenbedarf bei noch weiter steigender Berechnungszeit wegen Überschreitung systemspezifischer Grenzen der Adressierungsbereiche des Speichers. Das angewandte Modell weist für die vollständige Analyse einer Lastkonfiguration einen Umfang von ca. 19 Tflop auf.

Eine weitere Einschränkung ergibt sich auch aus der Wahl der Elementfreiheitsgrade. Durch die Beschränkung auf die Kombination aus thermischer Analyse mit mechanischer Berechnung in getrennten, aber von der Vernetzung und Materialbedingungen identischen Modellen kann für die jeweiligen Ansätze der Ressourcenbedarf unterkritisch gehalten werden. Die Verwendung

von sog. Multiphysik-Elementen, die neben mechanischen noch thermische, elektrische und magnetische Freiheitsgrade enthalten können, vergrößert den Speicherbedarf in diesem Fall ungefähr um das 4-fache.

Die Berechnung würde damit um ein Vielfaches länger als bei dem gewählten seriellen Ansatz dauern, unabhängig von der Iterationsproblematik (die Verknüpfung von mechanischer und thermischer Berechnung in einem Modell fügt eine weitere Iterationsebene hinzu; die ohnehin schon kritische Modellierung mit mehreren Kontakten und durch die Kegelgeometrie bedingte Querverschiebung im Kontakt führen zu einer sehr empfindlichen Konfiguration, die nicht allgemein lösbar, sondern von absoluten Kennwerten abhängig ist. Damit wäre die Wahl der Axialkraft begrenzt bei gleichzeitig so groben Konvergenzbedingungen, dass sich der Vorteil dieser Methode gegenüber dem seriellen Ansatz aufhebt).

#### 6.4.1 Materialeigenschaften

Auch beim 3D-Modell werden basierend auf den Werten des 2D-Modells z.T. orthotrope Materialeigenschaften genutzt, um Diskretisierungseffekte der Geometrieerstellung auszugleichen und das Modell realistischen Bedingungen anzunähern.

Die Änderung des thermischen Ausdehnungskoeffizienten in axialer Richtung für die Ersatzflächen wurde übernommen. Da die Rotation des Zwischenringes gegenüber Innen- und Außenring nicht kontinuierlich abgebildet werden kann, wird dieses Verhalten durch eine Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit des Stahles in Umfangsrichtung ausgeglichen, so dass die Temperaturschleppgeschwindigkeit der mittleren Gleitgeschwindigkeit entspricht und damit der ausgleichende Effekt bei lokalen Temperaturerhöhungen in Umfangsrichtung nachgeahmt wird.

Wichtig ist zudem die Definition der Reibwerte. An den Kontakten der Koppelverzahnung wird die Reibung als isotrop angenommen, da keine eindeutige Bevorzugung einer Richtung der Relativbewegung vorliegt. Hingegen tritt an dem Planflächen- und den Kegelkontakten eine Abhängigkeit von der Richtung auf. In der 2D-Analyse wurde ein sehr kleiner Reibwert eingesetzt, der bei diesem Modell nur in axialer Richtung wirkt und berücksichtigt, dass durch die Rotation der Reibungsvektor in Umfangsrichtung ausgerichtet ist und damit während des überwiegenden Teils der Schaltung die Komponente in axialer Richtung vernachlässigbar ist. Würde man dieses auf das 3D-Modell übertragen, käme es zu einem Durchrutschen in Umfangsrichtung. Die Anwendung eines dem Moment entsprechenden isotropen Reibwertes würde aber wiederum das Aufschieben der Ringe behindern und zu einer wesentlich anderen Flächenpressungsverteilung in den Kontakten führen. Gelöst wird diese Problematik durch einen orthotropen Reibungsansatz, der es ermöglicht, den Reibwert in Umfangsrichtung groß genug für ein stabiles Iterationsverhalten bei Momentbeanspruchung zu definieren und gleichzeitig in axialer Richtung das Aufschieben nur unwesentlich zu behindern.

### 6.4.2 Randbedingungen und methodische Variation

Die Randbedingungen des Modells bauen auf denen des 2D-Modells auf; die spezifischen Erweiterungen des 3D-Modells sind:

- Festlegung der dem Kontakt gegenüber liegenden Fläche des Losradvolumens zusätzlich zur axialen Richtung noch in Umfangsrichtung und auch in radialer Richtung, weil sonst ein „Driften“ dieser Komponente durch numerische Abweichungen der Kontaktkräfte nicht ausgeschlossen werden kann. Diese zusätzliche Versteifung des Modells ist aber wegen der deutlich größeren Steifigkeit des Losrades gegenüber den Ringen und der durch den Kontakt ermöglichten Verschiebbarkeit zwischen Innenring und Losrad zulässig.
- Festlegung des Innenringes an der Verzahnung in Umfangsrichtung. Die Festlegung erfolgt pro Zahn an nur einem Knoten, um Versteifungen zu vermeiden.
- Aufbringung der Axial- und Umfangskräfte an den Mittelknoten der Sperrverzahnung.
- Die thermischen Randbedingungen hinsichtlich der Konvektion wurden beibehalten. Bei der Wärmeeinleitung im Kontakt wurde die durch die Axialnutung verringerte Umfangsfläche kompensiert. An den Kontakten der Koppelverzahnung wird keine Wärme eingebracht, da hier eine sehr niedrige Gleitgeschwindigkeit verglichen mit den Kegelreibflächen auftritt.

Die Struktur des Modells erlaubt die Aufbringung von Randbedingungen, die sich dem realen Einsatzfall und den in den Versuchen untersuchten Kombinationsalternativen annähern. Die Möglichkeiten der Modellbeeinflussung sind bei Änderung der Bauteilgeometrien beliebig groß. Hier wird, um auch eine Vergleichbarkeit zu den Versuchen zu ermöglichen, nur eine Variation der Lastaufbringung, der Verschiebungsfreiheitsgrade und der Kontakteigenschaften vorgenommen. Der in Abbildung 54 dargestellte morphologische Kasten zeigt eine Übersicht über die wählbaren Möglichkeiten der Modellvariierung.

Eine Eigenschaft des Modells sind die Kontakte zwischen den Koppelverzahnungen des Innen- und Außenrings. Diese können als gleichmäßig verteilt tragend (3 Kontakte) angenommen werden (Idealfall, grau hinterlegt dargestellt); alternativ ist die Reduzierung auf zwei bzw. nur einen Kontakt möglich, was bedeutet, dass die Übertragung des Koppelmomentes zwischen Außen- und Innenring nur über zwei bzw. eine Verzahnung erfolgt.

Ähnliches gilt für die Wahl der Verschiebungsrandbedingungen an der Verzahnung des Zwischenringes, die der Momenteinleitung in das Losrad dient, und bei der ebenfalls die Möglichkeit besteht, das Tragverhalten der Verzahnung auf einen Teil der sechs Zähne zu reduzieren. Hier sind noch weitere Spezifizierungen hinsichtlich der Gleichmäßigkeit der Verteilung des Tragverhaltens auf dem Umfang möglich, daher wird zunächst mit gleichmäßigen Verteilungen bei den Varianten 3, 4 und 5 gerechnet und das asymmetrische Verhalten aus den Varianten 2 und 6 abgeschätzt.

Eigenschaft		Variante					
		1	2	3	4	5	6
<b>Kontakt</b>	Koppelverzahnung:	3 Kontakte	2 Kontakte	1 Kontakt			
<b>DOF</b>	Verzahnung Zwischenring:	6 Kontakte	5 Kontakte	4 Kontakte	3 Kontakte	2 Kontakte	1 Kontakt
<b>Kraft</b>	Kraftverteilung Sperrverzahnung:	360 °	180°	Selektiv 2x 180°	Selektiv 3x 120°	Selektiv 4x 90°	
<b>Last</b>	Schaltkraft	600 N	390 N	800 N			
<b>Charakter</b>	Schaltkraftcharakteristik	constant	progressiv	degressiv			

Abbildung 54: morphologischer Kasten mit Varianten zur Modellbeeinflussung, grau hinterlegt der Idealfall

Die Einleitung der Schaltkraft und damit verbunden des Moments an der Sperrverzahnung wird im Idealfall gleichmäßig auf den Umfang verteilt angenommen. An dieser Stelle sind deutlich mehr Variationen als in den vorherigen Fällen denkbar. So könnte die Lastaufbringung an jedem einzelnen Zahn in Relation zu den restlichen verändert werden, was aber auch auf Grund der nicht exakten Modellierung in diesem Bereich nicht weiter verfolgt wird. Zunächst wird daher neben dem Idealfall nur der Fall betrachtet, dass die Last nur auf einer Hälfte (180°) der Verzahnung oder regelmäßig über den Umfang verteilt (selektive Lastaufbringung mit jeweils einigen tragenden zwischen nicht belasteten Zähnen) aufgebracht wird. Eine weitere Möglichkeit wäre eine harmonische Lastaufbringung durch Beschreibung der Lastverteilung durch Fourierreihen. Da diese aber zumindest bei beschränkter Ordnung einen Zwischenwert im Bereich der gewählten Extrema der gleichmäßigen Lastaufbringung und der selektiven Last auf 4x 90° bedeuten, werden zunächst nur die oben angesprochenen Varianten gerechnet.

Da, wie schon gezeigt, die Kontaktberechnung einen nichtlinearen Zusammenhang zwischen Lasten und Flächenpressung ergeben kann, werden die Modelle zusätzlich bei verschiedenen Lasten gerechnet. Dabei wird der gewählten Axialkraft ein Reibmoment zugeordnet, welches dem bei der Modellierung eingesetzten Reibwert abzüglich einer Sicherheit zur Rechenstabilität entspricht. Kombinierbar ist dieses mit der Charakteristik der Axialkraft über der Schaltzeit mit den schon beschriebenen Ausprägungen.

Insgesamt würden sich so bei voller Ausnutzung der Matrix 810 mögliche Variationen ergeben, so dass im Sinne der statistischen Versuchsplanung ähnlich der *Taguchi*-Methode vorgegangen wird. So wird jede Variantenreihe zunächst nur stichprobenartig gerechnet, um anschließend die

Faktoren mit den stärksten Einflüssen gezielter zu untersuchen. Die Auswahl erfolgt durch übergeordnete Erfahrung mit Synchronisierungen.

### 6.5 Zielformulierung und Auswertemethoden

Ziel der Analysen ist eine Kennwertbildung der Flächenpressungsverteilung und weniger die absoluten Werte der jeweiligen Spezialfälle. Diese Werte werden nur bei dem direkten Vergleich mit Messergebnissen ermittelt. Daher stellen die dargestellten Ergebnisse im Allgemeinen nur die Abweichung von einem Ausgangswert, z.B. die Temperaturerhöhung gegenüber der Systemtemperatur zu Beginn der Schaltung dar. Die absoluten Werte für die Flächenpressungen entsprechen nicht exakt der Realität, da sie unter der Annahme einer ideal kegelligen Geometrie ermittelt werden und damit ausgleichende Effekte durch Einlaufverschleiß nicht betrachtet werden (dies ist wie bereits beschrieben notwendig um die Kapazitätsgrenzen der Modellkomplexität einzuhalten, mehrere Iterationsebenen einzusparen und die Berechnung damit wirtschaftlich zu halten).

Es wird daher eine Methode entwickelt, um aus den nativen Ergebnissen der FE-Berechnungen Anhaltswerte für das Verhalten des realen Systems zu erhalten. Es wird dabei davon ausgegangen, dass die schon beim 2D-Modell ermittelten Ungleichmäßigkeiten des Energieeintrages in axialer Richtung im 3D-Modell ebenfalls und noch mit einer zusätzlichen Dimension (Umfangsrichtung) auftreten. Während beim 2D-Modell vermutet werden kann, dass durch eine betragsmäßig kleine Geometrieänderung eine Angleichung stattfindet, gestaltet sich dieses beim 3D-Modell komplizierter. Neben den Kanteneffekten in axialer Richtung treten diese nun auch in Umfangsrichtung auf; zusätzlich erhöht sich die Komplexität der Verformung der Ringe. Es trat bisher nur Stülpen und Wölben auf; in dem 3D-Modell sind außerdem noch unterschiedliche Verformungen in Umfangsrichtung und in verschiedenen Ebenen zu erwarten. In Abbildung 55 ist dies am Beispiel eines vereinfachten Außenringes stark vergrößert für vier Fälle dargestellt. Die Verformung in Umfangsebene ist hier für die 2te Ordnung gezeichnet; hinzu kommen Kippen, Biegung und Torsion um radiale Achsen, wobei ebenfalls höhere Ordnungen und Kombinationen auftreten können. Diese Verformungen ändern die Kontaktgeometrie und damit die Flächenpressungsverteilung.

Zudem tritt in der Realität eine Relativbewegung zwischen dem Zwischenring und dem gekoppelten System aus Innen- und Außenring auf (da während des Synchronisiervorganges keine Momentumkehr auftritt, erfolgt auch kein Anlagewechsel in der Koppelverzahnung). Da explizit das Verhalten in Umfangsrichtung untersucht werden soll, kann dies nicht vernachlässigt werden, ist aber gleichzeitig schwierig in einem FE-Modell abzubilden, da große relative Verschiebungen in Kontakten den Rechenaufwand deutlich erhöhen. Daher werden alle Berechnungen für mehrere Positionen des Zwischenringes gerechnet, zwischen denen dann interpoliert werden kann.

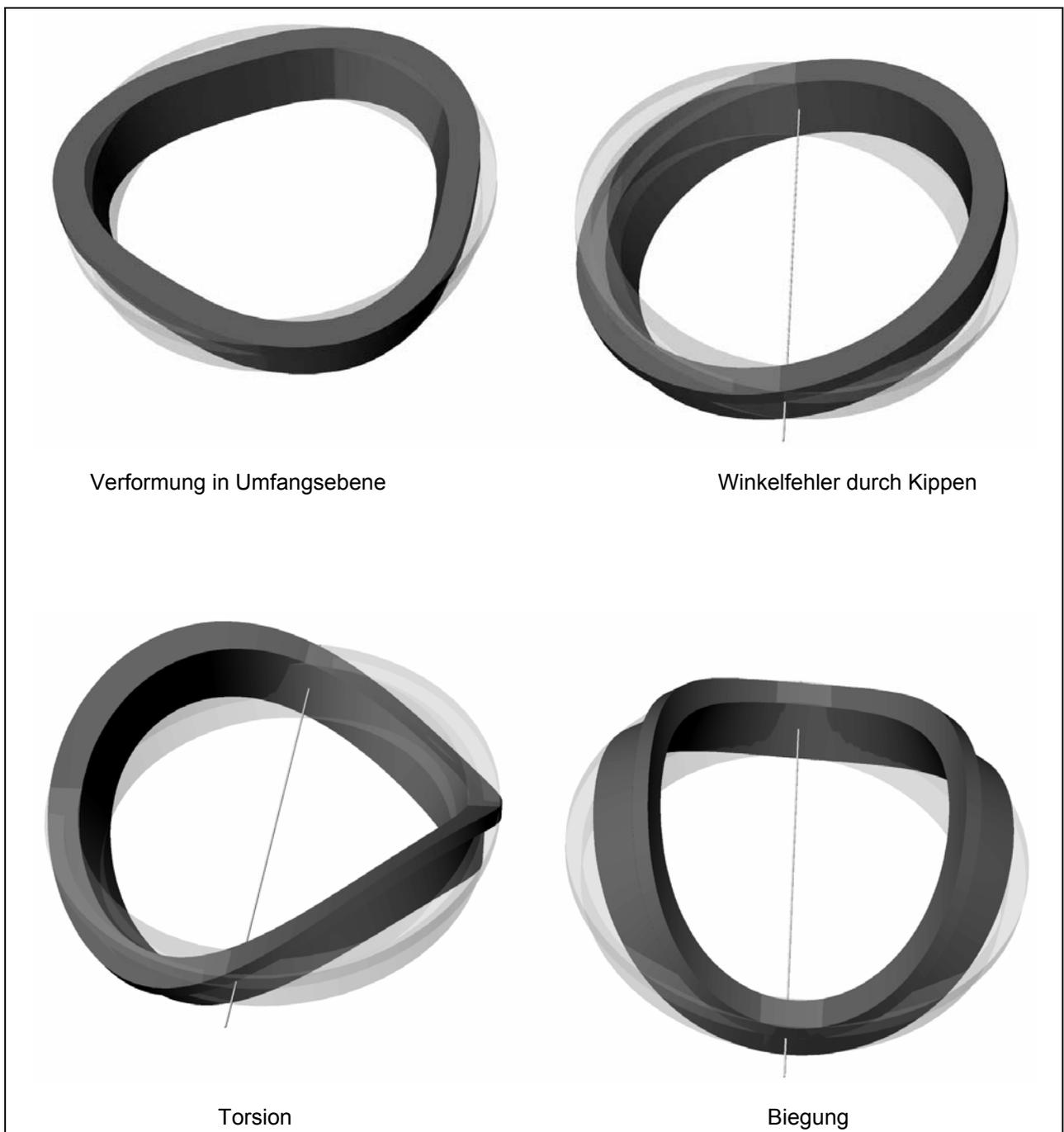


Abbildung 55: verformungsbedingte Abweichungen eines Synchronringes von der idealen Geometrie

Zusammenfassend lässt sich damit die Dimensionalität der Rechenergebnisse wie in Abbildung 56 dargestellt beschreiben. Die Flächenpressung und Temperaturverteilung liegen als Ergebnisse abhängig von den Ortskoordinaten Umfangsrichtung und Achsrichtung vor. Gleichzeitig ändern sie sich während eines Schaltvorganges mit der Rutschzeit. Da die Position des Zwischenringes für jeden Schaltvorgang zufällig ist und damit zwar während einer Schaltung von der Rutschzeit abhängt aber nicht für alle Schaltvorgänge fest zugeordnet werden kann, stellt die Position ebenfalls eine Variable vergleichbar mit der Rutschzeit dar.

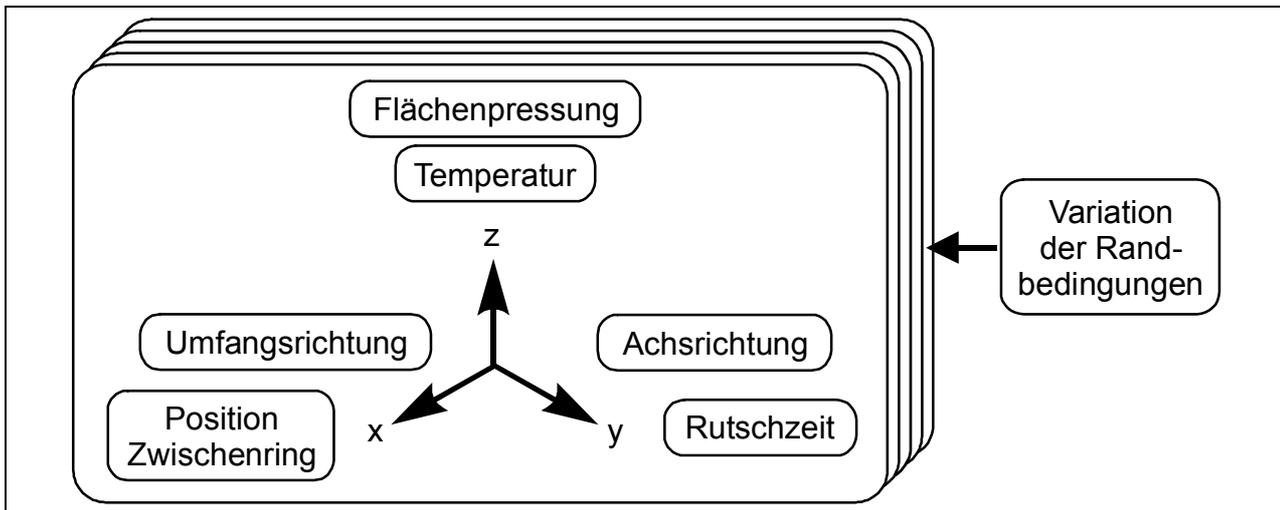


Abbildung 56: Dimensionalität der Ergebnisse

Die Bezugsgrößen der Ergebnisse sind damit bereits 4-dimensional, so dass jeweils für Flächenpressung und Temperatur 5-dimensionale Darstellungen notwendig wären. Es besteht somit die Notwendigkeit einer dimensional Reduktion, um eine Vergleichbarkeit bei einer Variation der Randbedingungen zu ermöglichen.

### 6.5.1 Reduktionsansatz

Da, wie bereits beschrieben, die Kontaktergebnisse aufgrund vereinfachender Annahmen für die Geometrie nicht exakt sind, kann eine Verbesserung der Ergebnisqualität durch Differenzbildung bei Variation der Parameter erreicht werden. Da davon ausgegangen werden kann, dass die Abweichung von den realen Werten einen konstanten Anteil besitzt, sind die Abweichungen der Differenzen der fehlerbehafteten Werte von den Differenzen der realen Werte kleiner als die Abweichung der Absolutwerte. In diesem Fall bedeutet dies, dass z.B. die Analyseergebnisse keine ausgeglichene Flächenpressungsverteilung zeigen, welche theoretisch durch aufwendige Geometrievariationen erreichbar wäre, aber unrealistisch ist, da sie nie ganz proportional zur Kraft sein kann und die Kraft im realen Schaltungsverlauf nicht konstant ist. Solange aber der Verschleißmechanismus nicht exakt beschrieben werden kann, und die Verschleißrate als nicht direkt und ausschließlich proportional zur Flächenpressung angenommen wird, ist auch im eingelaufenen, realen Schaltungsfall nicht von einer gleichmäßigen Flächenpressung auszugehen. Die errechneten lokalen Überhöhungen wären damit nicht mit der berechneten, absoluten Amplitude, sondern eher tendenziell vorhanden. Werden nun die Schwankungen der Flächenpressung zwischen den Lastschritten als Quotienten berechnet, darf von einer weiteren Verringerung des Fehlers ausgegangen werden.

Die Annahmen zum Einlaufverhalten gehen davon aus, dass bei hoher lokaler Belastung an diesen Stellen Verschleiß auftritt, der zu einer Verringerung der Belastung führt. Da die Belastung aber von der in das System eingeleiteten Energie abhängt, werden die vorher weniger beanspruchten Bereiche jetzt stärker belastet. Betrachtet man nur die Lastverteilung in 2D-Modellen, so kann, wenn eine Geometrie Anpassung an die Belastung erfolgt, ein Zustand optimaler Verteilung erreicht werden. Im 3D-Modell wird aber die Lastverteilung in Umfangs-

richtung mit berücksichtigt, deren Varianz nicht ausschließlich durch eine Geometrieangepassung auszugleichen ist. Es können immer wieder neue Bereich in Kontakt kommen und damit Hotspots in Umfangsrichtung weiterwandern, da die Verformungen der Ringe über dem Verdrehwinkel Schwankungen unterliegen. Diese werden mit der genannten Quotientenbildung beschrieben, womit aus einer gewichteten Produktbildung der örtlich aufgelösten Werte für Flächenpressung, Gleitgeschwindigkeit und Temperatur eine Häufigkeitsverteilung eines Belastungskennwertes bestimmt werden kann, die für einen Schaltvorgang gilt. Damit wird die Ergebnisdarstellung auf die 2-Dimensionalität beschränkt, so dass Ergebnisse über einen Parameter der Variation der Randbedingungen dargestellt werden können und ein einfacher Vergleich mit Messwerten möglich ist.

## 6.6 Berechnungen mit dem 3D-Modell

### 6.6.1 Darstellungsmöglichkeiten und Einflussgrößen

Es werden zunächst die Einflüsse der Eingabegrößen und Modellannahmen an Beispielen erläutert. Die Analyseergebnisse können vom FE-Programm standardmäßig durch farbliche Zuordnung des Wertes an den entsprechenden Koordinaten des Modells ausgegeben werden. Diese Art der Darstellung ist üblich und ermöglicht eine einfache Identifizierung z.B. hoch belasteter Bereiche. Zur Betrachtung der Kontaktergebnisse können diese auch durch eine auf die Kontaktfläche bezogene Darstellung in Zylinderkoordinaten als 3D-Diagramm abgebildet werden (Abbildung 57).

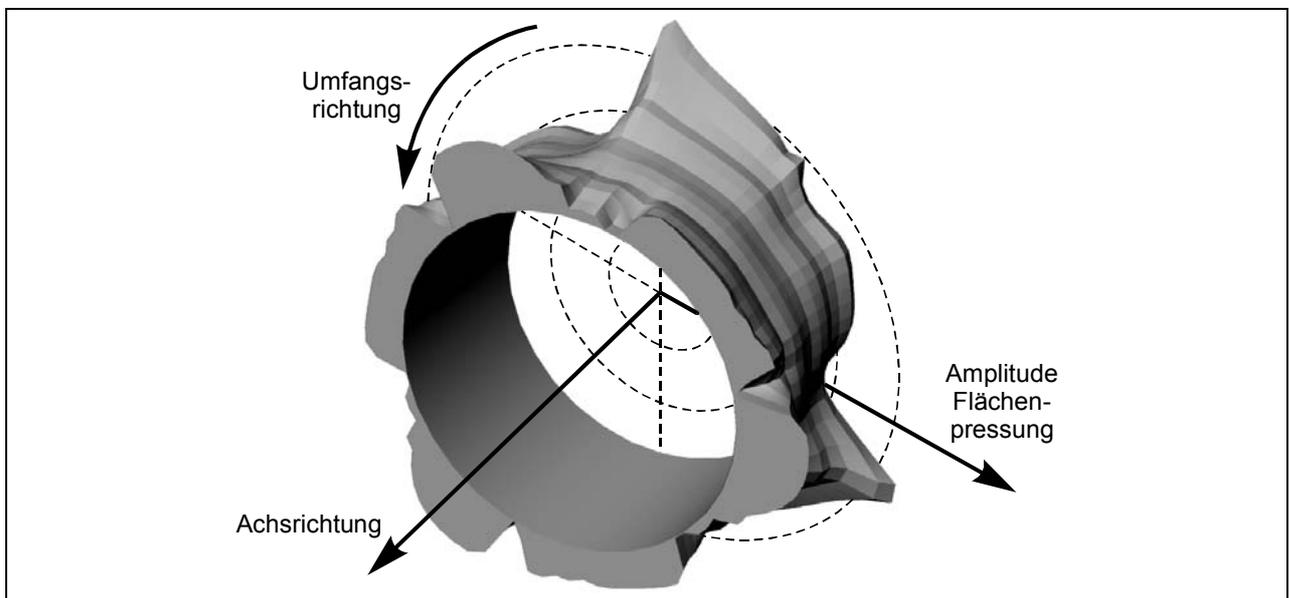


Abbildung 57: Flächenpressungsverteilung über Umfang am Innenring bei Einfluss von Axialkraft und Moment

In dieser Beispielrechnung wurden noch nicht die Axialnutung der Kontaktflächen und der Temperatureinfluss berücksichtigt; trotzdem zeigt sich bereits eine starke Schwankung der Flächenpressung in Umfangsrichtung. Aus dieser Darstellung lässt sich aber noch keine Aussage

ableiten, inwieweit im realen Betrieb durch Einlaufverschleiß eine Vergleichmäßigung eintreten würde.

Durch den Aufbau des Systems ist eine Periodizität der Eigenschaften über  $120^\circ$  gegeben, so dass es ausreicht, die Auswertung auf einen  $120^\circ$  großen Ausschnitt zu begrenzen, so lange die Symmetrie der Randbedingungen ebenfalls unter diese Einschränkung fällt.

In Abbildung 58 wird die Flächenpressung am Außenring „abgewickelt“ in einem kartesischen Koordinatensystem über  $120^\circ$  des Umfangs und die Achsrichtung dargestellt. Die Lücken im Verlauf kommen durch die Berücksichtigung der Axialnutung zustande. Gezeigt ist der Vergleich der Verteilung für einen Lastfall mit 600 N Axialkraft unter Berücksichtigung der thermisch induzierten Dehnungen (Verlauf T) und ohne die Temperatur (Verlauf OT); zusätzlich

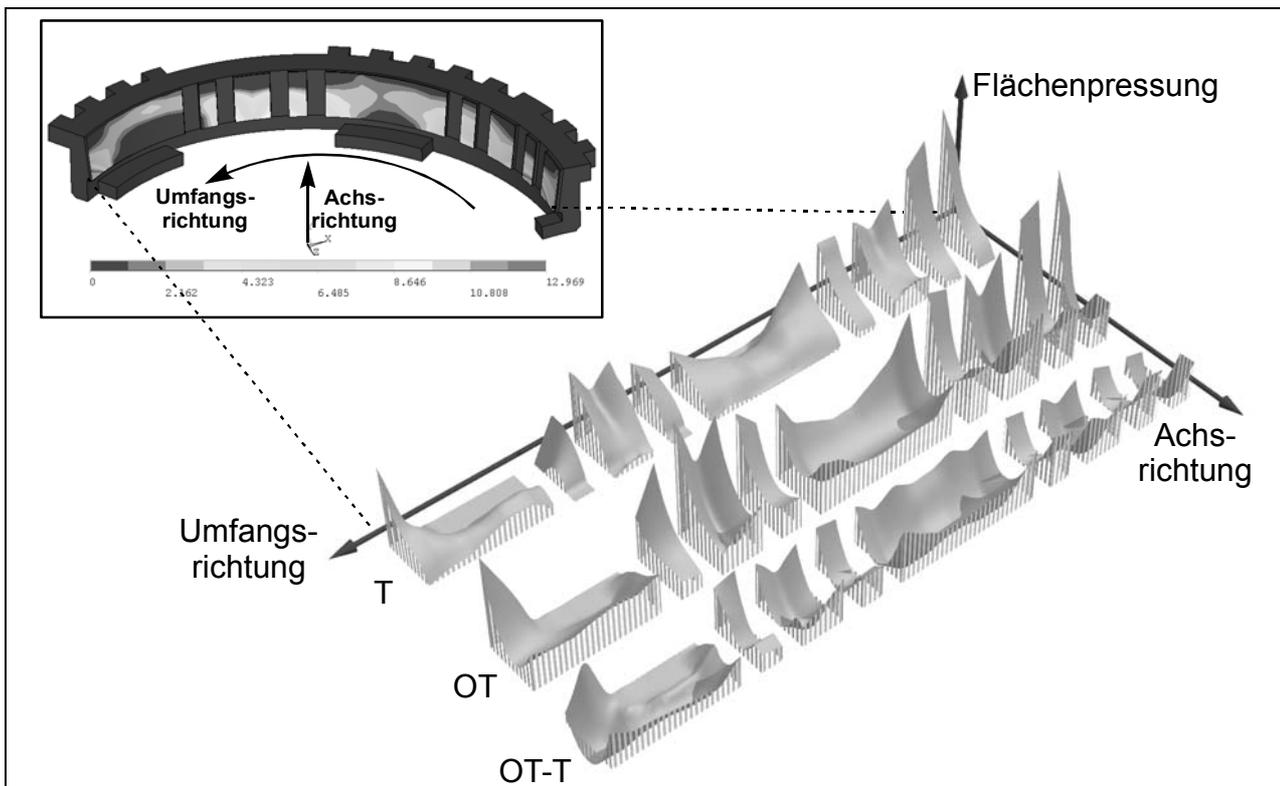


Abbildung 58: Vergleich der Flächenpressung am Außenring mit Berücksichtigung der Temperatur (T) und ohne (OT) sowie Differenz der Ergebnisse (OT-T)

ist noch die Differenz der beiden Verteilungen dargestellt (OT-T). Hieraus wird deutlich, dass das prinzipielle Verhalten der Reduzierung der Kantenpressungen durch Berücksichtigung der Temperatur, das schon im 2D-Modell beschrieben wurde, auch im 3D Modell auftritt. Gleichzeitig bleibt die prinzipielle Charakteristik der Ungleichförmigkeit in Umfangsrichtung erhalten, so dass davon auszugehen ist, dass dieser Effekt stärker von den mechanischen als den thermischen Eigenschaften beeinflusst wird.

Als weiteres Beispiel ist in Abbildung 59 die Flächenpressung und zusätzlich zu Abbildung 58 noch die Temperaturverteilung am Außenring als Ergebnis der Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit des Zwischenringes dargestellt. Der Fall A ist dabei der isotrope Materialzustand, im Fall B wird durch eine Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit des Zwischenringes um mehrere Zehnerpotenzen

eine relative Rotation zum Außenring simuliert. Erwartungsgemäß wird die Temperaturverteilung etwas flacher, besonders die Werte an den Kanten der Kontaktflächen gleichen sich dem durchschnittlichen Niveau an. Die Bandbreite der Temperaturverteilung liegt dabei ca. +20/-40% um Mittelwert des Temperaturanstiegs gegenüber dem Ausgangszustand verteilt vor. Bei einer Schaltung gemäß Abbildung 41 entspräche dies einem Temperaturbereich von ca. 12-24 K.

Die zusätzlich ermittelte Differenz zwischen den Flächenpressungsverteilungen ist hier zehnfach überhöht dargestellt, die Auswirkungen sind damit nicht so eklatant wie die Berücksichtigung des Temperatureinflusses überhaupt. Der damit verbundene Restfehler zu den realen Verhältnissen des Temperatureingleiches in Umfangsrichtung durch die Relativrotation der Ringe wird daher als vernachlässigbar gering eingeschätzt.

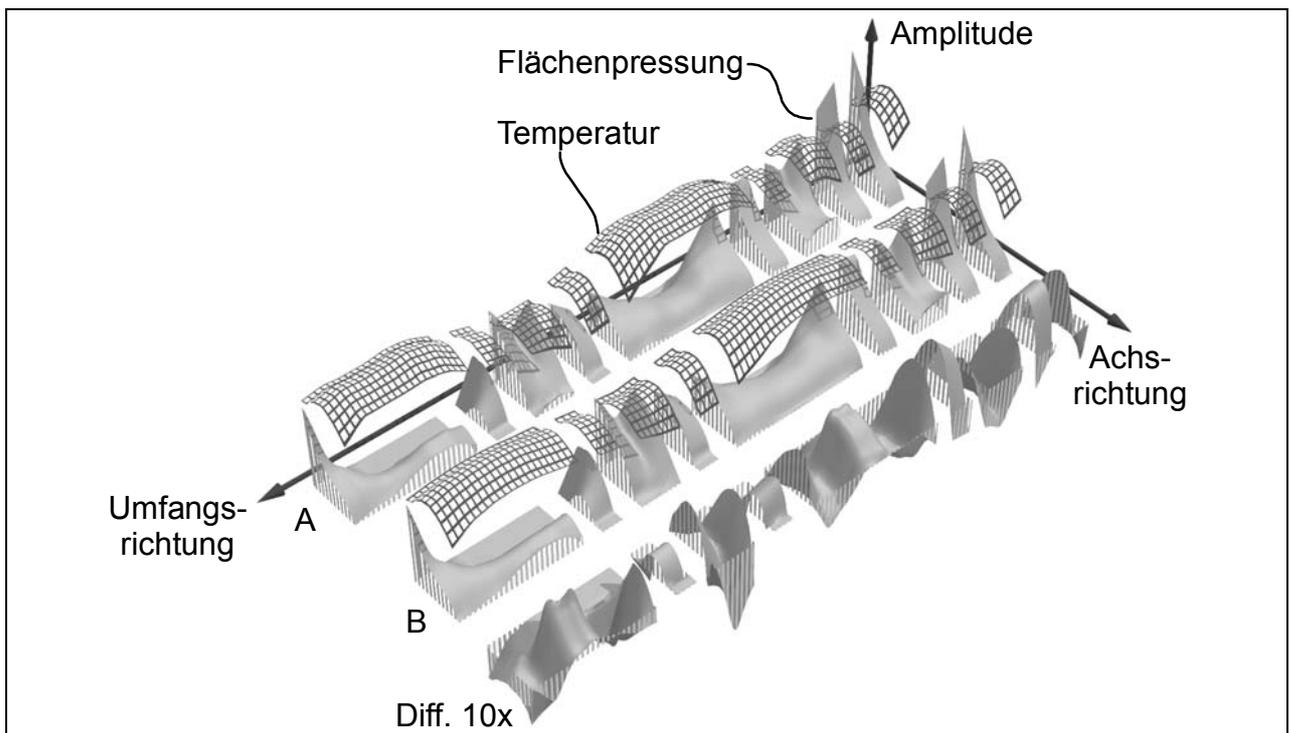


Abbildung 59: Flächenpressung und Temperatur am Außenring bei Variation der Wärmeleitfähigkeit des Zwischenringes in Umfangsrichtung

Des Weiteren wird versucht, die Auswirkungen der Relativrotation auf die mechanischen Eigenschaften des Systems durch eine Berechnung in 20°-Schritten nachzubilden. Dabei sind für die meisten Ansätze drei Varianten (0°-, 20°- und 40°-relative Position Zwischenring zu gekoppelten Innen- und Außenring) ausreichend, da die Verzahnung des Zwischenringes mit einem Winkel von 60° auf dem Umfang verteilt ist.

In Abbildung 60 werden die Flächenpressungsverteilung am Außenring für die drei Positionen und die jeweiligen Differenzen zwischen den Schritten dargestellt. Die Charakteristik der Ungleichförmigkeit in Umfangsrichtung bleibt dabei weiterhin erhalten; sie ist daher eher den Eigenschaften der Innen- und Außenringe und weniger dem Zwischenring zuzuschreiben. Die Differenzen zeigen aber zum Teil deutliche Amplituden, die in den Bereich der mittleren Flächenpressung reichen.

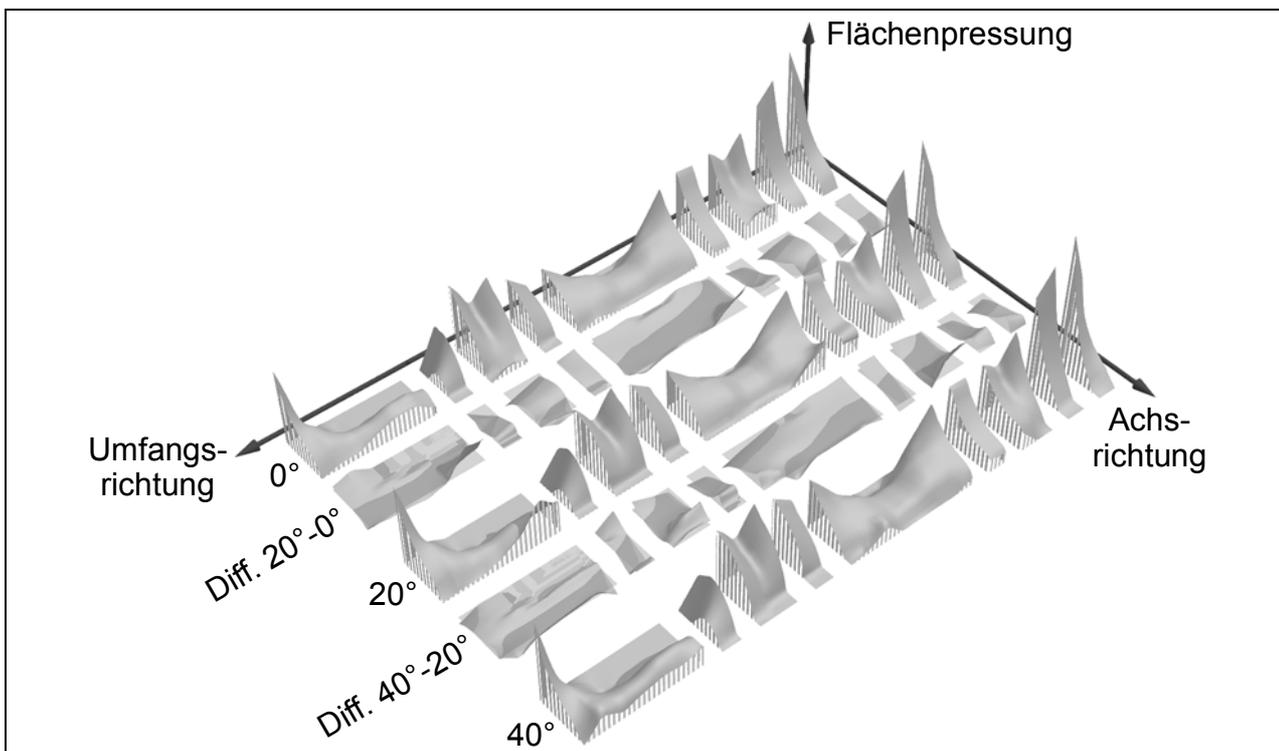


Abbildung 60: Flächenpressung bei 0°, 20° und 40° Relativposition Zwischenring zu Innenring/Außenring sowie Differenz der Verteilungen

In Abbildung 61 sind die Differenzen zwischen den drei Positionen des Zwischenringes für die jeweiligen Flächenelemente dargestellt. Dabei sind zur besseren Unterscheidung die negativen Werte dunkel, die positiven hell und die Nullebene durch eine gepunktet-transparente Fläche wiedergegeben. Es ist dabei eine Art diagonale Struktur zu erkennen, die zweimal innerhalb der dargestellten 120° des Umfangs auftreten und somit durch die sechsmal auf dem Gesamtumfang angeordnete Verzahnung des Zwischenringes verursacht werden kann. Der zyklische Charakter des gewählten Berechnungsansatzes lässt sich hinsichtlich der Ergebnisqualität überprüfen, indem eine Summenbildung der einzelnen Flächenpressungen durchgeführt wird. Damit wird ermittelt, ob sich die positiven und negativen Werte ausgleichen. Für die einzelnen Positionsschritte ist dies nicht notwendig, da in dem wie schon beschrieben stark überbestimmten System die Flächenpressung trotz gleicher Axialkraft unterschiedlich auf Innen- und Außenring aufteilen kann. Die nachfolgende Tabelle zeigt die normierten Summen der positiven und der negativen Werte für die einzelnen Positionsschritte sowie die Gesamtsumme. Die Ermittlung der Abweichung aus positiven und negativen Werten zeigt die Schwankung bei den einzelnen Schritten und das für eine komplexe numerische Analyse gute Gesamtergebnis bei Berücksichtigung der interpolierten Ergebnisse für die Seitenmittenknoten.

	Differenzbildung aus Position			Summe
	20° - 0°	40° - 20°	0° - 40°	
positiv	96,2	98,6	106,0	300,8
negativ	94,8	105,9	98,5	299,2
Abweichung	1,5%	-6,8%	7,6%	0,6%

Werden nur die Eckknoten in der Überprüfung eingesetzt, ergibt sich keine Abweichung der Gesamtsumme mehr, auch wenn die einzelnen Quotienten mit Werten zwischen 3,1-9,94% deutlich größer sind.

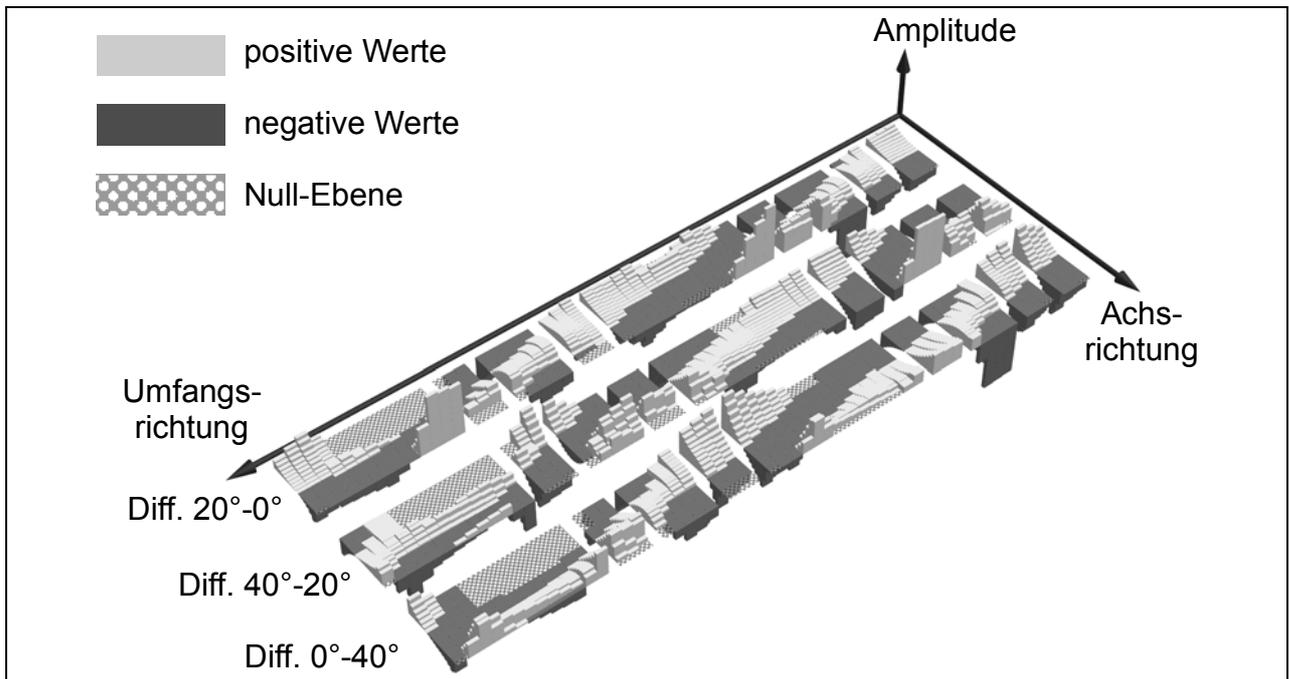


Abbildung 61: Entwicklung der Differenzen zwischen den Flächenpressungen am Außenring bei verschiedenen Zwischenringpositionen

Diese Betrachtung zeigt, dass in den Bereichen der höchsten Flächenpressung bei idealer Geometrie nicht auch unbedingt die höchsten Schwankungen auftreten. Unter der Annahme eines von der Flächenpressung abhängigen Verschleißes bei sonst gleichen tribologischen Bedingungen ist davon auszugehen, dass solange Verschleiß mit entsprechender Änderung der Topographie auftritt, bis eine gleichmäßigere Belastungsverteilung erreicht ist, die keine lokal unterschiedlichen Verschleißkoeffizienten mehr aufweist. Der dafür notwendige Verschleiß wird nur geringen Anteil am Gesamtverschleiß des Systems haben, da für eine unterschiedliche Flächenpressung die Materialdeformationen bei den ermittelten Unterschieden im Sub-Mikrometer-Bereich liegen.

Da die Belastungsspitzen an den Ecken der Kontaktflächen durch die Überlagerung der Stülpungseffekte in axialer Richtung und der Pressungsüberhöhung an den Rändern der Axialnuten in Umfangsrichtung entstehen, sollte dieses eindeutig zu identifizieren sein. Ein Vergleich zwischen der Topographie eines Außenringes im Neuzustand und nach 20.000 Schaltungen ( $800 \text{ N}$ ,  $1200 \text{ min}^{-1}$ ,  $0,1 \text{ kgm}^2$ ) am großen Durchmesser einer Axialnut in Abbildung 62 zeigt eine Verrundung der rechten Erhebung in Umfangsrichtung. Die linke Erhebung weist eine im Rahmen der Messmöglichkeit ähnliche Form in beiden Zuständen auf, so dass die stärkere Geometrieänderung rechts auf die höhere Anfangsbelastung aus der Flächenpressungsverteilung bei idealer Oberfläche hinweist.

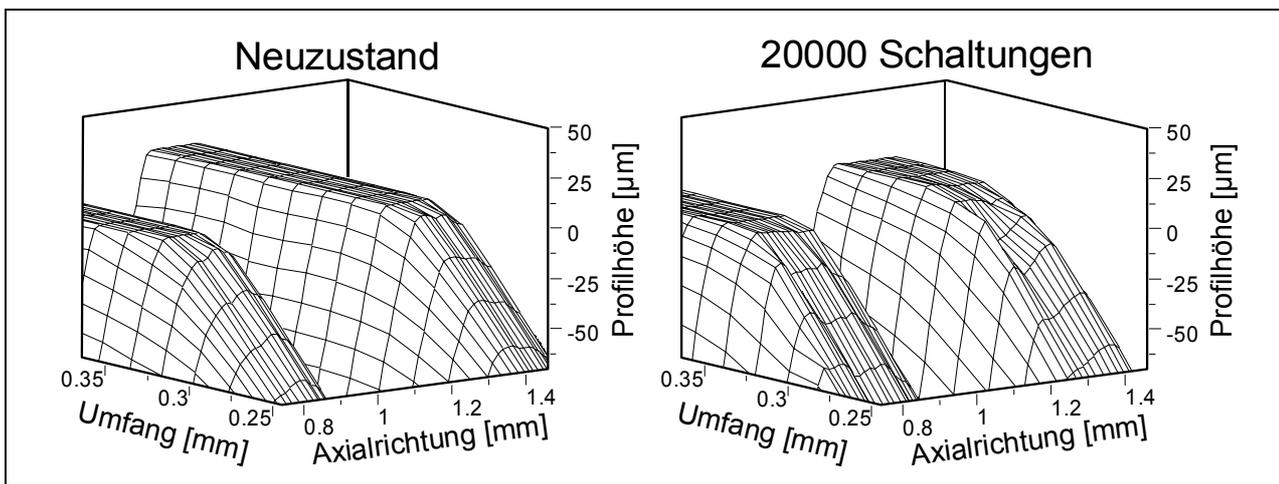


Abbildung 62: gemessene Topographie des Trapezprofils an der Kontaktflächenecke

In Abbildung 63 ist am Beispiel eines Profils der Kontaktfläche des Außenrings in axialer Richtung der Neuzustand und der Zustand nach 20.000 Schaltungen dargestellt. Gut zu erkennen ist die Glättung der Kontaktbereiche; die zu Beginn im Rahmen der Rauheit exakte Kegelform wird zu einer um ca.  $1\ \mu\text{m}$  ballige Geometrie, die einem Gesamtverschleiß von  $40\ \mu\text{m}$  überlagert ist. Auch dieses bestätigt die Annahmen zur Flächenpressungsverteilung.

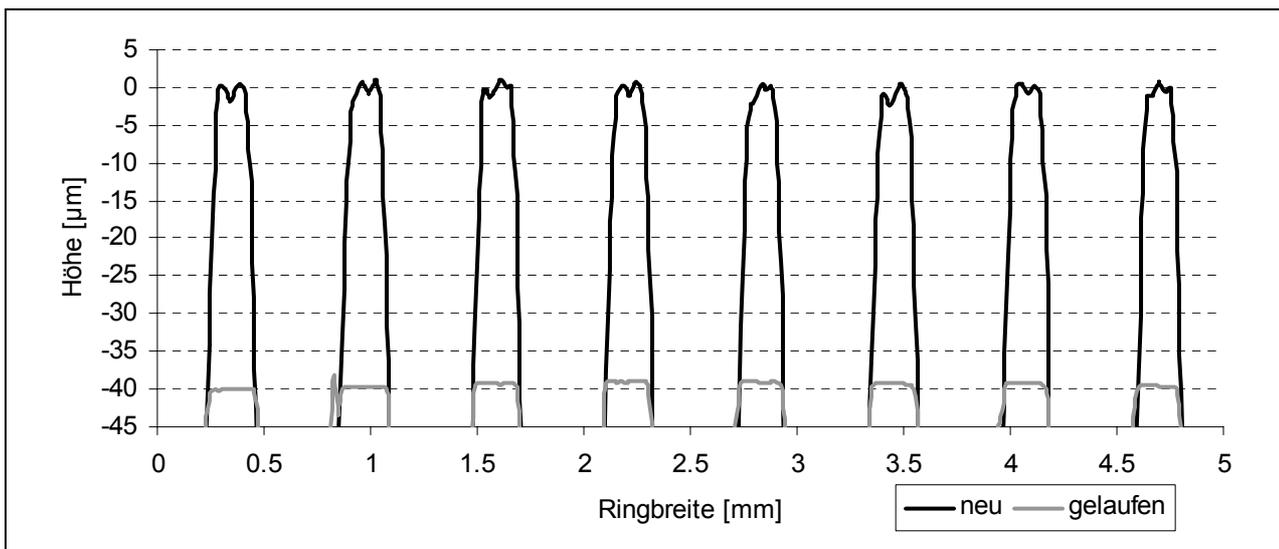


Abbildung 63: Profil in axialer Richtung am Außenring

### 6.6.2 Entwicklung der Ergebnisdarstellung

Um zu einer Darstellung zu gelangen, die den Einlaufverschleiß berücksichtigt, erfolgt nach dem Ansatz der Vergleichmäßigung der Belastung eine Herausrechnung der Flächenpressungsüberhöhungen. Dazu wurde von jedem einzelnen Ergebniswert pro Zwischenringposition der Mittelwert aller drei Positionen subtrahiert und damit die lokalen Schwankungen um die sich einstellende mittlere Flächenpressung berechnet.

Die durch die FE-Analysen vorliegende Datenbasis besteht aus Arrays, in denen nach Knoten  $m$  geordnet die lokalen Flächenpressungen  $p_{FE,w,m}$  mit der Gesamtanzahl  $n$  abgelegt werden.

Pro Lastschritt  $LS$  und pro gerechneter Winkelposition  $w$  des Zwischenrings wird ein Array erzeugt. Das Ergebnis der Datenauswertung nach Gl. 5-1 ist daher je Laststufe ein Array mit jeweils  $n$  Werten in  $w$  Spalten für die egalisierte Flächenpressung.

$$P_{\text{egalisiert},w,m} = P_{FE,w,m} - \left( \frac{1}{w} \cdot \sum_{j=1}^w P_{FE,j,m} \right) + \frac{1}{n \cdot w} \sum_{m=1}^n \sum_{j=1}^w P_{FE,j,m} \quad \text{Gl. 6-1}$$

Der zweite Term der rechten Seite der Gleichung ist der Mittelwert der Flächenpressung am jeweiligen Knoten  $m$  über die Winkelpositionen ( $0^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $40^\circ$ ).

$$\left( \frac{1}{w} \cdot \sum_{j=1}^w P_{FE,j,m} \right)$$

Der letzte Term ist der Mittelwert aller Knoten an allen Winkelpositionen und somit die mittlere Flächenpressung.

$$\frac{1}{n \cdot w} \sum_{m=1}^n \sum_{j=1}^w P_{FE,j,m}$$

Diese Methode der Differenzbetrachtung eliminiert die in der Darstellung der Flächenpressungsverteilung beobachteten Extremwerte, wobei zugrunde gelegt wird, dass diese nach einem Einlauf des Systems durch geringen Verschleiß ausgeglichen werden.

Dabei wird davon ausgegangen, dass ausschließlich die aus Messing bestehenden Innen- und Außenringe verschleifen; ein geringer Verschleiß des Stahl-Zwischenringes ist aber nicht auszuschließen. Dies lässt sich dadurch berücksichtigen, dass das Bezugssystem gewechselt und die Ergebnisse der Positionsveränderung vom Zwischenring aus betrachtet werden.

In Abbildung 64 sind am Beispiel der Verteilung am Außenring die Flächenpressung für die ideale Geometrie und die so egalisierten Werte dargestellt; die Axialnutung wird in der Diagrammerstellung nicht mehr, in der Berechnung aber nach wie vor berücksichtigt.

Gleichzeitig wird der nächste Schritt zur Dimensionsreduzierung durchgeführt und aus den einzelnen Differenzen eine Bandbreite der Abweichungen ermittelt.

In Abbildung 65 ist der Vergleich zwischen den Ergebnissen für die Bezugssysteme Außen- und Zwischenring dargestellt. Es zeigt sich dabei, dass die Amplituden an den Rändern deutlich höher sind als in der Mitte der Reibfläche, gleichzeitig aber in Umfangsrichtung wie erwartet bei beiden Bezugssystemen unterschiedlich verteilt sind. Die maximale Amplitude in diesem Beispiel beträgt beim Außenringbezug  $4,35 \text{ N/mm}^2$ , beim Zwischenringbezug  $2,7 \text{ N/mm}^2$  bei einer mittleren Flächenpressung von  $3,22 \text{ N/mm}^2$ . Diese Werte können so interpretiert werden, dass bei einem mit den zugrunde liegenden Lasten eingelaufenem System die dynamischen Schwankungen der Flächenpressung am Außenring mehr als 70% des mittleren Wertes betragen. Gleichzeitig sind die Werte am Bezugssystem Zwischenring geringer, so dass in diesem Fall keine zusätzliche Belastung entsteht.

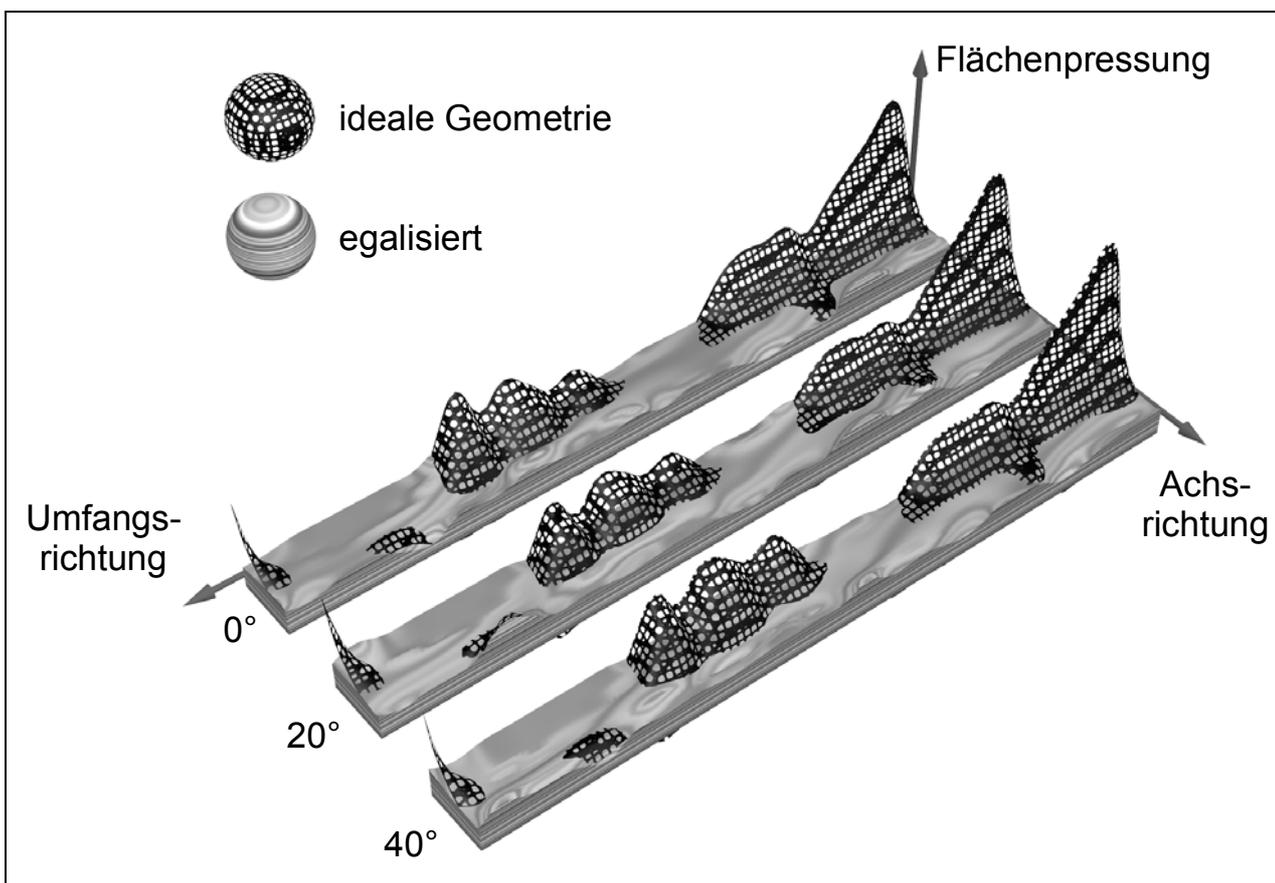


Abbildung 64: Flächenpressungsverteilung am Außenring für ideale Geometrie und egalisierte Werte

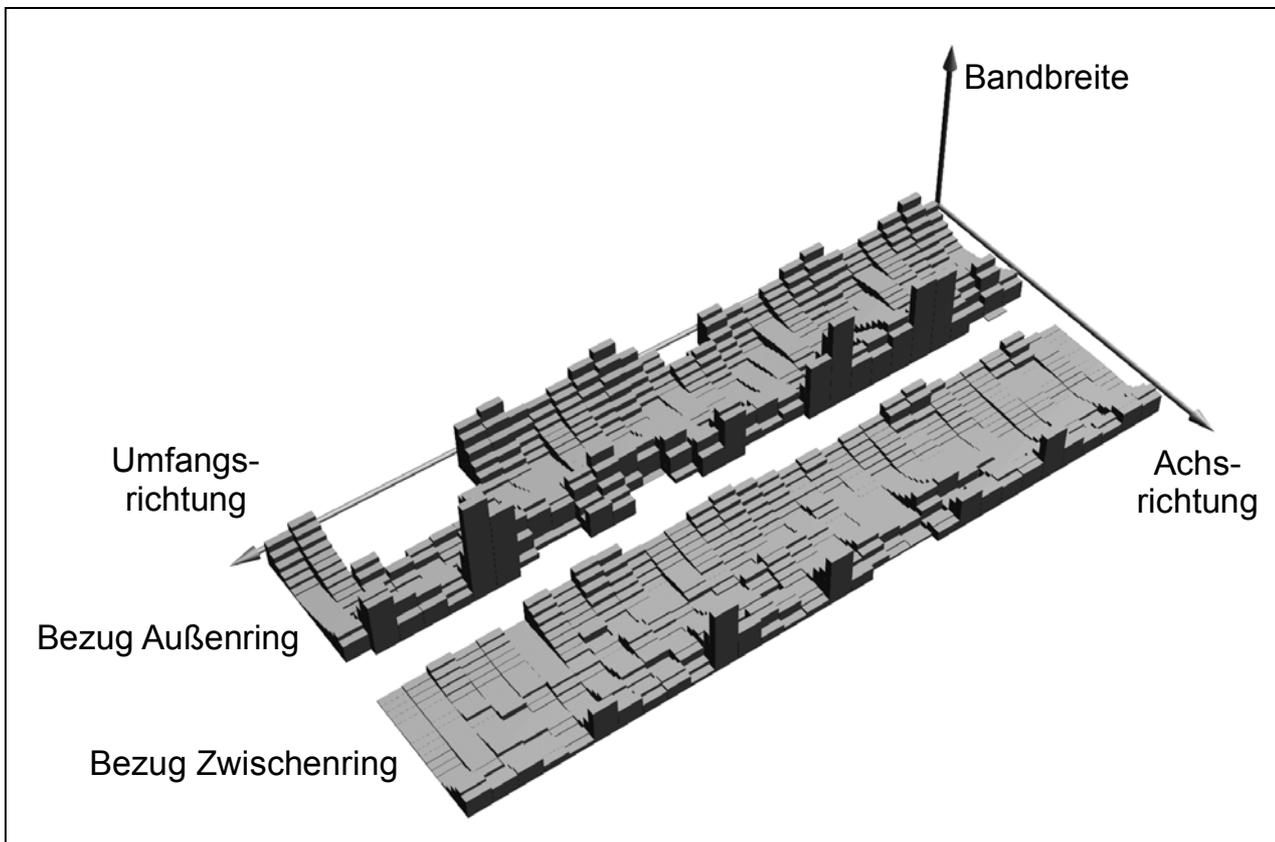


Abbildung 65: Bandbreite der Differenzen der Flächenpressungsverteilung nach Egalisierung für die Bezugssysteme Außenring und Zwischenring

Die Reibwertermittlung im Versuch erfolgt durch Berechnung aus gemessenen Werten für Losradmoment und Axialkraft am Losrad. Damit wird zum einen eine Mittelwertbildung für die Kontakte *Planfläche Losrad – Innenring*, *Innenring – Zwischenring* und *Zwischenring – Außenring* durchgeführt; es findet aber auch eine Integrierung über die Oberfläche statt. Stellt man sich die Reibfläche als in Einzelkontakte aufgeteilt vor, so können nach demselben Prinzip, wie Kräfte und Momente der Kegelflächen addiert werden, auch für die Flächenelemente diskrete Momente angenommen werden. Damit ergibt sich ein lokaler Reibwert pro Flächenelement, dessen gewichtete Mittelwertbildung dem Gesamtreibwert entspräche (Gesamtmoment  $M$ , Reibflächennormalkraft  $F$ , mittlerer Radius  $r$ , mittlerer Reibwert  $\mu$ ):

$$\text{Aus} \quad M = \sum_{i=1}^n M_n = F_N \cdot \mu \cdot r \quad \text{Gl. 6-2}$$

$$\text{mit} \quad M_n = F_{N,n} \cdot \mu_n \cdot r_n \quad \text{Gl. 6-3}$$

$$\text{folgt} \quad \sum_{i=1}^n M_n = \sum_{i=1}^n F_{N,n} \cdot \mu_n \cdot r_n \quad \text{Gl. 6-4}$$

$$\text{Substitution:} \quad \mu = \frac{M}{F_N \cdot r} = \frac{\sum_{i=1}^n F_{N,n} \cdot \mu_n \cdot r_n}{F_N \cdot r} = \sum_{i=1}^n \frac{F_{N,n} \cdot r_n}{F_N \cdot r} \cdot \mu_n \quad \text{Gl. 6-5}$$

Dieses Vorgehen ermöglicht es, das Reibungsverhalten für verschiedene Systemvarianten auf einen einheitlichen Zusammenhang von Reibwert und Flächenpressung zurückzuführen. Es wird angenommen, dass der Reibwert unter anderem von den lokalen Werten für die Oberflächentemperatur ( $\vartheta$ ) und der Flächenpressung ( $p$ ) abhängt (die unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten über der Breite werden wegen des flachen Winkels der Kegelkontakte und dem kleinen Breiten-Durchmesserverhältnis vernachlässigt). Außerdem kann das Kräfteverhältnis in der Summe durch das Verhältnis der lokalen ( $p_{\text{lokal}}$ ) zur mittleren ( $p_m$ ) Flächenpressung ersetzt werden.

$$\mu = \sum_{i=1}^n \left( \frac{p_{\text{lokal}}}{p_m} \cdot \mu(p_{\text{lokal}}, \vartheta_{\text{lokal}}) \right) \quad \text{Gl. 6-6}$$

Durch diese Funktion erhält man für einen Lastzustand die gewünschte eindimensionale Größe, mit der sich das betriebsrelevante Verhalten über den Schaltvorgang beschreiben lässt. Für die praktische Anwendung wäre es aber wünschenswert, die Berechnung des Reibwertverhaltens so zu gestalten, dass nicht eine bekannte Abhängigkeit von Flächenpressung und Temperatur oder die umfangreiche Datenmenge der FE-Analysen vorausgesetzt werden muss. Durch abschnittsweise Linearisierung lässt sich für Fälle mit im Allgemeinen strenger Monotonie, wie es im Fall der Reibwertabhängigkeit von der Flächenpressung gegeben ist, eine ausreichend genaue Lösung erreichen. Durch Ermittlung der Häufigkeitsverteilung der Flächenpressung ergibt sich eine weitere Reduzierung des Umfangs der Ergebnisdarstellung.

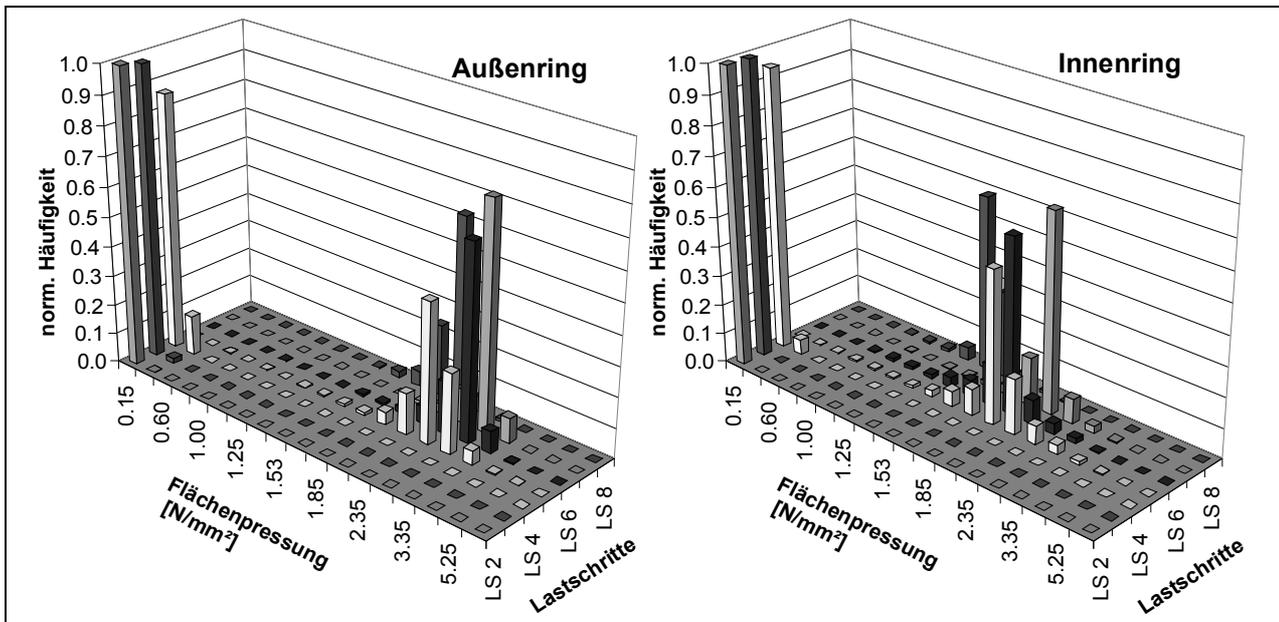


Abbildung 66: Häufigkeitsverteilung der Flächenpressung an Außen- und Innenring über Lastschritte, degressive Charakteristik, 610 N

In Abbildung 66 ist dieses am Beispiel einer simulierten Schaltung mit degressiver Kraftcharakteristik über die Lastschritte für Außen- und Innenring dargestellt. Die ersten beiden Lastschritte beinhalten die Vorsynchronisierung, die hier auftretenden egalisierten Flächenpressungen übersteigen nicht die erste Klassengrenze von  $0,3 \text{ N/mm}^2$  (an der Achse sind die mittleren Werte der Klassen aufgetragen). Der degressive Kraftverlauf lässt sich an den weiteren Lastschritten nachvollziehen; durch die nicht äquidistante Zeiteinteilung der Lastschritte wird die tatsächliche Gewichtung allerdings nicht unmittelbar sichtbar.

### 6.7 Häufigkeitsverteilungen der Flächenpressung für unterschiedliche Charakteristika

Für die Berechnungen wurden beispielhafte Belastungen entsprechend dem in Abbildung 41 dargestellten Vorgehen ermittelt. Es ergeben sich folgende charakteristischen Verläufe der Axialkraft und der spezifischen Reibleistung (s. Abbildung 67 und Abbildung 68).

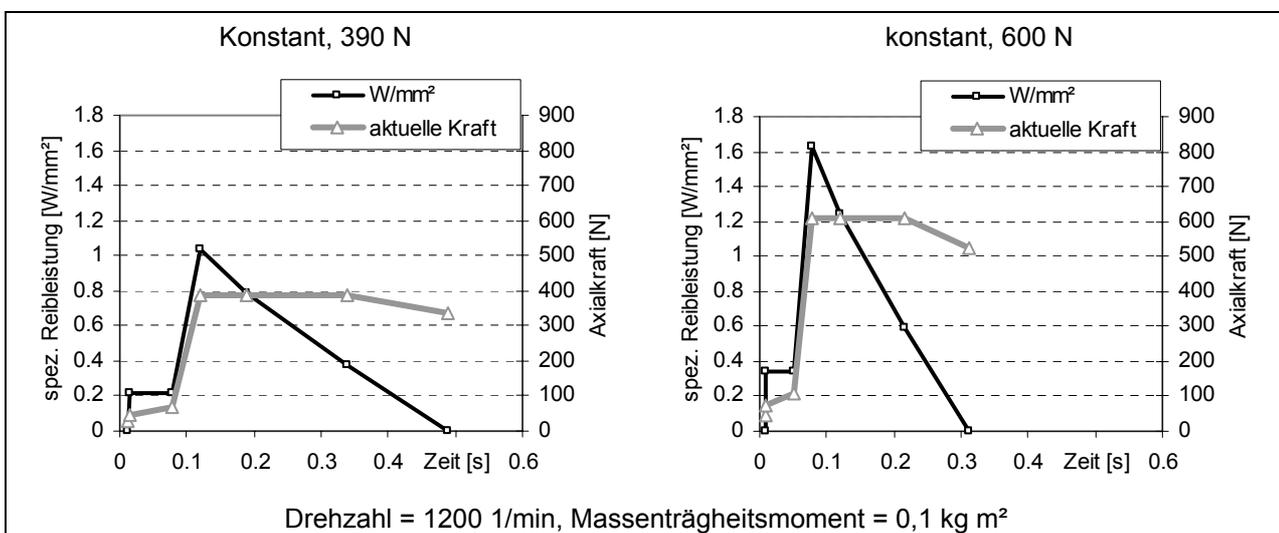


Abbildung 67: thermische und mechanische Lasten des FEM-Modells bei konstantem Kraftverlauf

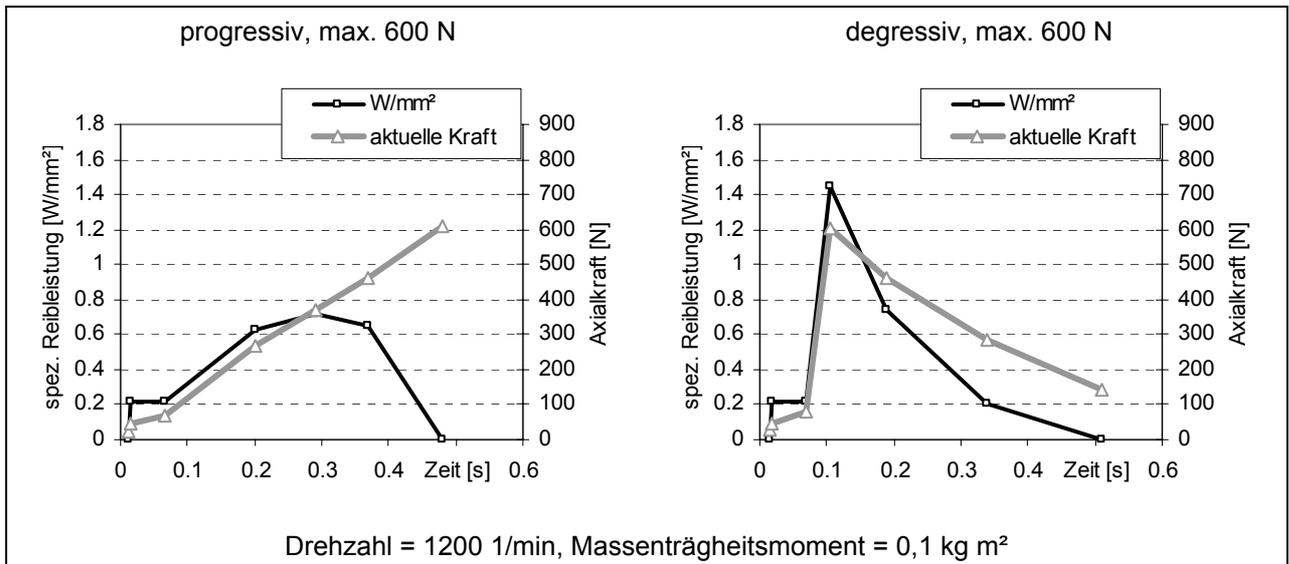


Abbildung 68: thermische und mechanische Lasten des FEM-Modells bei progressivem und bei degressivem Kraftverlauf

Die Verläufe mit konstanter Axialkraft mit 390 N sowie progressiver und degressiver Charakteristik mit maximal 600 N erreichen alle eine ähnliche Schaltzeit von ca. 0,5 s. Bei gleicher Drehzahl von 1200 1/min und gleichem Massenträgheitsmoment von 0,1 kgm² tritt somit eine vergleichbare mittlere Reibleistung auf. Die Belastung mit 600 N bei konstanter Kraft dient dem Vergleich dieser Charakteristik mit dem progressiven und dem degressiven Verlauf bei gleicher mittlerer Flächenpressung.

Da eine Darstellung wie in Abbildung 66 die Vorstellung vom Ablauf des Schaltvorganges erschwert, wird nachfolgend wie in Abbildung 69 dargestellt eine zeitliche Gewichtung der Häufigkeiten angewendet. Die Breite der Balken stellt in Richtung der Zeitachse ein Maß für den Anteil an der Mittelwertbildung des Reibwertes dar. Unterhalb von 1 N/mm² sind die Klassengrenzen der Flächenpressungsverteilung in größerer Schrittweite zur Beschränkung der Datenmenge gewählt; oberhalb wurden sie geometrisch gestuft, wodurch eine gleichmäßigere Fehlerrate und damit bei gleicher Klassenzahl eine bessere Anschaulichkeit als bei arithmetischer Stufung erreicht wird.

Die ersten drei Lastschritte der Vorsynchronisierung fallen somit deutlich weniger ins Gewicht; ein deutlicher Drehzahlabfall tritt erst ab 0,07 s auf. Entsprechend dem degressiven Verlauf der Axialkraft ist eine Verringerung des Maximums der Flächenpressungsverteilung zu beobachten, auch wenn dieses deutlich weniger ausgeprägt ist. Zugleich sind die Werte am Außenring in allen Lastphasen höher als am Innenring, was an der durch die Drainagenutzung bedingten geringeren Kontaktfläche am Außenring liegt.

Der Vergleich mit der progressiven Charakteristik der Axialkraft in Abbildung 70 zeigt, dass die Maxima der Flächenpressungsverteilung auch hier nicht proportional zum annähernd linearen Anstieg der Axialkraft sind. Trotz gleichen maximalen Werten für die Axialkraft treten hier deutlich höhere Flächenpressungen im Vergleich zur Schaltung mit degressiver Charakteristik auf.

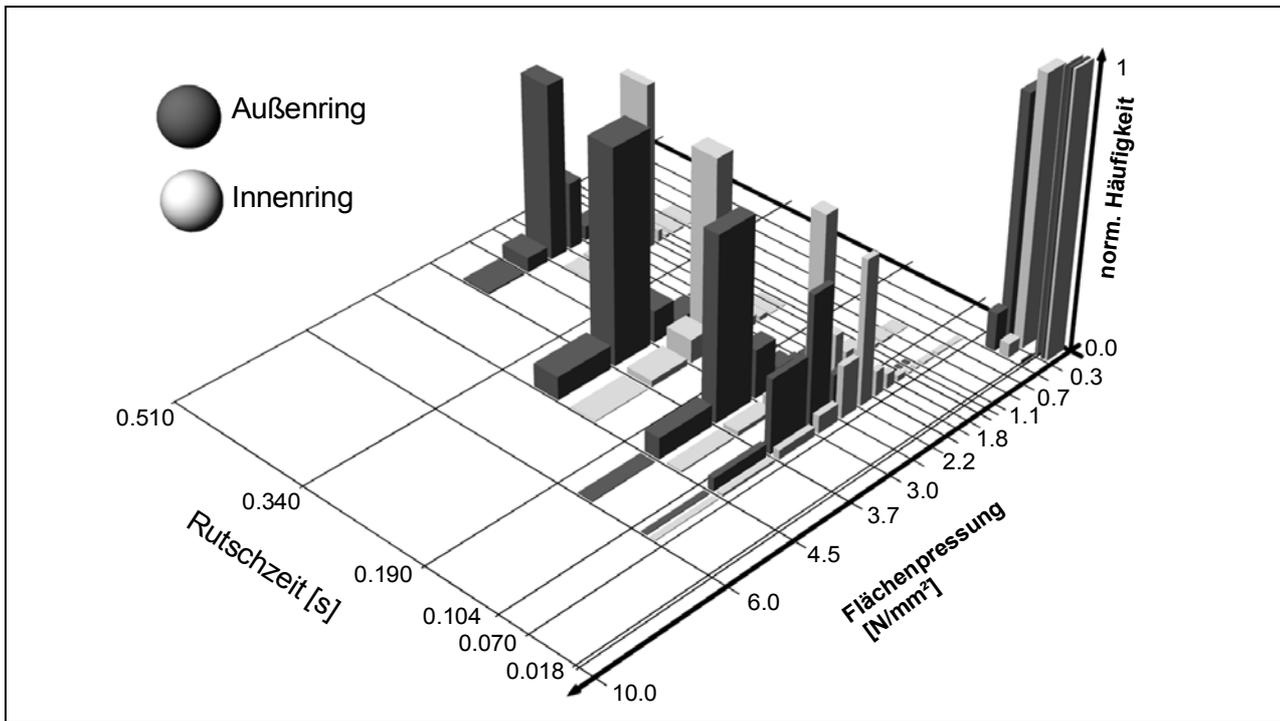


Abbildung 69: Häufigkeitsverteilung der Flächenpressung an Außen- und Innenring über Rutschzeit, degressive Charakteristik, 600 N

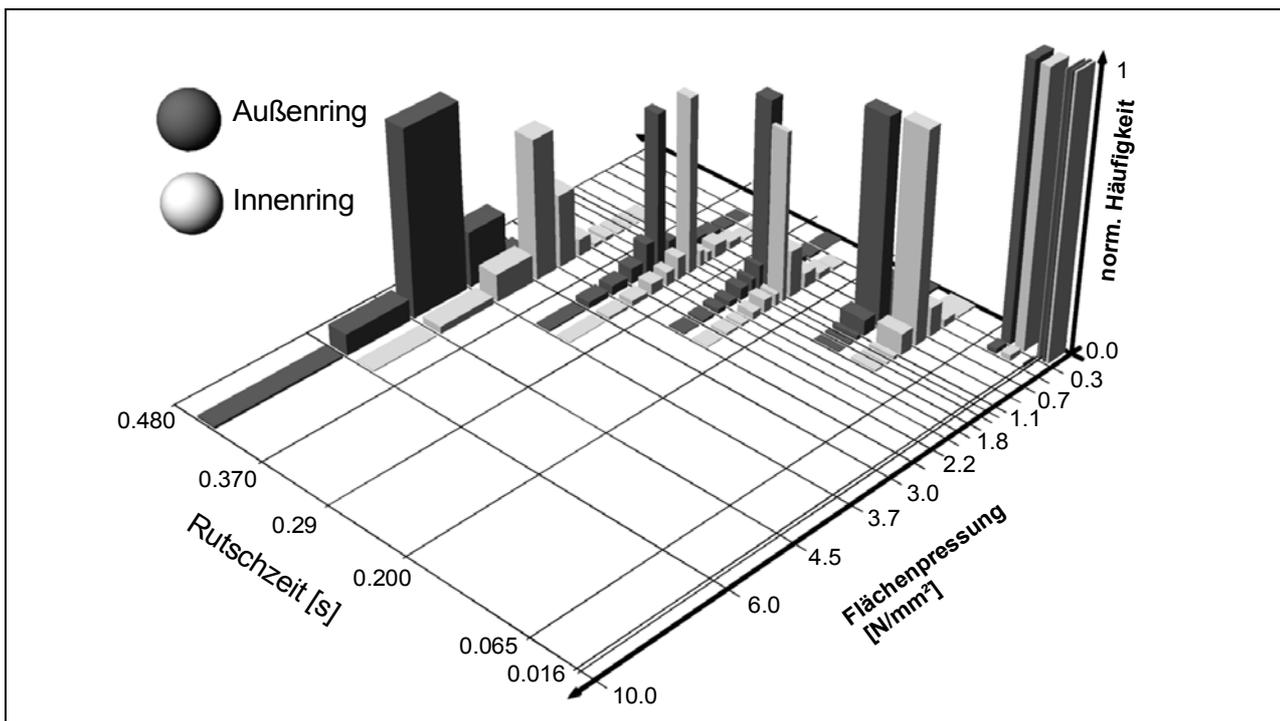


Abbildung 70: Häufigkeitsverteilung der Flächenpressung an Außen- und Innenring über Lastschritte, progressive Charakteristik, 600 N

Der Verlauf mit 600 N und konstanter Charakteristik in Abbildung 71 ist dieses Verhalten schwächer ausgeprägt, die Häufigkeitsverteilung über der Schaltzeit ähnelt mehr dem Axialkraftverlauf.

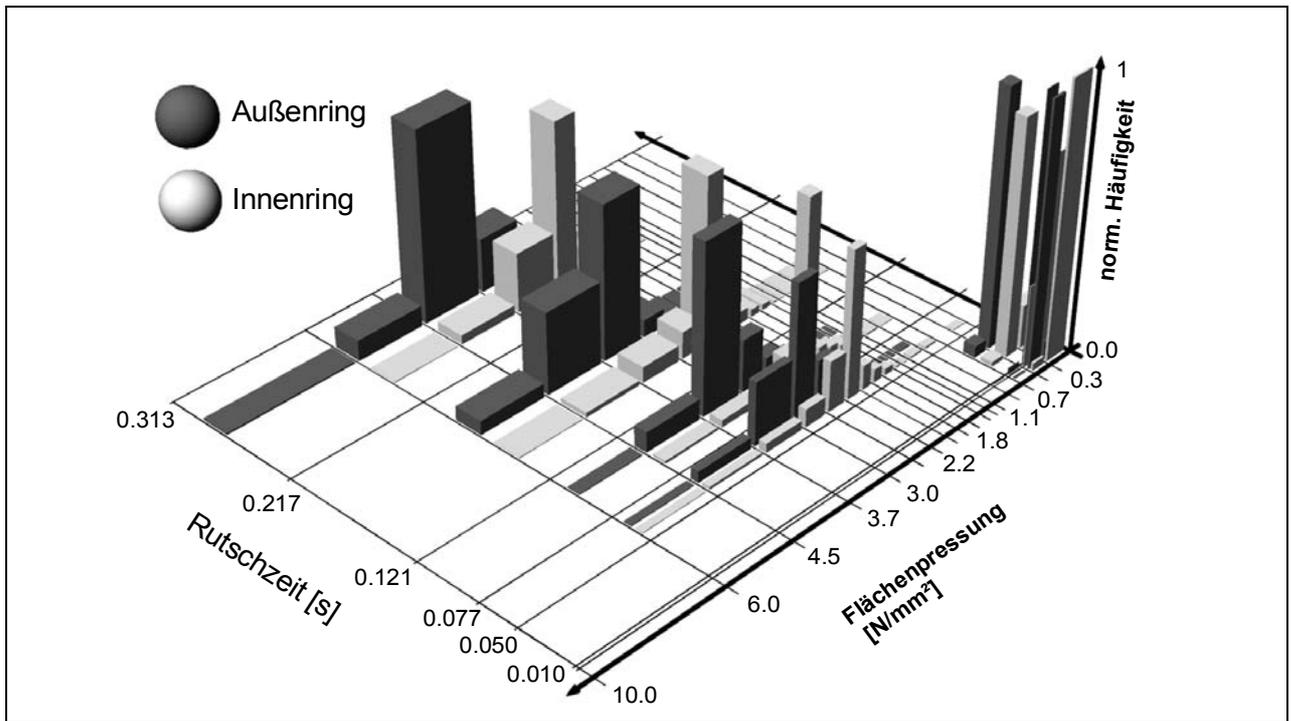


Abbildung 71: Häufigkeitsverteilung der Flächenpressung an Außen- und Innenring über Lastschritte, konstante Charakteristik, 600 N

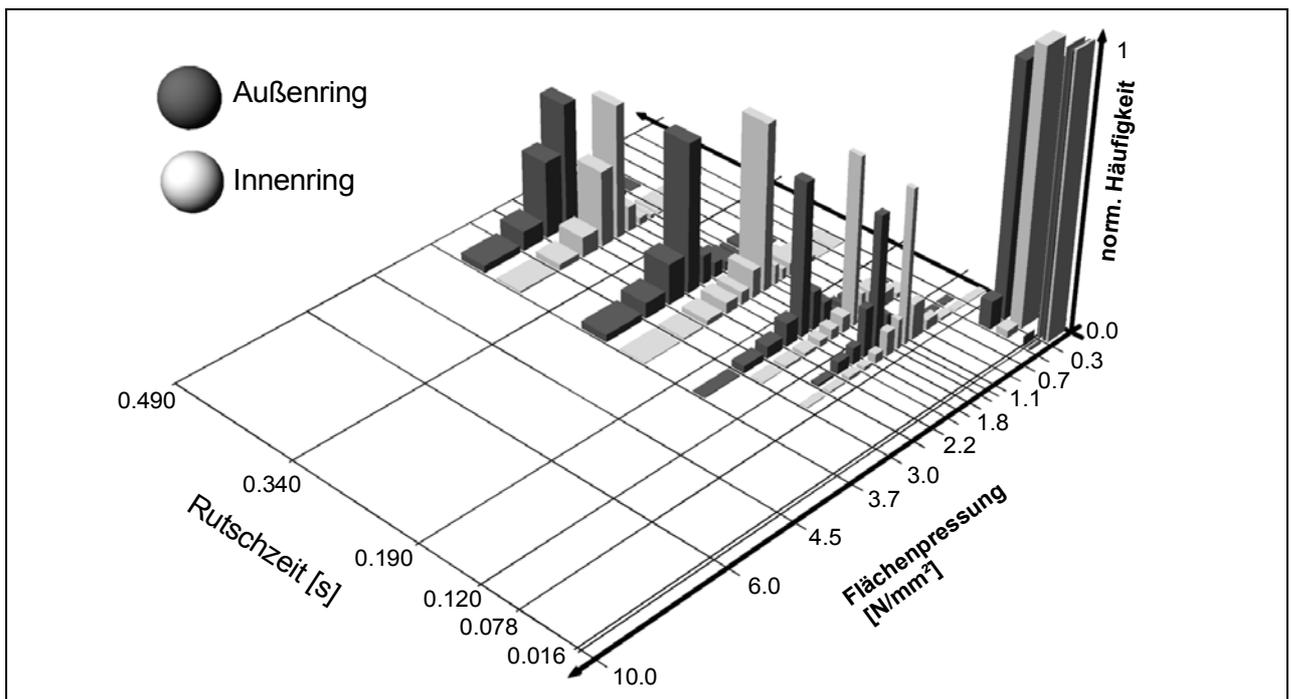


Abbildung 72: Häufigkeitsverteilung der Flächenpressung an Außen- und Innenring über Lastschritte, konstante Charakteristik, 390 N

Im Vergleich mit der gleichen Charakteristik, aber geringerer Kraft (Abbildung 72), ist das Verhalten in Bezug auf die Abhängigkeit von der Axialkraft ähnlich; es treten aber Unterschiede bei der Relation der Flächenpressungen am Innen- und Außenring auf, die hier weniger stark ausgeprägt sind. Dieser Effekt tritt ebenso bei der hohen Axialkraft der progressiven Charakteristik auf, so dass das Zusammenwirken aus der Erwärmung am Ende der Schaltung und die

höhere Axialkraft das Systemverhalten hinsichtlich einer stärkeren Belastung des Außenringes beeinflussen.

### 6.8 Häufigkeitsverteilung bei Variation der Verzahnungseigenschaften

Neben der Kraftverlaufscharakteristik wird in der Variationsmatrix die Anzahl der Kontakte an den Verzahnungsstellen als Einflusskriterium auf die Flächenpressungsverteilung untersucht. Während der Modellgenerierung wird dementsprechend die Erstellung der Kontakte bzw. die Wahl der Verschiebungsrandbedingungen unterdrückt, so dass die gewünschten Eigenschaften dargestellt werden können.

Abbildung 73 zeigt die Häufigkeitsverteilung der Flächenpressung für den Fall DOF\_4 (vgl. Abbildung 54). Die restlichen Einstellungen wurden der Methodik entsprechend auf den Standardwerten belassen. Dieser Fall, in dem die Anzahl der Zahnkontakte zwischen Losrad und Zwischenring von sechs auf drei reduziert wurde, entspricht bei gleichmäßiger Verteilung einer gängigen Bauform vergleichbarer Mehrfachsynchrisierungen; dieser Fall kann aber auch durch ein ungleichmäßiges Tragbild der Verzahnung mit nominell sechs Kontakten entstehen.

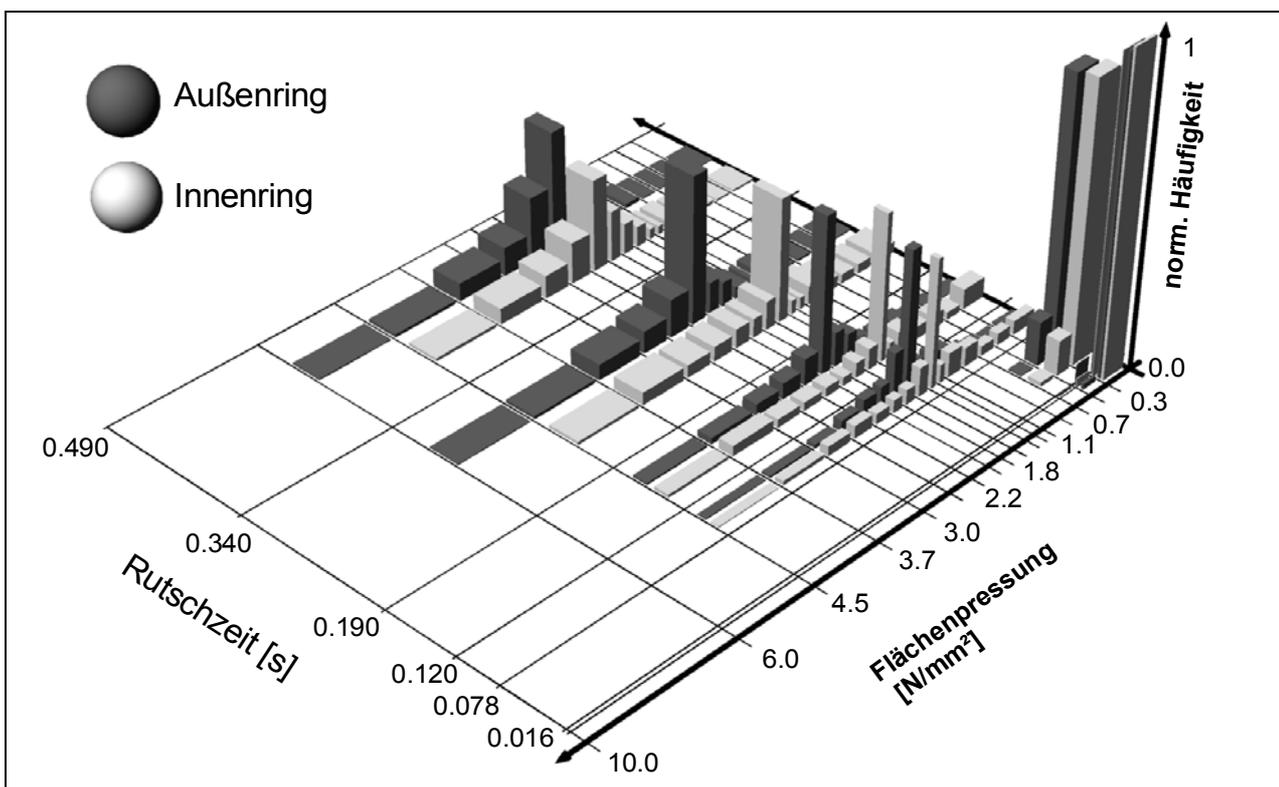


Abbildung 73: Häufigkeitsverteilung der Flächenpressung an Außen- und Innenring über Lastschritte, konstante Charakteristik, 390 N, Reduzierung des Zahneingriffes Losrad-Zwischenring auf 3 Zähne

Im Vergleich mit dem Standardfall bei gleicher Kraftcharakteristik (Abbildung 72) ist eine Vergrößerung der Streubreite zu erkennen, zudem wird der Unterschied zwischen Außen- und Innenring geringer. Bei dieser geringen Axialkraft kann sogar für einzelne Bereiche eine Öffnung des Kontaktes nicht ausgeschlossen werden, da auch die Klasse von 0 bis 0,3 N/mm<sup>2</sup> besetzt wird.

Eine weitere Variation wird durch eine Reduzierung der Krafteinleitungskontakte an der Sperrverzahnung erreicht. Werden nur noch jeweils zwei Zähne bei einer Teilung von  $120^\circ$  ausgewählt und darauf eine Axialkraft von 600 N aufgeteilt, ergibt sich der Fall Kr\_4 / L\_2, dessen Flächenpressungsverteilung in Abbildung 74 dargestellt ist.

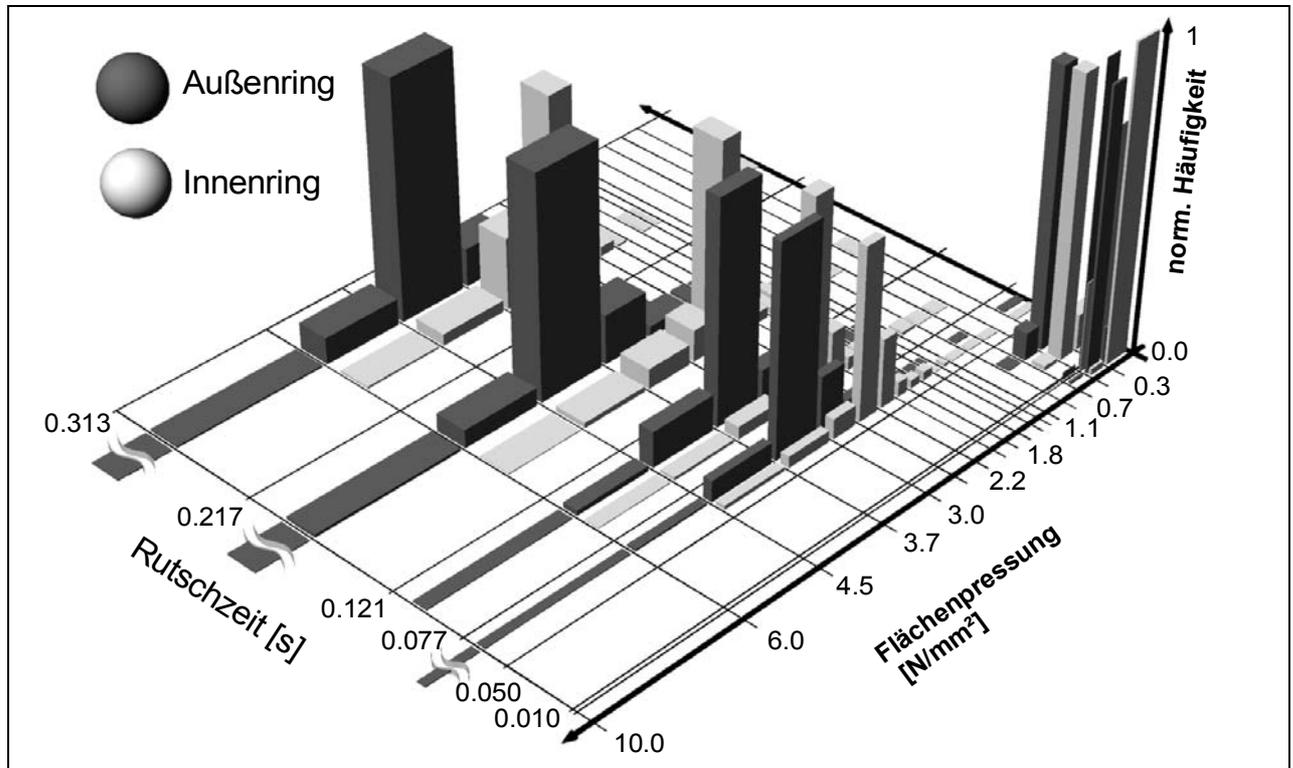


Abbildung 74: Häufigkeitsverteilung der Flächenpressung an Außen- und Innenring über Lastschritte, konstante Charakteristik, 600 N, Axialkraft an der Sperrverzahnung auf jeweils 2 Zähne je  $120^\circ$  verteilt

Auch hier ist eine Vergrößerung der Streubreite festzustellen, wobei eher hohe als niedrige Flächenpressungen zusätzlich gegenüber dem Standardfall (Abbildung 71) hinzukommen. Auch tritt in diesem Fall eine Verringerung der Differenz zwischen Außen- und Innenring nur bei den ersten Lastschritten auf.

Im Weiteren erfolgt eine zweidimensionale Darstellung der Flächenpressungsverteilung, um eine bessere Vergleichbarkeit zu erreichen. Dazu werden die Klassengrenzen normiert, indem die nominelle Flächenpressung  $p_{\text{nom}}$  mit  $k_g$  multipliziert werden (s.u. Gl. 6-7). Dieser Faktor gibt das prozentuale Verhältnis der in der betreffenden Klasse gezählten Flächenpressung in Bezug auf die nominelle Flächenpressung an. Die nominelle Flächenpressung wiederum ist der Mittelwert aller lokalen Flächenpressungen jeweils für den Außen- und den Innenringkontakt.

Die Aufteilung der Klassengrenzen erfolgt nicht äquidistant, sondern orientiert sich an funktionalen Kriterien. Zur Untersuchung des Reibwert- und Verschleißverhaltens von Synchronisierungen werden die Belastungsparameter typischerweise mit den Faktoren 1,5-2 variiert. Daher ist eine relativ grobe Aufteilung ausreichend, um eine Zuordnung der Flächenpressung zu anderen Laststufen zu erreichen.

0	Der Flächenanteil ohne Flächenpressung ist gleichbedeutend mit einer Öffnung des Kontaktes, wobei keine Aussage über die Spaltweite getroffen werden kann
>0-50%	Diese Klasse beinhaltet alle Kontaktbereiche, deren Flächenpressung kleiner als die Hälfte der nominellen Flächenpressung ist, wobei die Kontaktbedingung aber erfüllt bleibt, d.h. die Flächenpressung >0 ist
>50-90%	Flächenanteil, der zwischen der Hälfte und 90% der nominellen Flächenpressung liegt
>90-110%	Flächenanteil, der mit einer Toleranz von 10% der nominellen Flächenpressung entspricht
>110-200%	Flächenanteil oberhalb des Toleranzbereiches bis zum doppelten der nominellen Flächenpressung
>200%-∞	In diesen Kontaktbereichen ist die Flächenpressung mehr als doppelt so hoch wie die nominelle Flächenpressung

Durch Subtraktion der Häufigkeit der, soweit vorhandenen, nächst niederen Klasse  $g-1$  und Division mit der Anzahl der Einzelwerte  $n$  erhält man die relative Häufigkeit für einen Flächenpressungsbereich, z.B. >50-90%. Die Häufigkeiten der Laststufen werden nach ihren zeitlichen Anteilen  $t_{LS,i}$  gewichtet addiert. Die Lastschritte 1 bis 4 der Vorsynchronisierung werden vernachlässigt, da sie nur einen geringen Anteil am Drehzahlabfall haben und hier auch keine wesentlichen Unterschiede zwischen den untersuchten Varianten auftreten.

$$a_{k,g} = \frac{1}{t_{LS,8} - t_{LS,5}} \cdot \sum_{i=5}^8 \left( t_{LS,i} \cdot \frac{h_n(p_{nom} \cdot k_g) - h_n(p_{nom} \cdot k_{g-1})}{n} \right) \quad \text{Gl. 6-7}$$

Das Ergebnis  $a_k$  gibt den Anteil an der Gesamtkontaktfläche einer im jeweiligen Bereich der nominellen Flächenpressung liegenden Flächenpressung an. Durch die doppelte Normierung ist es möglich, sowohl unterschiedliche Schaltkräfte als auch unterschiedlich ausgeprägte Kontaktflächen zu vergleichen.

### 6.8.1 Pressungs-Flächenanteile für verschiedene Freiheitsgrade (DOF)

In Abbildung 75 ist dies für den Lastfall mit konstant 390 N Axialkraft im Vergleich für den Standardfall und DOF4 (Zwischenringverzahnung 3fach) dargestellt. Der Standardfall zeigt dabei eine Verteilung, bei der am Innenring die nominelle Flächenpressung nur selten auftritt und häufiger Werte in den Bereichen 50-90% und 110-200% liegen. Beim Außenring ist diese Eigenschaft ähnlich, wenn auch nicht so stark ausgeprägt. Flächenpressungen über 200% treten nicht auf, ebenso keine Kontaktöffnung (0). Flächenpressungen im Bereich 0-50% sind weniger als 3% am Flächenanteil vorhanden.

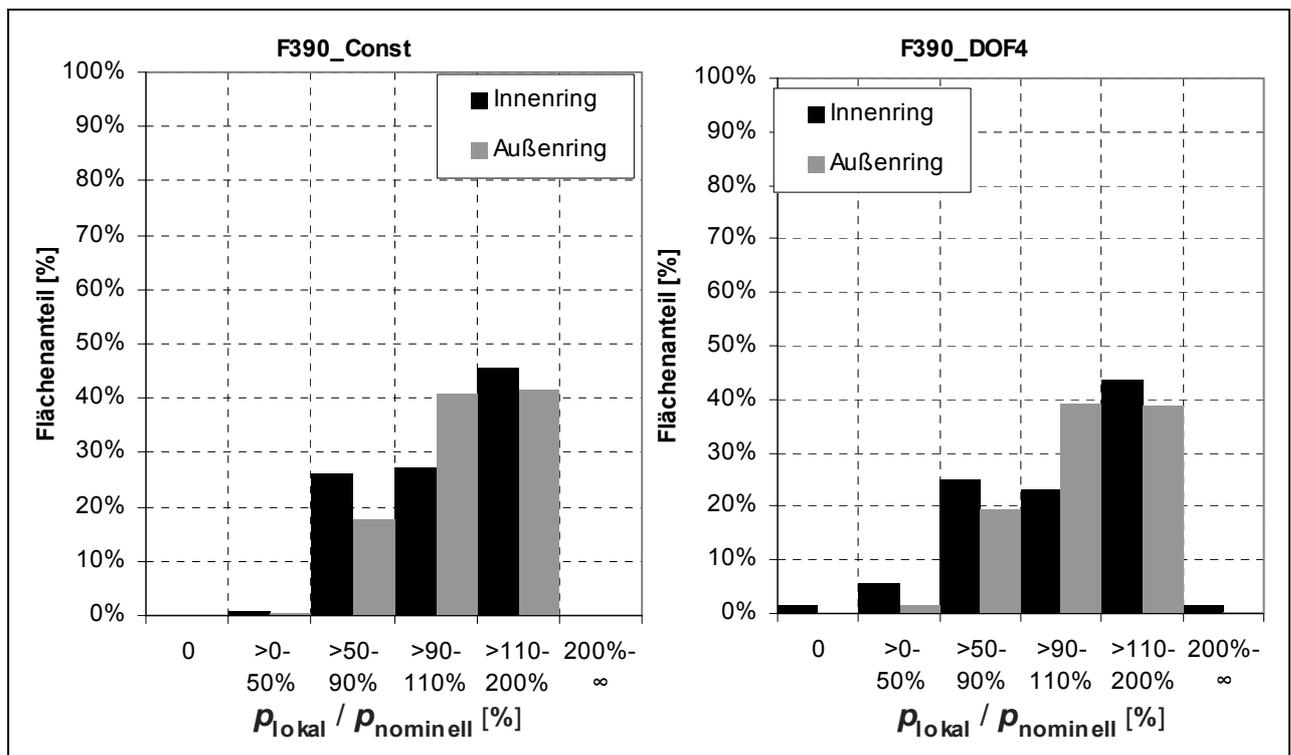


Abbildung 75: Häufigkeitsverteilung für konstante Axialkraft (390 N), Standardfall (links) und Zwischenringverzahnung 3fach (Fall DOF4, rechts)

Der Lastfall DOF4 (Zwischenringverzahnung 3fach) zeigt eine breitere Verteilung des Flächenanteils der Flächenpressungsklassen. So ist im Vergleich der Anteil der Flächenpressungen im Bereich der nominellen Flächenpressung etwas niedriger. Grundsätzlich bleibt die Charakteristik erhalten, so dass kaum Unterschiede im Verhalten zu erwarten sind.

Gleichzeitig kommt es aber am Innenring zur Kontaktöffnung auf 1,4% der Fläche. Dies würde zwar die effektive Reibfläche nicht signifikant verringern, könnte aber das Austreten von Öl aus Kavitäten auf der Reiboberfläche begünstigen und damit das Reibverhalten beeinflussen. Zusätzlich treten noch hohe Flächenpressungen (>200%) auf, aber ebenfalls mit nur einem geringen Anteil von 1,5% am Innenring und 0,5% am Außenring.

In Abbildung 76 ist der Vergleich von diesem Fall mit der Variante DOF5, bei der nur noch zwei Kontakte der Zwischenringverzahnung tragen, dargestellt. Dabei verstärken sich die Effekte noch, die im Vergleich mit dem Standardfall beschrieben sind. So treten im DOF5-Lastfall mehr Spaltbildungen auf (4,7% am Innenring) und auch der Anteil der Flächenpressungen mit mehr als 200% erhöht sich auf 6,9% am Innen- und 2,2% am Außenring. Der Flächenanteil der Pressungen in den Bereichen von 50-200% verringert sich entsprechend, jedoch sind die Änderungen zwischen den DOF-Lastfällen im Vergleich zum Standardfall gering; die Charakteristik bleibt erhalten.

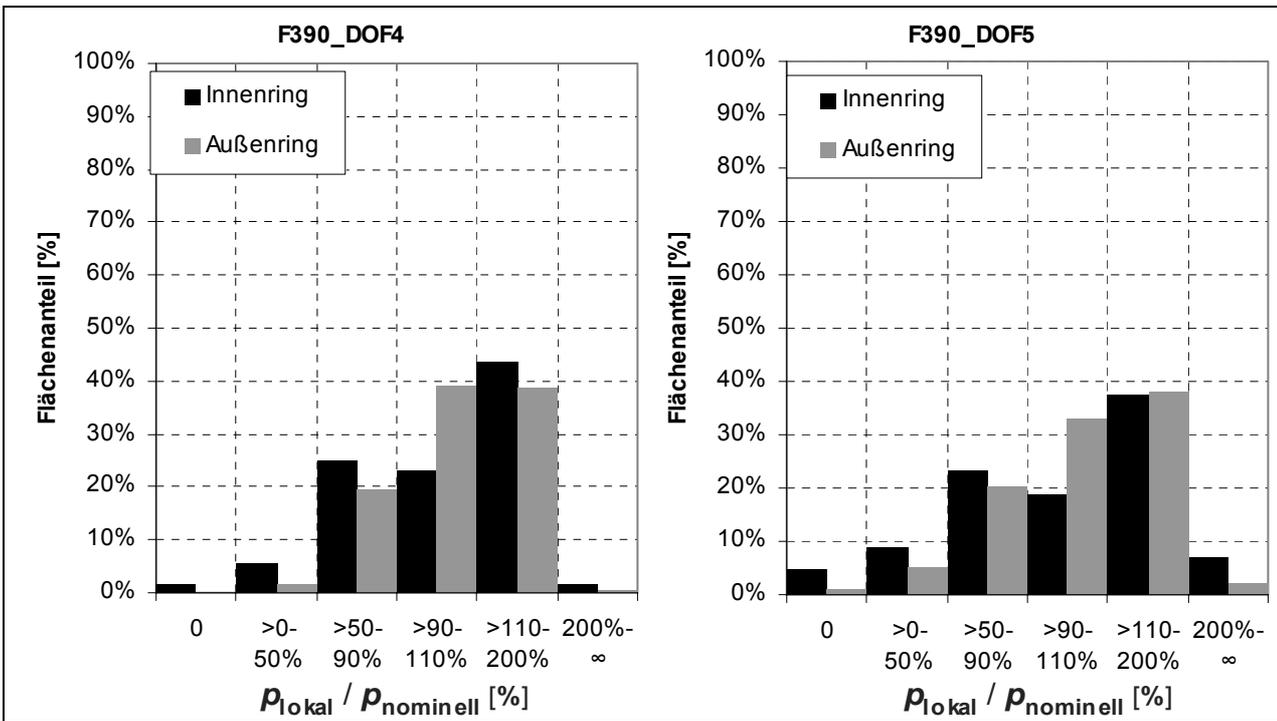


Abbildung 76: Häufigkeitsverteilung für konstante Axialkraft (390 N), Lastfälle Zwischenringverzahnung 3fach (Fall DOF4, links) bzw. 2fach (Fall DOF4, rechts)

Die Lastabhängigkeit der Flächenpressungsverteilung ist in Abbildung 77 im Vergleich von 390 N mit 600 N Schaltkraft dargestellt. Auffällig ist dabei der Anstieg des Flächenanteils im Bereich der nominellen Flächenpressung am Innenring bei der 600 N- gegenüber der 390 N-Variante.

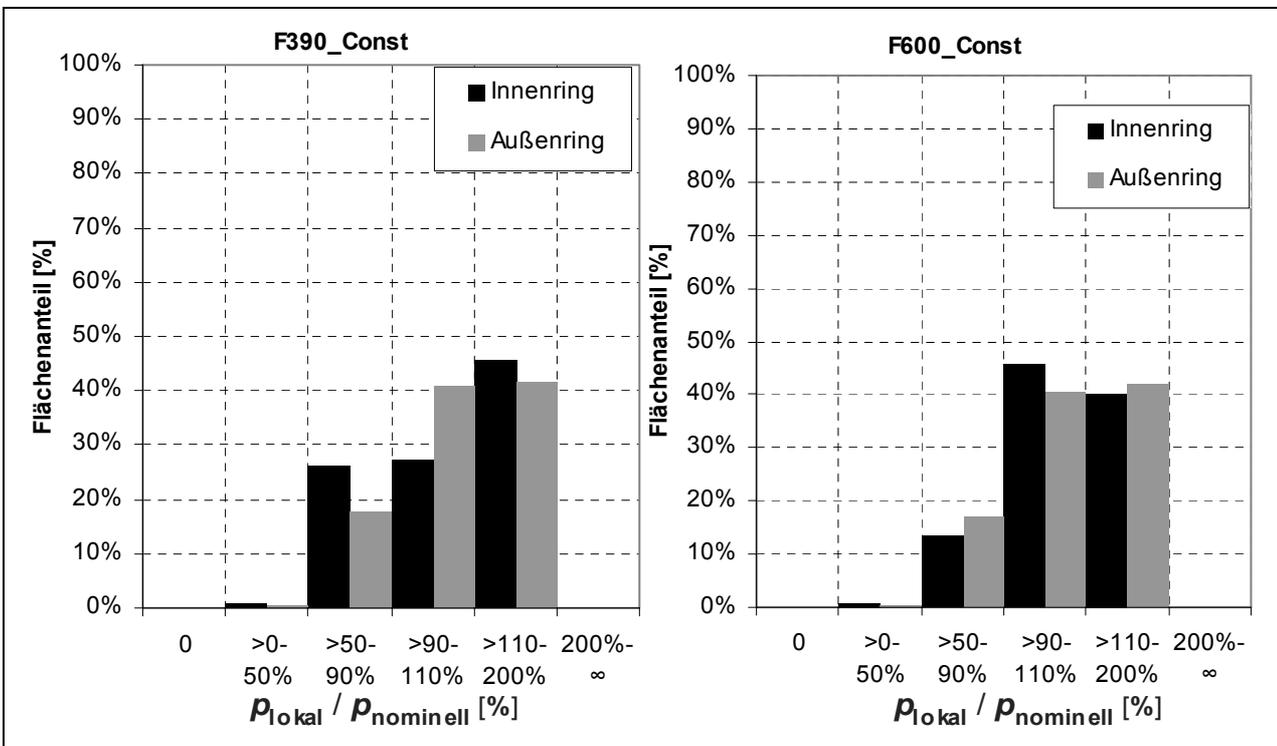


Abbildung 77: Häufigkeitsverteilung für konstante Axialkraft, Standardfall; links mit 390 N, rechts mit 600 N

Dies erfolgt hauptsächlich zu Lasten des Anteils im Bereich 50-90%, die Werte im Bereich 110-200% ändern sich nur gering.

Die Ergebnisse werden stark durch die gewählten Klasseneinteilungen beeinflusst. Dadurch kann eine Änderung des Gesamtniveaus der Kontaktpressungen vorgetäuscht werden, obwohl es sich hier immer um eine normierte Darstellung mit dem Mittelwert 100% handelt.

Treten z.B. an zwei benachbarten Elementknoten Flächenpressungen von 150% und an den gegenüberliegenden von 50% auf, so ist durch den linearen Ansatz in axialer Richtung in der Mitte des Elements die nominelle Flächenpressung ermittelbar. Da von einer kontinuierlichen Veränderung der Flächenpressung innerhalb der Kontaktbereiche auszugehen ist (s. 3D-Darstellungen der Flächenpressung in Abbildung 58 bis Abbildung 60), über die Drainagenuten hinweg aber Sprünge auftreten können, stößt eine zusammenfassende Auswertung an ihre Grenzen. Dadurch, dass zur Reduzierung der Komplexität bewusst auf die Ortsinformationen der Flächenpressungen verzichtet wird, ist eine Mittelwertbildung nicht möglich, da die beiden eben beschriebenen Fälle nicht unterscheidbar sind (s. Abbildung 78).

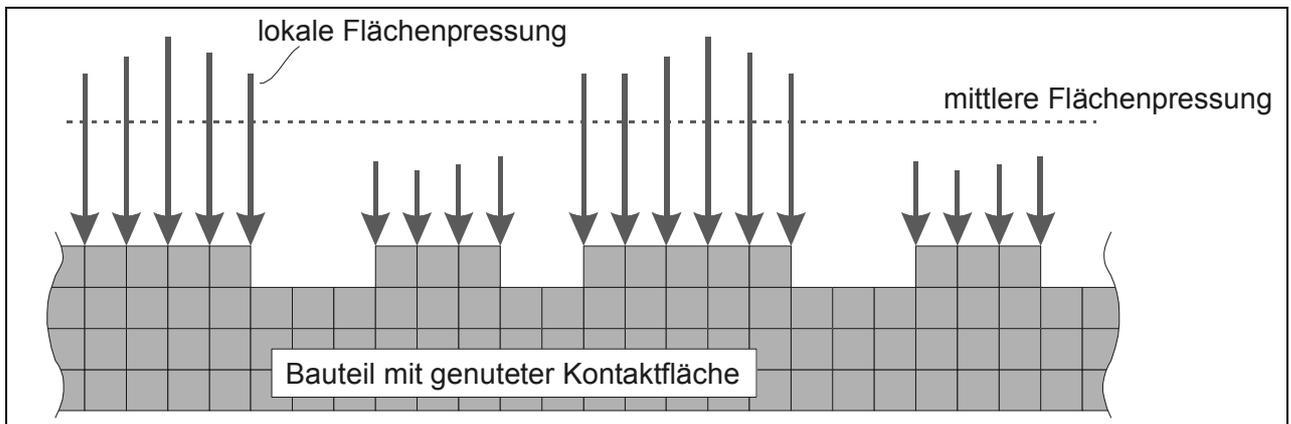


Abbildung 78: Vergleich der lokalen zur mittleren Flächenpressung bei unterbrochener Kontaktgeometrie

Durch die Verwendung des gleichen Modells hinsichtlich Geometrie der Kontaktflächen und Vernetzungseigenschaften für die verschiedenen Lastfälle ist aber nach wie vor eine vergleichende Auswertung möglich, da die hier gefundenen Unterschiede in ihrer Charakteristik auch bei einer feineren Auslösung auftreten würden. Das Reibwert- und Verschleißverhalten bei Synchronisierungen wird meist bei deutlichen Laständerungen untersucht; daher sind auch die groben Effekte, die sich durch die gewählte Darstellung der Häufigkeitsverteilung ergeben, bedeutender für eine Korrelation.

### 6.8.2 Pressungs-Flächenanteile für Lastfall KR4

Der Lastfall KR4 beschreibt eine ungleichmäßige Krafteinleitung an der Sperrverzahnung, was eine stärkere Verformung des Außenrings und damit eine größere Streuung der Flächenpressung vermuten lässt. Die im Vergleich zum Standardfall bei 600 N Schaltkraft dargestellte Verteilung in Abbildung 79 zeigt hingegen keine auffallenden Unterschiede.

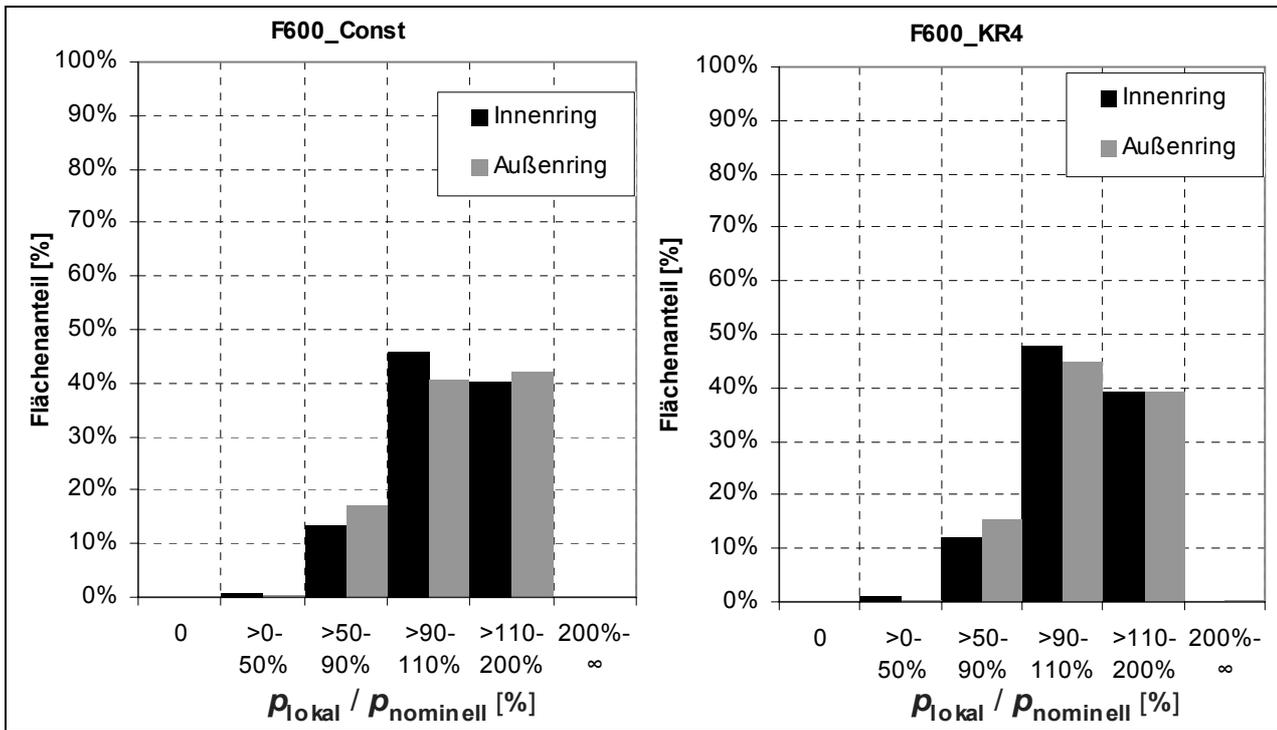


Abbildung 79: Häufigkeitsverteilung für konstante Axialkraft (600 N), Standardfall (links) und reduzierter Kraftangriff an der Sperrverzahnung (Fall KR4, rechts)

### 6.8.3 Progressiver Kraftverlauf

Der Lastfall mit Standardbedingungen, aber progressiver Kraftverlaufcharakteristik wird hinsichtlich der Pressungsverteilung in den einzelnen Lastschritten untersucht. In der nachfolgenden Tabelle sind die oberen Klassengrenzen in N/mm<sup>2</sup> für die ausgewerteten Lastschritte 4 bis 7 aufgelistet (in den Lastschritten 1 bis 3 sind die Schaltkräfte und die Reibleistung während der Vorsynchronisation gering, diese werden daher vernachlässigt). Durch die normierte Darstellung lassen sich so die Flächenanteile während des Kraftanstiegs auch bei unterschiedlichen nominellen Flächenpressungen vergleichen.

		Zeitlicher Verlauf der Belastung								nominelle Flächenpressung [N/mm <sup>2</sup> ]
		LS 4		LS 5		LS 6		LS 7		
Lastschritt		LS 4		LS 5		LS 6		LS 7		
Zeit		0.21 s		0.31 s		0.39 s		0.51 s		
Schaltkraft		270 N		370 N		460 N		600 N		
		IR	AR	IR	AR	IR	AR	IR	AR	
Klassengrenze	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	
	>0-50%	0.42	0.39	0.58	0.57	0.74	0.81	1.18	1.69	
	>50-90%	0.75	0.71	1.04	1.03	1.33	1.45	2.12	3.05	
	>90-110%	0.91	0.86	1.27	1.26	1.63	1.78	2.60	3.72	
	>110-200%	1.66	1.57	2.32	2.29	2.96	3.23	4.72	6.77	
	200%-∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞	

In Abbildung 80 sind die ersten beiden der ausgewerteten Lastschritte dargestellt. Im Lastschritt 4 befindet sich der größte Flächenanteil in dem Pressungsbereich 90-110%. Bei weiterem

Kraftanstieg im Lastschritt 5 verringert sich dieser Anteil zu Gunsten des Bereiches 50-90%. Diese Tendenz setzt sich auch beim Lastschritt 6 (s. Abbildung 81) fort; nun liegt das Maximum im Bereich 50-90%.

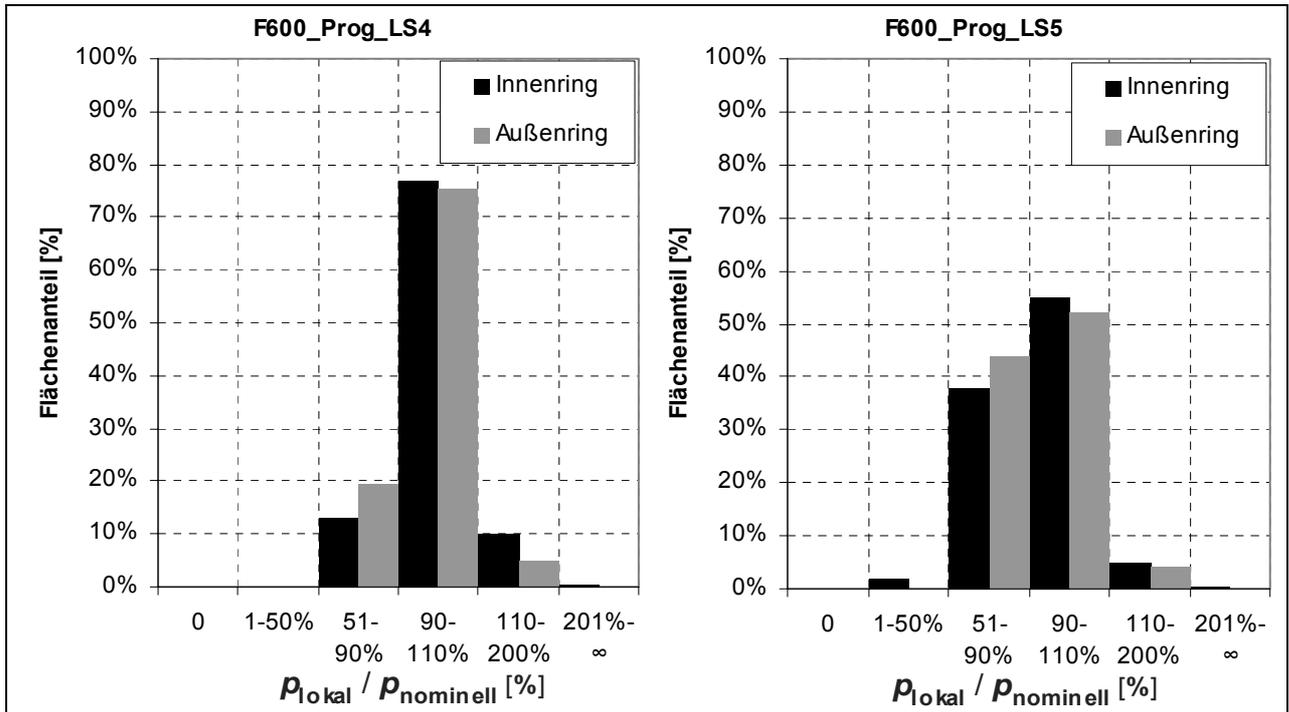


Abbildung 80: Häufigkeit für die Lastschritte 4 und 5, progressive Charakteristik der Axialkraft

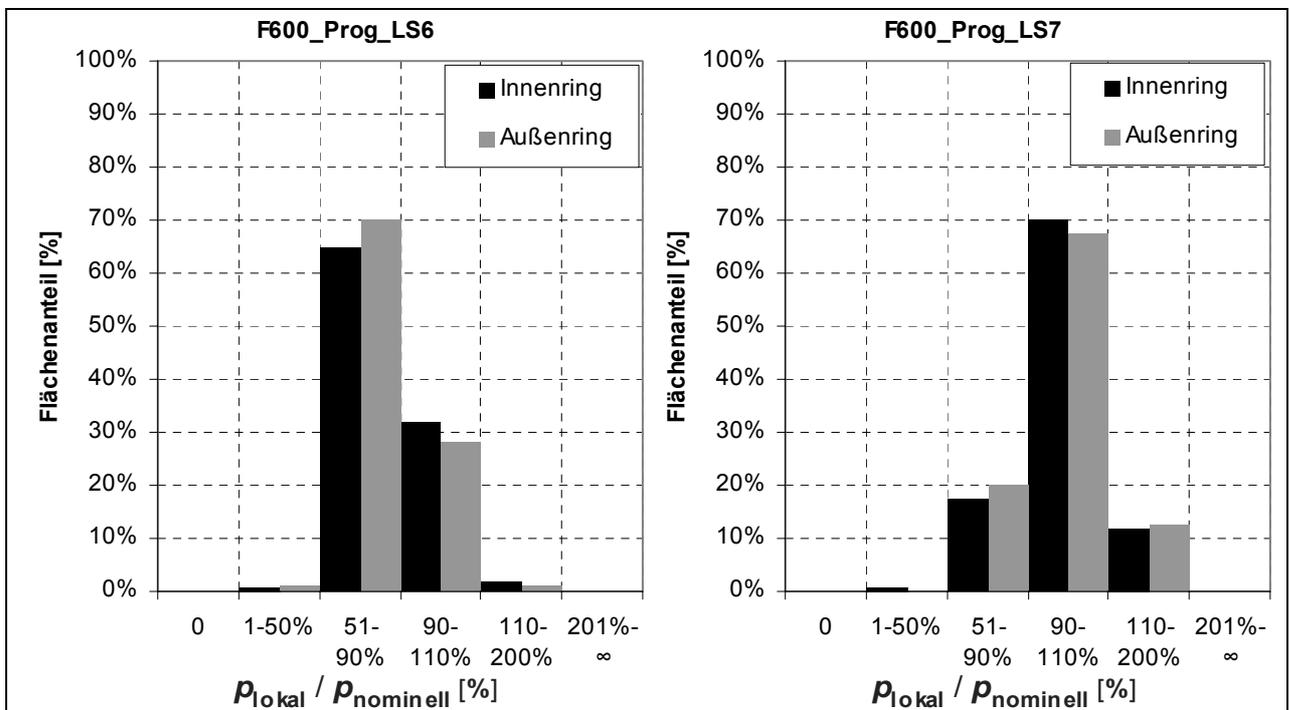


Abbildung 81: Häufigkeit für die Lastschritte 6 und 7, progressive Charakteristik der Axialkraft

Bei Erreichen der Sollkraft in Lastschritt 7 wird wieder ein ausgeglichener Zustand erreicht, der der Pressungsverteilung zu Beginn der Schaltung entspricht. In allen Fällen treten aber keine Pressungen über 200% und keine Kontaktöffnung auf.

### 6.8.4 Degressiver Kraftverlauf

Für den Lastfall mit Standardbedingungen, aber degressiver Kraftverlaufscharakteristik sind in der nachfolgenden Tabelle die oberen Klassengrenzen für die ausgewerteten Lastschritte 4 bis 7 aufgelistet.

		Zeitlicher Verlauf der Belastung							
		LS 4		LS 5		LS 6		LS 7	
Lastschritt									
Zeit		0.10 s		0.19 s		0.34 s		0.51 s	
Schalkkraft		600 N		460 N		290 N		100 N	
		IR	AR	IR	AR	IR	AR	IR	AR
Klassengrenze	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	>0-50%	0.96	1.21	0.89	1.29	1.01	1.34	0.72	0.98
	>50-90%	1.72	2.17	1.61	2.32	1.82	2.41	1.30	1.77
	>90-110%	2.11	2.65	1.96	2.84	2.23	2.95	1.58	2.16
	>110-200%	3.83	4.83	3.57	5.16	4.05	5.36	2.88	3.93
	200%-∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞

In Abbildung 82 sind die Flächenpressungsanteile für die Lastschritte 4 und 5 dargestellt.

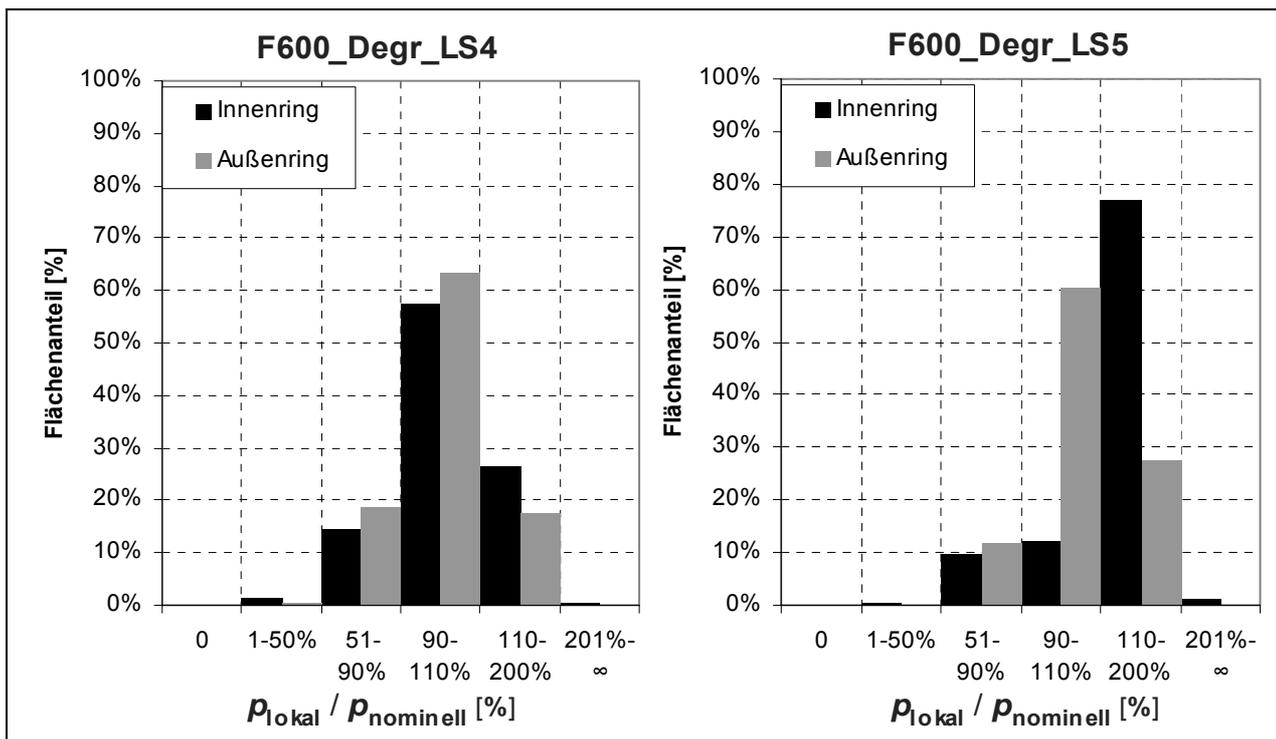


Abbildung 82: Häufigkeit für die Lastschritte 4 und 5, degressive Charakteristik der Axialkraft

Da im Lastschritt 4 bereits die Nennkraft erreicht wird, tritt hier eine Verteilung auf, die ein Maximum in der Klasse 90-110% hat und deren Charakteristik ähnlich dem Lastschritt 7 des progressiven Lastfalls ist. Durch die Reduzierung der Axialkraft in den nachfolgenden Lastschritten kommt es ebenfalls zu einer Hysterese, die aber einen umgekehrten Effekt verursacht als im progressiven Fall. So liegen ca. 75% der Flächenpressungen am Innenring im Lastschritt 5 (Reduzierung der Axialkraft auf ca. 76% der Nennkraft) im Bereich 110-200%.

Dieser Effekt verstärkt sich noch wie in Abbildung 83 dargestellt beim Lastschritt 6 auch am Außenring. Gegen Ende des Schaltvorganges im Lastschritt 7 kehrt die Verteilung wieder zu einem ausgeprägten Maximum im Bereich 90-110% zurück, wobei die Flächenanteile der anderen Bereiche vergleichsweise geringe Werte annehmen.

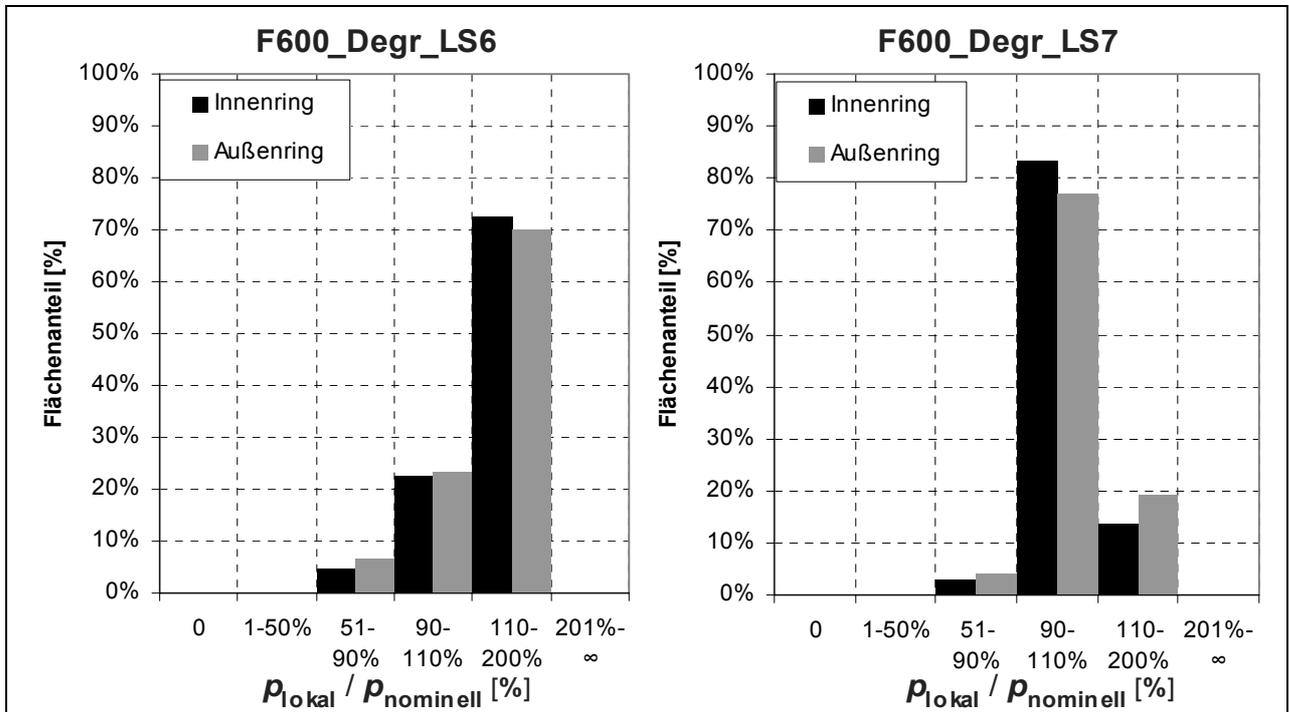


Abbildung 83: Häufigkeit für die Lastschritte 6 und 7, degressive Charakteristik der Axialkraft

Nahe liegend ist die Vermutung, dass es durch Selbsthemmung im Kegelkontakt zu einem Verklemmen der Kegelflächen kommt, was entsprechend bei Reduzierung der Schaltkraft und einer Auswertung auf Basis der nominellen Flächenpressung in den letzten Laststufen den hohen Flächenanteil in der obersten Klasse erklären würde. Jedoch wurde in axialer Richtung ein Reibwert nahe null angenommen, um ebendiesen Effekt zu verhindern, der bei einem realen Schaltvorgang nicht auftritt, solange eine Relativbewegung in Umfangsrichtung besteht. Jedoch sind durch die Modellierung der Verzahnungen Kontakte vorhanden, bei denen die Relativbewegungs- und damit die Reibwertichtung nicht bekannt sind. Durch die iterative Lösung der Lastschritte ist davon auszugehen, dass neben der durch Stauchung und Stülpung der Ringe auftretende radiale Relativbewegung wegen des Kegeleffekts die axiale Relativbewegung im Kegelkontakt überwiegt. Durch die entsprechende Ausrichtung des Reibvektors annähernd parallel zur Axialkraft ergibt sich eine Hysterese der Flächenpressung.

### 6.8.5 Häufigkeitsverteilung bei Variation der Materialeigenschaften

Die bisher vorgestellten Berechnungsergebnisse untersuchen den Einfluss der Verzahnungseigenschaften auf die Flächenpressungsverteilung bei gleichen Steifigkeiten der Ringe. Häufig werden aber im Zuge der Entwicklung Werkstoffwechsel vorgenommen, um die Verschleißfestigkeit, das Reibwertverhalten oder den Preis zu verbessern. Im Allgemeinen ist damit aber auch

eine Änderung der Bauteilsteifigkeiten verbunden, so dass ein Einfluss auf die durch die Verformung der Ringe beeinflusste Flächenpressungsverteilung zu erwarten ist.

In Abbildung 84 ist die Substitution des Messing-Stahl- durch einen Stahl-Carbon-Kontakt dargestellt. In diesem Beispiel wird der Stahl-Reibkontakt vom Zwischenring auf Innen- und Außenring übertragen, da die Carbon-Reibbeläge mit dem Zwischenring verklebt sind. Die ausgeprägte Drainagegeometrie der Messingringe ist bei dem Carbon nicht mehr vorhanden, dafür weist dieser Belag eine größere Rauheit auf, so dass sich Kontaktbereiche nicht mehr so einfach identifizieren lassen.

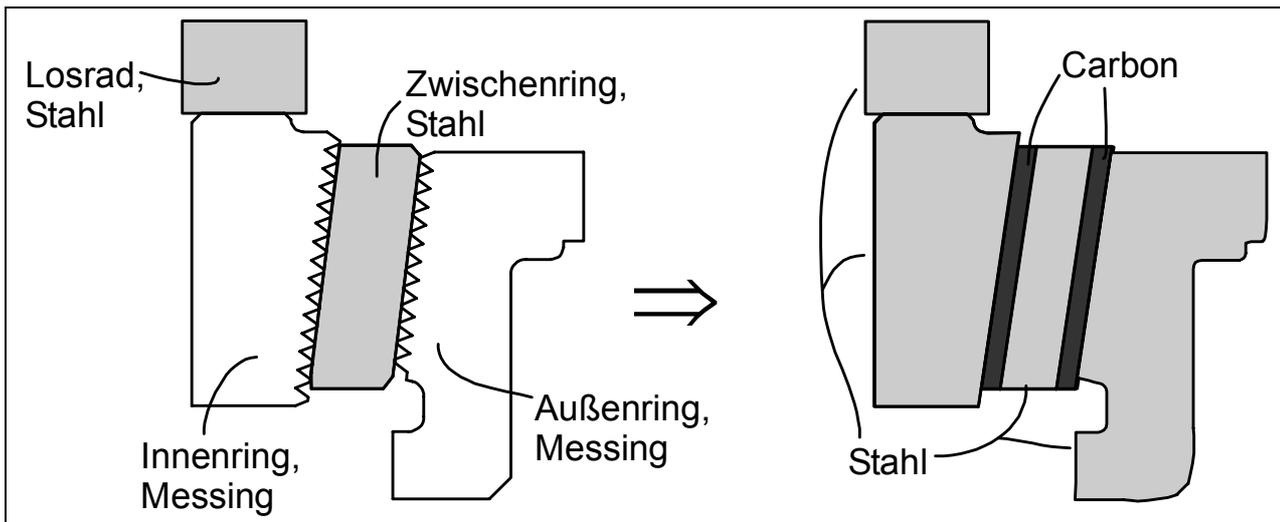


Abbildung 84: Werkstoffwechsel im Reibkontakt, links Messing-Stahl-System, rechts Stahl-Carbon

### 6.8.5.1 Materialeigenschaften Carbon

Die Materialkennwerte für Carbonwerkstoffe in der Ausführung als Reibbeläge sind meistens schwierig zu erlangen, da im Gegensatz zu den im Allgemeinen als isotrop angenommenen Metallen die Materialeigenschaften von mehreren, auch vom Fertigungsprozess bedingten Parametern abhängen, wie z.B. Faseranteil, die Faserart (Graphitisierung etc.), Ausrichtung oder Compound-Matrix.

So kann z.B. die Wärmeleitfähigkeit der Fasern je nach Ausgangsmaterial um mehr als das 40fache variieren [20]. Obwohl die Wärmeleitfähigkeit von Carbonfasern damit die von Metallen deutlich übersteigen kann, weisen die für Reibbeläge im Allgemeinen verwendeten, zäheren Fasern nicht so hohe Werte auf. Durch die Kombination mit Harzen sinkt dieser Wert noch, so dass bei Composites von einer Wärmeleitfähigkeit im Bereich von 8,65 W/m K bei gerichteten Fasern mit Faseranteilen von ca. 60% [21] bis herab zur Wärmeleitfähigkeit des Bindeharzes (0,3-0,7 W/m K) bei Faseranteilen unter 50% und kurzen, ungerichteten Fasern [Herstellerangaben] ausgegangen wird. Der Mittelwert der Angaben ergibt ca. 6 W/m K bei einer Dichte von ca. 1400 kg/m<sup>3</sup>, die Wärmekapazität reicht von 1100 bis 1200 J/kg K [25].

Auch treten wie allgemein bei Faserwerkstoffen für Druck- und Zugbelastungen unterschiedliche Elastizitätsmodule auf. Für quasi-isotrope Lamine, wie dem hier vorliegenden Reibmaterial, liegt das Kompressionsmodul bei 75% des Zugmoduls [22]. Der Absolutwert des E-Moduls lässt

sich mit den Werten für gerichtete Laminate unter  $45^\circ$  zur Faserrichtung zu vergleichen, da dies dem Mittelwert der Richtungsverteilungen entspricht; in diesem Fall kann für die verwendeten hochtemperaturfesten Matrixwerkstoffe wie Phenolharzen von 14 Gpa ausgegangen werden [23, 24], für den Randbereich aufgrund der porösen Struktur eher noch von einem niedrigeren Wert. Der Wert für den thermischen Expansionskoeffizienten liegt im Mittel bei  $12 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ ; diese Verringerung gegenüber dem Phenolharz (ca.  $20\text{-}50 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ ) entsteht durch den kleinen, und dazu noch negativen Ausdehnungskoeffizienten der Karbonfasern selbst.

### 6.8.5.2 Häufigkeitsverteilung von Carbon im Vergleich zu Messing

Die Modellierung entspricht weitestgehend dem Ansatz mit reduzierter Geometrie des Messingsystems, da die bereits erfolgte Substitution der Umfangsnutung durch eine homogene Fläche mit abweichenden Materialeigenschaften eine einfache Umstellung auf einen alternativen Reibwerkstoff ermöglicht. Ebenso werden die anderen Materialien der Ringe angepasst und die Kontaktgenerierungen auf die Flächen zwischen Innen- und Außenring und dem Carbon übertragen. Die Anzahl der Kontaktelemente erhöht sich dabei durch kontinuierliche Modellierung in Umfangsrichtung ohne Axialnutung.

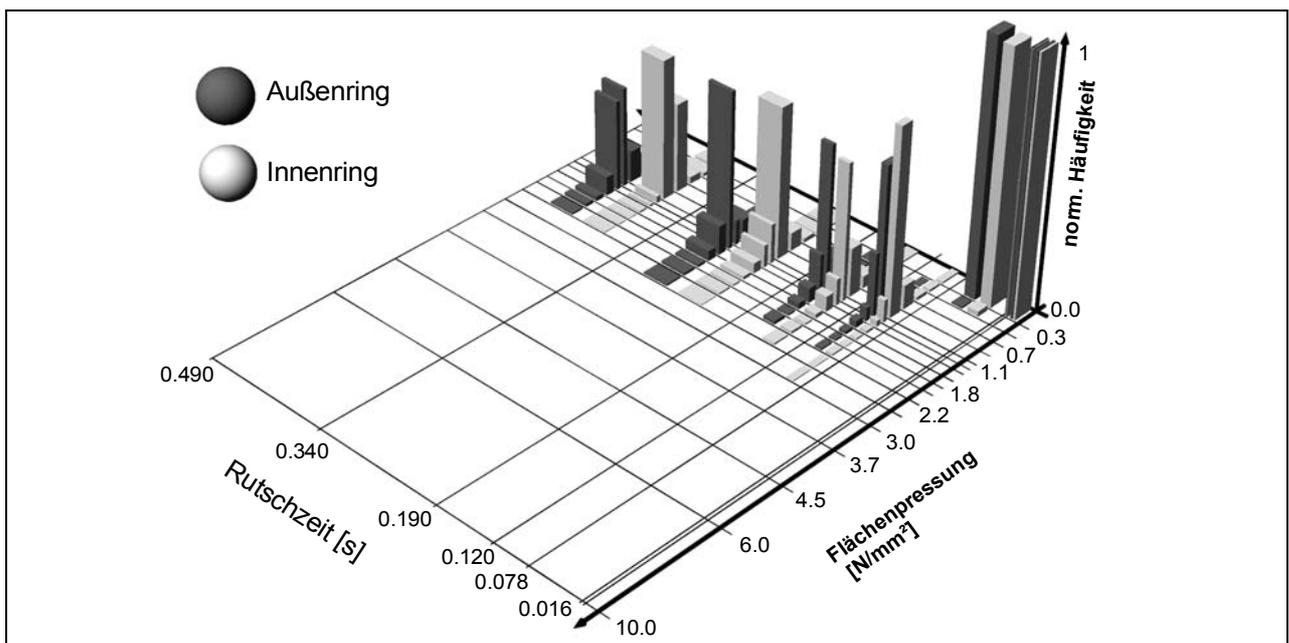


Abbildung 85: Häufigkeitsverteilung der Flächenpressung an Außen- und Innenring über Lastschritte, konstante Charakteristik, 390 N, Standardkonfiguration, Material: Carbon

In Abbildung 85 ist die Häufigkeitsverteilung für die Standardkonfiguration (390 N) dargestellt. Es tritt nur eine geringe Streuung auf; wegen der größeren Kontaktfläche ist auch der Mittelwert der Flächenpressung niedriger als beim Messingsystem mit gleicher Konfiguration, durch die normierte Auswertung ist dieses bei der Darstellung der Flächenpressungsanteile in Abbildung 86 bereits berücksichtigt.

Durch die fehlende Nutung der Carbon-Geometrie ist die Klasse 90-110% stärker besetzt, besonders beim Außenring ist dieses Verhalten auffällig. Es treten keine Spaltbildung und kaum Pressungen unter 50% auf; hingegen ist die Klasse über 200% besetzt.

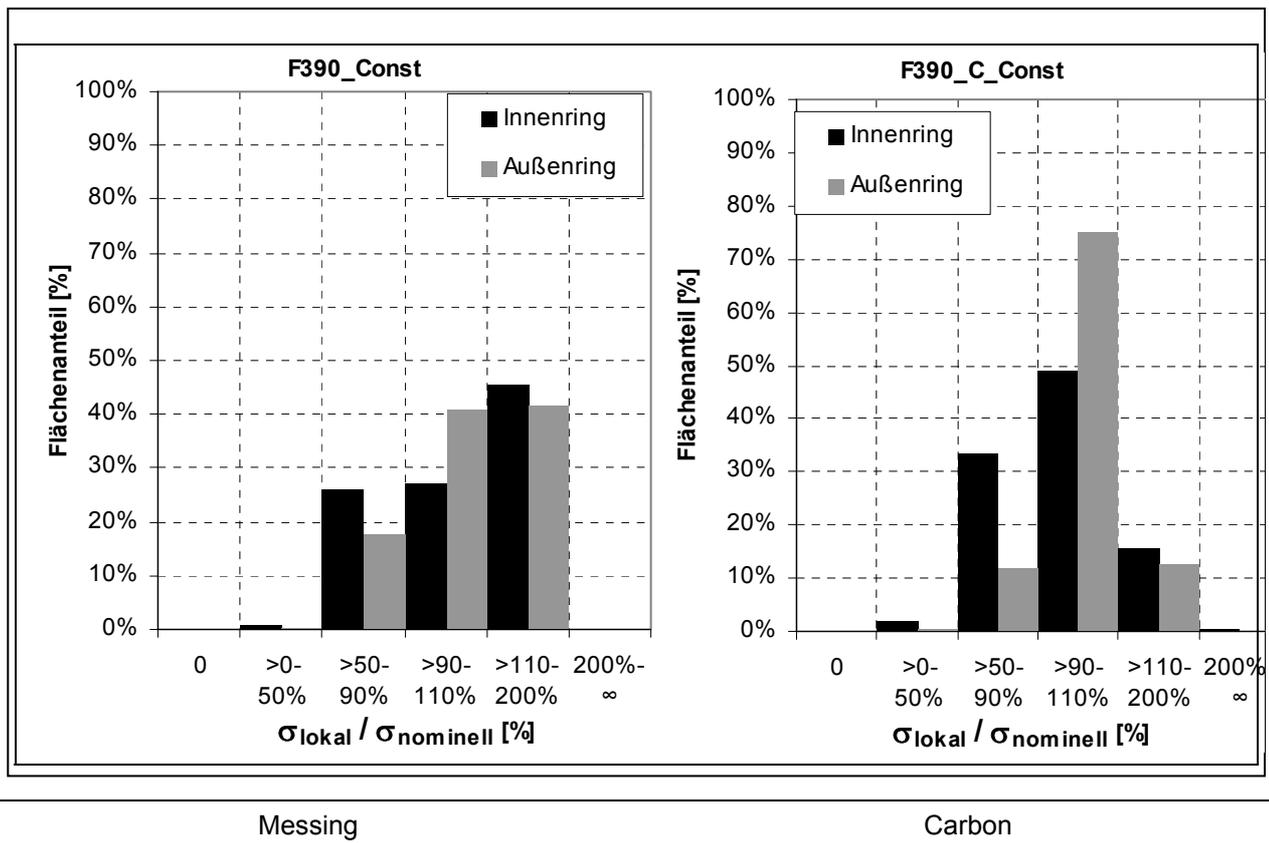


Abbildung 86: Häufigkeitsverteilung für konstante Axialkraft (390 N), Standardfall; für Messing (links) und Carbon (rechts)

## 6.9 Zusammenfassung der FE-Analysen

Durch die vorstellten Berechnungen ist die Ermittlung der Flächenpressungsverteilung in Abhängigkeit systemspezifischer Parameter mit einer Modifikation der kinematischen Randbedingungen, Lasten und Materialeigenschaften möglich. Da die Ergebnisse nicht mit vergleichbarer Auflösung experimentell überprüft werden können, müssen Diskretisierungsfehler bei der Interpretation berücksichtigt werden. Die ideale Geometrie des FE-Modells suggeriert ein Systemverhalten, welches im realen Fall im Allgemeinen nicht auftritt. Es sind daher weniger die Absolutwerte der berechneten Pressungen als deren Tendenz bei Variation des Modells zu bewerten. Erschwert wird die Auswertung durch die Mehrdimensionalität der Ergebnisse, so dass eine Datenreduktion durchgeführt werden musste.

### 6.9.1 Systemfreiheitsgrad

In Abbildung 87 sind die Ergebnisse der Berechnungen für die Standardkonfiguration und die Variation der Verzahnungskontakte hinsichtlich der Flächenpressungsverteilung am Innenring bei 390 N Axialkraft zusammengefasst. Dabei werden als Bezug die Flächenanteile der Pressung für die Standardkonfiguration nochmals dargestellt; für die weiteren Fälle mit Variation der Koppelverzahnungskontakte (KO) und der Zwischenringverzahnung (DOF) wurde die jeweilige Abweichung zur Standardkonfiguration gebildet. Daraus lässt sich eine klare Reihenfolge der Beeinflussung der Flächenpressungsverteilung bestimmen.

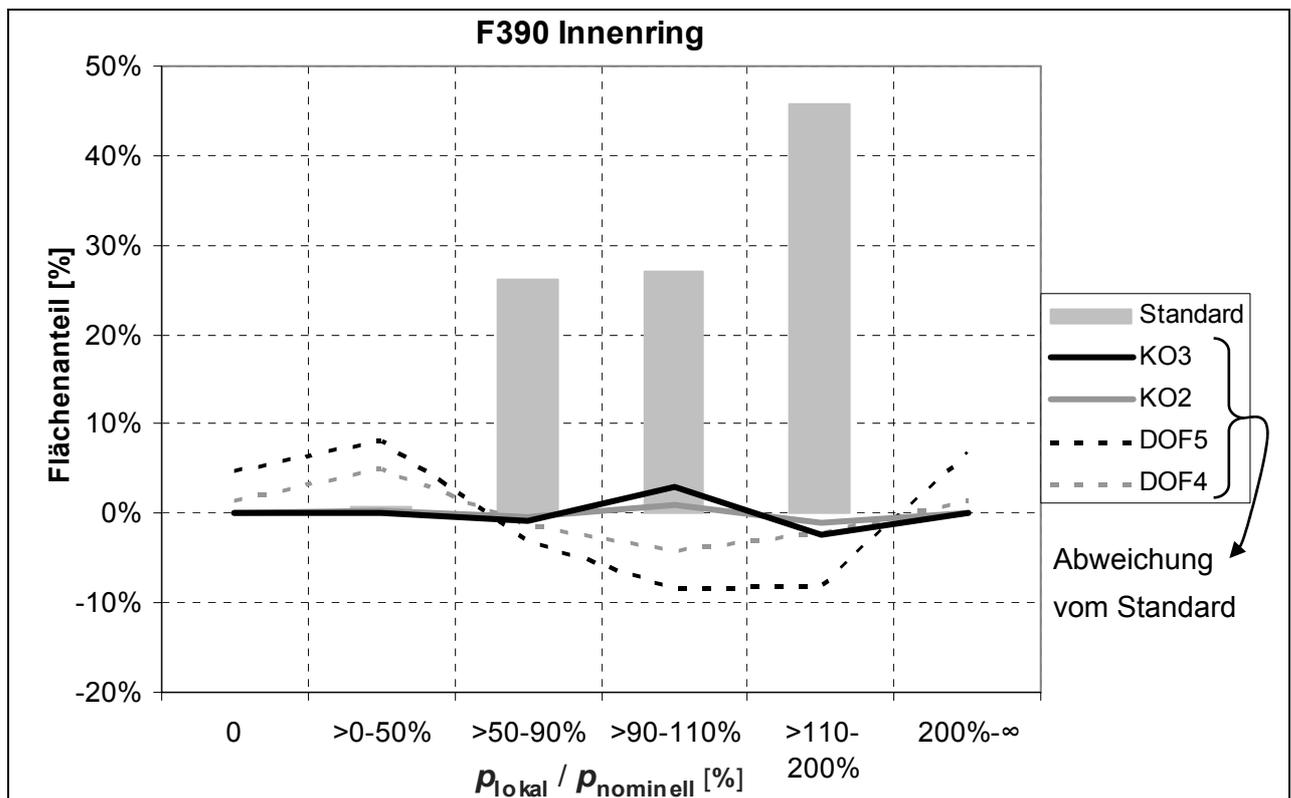


Abbildung 87: Flächenanteil der Pressung am Innenring für die Standardkonfiguration und Abweichung der Varianten KO2, KO3, DOF4 und DOF5 vom Standardfall

Die Variation der Koppelverzahnung (KO2, KO3) beeinflusst die Flächenpressungsverteilung nur gering; der Fall KO2 mit der Reduzierung auf zwei Kontakte lässt sich praktisch kaum von der Standardkonfiguration unterscheiden. Ebenso führt der Fall KO3 mit der Reduzierung auf einen Kontakt nur zu einer Vergrößerung des Flächenanteils in der Klasse 90-110%.

Die Variation der Zwischenringverzahnung (DOF4, DOF5) hat einen größeren Einfluss auf die Pressungsbereiche 90-110% und 110-200%, wobei in diesem Fall die Flächenanteile aber gegenüber der Standardkonfiguration verringert werden. Auffällig ist die Zunahme extremer Werte; so ist neben den Klassen 0-50% und >200% besonders die lokale Kontaktöffnung ein Sonderfall, der bei anderen Varianten nicht auftritt. Die Variante DOF5 (2 Verzahnungskontakte) zeigt in allen Pressungsbereichen eine stärkere Abweichung von der Standardkonfiguration als DOF4 (3 Kontakte).

Ein ähnliches Bild zeigt sich in Abbildung 88 am Außenring. Auch hier ist die Abweichung der DOF5-Variante stärker ausgeprägt als DOF4, die Tendenz mit Besetzung der Klassen 0-50%, >200% und Kontaktöffnung ist ebenfalls vorhanden, wenn auch nicht so stark wie am Innenring. Auffallend bei dieser Auswertung ist die Abweichung bei der Variante KO3, die hier am Außenring deutlich stärker ausfällt als am Innenring. Die Abweichungen von knapp 20% sollten sich daher schon signifikant bei Systemen mit starker Abhängigkeit des Reibwertes von der Flächenpressung zeigen. KO2 zeigt aber auch hier nur einen vernachlässigbaren Effekt, so dass die Konfiguration kaum von dem Standardfall zu unterschieden ist.

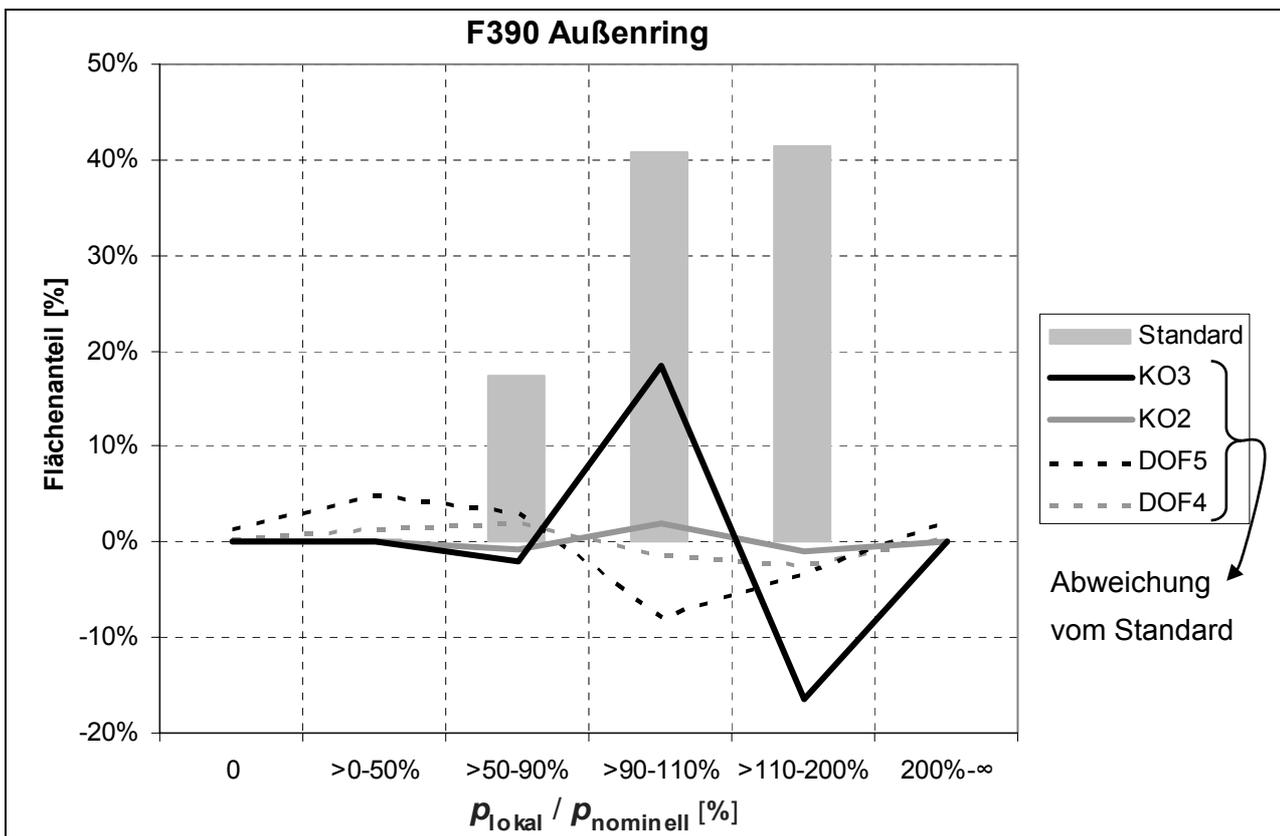


Abbildung 88: Flächenanteil der Pressung am Außenring für die Standardkonfiguration und Abweichung der Varianten KO2, KO3, DOF4 und DOF5

### 6.9.2 Kraft-Zeit-Verlauf

Die Pressungsverteilungen der progressiven und degressiven Schaltkraft zeigen über der Schaltzeit deutlich ein Hystereseverhalten. In Abbildung 89 ist ein Vergleich der Mittelwerte der Flächenpressungen der progressiven, degressiven und konstanten Kraftverlaufscharakteristik dargestellt.

Beim degressiven Verlauf sinkt die mittlere Flächenpressung erst im Lastschritt 7 ab, obwohl über die Lastschritte 4-7 eine kontinuierliche Abnahme der Schaltkraft erfolgt.

Aufgrund der unterschiedlichen Kontaktfläche sollte die Flächenpressung am Außenring nominell ca. 25% höher als am Innenring sein. Daher weisen die für Außen- und Innenring fast gleichen mittleren Flächenpressungen beim progressiven Verlauf in den Lastschritten 4-7 auf einen für diesen Lastfall typischen Effekt hin, der bei degressiver und konstanter Charakteristik nicht auftritt. Am Ende der Schaltung werden im Lastschritt 7 des progressiven Verlaufs hingegen fast die gleichen Werte wie bei der konstanten Charakteristik erreicht. Dass im konstanten Fall, auch trotz des geringen Schaltkraftrückganges im Lastschritt 7, die mittlere Flächenpressung während der Schaltung ansteigt, deutet auf einen thermischen Einfluss hin, da dies die einzige veränderliche Einflussgröße zwischen den Lastschritten 4-6 ist. Dieser Effekt kann auch zu der Verzögerung des Pressungsrückganges bei der degressiven Charakteristik und der Anstiegsverzögerung beim progressiven Verlauf.

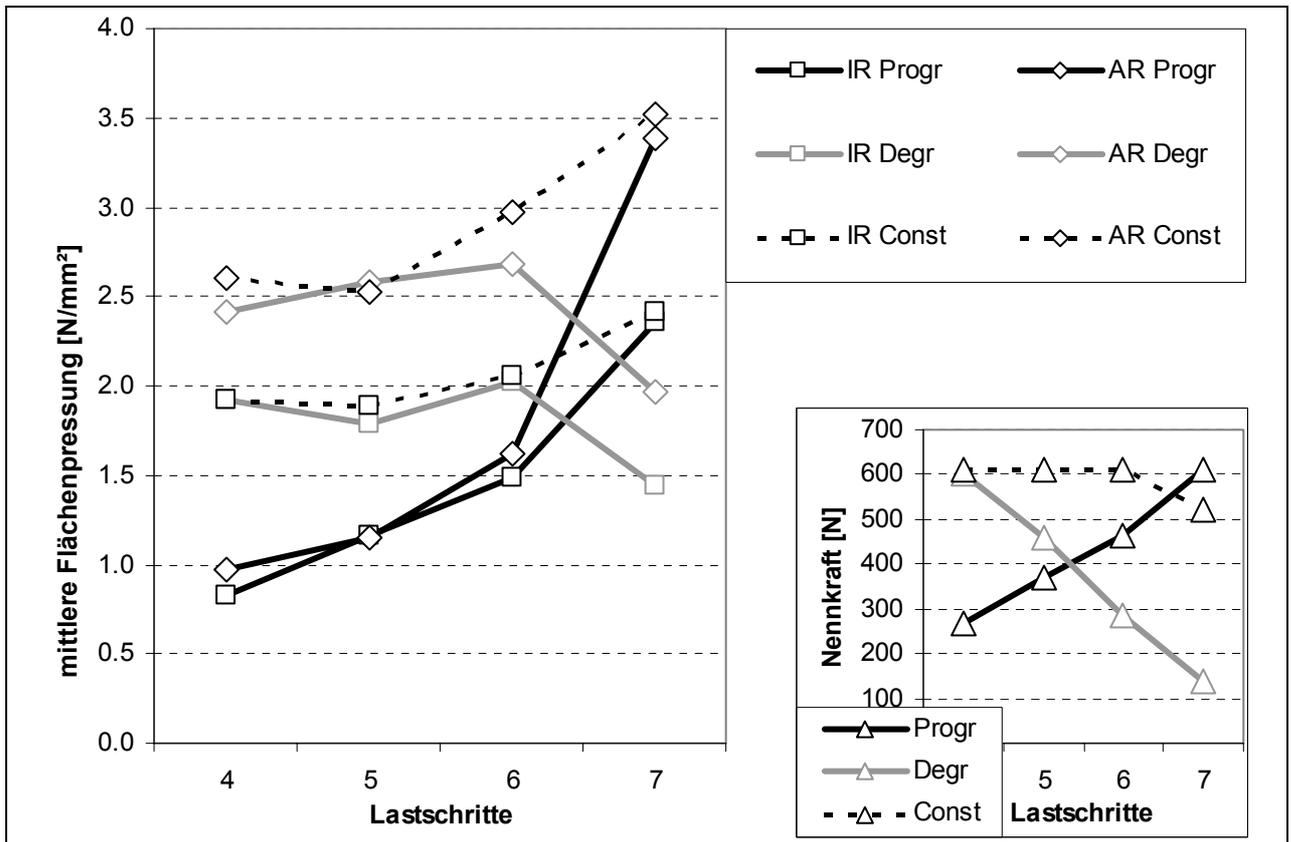


Abbildung 89: mittlere Flächenpressung am Ende der jeweiligen Lastschritte bei degressivem, progressivem und konstantem Kraftverlauf, unten rechts Darstellung der Nennkraft

### 6.9.3 Nennkraft und Materialeigenschaften

Die Abhängigkeit der Flächenpressungsverteilung von der Nennkraft im Vergleich zur Standardkonfiguration ist in Abbildung 90 dargestellt.

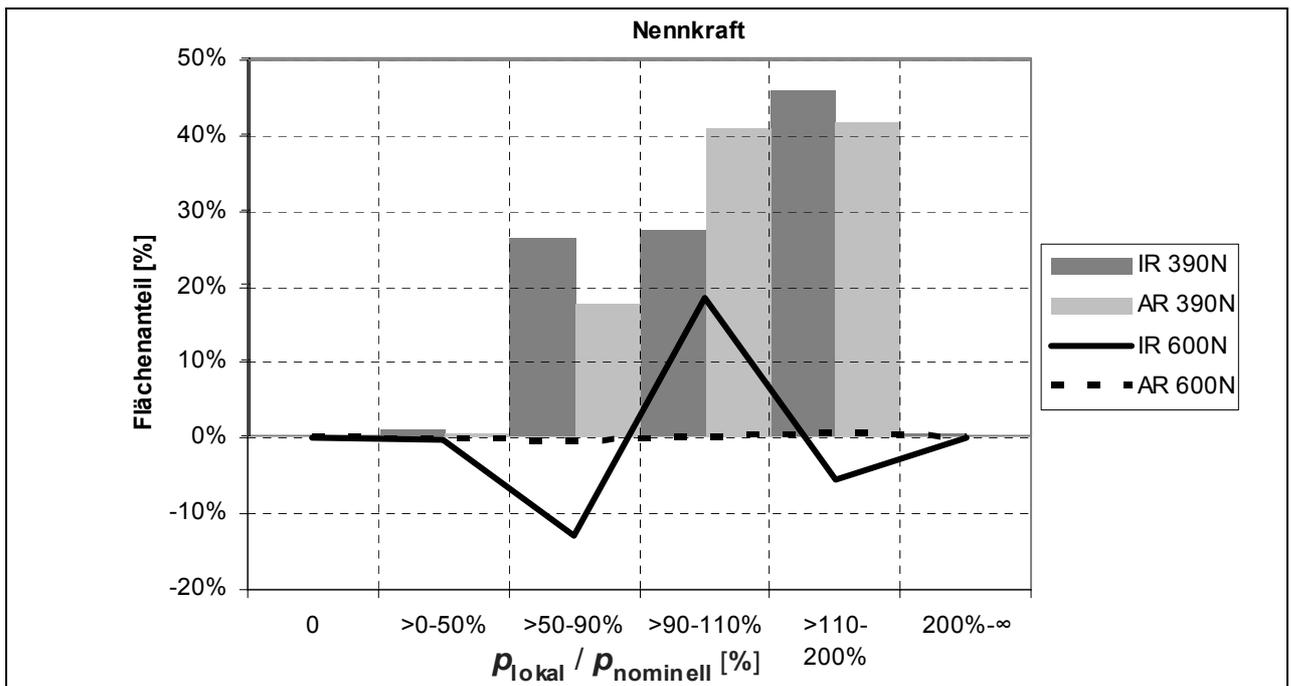


Abbildung 90: Flächenanteil der Pressung für die Standardkonfiguration und Abweichung bei Nennkrafterhöhung

Die Erhöhung der Nennkraft hat dabei auf den Außenring praktisch keine Auswirkung, am Innenring ist der Flächenanteil im Bereich der nominellen Flächenpressung (90-110%) bei größerer Axialkraft deutlich größer bei abnehmender Tendenz in den Klassen 50-90% und 110-200%.

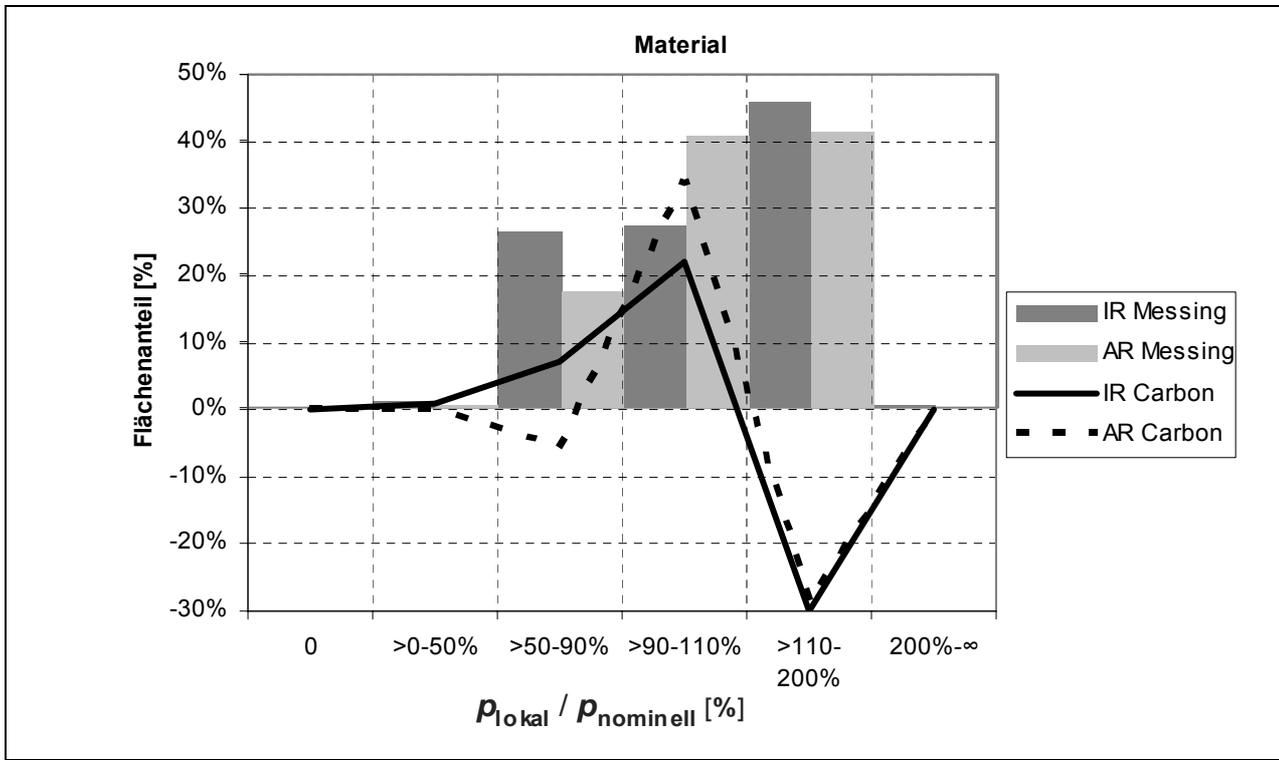


Abbildung 91: Flächenanteil der Pressung für die Standardkonfiguration und Abweichung bei Materialvariation

Zur Materialvariation (Abbildung 91) wurden die Kennwerte der Messingringe durch die Materialeigenschaften von Stahl für den Grundwerkstoff und von Carbon für die Reibflächen ausgetauscht. Dadurch wurden Außen- und Innenring durch den höheren E-Modul des Stahls steifer, gleichzeitig ist der Carbonbelag in der gewählten Variante in radialer Richtung elastischer als metallische Kontaktpartner. Es lässt sich damit kaum unterscheiden, welcher dieser beiden Faktoren zu dem beobachteten Verhalten führt, welches durch eine deutliche Reduzierung des Flächenanteils der Pressungen über 110% und entsprechend einem Anstieg im Bereich von 90-110% gekennzeichnet ist.

Es ist damit gezeigt, dass bei Mehrfachsynchonisierungen in der untersuchten Bauform in Abhängigkeit vom Tragbild an den Verzahnungen lokal hohe Flächenpressungen und auch Kontaktöffnungen an den Reibflächen auftreten können. Diese Effekte sind außerdem abhängig von der Axialkraft und den Materialeigenschaften. Unterschiede im Reibwertverhalten bei Wechsel der Belastung oder Austausch des Reibmaterials können damit durch Effekte aufgrund der systemspezifische Bauart und Toleranzen überdeckt werden, die den Vergleich mit anderen Tribosystemen gleicher Werkstoffpaarung erschweren.

## 7 Experimente zum Freiheitsgradverhalten von Zweifach-Synchronisierungen

### 7.1 Versuchsplanung

Die nachfolgenden Versuche wurden zur Korrelation mit den Annahmen über das dynamische Verhalten basierend auf dem Freiheitsgradmodell und den Ergebnissen der FEM-Analysen geplant, wie dies in Abbildung 92 dargestellt ist. Dementsprechend wurden neben der Anpassung der Belastungsparameter auch die Prüfteile zur Realisierung der unterschiedlichen Kontaktbedingungen in den Verzahnungen modifiziert. Zusätzlich kommen Systemmodifikationen mit Carbon-Reibbelag sowie Ringe mit abweichendem Dachschrägenwinkel zum Einsatz.

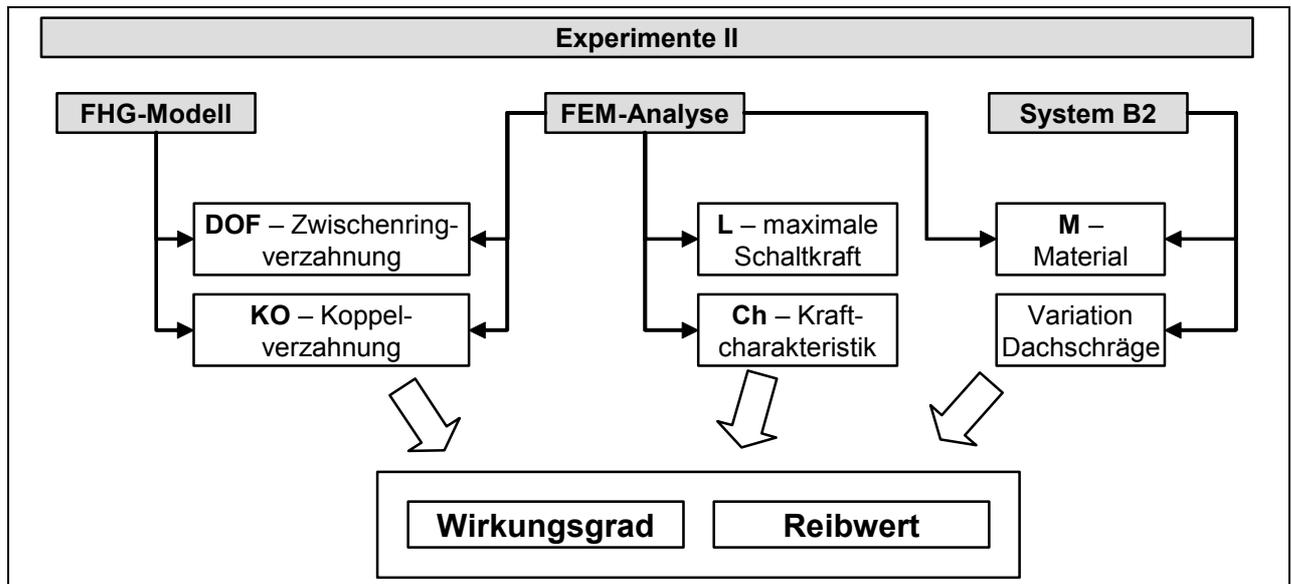


Abbildung 92: Übersicht über die Versuchsparameter des zweiten experimentellen Abschnitts

### 7.2 Schaltkraftcharakteristik (Ch)

Im Gegensatz zu den Bedingungen der Schaltungen in Abbildung 31 wird hier dem Kraftverlauf durch entsprechende Einstellung der Steuerung eine Schwingung mit geringer Amplitude überlagert, wie sie auch im Getriebe auftreten kann. Durch die steife Konstruktion führt dies zu Zwangsbewegungen in den Verzahnungskontakten der Synchronisierung.

In Abbildung 93 sind die Messwerte für eine Schaltung mit degressiver Charakteristik im linken und eine Schaltung mit progressiver im rechten Diagramm dargestellt. Die gemittelten Wirkungsgrade liegen mit 1,012 für den degressiven und 0,983 für den progressiven Kraftverlauf deutlich näher an 1 als die Versuche mit glattem Verlauf. Dies bestätigt den Ansatz, dass nur bei einem streng monotonen Kraftverlauf deutliche Reibungskräfte in den Verzahnungen auftreten. In den hier dargestellten Schaltvorgängen treten aber gleichzeitig während des Synchronisierungsvorganges Phasen mit positivem und negativem Kraftgradienten auf, was zu den beobachteten Wirkungsgradschwankungen führt. Da die Amplitude der Kraftschwankungen klein ist, wird der Reibwert von diesem Effekt nur wenig beeinflusst.

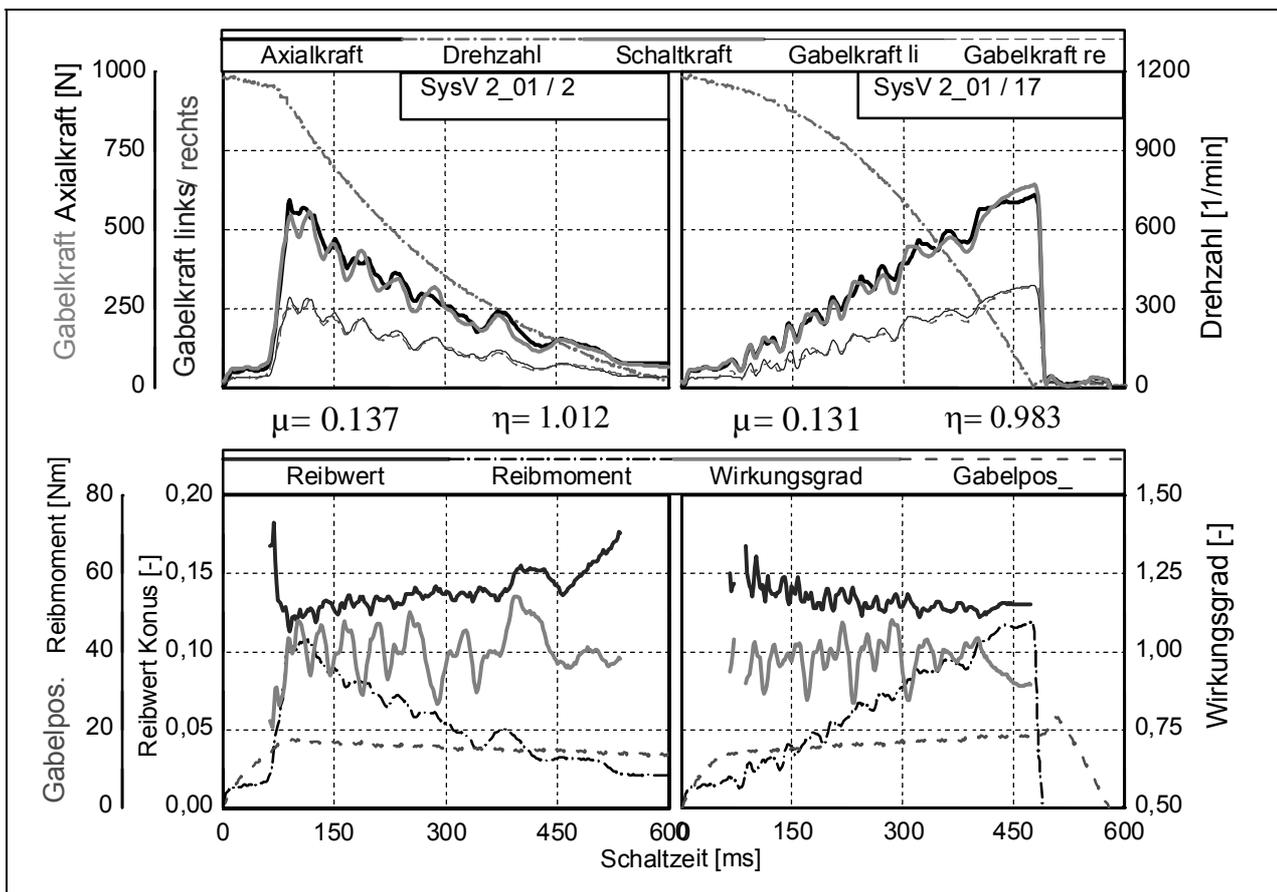


Abbildung 93: Einzelschaltung der Standardkonfiguration, degressive (links) und progressive (rechts) Charakteristik

Es sind daher neben der Charakteristik des Kraftverlaufs auch Schwankungen der Kraft mit geringen Amplituden bei der Beurteilung des Wirkungsgradverhaltens zu beachten.

### 7.3 Dachschrägenwinkel

Diese Versuche zeigen den Einfluss von Gestaltabweichungen an den Dachschrägenkontakten. Stimmen die Winkel nicht überein, ist die Sperrbedingung nicht mehr eindeutig und hängt von der axialen Relativposition zwischen Außenring und Schiebemuffe ab. Ist systembedingt eine ausreichende Sperrsicherheit vorhanden, kann sich durch die Änderung der Kraftzerlegung an der Dachschräge das Verhältnis der Umfangskräfte zwischen Sperr- und Indexverzahnung ändern, womit sich eine Abweichung in der Verteilung der Krafteinleitung ergibt. Diese Winkelfehler sind aber klein, wenn sie durch Fertigungstoleranzen bedingt sind, so dass zu Beginn des Einsatzes solcher Systeme kein wesentlicher Einfluss zu erwarten ist.

Im Versuch V2\_06 wurde ein Synchrosystem eingesetzt, dessen Dachschrägenwinkel in einer Drehrichtung eine Differenz von ca.  $4^\circ$  aufweist. Im Versuch wurde daher das eingelaufene System abwechselnd links- und rechtsdrehend geschaltet, um einen Vergleich beider Zustände zu erreichen. Die Darstellung der Trendverläufe für Reibwert und Wirkungsgrad über einem Schaltungsbereich in Abbildung 94 zeigen dementsprechend eine Schwankung beider Werte. Das Wirkungsgradverhalten weist bei beiden Zuständen die gleiche untere Grenze auf, lediglich bei der Winkelabweichung treten Schwankungen auf, die auf die unterschiedliche Relativpositi-



ren, die durch die relative Winkelstellung entstehen. In diesem Fall haben die Amplituden des Kraftverlaufes auf das Reibwertverhalten praktisch keinen Einfluss, der Wirkungsgradverlauf weist hingegen stärkere Schwankungen auf, so dass je nach Winkellage am Ende der Schaltungen Phasen mit höheren oder niedrigeren Werten die Mittelwertbildung stärker beeinflussen.

Eine Analyse der Abhängigkeit der Signalschwankungen über dem Rutschweg ermöglicht eine Untersuchung der Einflüsse von geometrischen Eigenschaften. Dazu werden die zeitabhängigen Messergebnisse zunächst auf den Drehwinkel in der Einheit „Umdrehungen“ transponiert. Mit Hilfe der FFT (Fast-Fourier-Transformation) lässt sich eine Frequenzanalyse der Signale durchführen, indem eine Transformation der wegabhängigen Größen in den Frequenzbereich vorgenommen wird. Das Ergebnis dieser Transformation gibt Auskunft über die Zusammensetzung der Messsignale in Abhängigkeit von Umfangseffekten und der über dem Umfang verteilten Häufigkeit.

Die hier gewählte Darstellung beginnt erst mit der Periodenzahl pro Umdrehung  $1/U$ , also mit einem einmal auf dem Umfang verteilten Einfluss. Der  $0/U$  zuzuordnende Offsetwert des Signals wird nicht analysiert. Dieser ist prinzipiell durch den Mittelwert (Bildmitte) für den Reibwert und den Wirkungsgrad angegeben, was durch die Beschränkung der zu analysierenden Datenmenge auf den Bereich von 94% bis 6% der Drehzahl erreicht wird. Dies entspricht auch der „abgeschnittenen“ Darstellung des Reibwert- und Wirkungsgradverlaufs.

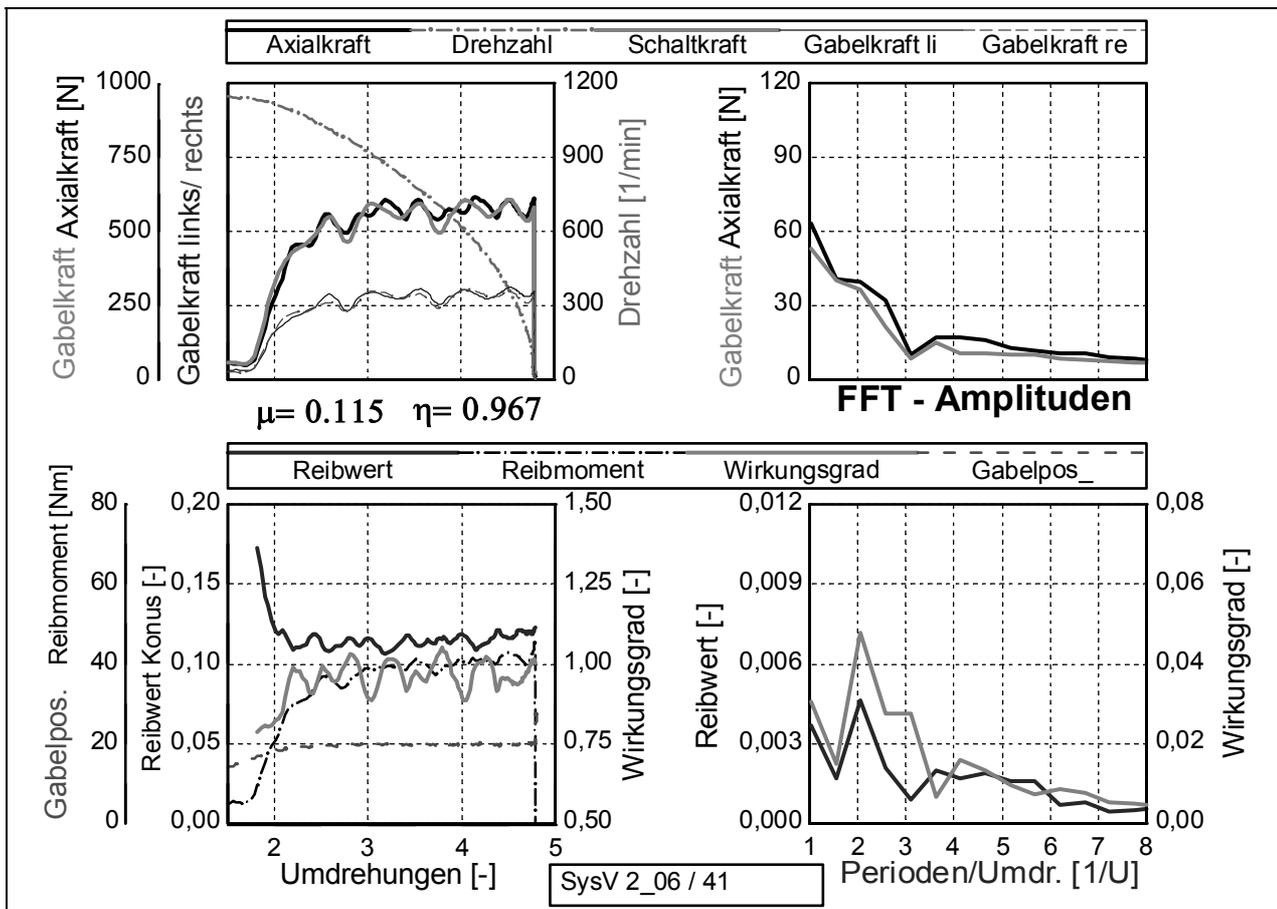


Abbildung 95: Einzelschaltung mit Amplitudenanalyse, System im Standardzustand

Die in Abbildung 95 dargestellte Schaltung in der Standardkonfiguration weist auf Grund der im ersten Schaltdritt progressiven Charakteristik der Schaltkraft einen gemittelten Wirkungsgrad auf, der noch etwas unter 1 liegt. Die Amplituden der Kräfte sind kleiner als 10% der Sollkraft und nehmen asymptotisch zu höheren Periodenzahlen hin ab.

Die Schaltkraftcharakteristik bei geändertem Dachschrägenwinkel in Abbildung 96 weist stärkere Schwankungen auf, so dass Wirkungsgrade erreicht werden, die näher an 1 liegen. Das Amplitudenverhalten der Kräfte weist dementsprechend höhere Werte auf. Auch ergibt sich ein Maximum bei  $2/U$ , was für einen Effekt spricht, der zweimal auf dem Umfang verteilt ist.

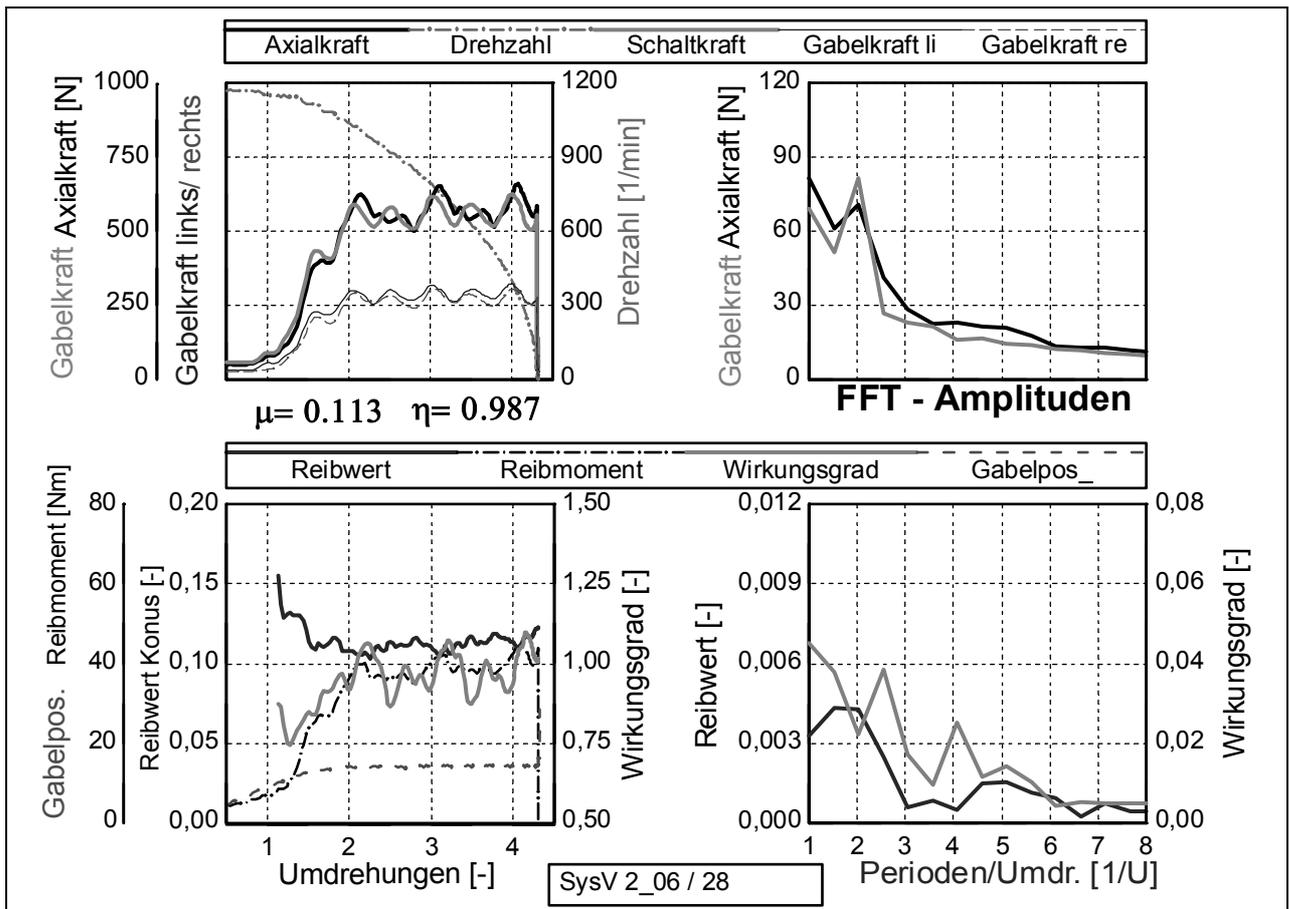


Abbildung 96: Einzelschaltung mit Amplitudenanalyse, abweichender Dachschrägenwinkel

Im Trendverlauf tritt eine erhöhte Streuung der Ergebniswerte für das Wirkungsgradverhalten bei abweichendem Dachschrägenwinkel auf. Daher werden zur weiteren Auswertung Mittelwerte aus mehreren Schaltvorgängen gebildet um die unterschiedlichen Relativpositionen der Bauteile im Prüfkopf zu berücksichtigen.

In Abbildung 97 sind die Amplituden der Schaltkraft- und der Axialkraftschwankung im Frequenzbereich dargestellt. Es zeigt sich dabei eine geringere Streuung für die nicht ganzzahligen Periodenzahlanteile. Im Standardfall sind die Streuungen geringer und weniger von der Periodenzahl abhängig; die Konfiguration mit der Dachschrägenabweichung weist die größte Streubreite für die Axialkraft bei  $1/U$  und  $2/U$  auf.

Die Darstellung in Abbildung 98 zeigt eine nur geringe Abhängigkeit des Reibwertverhaltens von Frequenzeinflüssen mit Abnahme der Amplituden zu höheren Periodenzahlen hin und

geringer Streubreite im Standardfall. Das Wirkungsgradverhalten weist in beiden Fällen bis auf den gemittelten Wert bei  $2/U$  größere Unterschiede auf, so dass der Dachschrägenmodifikation hier einen ein Einfluss ausübt.

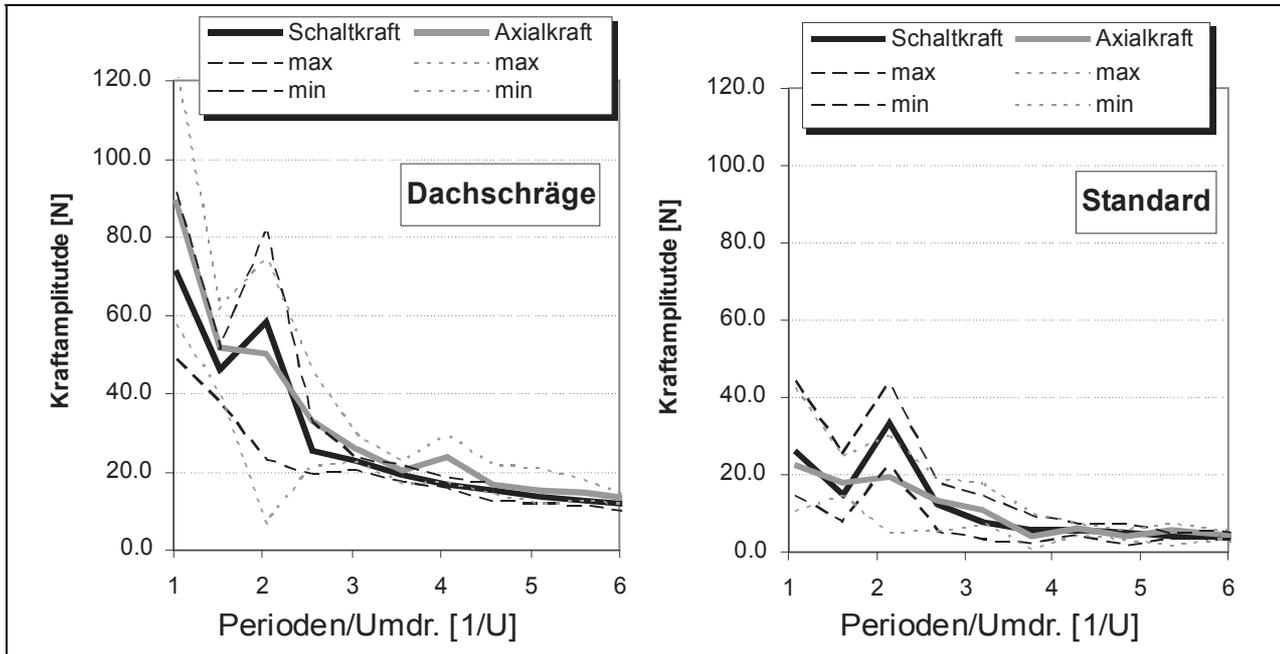


Abbildung 97: Amplitudenverteilung im Frequenzbereich als Mittelwert und Angabe der Streubreite der Schalt- und der Axialkraft

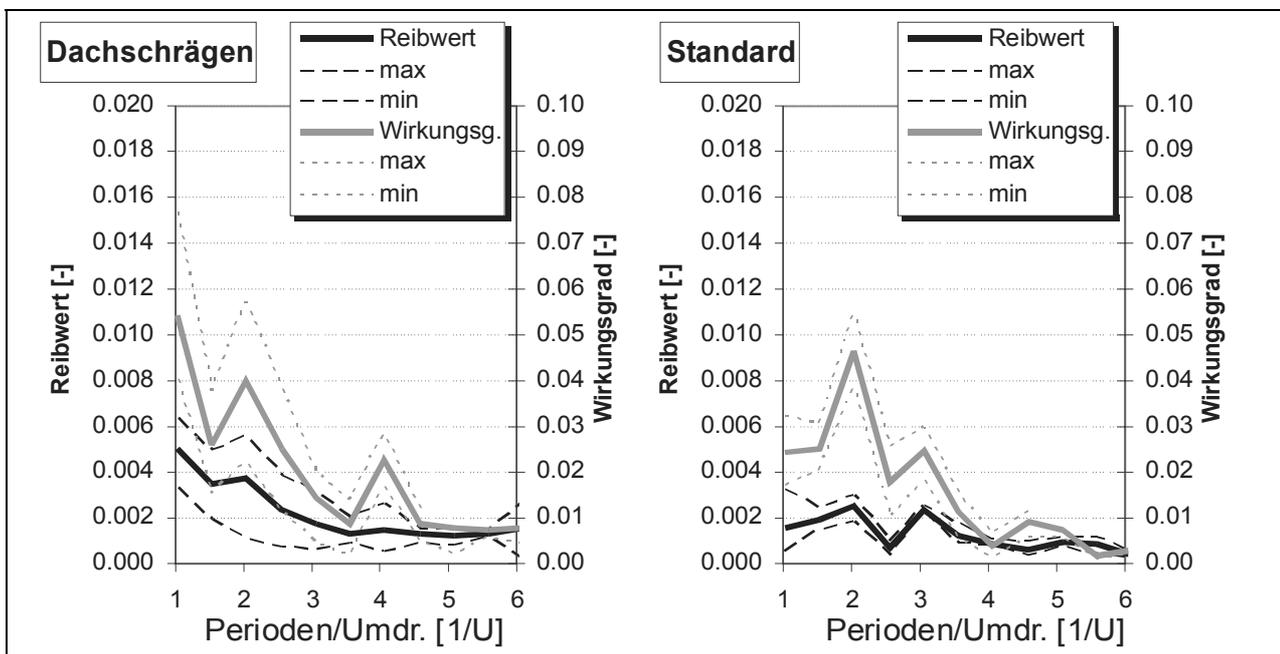


Abbildung 98: Amplitudenverteilung im Frequenzbereich, Mittelwert und Angabe der Streubreite der Reibwerte und Wirkungsgrade

Ein Vergleich der gemittelten Amplitudenwerte der Dachschrägen- mit der Standardkonfiguration ermöglicht eine bessere Auswertung der Systemmodifikation. Dazu wird der Quotient aus dem maximalen und dem minimalen Wert des jeweiligen Wertepaars beider Konfigurationen gebildet, so dass keine Verhältnisse kleiner 1 auftreten. Damit wird die Darstellungsproblematik

umgangen, dass bei linearer Teilung der y-Achse die Verhältnisse 1,5 und 0,5 gleichwertig erscheinen, da beide den gleichen Abstand von 0,5 zum neutralen Bezugswert 1 haben. Bei Kehrwertbildung ergibt sich jedoch ein ganz anderer Eindruck, in diesem Fall 2 zu 0,66, und damit ein unterschiedlicher Abstand (1 zu 0,33). Zusätzlich erfolgt eine Gewichtung der Verhältnisse zu dem Mittelwert der Amplituden aus denen sie gebildet werden, damit nicht Periodenzahlanteile mit kleinen absoluten Differenzen aufgrund großer relativer Unterschiede unverhältnismäßig wichtig erscheinen. Die nachfolgende Gleichung veranschaulicht die Berechnung anhand der Dachschrägenmodifikation.

$$\text{Amplitudenverh.}_{\text{gew.,Freq.}(n)} = \frac{\max(\mu_{\text{Dachs.,Freq.}(n)}; \mu_{\text{St.,Freq.}(n)})}{\min(\mu_{\text{Dachs.,Freq.}(n)}; \mu_{\text{St.,Freq.}(n)})} \cdot \frac{\mu_{\text{Dachs.,Freq.}(n)}}{\frac{1}{m} \cdot \sum_{i=1}^m \mu_{\text{Dachs.,Freq.}(i)}}$$

Die Darstellung der Amplitudenverhältnisse in Abbildung 99 zeigt den starken Einfluss der Periodenzahl  $1/U$  auf die Kraftschwankungen, speziell bei der Axialkraft tritt ein Verhältnis nahe 4 auf. Daraus lässt sich eine Schiefstellung des Systems ableiten, die einmal pro Umdrehung eine Kraftschwankung erzeugt, wenn keine Relativbewegungen im Ringsystem auftreten. Demgegenüber wird der Wirkungsgradverlauf bei  $2/U$  und  $3/U$  gering beeinflusst, dafür umso stärker bei  $1/U$  (dies kann mit dem Amplitudenverhältnis der Kräfte bei dieser Periodenzahl korrelieren) und  $4/U$ , was auf einen Einfluss der Zwischenringverzahnung hindeutet. Der Reibwert hingegen weist bei  $1/U$  und  $3/U$  Maxima auf; die Zuordnung der zweiten Periodenzahl ist nicht eindeutig, da mehrere 3-fach auf dem Umfang verteilte Geometrielemente existieren.

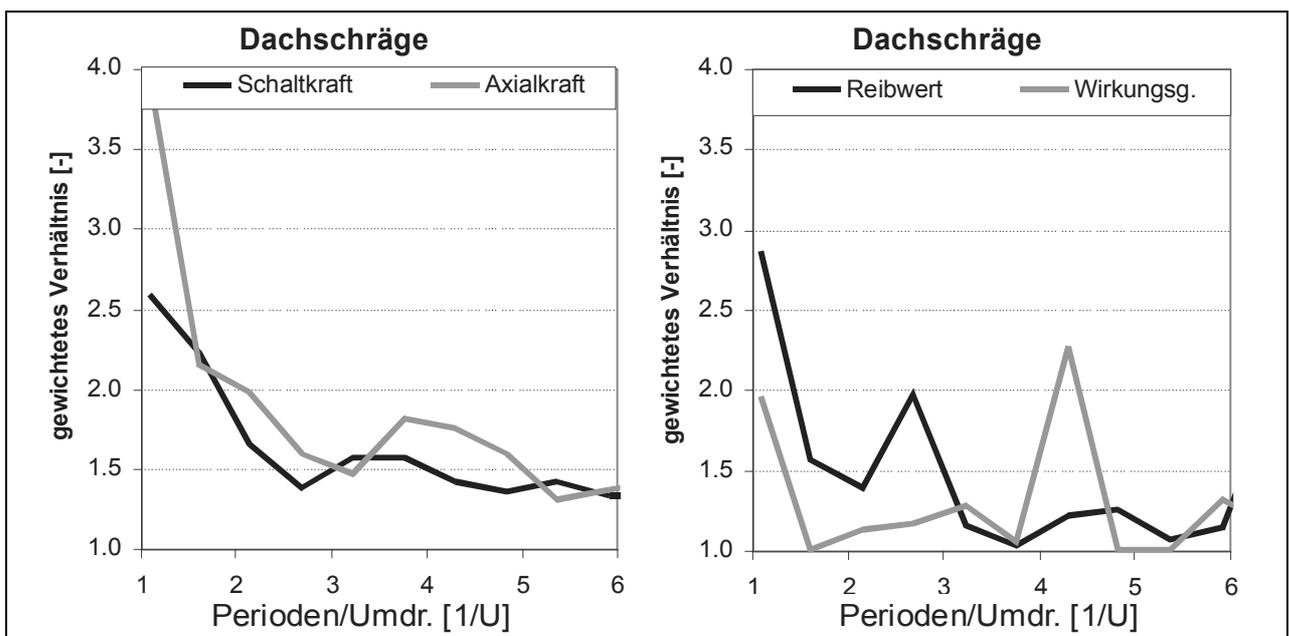


Abbildung 99: Verhältnis der Amplituden „Dachschrägen“ bezogen auf die Standardkonfiguration für Kräfte, Reibwert und Wirkungsgrad, mittlere Sollkraft

#### 7.4 Verzahnung Zwischenring (DOF)

In diesen Versuchen wurde das Verhalten des Systems bei Variation der Verzahnungskontakte des Zwischenringes zum Losrad untersucht. Übliche PKW-Systeme weisen zwischen 3 und 6 Zähne auf; aufgrund von Toleranzen, Verformungs- oder Verkipfungseinflüssen kann sich deren Tragbild verschlechtern. Dabei sind die Effekte bei geringeren Zähnezahlen entsprechend auffälliger, eine Verringerung von 6 auf 5 Kontakte kann im Versuch kaum untersucht werden, da dazu im Vergleich zunächst überhaupt das Tragverhalten der „überzähligen“ Kontakte sichergestellt werden müsste.

Insofern zeigen sich bei Reduzierung eines 6-Zahn-Systems auf 3 Zähne in den Berechnungen nur geringe Unterschiede. Versuche mit der DOF4 Variante (drei Eingriffe auf  $120^\circ$  verteilt) wurden durchgeführt.

Die Ergebnisse sind mit denen der Standardkonfiguration im Rahmen der Messungenauigkeiten identisch, so dass davon auszugehen ist, dass bereits die Standardkonfiguration ein Tragverhalten der Zwischenringverzahnung von nur drei Zahnkontakten aufweist. Deutliche Änderungen ergeben sich bei der Verringerung auf 2 Kontakte, da in diesem Fall die Verzahnung einen Teil ihrer zentrierenden Wirkung verliert (die Kontaktreibung an der Verzahnung behindert z.T. die Beweglichkeit des Zwischenringes relativ zum Losrad, zusätzlich kann sich je nach Ausprägung der Taschen am Losrad der Freiheitsgrad durch zusätzliche Kontaktbildung wieder verringern).

##### 7.4.1 DOF 5 – Zwischenring-Losrad-Verzahnung zweifach

Zur Untersuchung des Einflusses der Zwischenringverzahnung wurde ein System so modifiziert, dass nur noch 2 Kontakte (auf  $120^\circ$ ) in Eingriff gelangen konnten (Variante DOF 5).

In einem Teil der Versuche wurde ein Öl mit einer abweichender Additivierung verwendet, um ein anderes Verhalten des Reibwertes in Abhängigkeit von der Flächenpressung und damit eine deutlichere Auswirkung des Einflusses durch eine ungleichmäßige Flächenpressungsverteilung zu erreichen.

Der Trendverlauf in Abbildung 100 zeigt eine geringe Auswirkung in Form einer Erhöhung des Reibwertes bei niedriger Axialkraft und ca. 5% niedrigeren Werten bei Verdoppelung der Flächenpressung. Der Wirkungsgrad streut stärker bei höheren Schaltkräften, der Wertebereich ist aber für alle Laststufen vergleichbar.

Die Diagramme in Abbildung 101 und Abbildung 102 zeigen zwei Beispielschaltungen für niedrige und mittlere Schaltkraft für die Konfiguration DOF5. Der Wirkungsgradverlauf zeigt ein ausgeprägtes von der Winkelstellung abhängiges Verhalten, die Amplitudenanteile am Gesamtwert sind deutlich größer als beim Reibwert. Die Kraftschwankungen sind annähernd proportional zum Sollwert. Bei der niedrigen Schaltkraft sind sie sogar fast identisch zur Axialkraft, die Wirkungsgradschwankung kommt durch eine Phasenverschiebung zustande.

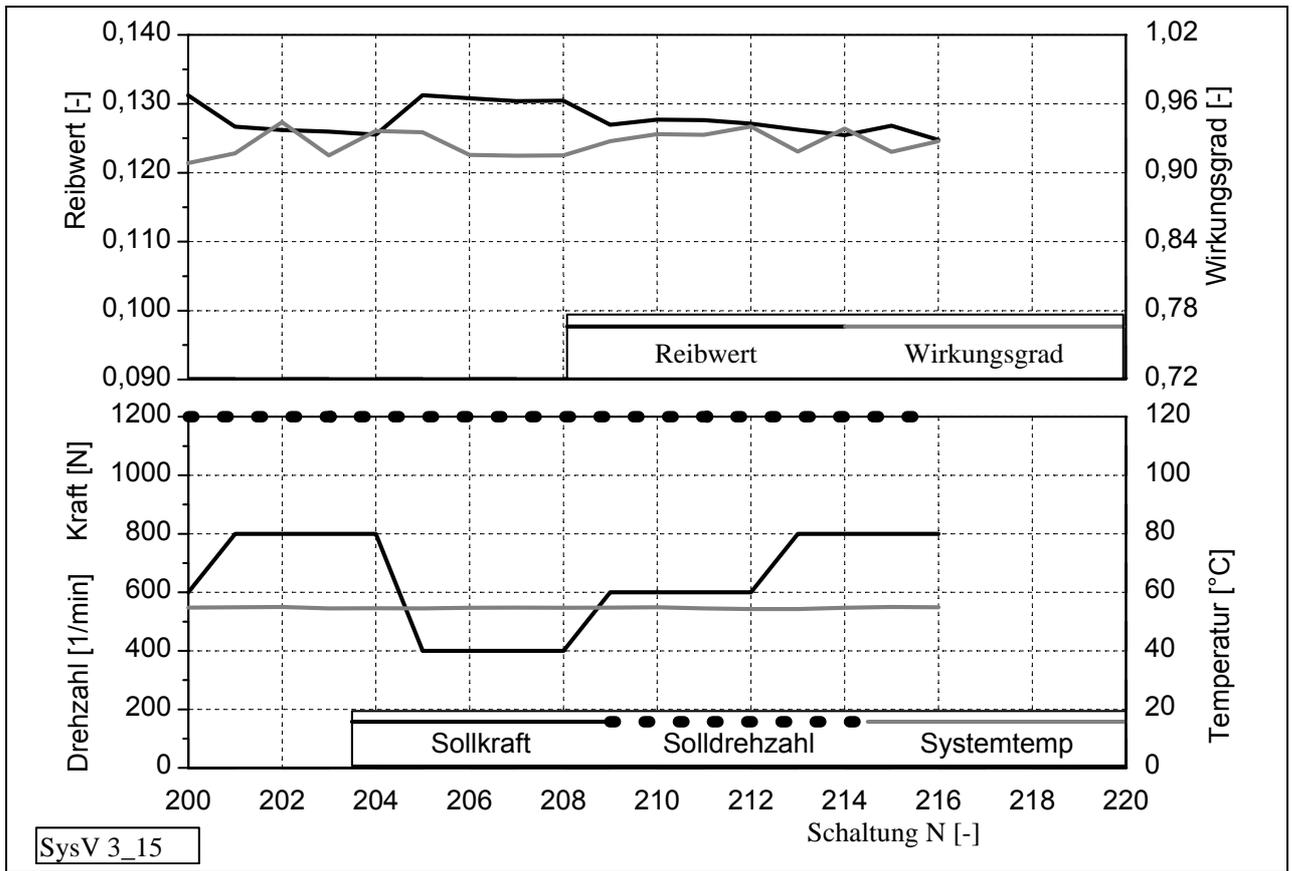


Abbildung 100: Trendverlauf DOF 5, Variation der Flächenpressung, alternatives Öl

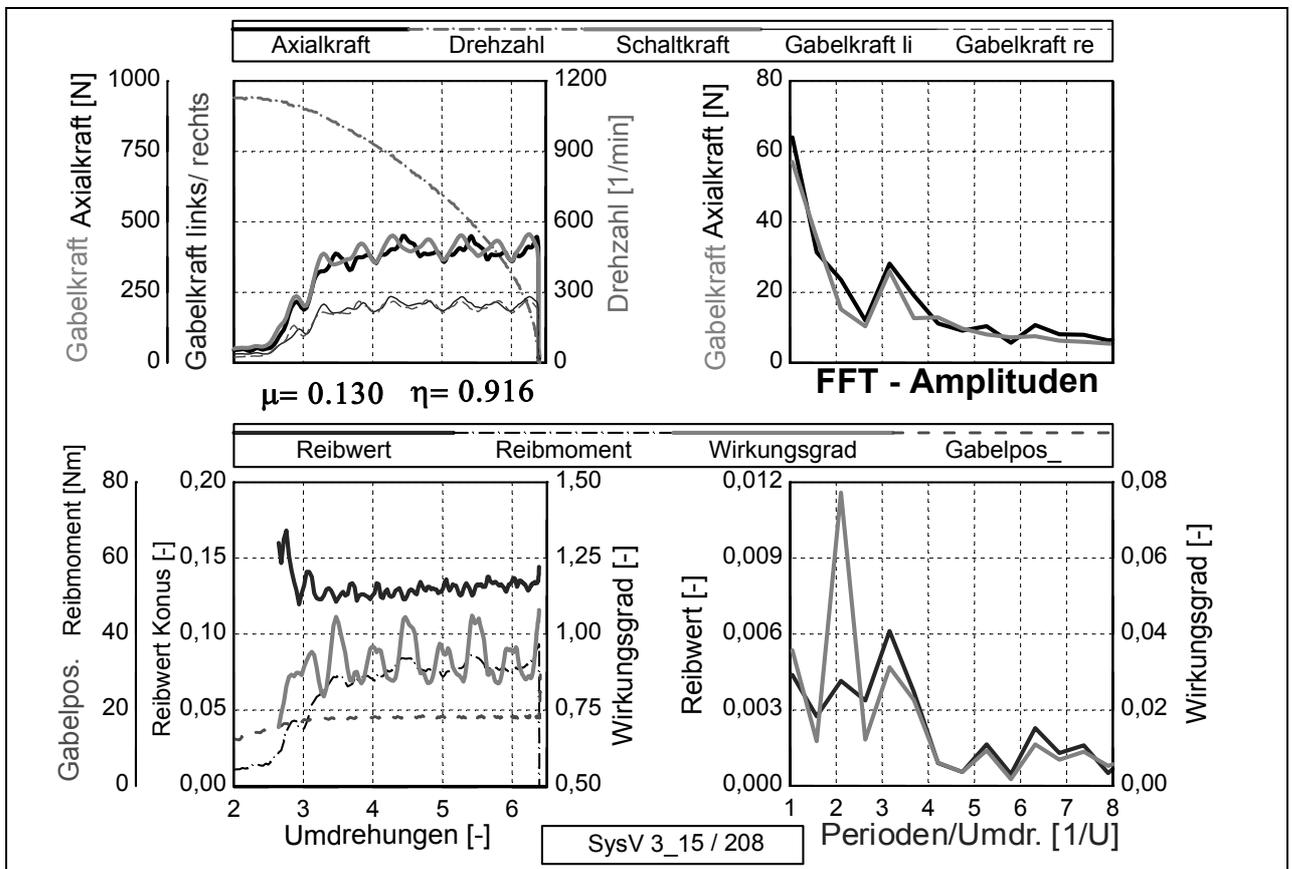


Abbildung 101: Einzelschaltungen DOF 5, niedrige Schaltkraft

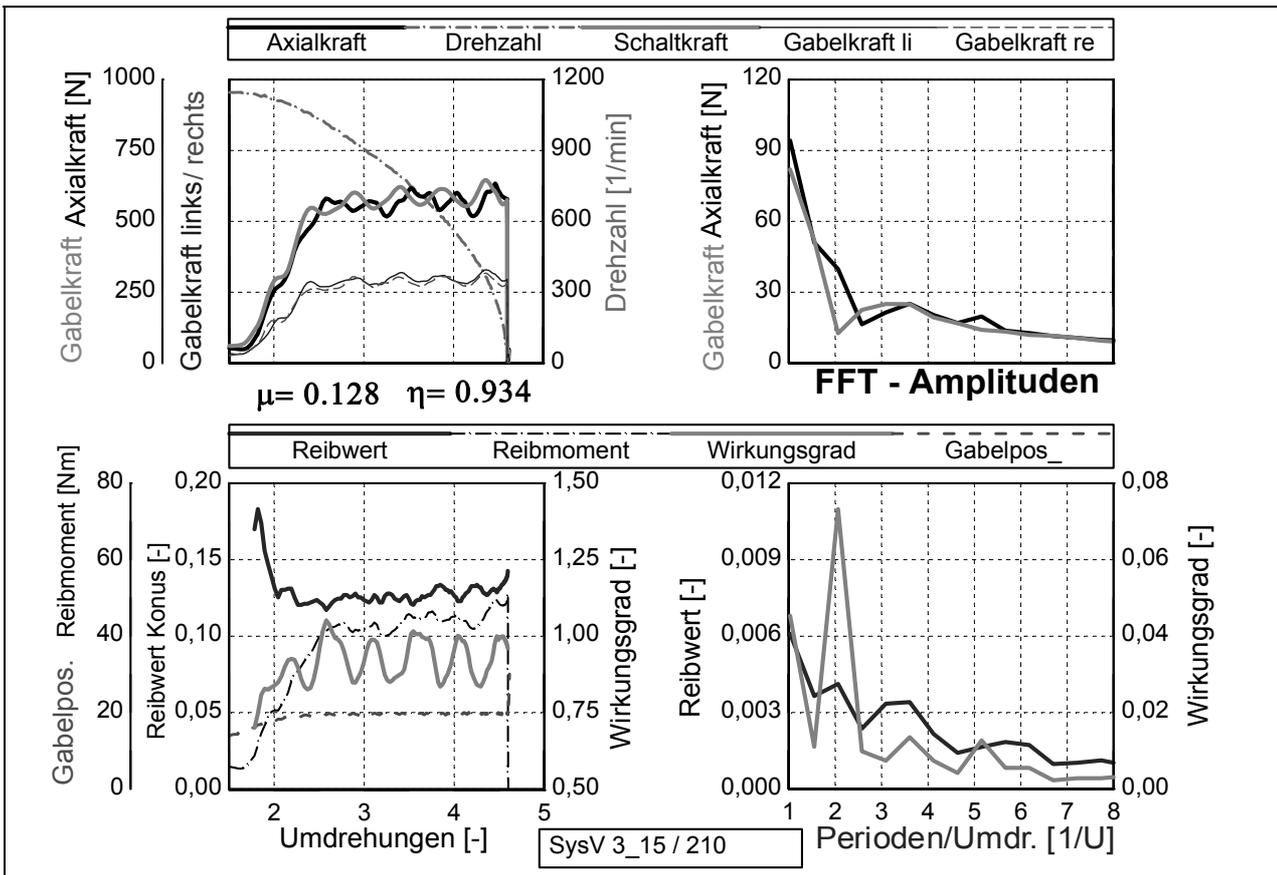


Abbildung 102: Einzelschaltungen DOF 5, mittlere Schaltkraft

Die Auswertung der gewichteten Verhältnisse der Amplituden für die niedrige Schaltkraft im Vergleich zur Standardkonfiguration in Abbildung 103 zeigt für die Kräfte außer bei der Periodenzahl 1/U nur geringe Abweichungen. Das Wirkungsgradverhalten ändert sich durch die Modifikation nur unwesentlich, das Reibwertverhalten hingegen deutlich bei der Periodizität 1.

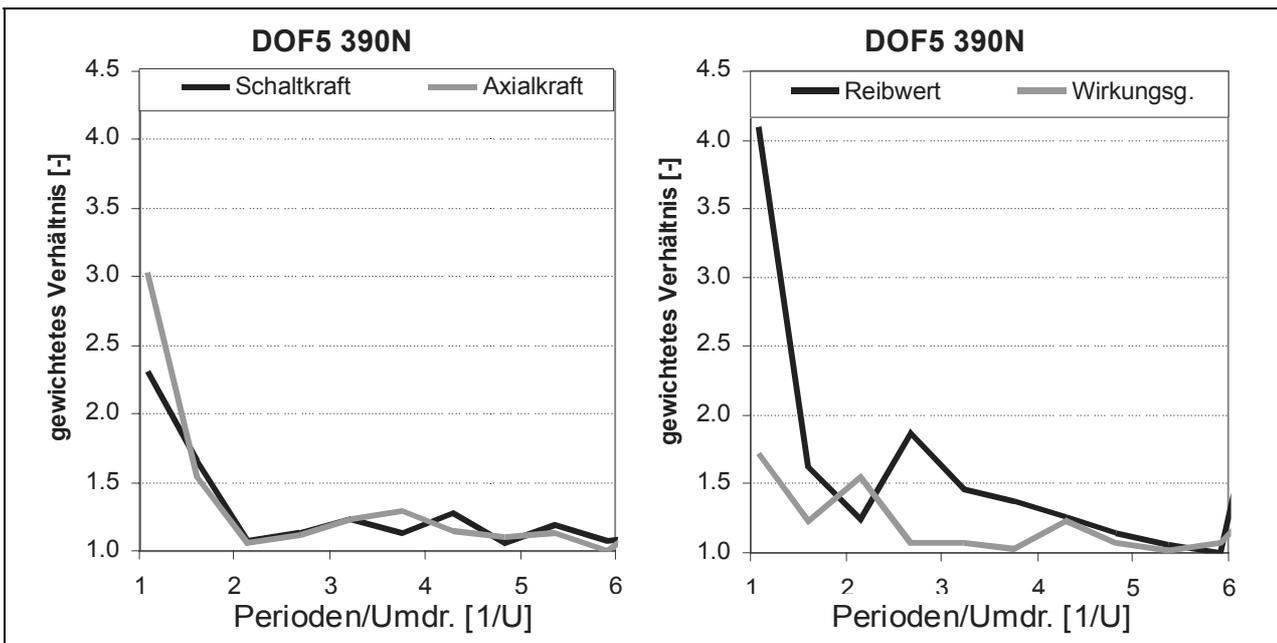


Abbildung 103: Verhältnis der Amplituden, DOF5- zu Standardkonfiguration für Kräfte, Reibwert und Wirkungsgrad, niedrige Schaltkraft

Wie in Abbildung 104 dargestellt, verringert sich bei höherer Sollkraft der Unterschied bei den Kraftamplituden etwas. Die Abhängigkeit von den Periodenzahlen  $2/U$  und  $3/U$  erhöht sich beim Wirkungsgrad leicht und der Reibwert weist zusätzlich bei  $4/U$  eine Änderung gegenüber der Standardkonfiguration auf.

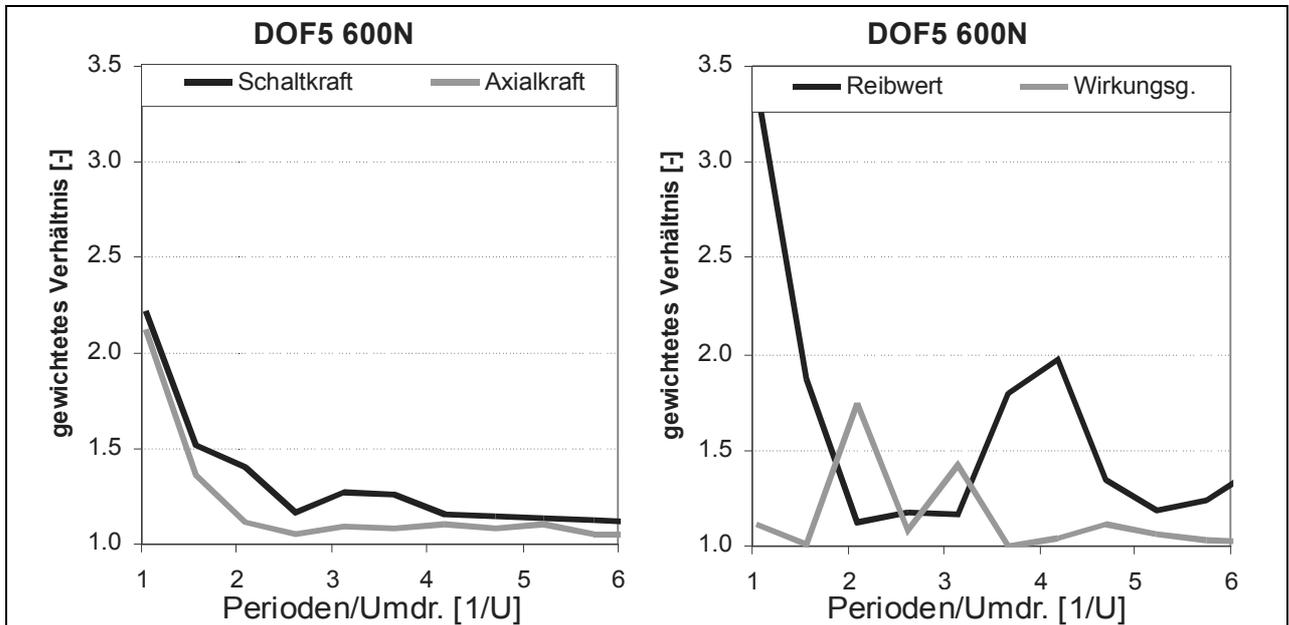


Abbildung 104: Verhältnis der Amplituden, DOF5- zu Standardkonfiguration für Kräfte, Reibwert und Wirkungsgrad, mittlere Schaltkraft

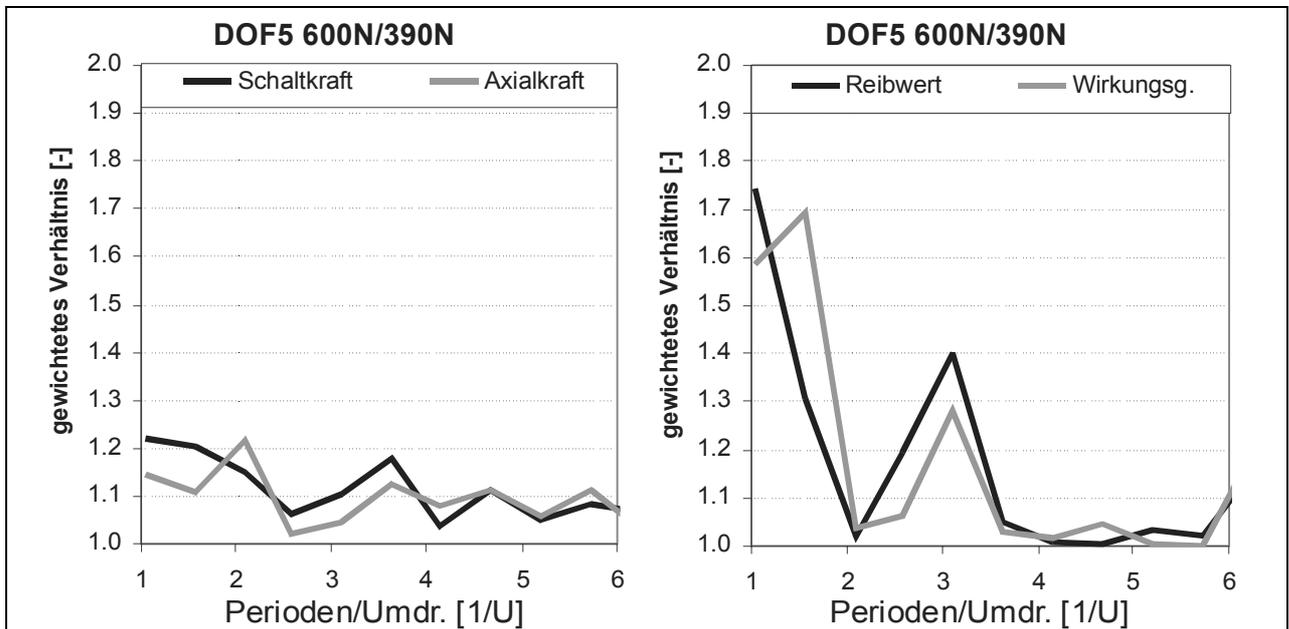


Abbildung 105: Verhältnis der Amplituden mittlere zu niedrige Schaltkraft, DOF5-Konfiguration

Den direkten Vergleich des Einflusses der Schaltkraft zeigt Abbildung 105. Das Amplitudenverhalten der Kräfte ist wenig ausgeprägt und damit für diese Konfiguration nicht aussagekräftig. Wirkungsgrad- und Reibwertverhalten sind bei den Periodenzahlen  $1/U$ ,  $1.5/U$  und  $3/U$  von der Schaltkraft abhängig, die Periodenzahl  $2/U$  stellt sich damit beim Wirkungsgrad als geeignetes Kriterium heraus. Die Lastabhängigkeit der Systemeigenschaften wird durch verformungsbe-

dingte Änderungen des Tragbildes der Kegelkontakte und der Verzahnungen in Umfangsrichtung verursacht.

#### 7.4.2 DOF 6 – Zwischenring-Losrad-Verzahnung einfach

Die Reduzierung der Anzahl der Verzahnungen von Zwischenring und Losrad auf nur noch einen Kontakt ergibt ein unterbestimmtes System, bei dem das Ringsystem radial nur noch über den sehr steilen Kegel der Dachschrägenverzahnung geführt werden würde. Real ist so ein Fall nur bei Zahnbrüchen zu erwarten, bei Abweichungen des Tragbildes durch Toleranzen ist durch die Freiheitsgraderhöhung eine Achsverlagerung in einer Größenordnung möglich, dass wieder mindestens zwei Zähne in Kontakt kommen. In dem hier betrachteten Fall waren die verwendeten Bauteile zudem so gestaltet, dass durch einen Absatz am Losrad ein zusätzlicher zylindrischer Kontakt zwischen diesem und dem Innendurchmesser des Innenringes entsteht. Dadurch wird das System wieder stabilisiert; da aber die Ursache für die Exzentrizität die Verzahnung des Zwischenringes ist und damit relativ zum System Außenring-Innenring rotiert, entsteht eine über  $360^\circ$  zyklische radiale Bewegung. Die so beschriebene Kinematik des Systems lässt sich durch Anlaufspuren am Innendurchmesser des Innenringes überprüfen.

In Abbildung 106 und Abbildung 107 sind Einzelschaltungen zu der Variante mit nur noch einem Zahnkontakt für niedrige und höhere Sollkraft dargestellt. Hierbei zeigt sich eine geringere Abhängigkeit des gemittelten Wirkungsgrades von der Schaltkraft.

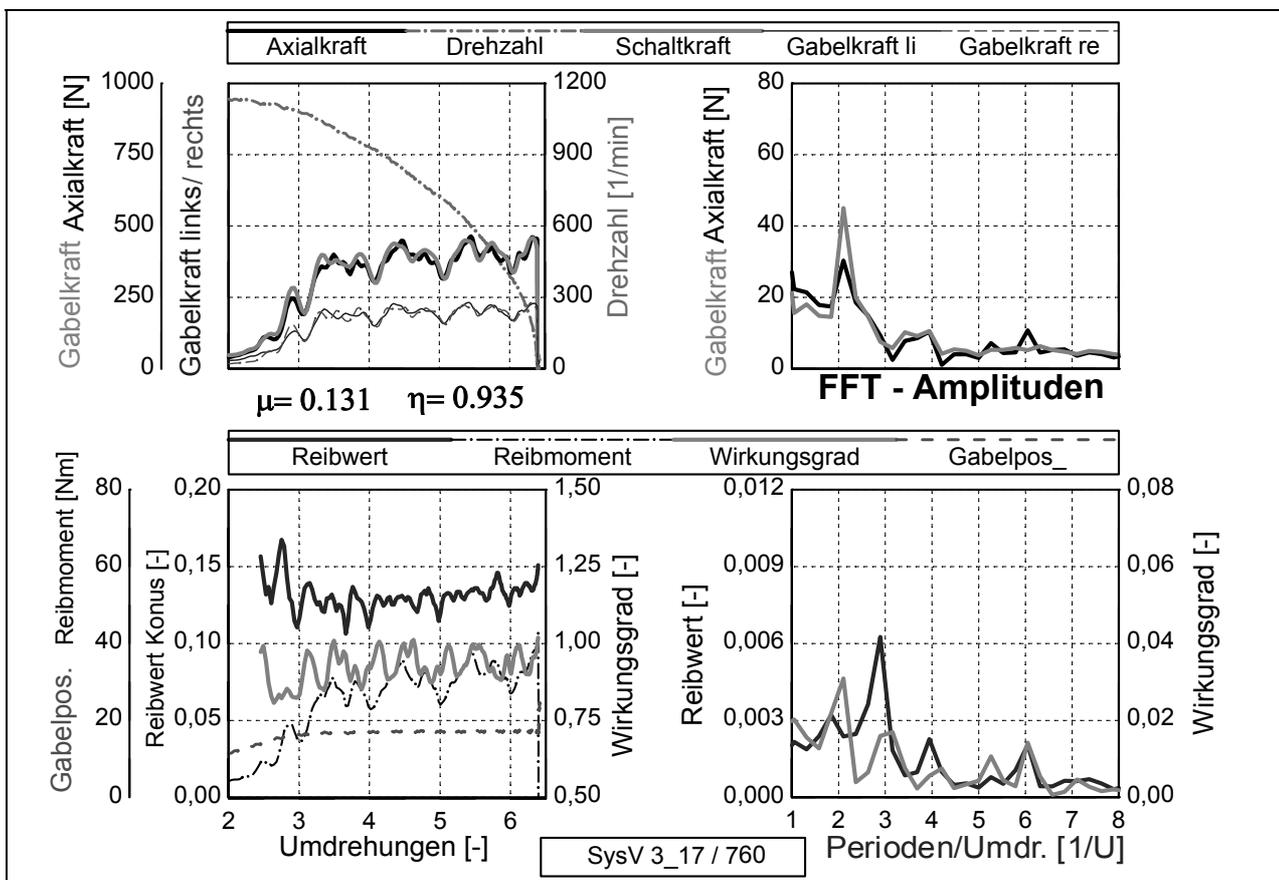


Abbildung 106: Einzelschaltungen DOF 6, niedrige Schaltkraft

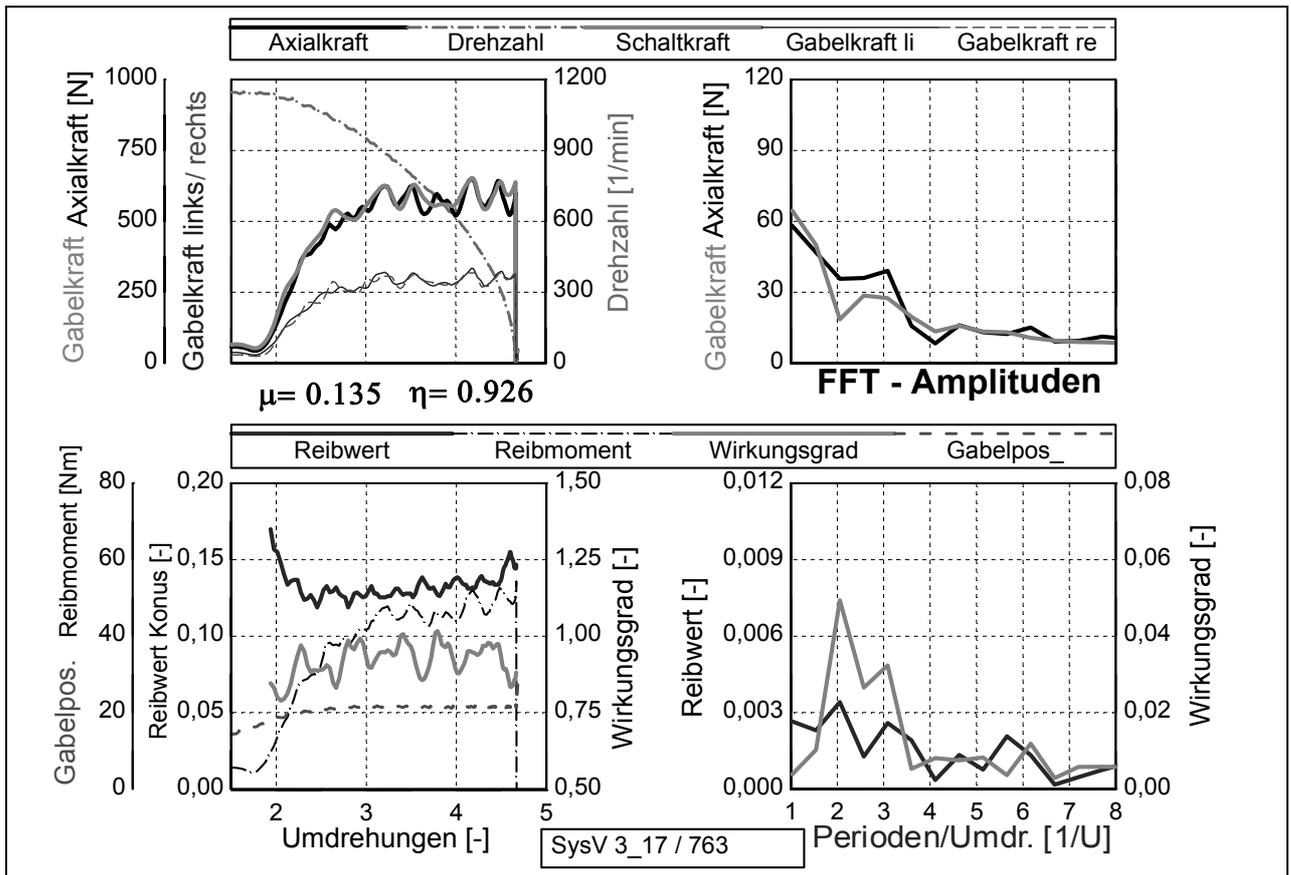


Abbildung 107: Einzelschaltungen DOF 6, mittlere Schaltkraft

Der Reibwertverlauf weist bei niedriger Schaltkraft eine größere Schwankungsbreite auf. Das Amplitudenverhältnis bei niedriger Axialkraft in Abbildung 108 zeigt im Vergleich zur Standardkonfiguration wieder einen starken Einfluss der Periodenzahl  $1/U$ . Der Wirkungsgradverlauf weist keine ausgeprägten Maxima auf, der Reibwert hingegen bei der Periodenzahl  $3/U$ , und geringer bei  $6/U$ .

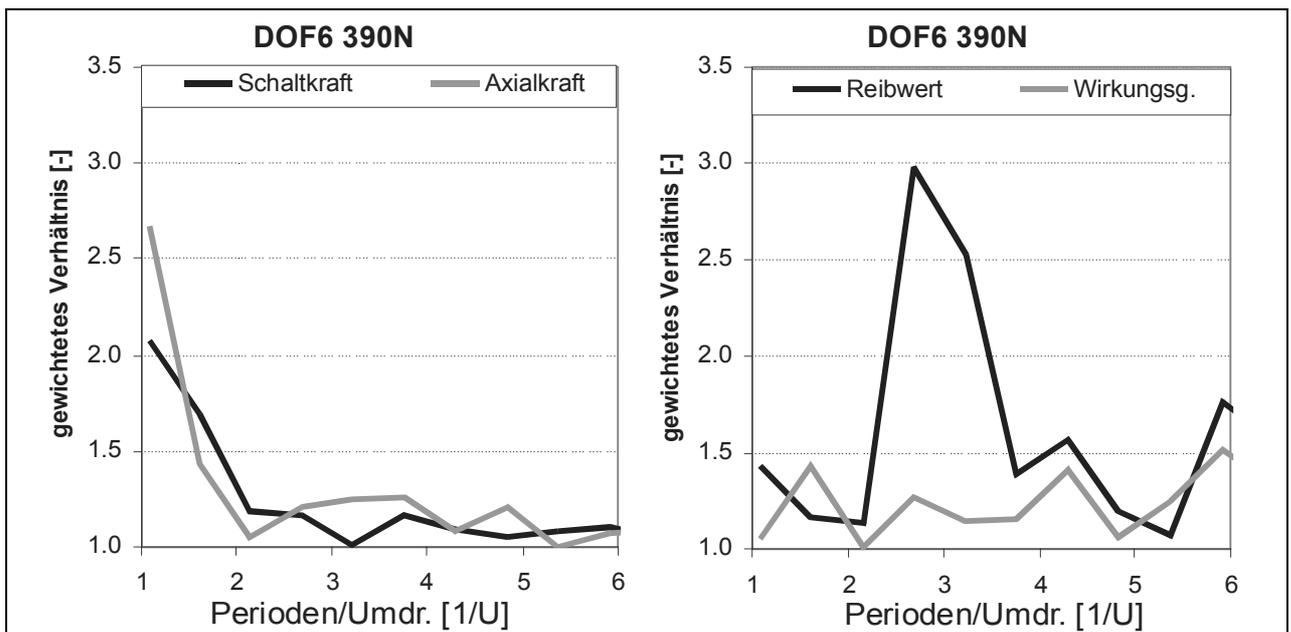


Abbildung 108: Verhältnis der Amplituden, DOF6- zu Standardkonfiguration, niedrige Schaltkraft

Wie in Abbildung 109 dargestellt reduziert die Erhöhung der Sollkraft das Verhältnis der Axialkraft; das Reibwertverhalten weist nun bei der Periodenzahl  $1/U$  ein Maximum auf. Die Verteilung des Maximums bei  $3/U$  auf die nicht ganzzahligen Nebenfrequenzen entsteht durch numerische Ungenauigkeiten der FFT-Analyse aufgrund der durch die kürzere Schaltzeit geringeren Wertezahl pro Umdrehung.

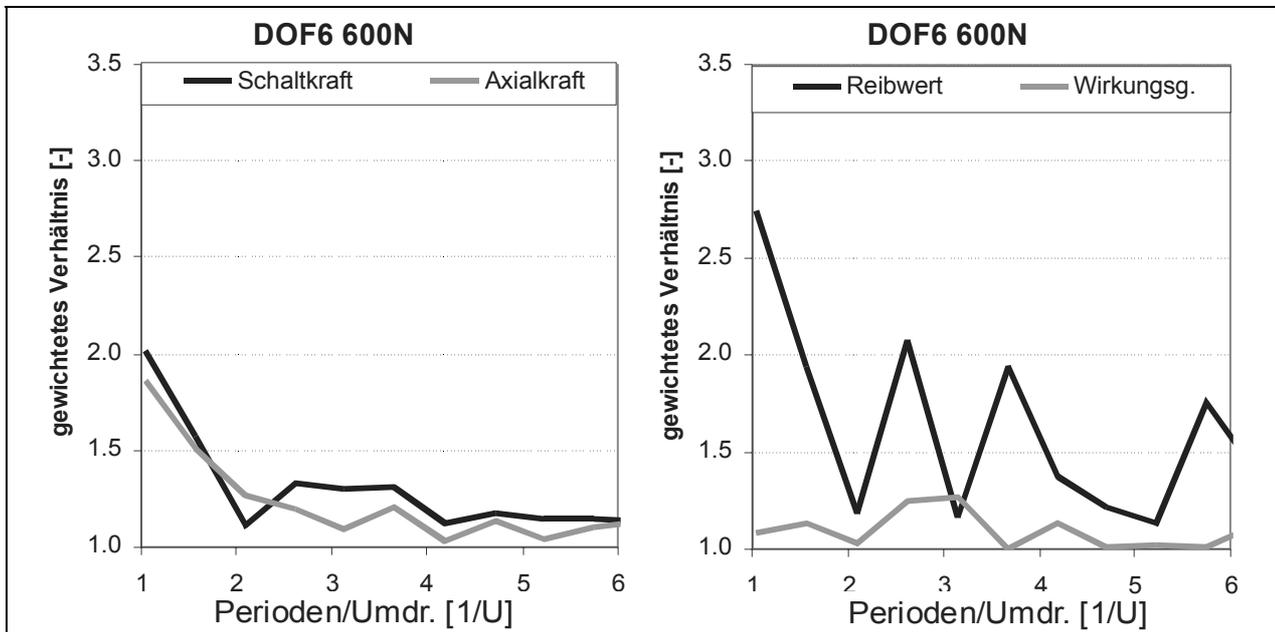


Abbildung 109: Verhältnis der Amplituden, DOF6- zu Standardkonfiguration, mittlere Schaltkraft

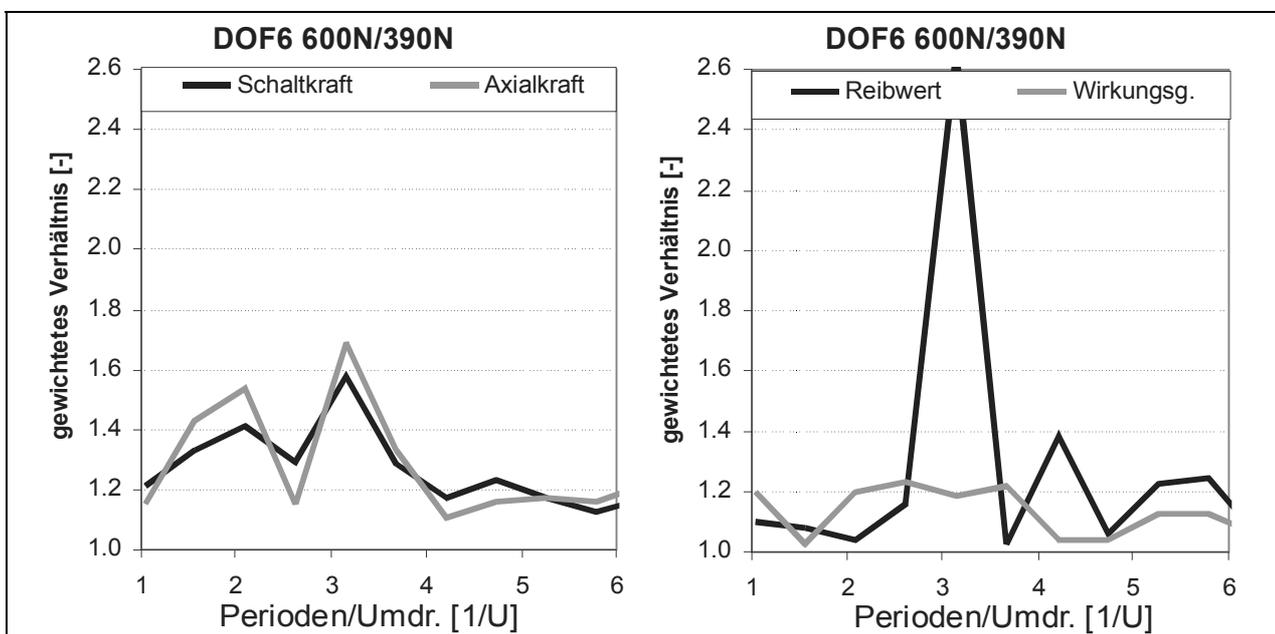


Abbildung 110: Verhältnis der Amplituden mittlere zu niedrige Schaltkraft, DOF6-Konfiguration

Der Vergleich der Amplituden für niedrige und mittlere Schaltkraft in Abbildung 110 zeigt eine auffallende Beeinflussung des Reibwertverhaltens bei der Periodenzahl  $3/U$ , wobei der oben beschriebene Effekt bereits berücksichtigt wurde. Bei den Kräften treten bei  $2/U$  und  $3/U$  Änderungen der Abhängigkeit auf. Der Wirkungsgrad wird nur gering beeinflusst, so dass diese Größe als Indikator für eine DOF6-Konfiguration gewertet werden kann.

In Abbildung 111 ist der Vergleich im Bezug der DOF6- auf die DOF5-Konfiguration dargestellt. Das Schwankungsverhalten der Kräfte ist bei der Periodenzahl 3/U auffallend, das Reibwertverhalten bei den Periodenzahlen 1/U, 3/U und 6/U. Der Wirkungsgrad unterscheidet sich hauptsächlich bei 1/U, 1.5/U und 2/U.

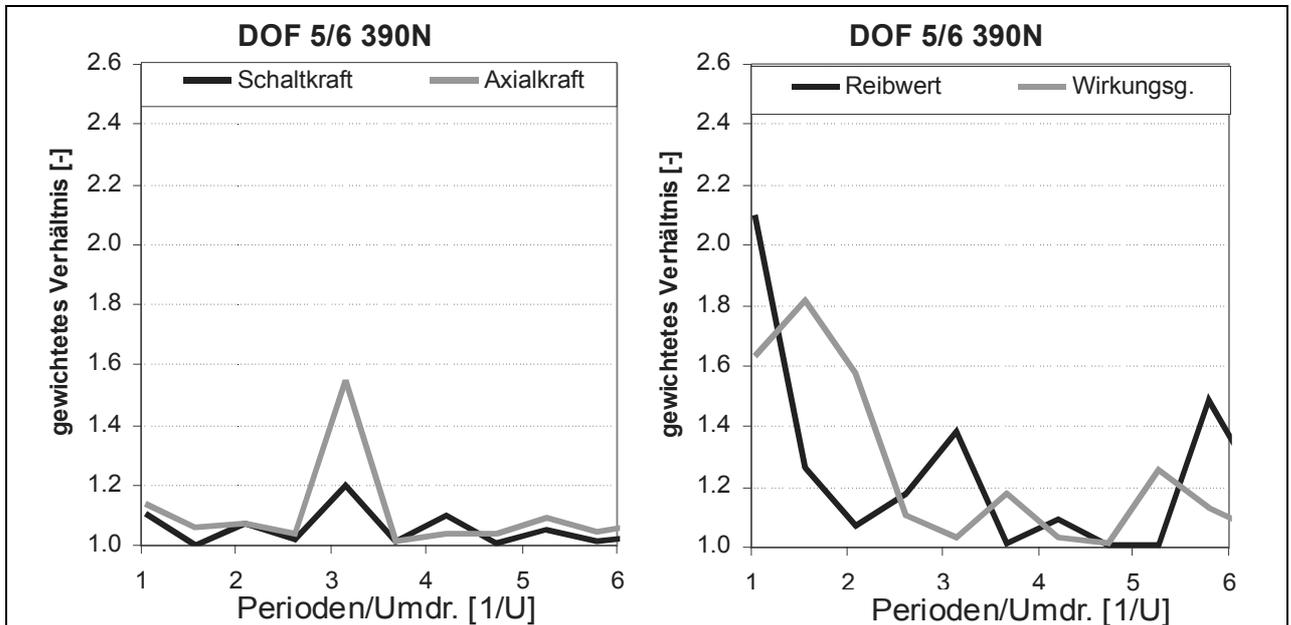


Abbildung 111: Verhältnis der Amplituden, DOF6- zu DOF5-Konfiguration, mittlere Schaltkraft

#### 7.4.2.1 Dauerversuch mit Konfiguration DOF6

In Dauerversuchen wurde der Einfluss der durch die Verzahnungsmodifikation hervorgerufenen Änderung der Flächenpressungsverteilung auf das Verschleißverhalten untersucht. In Einstufen-Versuchen tritt im Allgemeinen nach einem Einlaufverschleiß deutlich geringerer Verschleiß auf.

In Abbildung 112 ist dies im Vergleich zwischen einem Versuch mit der Standardkonfiguration und einem Versuch mit der Verzahnungskonfiguration DOF6, bei dem nach 5000 Schaltungen die Belastung erhöht wurde, dargestellt. Bei beiden Systemen handelte es sich um bereits in der Standardkonfiguration eingelaufene Systeme, erst anschließend wurden die Ringe hinsichtlich der DOF6-Konfiguration modifiziert. Das Verschleißverhalten der Standardkonfiguration mit einer Schaltkraft von 600 N ist leicht degressiv, was nach 18.000 Schaltungen zu einer Verringerung des Gradienten um ca. 25% gegenüber dem Wert der ersten 2000 Schaltungen führt. Nichtlinearitäten trotz konstanter Belastungen können zum einen durch eine makroskopische Zunahme der effektiven Kontaktfläche, was bei dem eingesetzten Trapezprofil für den Axialverschleiß von 40 µm einer Zunahme der Kontaktbreite von 6% entspricht, begünstigt werden. Zusätzlich kann sich das Tragbild in Umfangsrichtung verbessern, so dass die effektive Flächenpressung und damit auch der spezifische Energieeintrag sowie die Blitztemperaturen sinken.

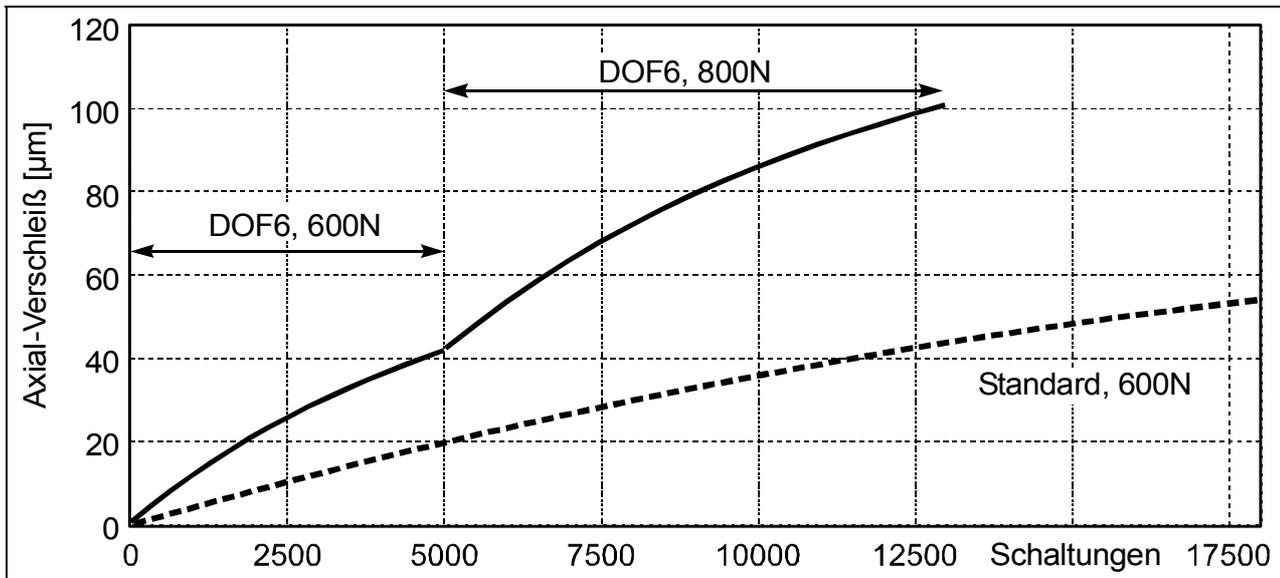


Abbildung 112: Verschleißverhalten im Vergleich der Standardkonfiguration mit der Verzahnungsvariante DOF6 bei unterschiedlichen Flächenpressungen.

Die bei der DOF6-Konfiguration gegenüber dem Standardfall lokal höheren Flächenpressungen können durch die Relativverdrehung zwischen Messingringen und Zwischenring nur begrenzt durch Einlaufverschleiß ausgeglichen werden. Entsprechend tritt damit ein ungefähr doppelt so hoher Verschleiß auf, der auch nach 5000 Schaltungen noch einen deutlich höheren Gradienten als die Standardkonfiguration am Versuchsanfang aufweist. Eine Erhöhung der Schaltkraft auf 800 N führt erwartungsgemäß wieder zu einer Erhöhung des Verschleißgradienten, dieser ist aber nicht höher als zu Beginn der Belastung mit 600 N. Die Tendenz des Reibwertverhaltens in Abbildung 113 zeigt für den Standardfall nach einem Einlaufeffekt in den ersten 2000 Schaltungen konstante Werte für Reibwert und Wirkungsgrad.

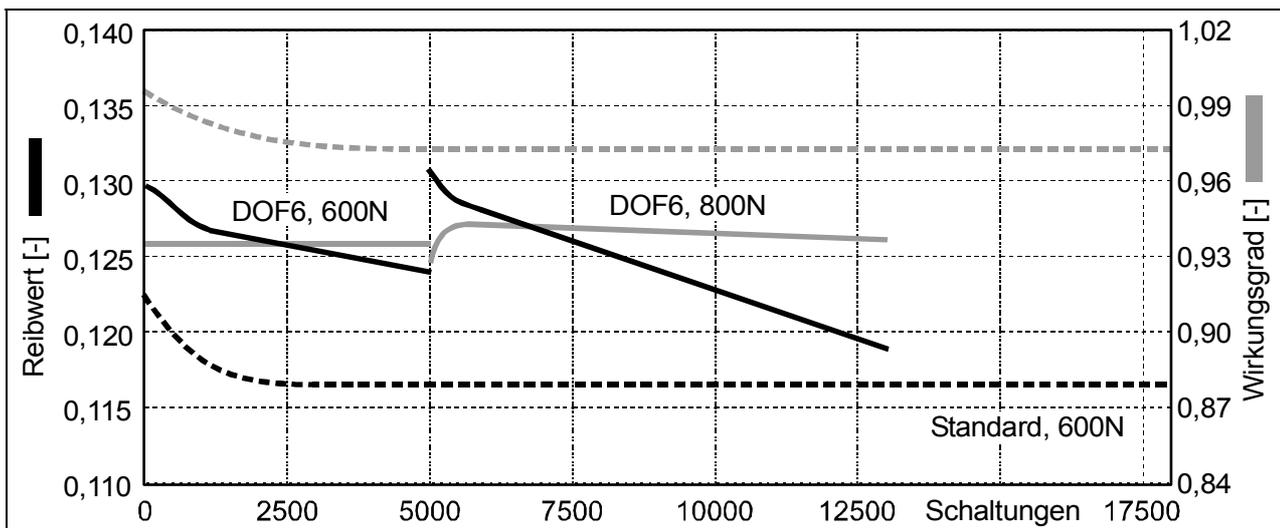


Abbildung 113: Reibwertverhalten im Vergleich der Standardkonfiguration (gestrichelte Linie) mit der Verzahnungsvariante DOF6 (durchgezogene Linien) bei unterschiedlichen Flächenpressungen.

Hingegen weisen die DOF6-Konfigurationen eine stetig abfallende Tendenz beim Reibwert auf; der Wirkungsgrad wird bei 600 N und 800 N nur gering beeinflusst. Der Sprung bei 5000 Schaltungen ist auf die Versuchsunterbrechung, aber auch auf die durch die erhöhte Schaltkraft

geänderte Flächenpressungsverteilung zurückzuführen. Es wird vermutet, dass die lokal höheren Flächenpressungen der DOF6-Konfiguration zu einem lokalen Verschleiß mit lokal höheren Scherkräften führen, was bei Integration über der Kontaktfläche die höheren Reibwerte und bei Anpassung durch den erhöhten Verschleiß auch die kontinuierliche Abnahme erklären würde.

## 7.5 Koppelverzahnung (KO)

Ein weiterer Variationsparameter ist die Koppelverzahnung zwischen Außen- und Innenring. Auch hier kann es durch Toleranzen oder Verformungen zu einer Veränderung des Tragbildes kommen, so dass nicht wie vorgesehen drei Kontakte tragen. Die zentrierende Wirkung dieser Verzahnung ist gering, da die Ringe im Schaltvorgang durch die Kegelflächen über den Zwischenring positioniert werden und bei ausreichend gleichmäßiger Krafteinleitung kein Verkippen auftritt, welches zu einer Exzentrizität in der Verzahnungsebene führt.

### 7.5.1 Ko2 – Koppelverzahnung zweifach

Die in Abbildung 114 dargestellte Einzelschaltung zeigt das Schaltverhalten bei der Reduzierung auf zwei Koppelkontakte. Die Reibwertschwankungen sind minimal, der gemittelte Wirkungsgrad ist geringer als im Standardfall und weist eine gleichmäßige Schwankung im Verlauf auf.

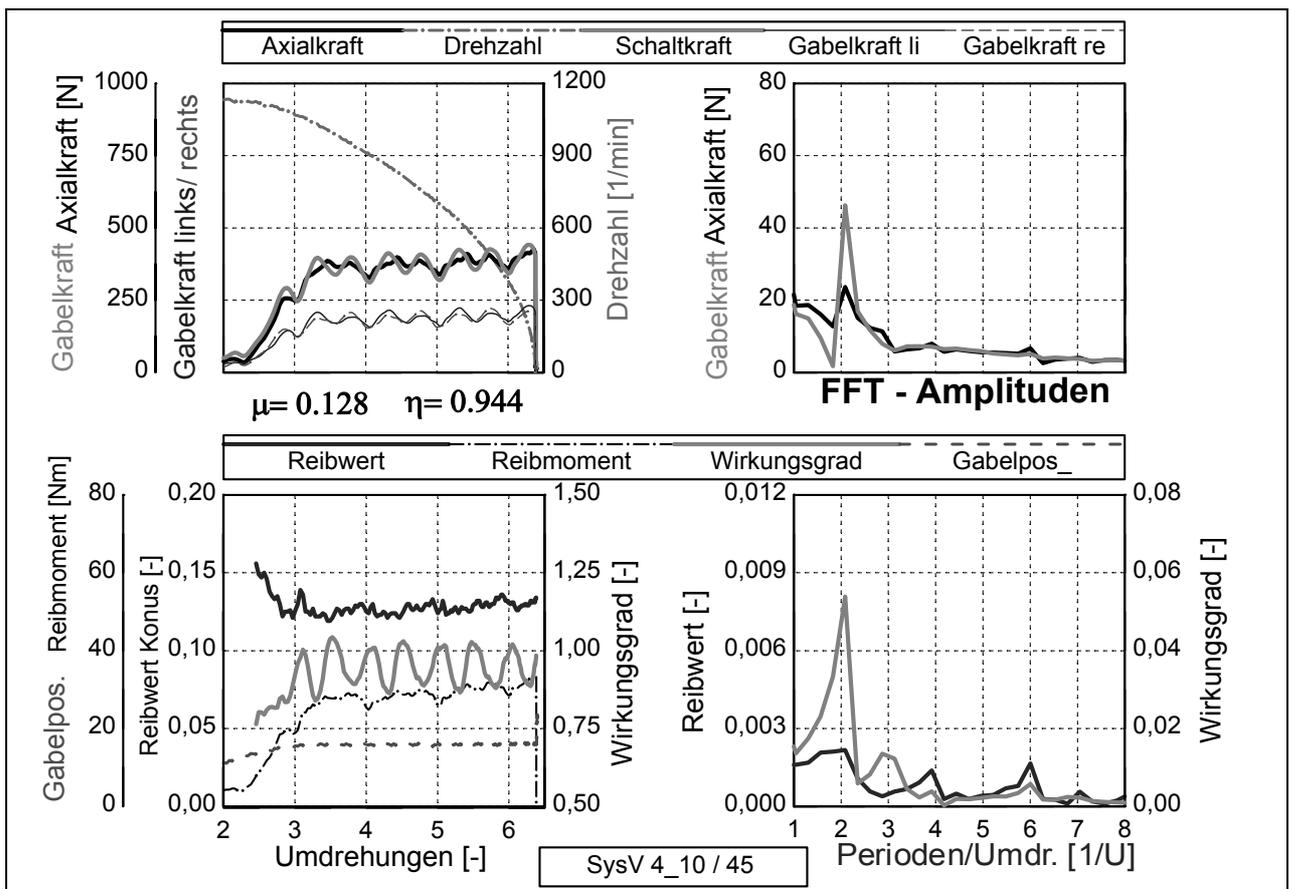


Abbildung 114: Einzelschaltungen Ko2 mit auf 2 Kontakte reduzierter Verzahnung

Der ungleichmäßige Verlauf des Wirkungsgrades und die stärkeren Schwankungen der Axialkraft im Standardfall lassen den Schluss zu, dass eine gleichmäßige Lastverteilung auf alle drei Kontakte der Koppelverzahnung auch hier nicht eintritt und durch die induzierten

Relativbewegungen der Bauteile eine zyklische Änderung der Lastverteilung in den Verzahnungen begünstigt wird. Damit kann es zu Anlagewechseln kommen, die über eine Änderung der Systemsteifigkeit zu einer Beeinflussung der Axialkraft führen. Wegen der zentrierenden Wirkung des Kegels führt eine Änderung der Koppelverzahnung zu geringeren Auswirkungen auf das Systemverhalten als die DOF-Modifikationen (Verzahnung Zwischenring).

Die in Abbildung 115 dargestellten Amplitudenverhältnisse der Kräfte zeigen geringe Abweichungen der Ko2- zur Standardkonfiguration. Das Reibwertverhalten weist Maxima bei den Periodenzahlen  $2/U$ ,  $3/U$  und  $6/U$  auf, das Amplitudenverhältnis bei  $1/U$  liegt bereits im Bereich der Streubreite und ist damit nicht mehr für eine eindeutige Differenzierung geeignet. Die Amplitudenverhältnisse sind beim Wirkungsgrad bis auf die Periodenzahl  $2/U$  sehr gering, wobei auch dieser Wert den Streubreitenbereich nicht übersteigt. Die Darstellung der Amplitudenverhältnisse bestätigt die oben genannte Vermutung, dass bereits das Standardsystem eine der Ko2-Konfiguration ähnliche Lastverteilung in der Koppelverzahnung aufweist.

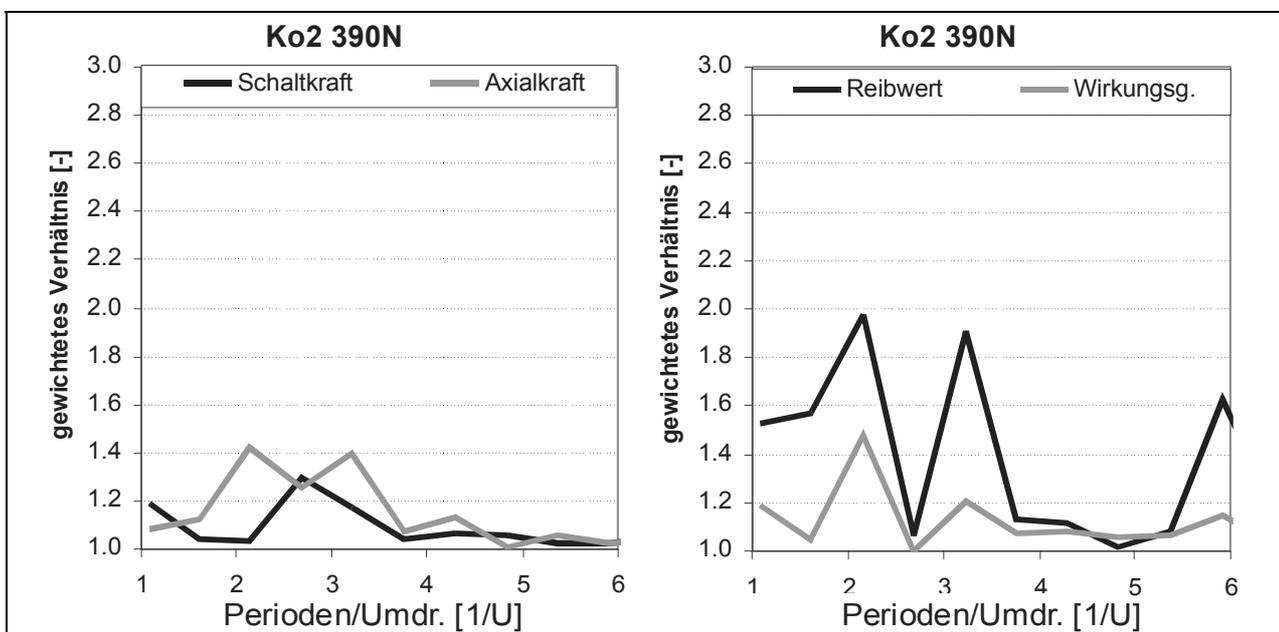


Abbildung 115: Verhältnis der Amplituden von Ko2- zur Standardkonfiguration für Kräfte, Reibwert und Wirkungsgrad, niedrige Schaltkraft

### 7.5.2 Ko3 – Koppelverzahnung einfach

Eine weitere Verringerung auf nur noch einen Kontakt der Koppelverzahnung führt zu dem in den Diagrammen der Einzelschaltungen für niedrige (Abbildung 116) und mittlere Sollkraft (Abbildung 117) dargestellten Verhalten.

Es tritt ein Effekt auf, bei dem die Kraftschwankungen nur wenig abhängig von dem Absolutwert der Sollkraft sind und damit die Schwankungen des Wirkungsgrads bei kleineren Schaltkräften höher werden.

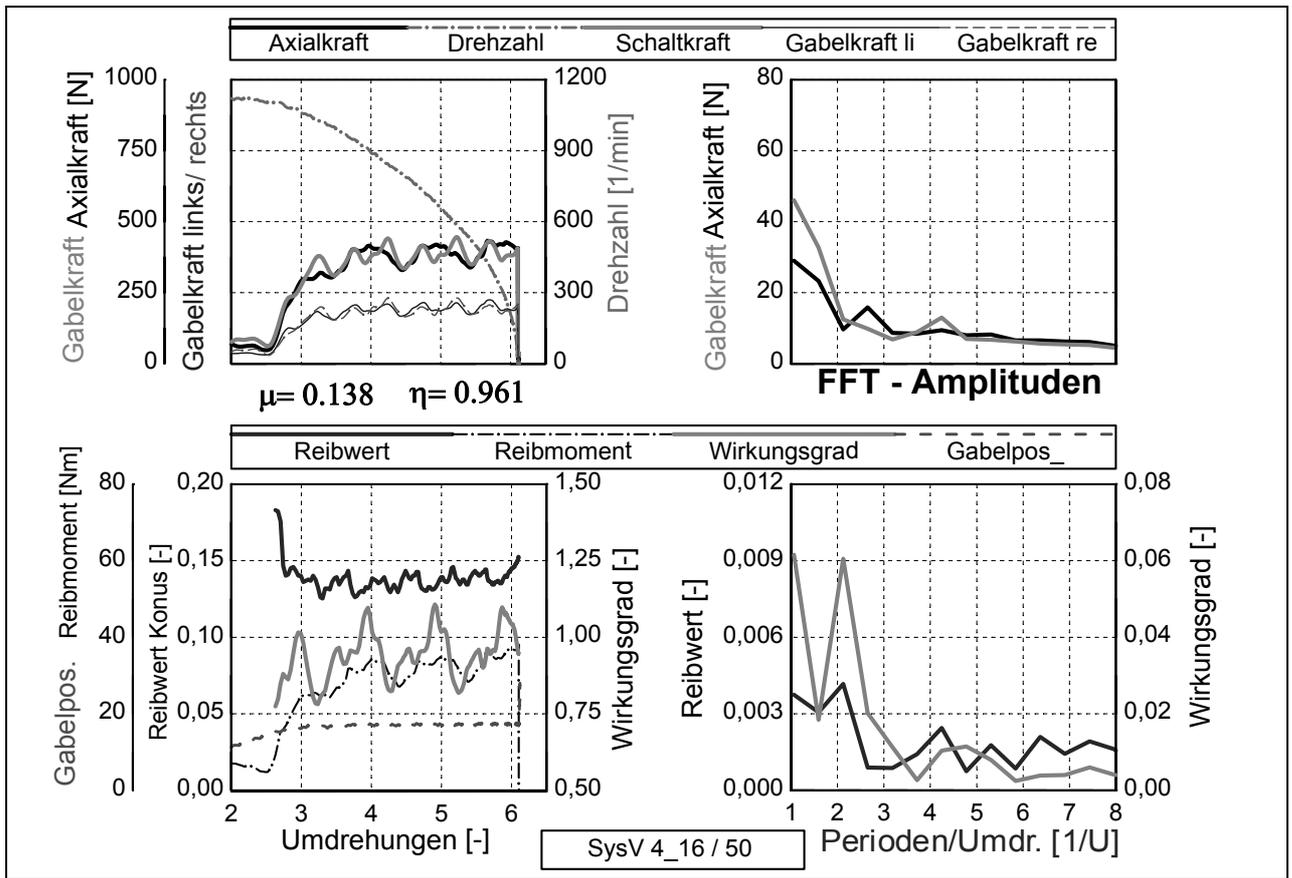


Abbildung 116: Einzelschaltungen Ko3, niedrige Schaltkraft

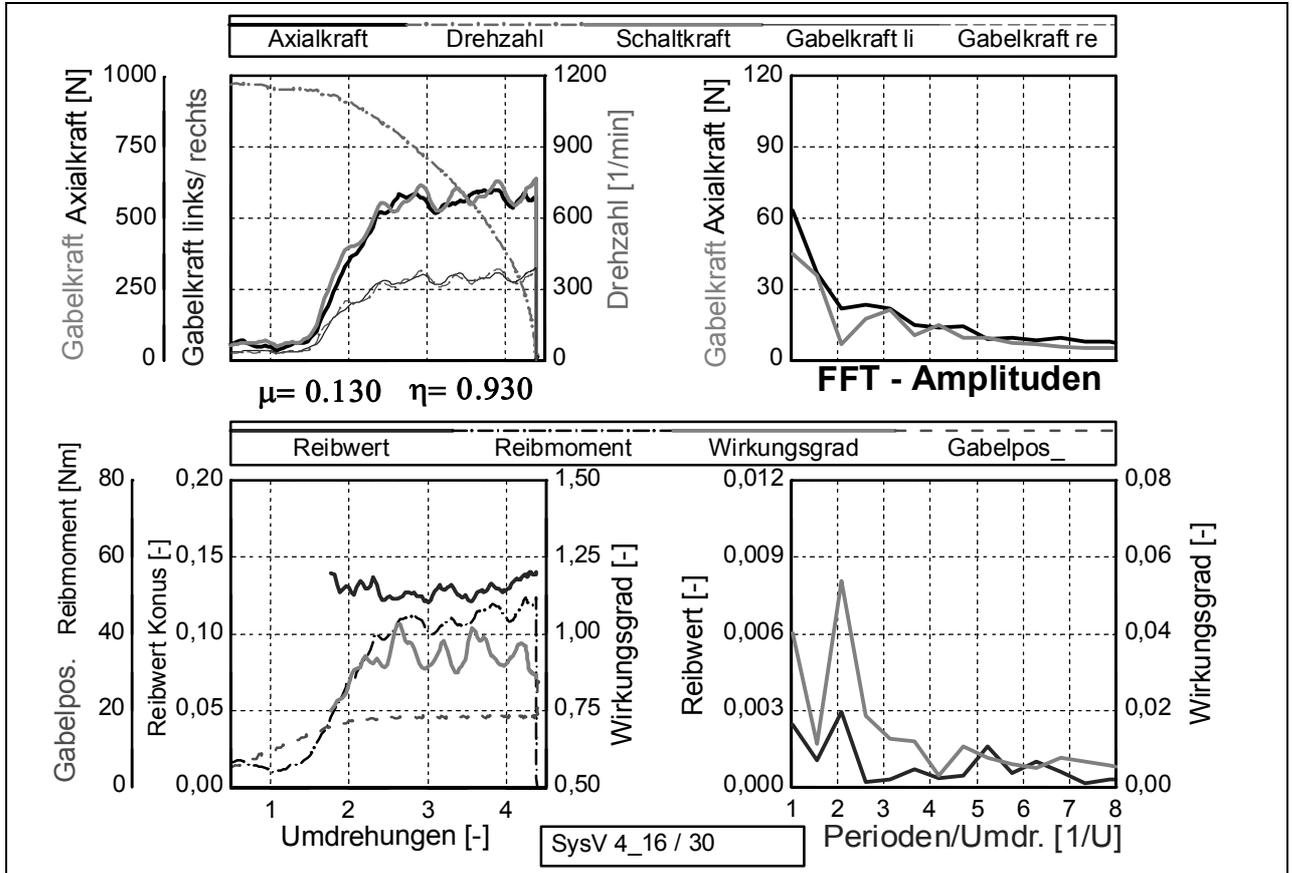


Abbildung 117: Einzelschaltungen Ko3, mittlere Schaltkraft

Auf das Reibwertverhalten hat dieses nur geringe Auswirkungen, da der Reibwert von dem Absolutwert der Flächenpressung abhängt, der Wirkungsgrad hingegen von der Differenz der Axialkräfte. Die Schwankungen der Kräfte werden bei höheren Periodenzahlen kleiner. Die Phasenverschiebung bei der niedrigen Schaltkraft führt zu den gemessenen hohen Amplituden des Wirkungsgrades trotz des niedrigen gemittelten Wertes. Dieser Effekt verringert sich etwas bei steigender Sollkraft.

Im Vergleich zur Standardkonfiguration (Abbildung 118) weisen die Amplitudenverhältnisse der Ko3-Variante für die niedrige Sollkraft ein Maximum der Axialkraft bei der Periodenzahl  $1/U$  auf, die Schaltkraft wird nicht beeinflusst. Der Wirkungsgrad hat Maxima bei  $1/U$ ,  $3/U$  und  $4/U$ , der Reibwert bei  $2/U$ ,  $3/U$  und  $6/U$ , aber mit geringer Amplitude.

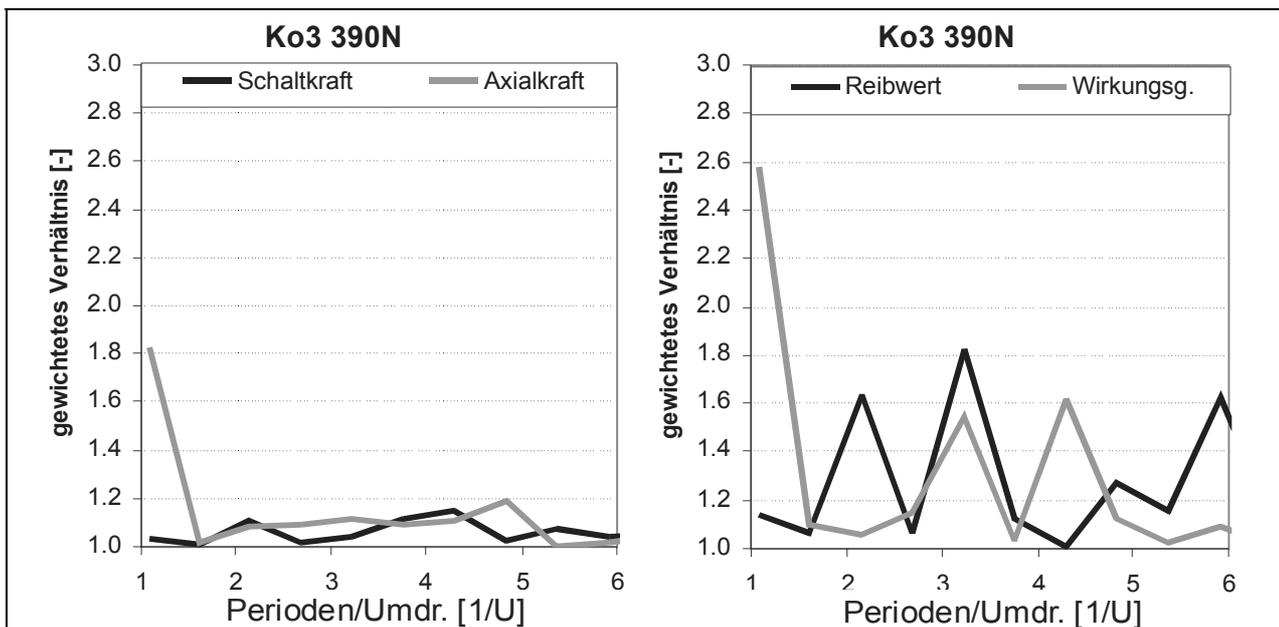


Abbildung 118: Verhältnis der Amplituden, Ko3- zu Standardkonfiguration, niedrige Sollkraft

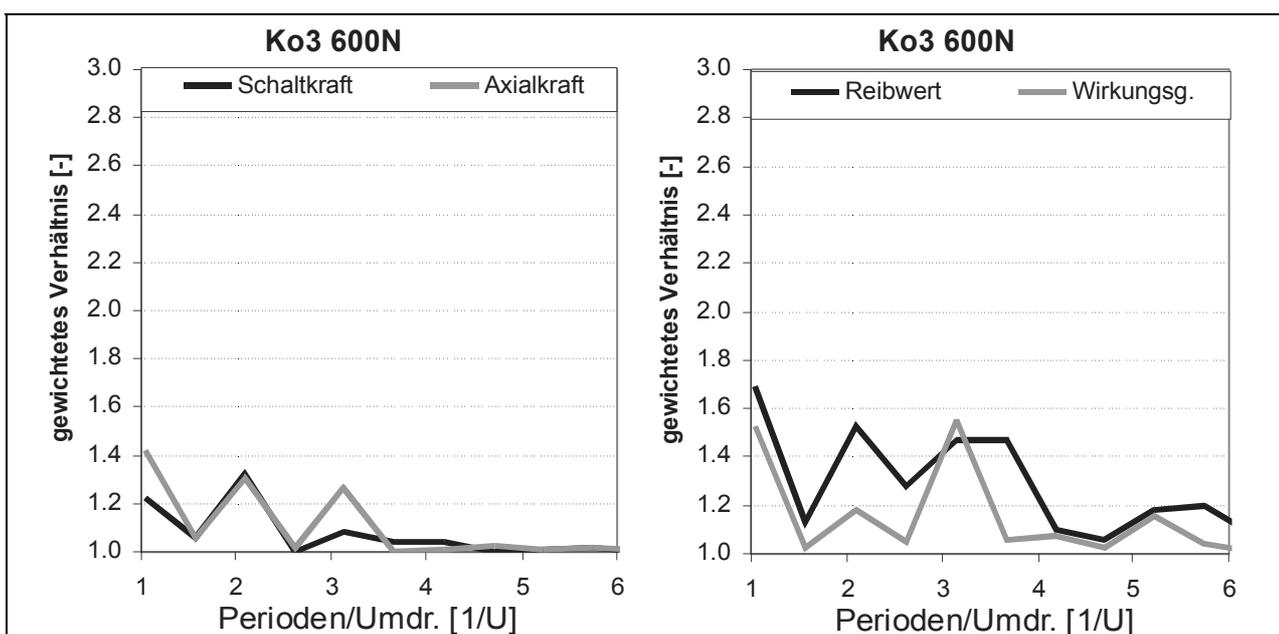


Abbildung 119: Verhältnis der Amplituden, Ko3- zu Standardkonfiguration, mittlere Sollkraft

Bei der mittleren Sollkraft (Abbildung 119) ist der Unterschied im Schwankungsverhalten der Schalt- und der Axialkraft gegenüber der Standardkonfiguration deutlich geringer. Ebenso reduziert sich die Amplitude bei der Periodenzahl  $1/U$  des Wirkungsgrades, das Maximum bleibt bei  $3/U$  mit geringerem Verhältnis erhalten. Das Reibwertverhalten weist ein neues Maximum bei der Frequenz  $1/U$  auf, der restliche Verlauf schwächt sich ab.

Die in Abbildung 120 dargestellten Verhältnisse der niedrigen zur mittleren Sollkraft zeigen nur eine geringe Ausprägung bei der Periodenzahl  $1,5/U$  für Schalt- und Axialkraft. Der Wirkungsgrad weist hauptsächlich bei  $1/U$ , der Reibwert bei  $1,5/U$  und  $3/U$  eine Abhängigkeit von der Sollkraft auf.

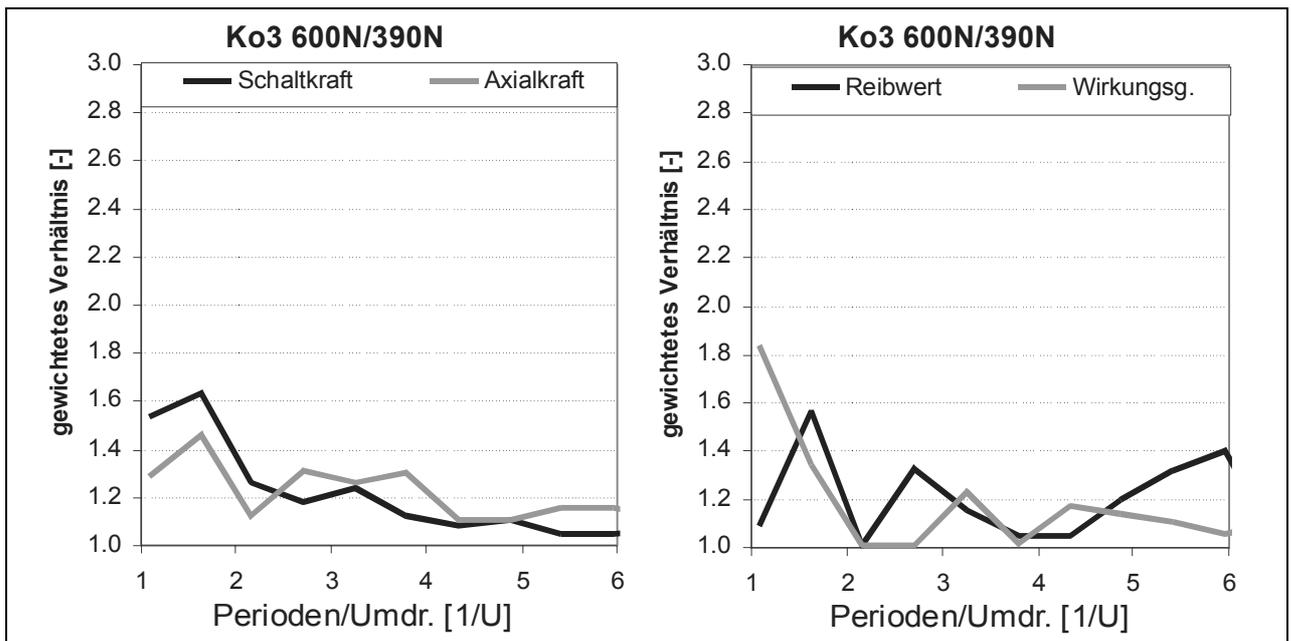


Abbildung 120: Verhältnis der Amplituden mittlere zu niedrige Schaltkraft, Ko3-Konfiguration

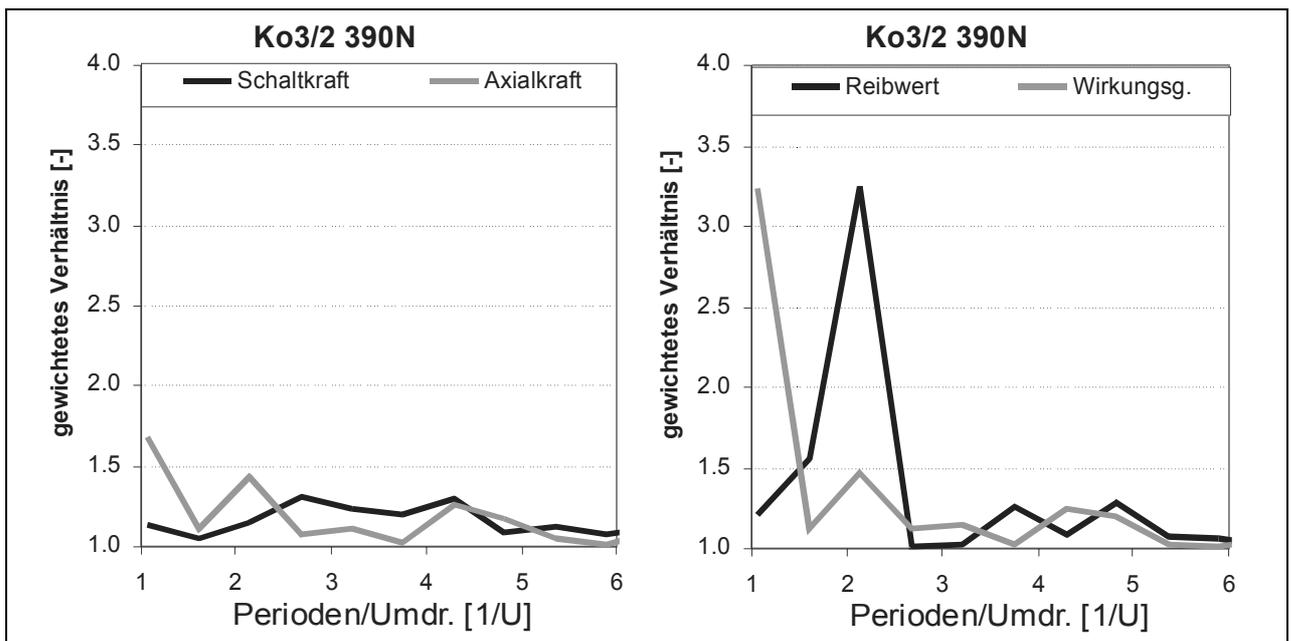


Abbildung 121: Verhältnis der Amplituden, DOF6- zu DOF5-Konfiguration, mittlere Schaltkraft

Wird die Ko3- auf die Ko2-Konfiguration bezogen, wie in Abbildung 121 dargestellt, so ist das Schwingungsverhalten der Kräfte wenig beeinflusst. Auffällig sind der Reibwert bei der Periodenzahl  $2/U$  und der Wirkungsgrad bei  $1/U$ , die restlichen Amplitudenverhältnisse sind deutlich kleiner, so dass diese Faktoren zur Fallidentifikation genutzt werden können.

### 7.6 Übersicht zum Verzahnungseinfluss auf den Wirkungsgrad und den Reibwert

Es hat sich gezeigt, dass sich das Systemverhalten in Bezug auf die Kenngrößen Reibwert und Wirkungsgrad durch Variation der Verzahnungseigenschaften beeinflussen lässt. In Abbildung 122 (oben) sind die gemittelten Reibwerte für die Standardkonfiguration, die Reduzierung der Zwischenringverzahnung auf zwei (DOF5) bzw. einen Kontakt (DOF6), die Variation der Koppelverzahnung zwischen Innen- und Außenring auf zwei (Ko2) bzw. einen Kontakt (Ko3) und die Änderung der Dachschrägenverzahnung (SpVz) dargestellt. Es werden dabei Versuchsbedingungen mit unterschiedlichen Sollkräften (390N und 600N) sowie verschiedenen Ölen unterschieden.

- Das Öl 2 führt für jede Variante zu höheren Reibwerten, wobei die Differenz bei den DOF- und Ko-Konfigurationen niedriger ist als beim Standardfall.
- Die Abweichung des Winkels der Dachschrägen führt besonders bei höherer Schaltkraft zu einer Vergrößerung der Reibwertdifferenz.
- Allgemein weisen außer der DOF6-Konfiguration alle Varianten bei größerer Schaltkraft geringere Reibwerte auf.
- Die Ko-Bedingungen verursachen höhere Reibwerte mit Abnahme der Verzahnungskontakte.

Der Einfluss der Verzahnungseigenschaften auf den gemittelten Wirkungsgrad ist in Abbildung 122 (unten) dargestellt.

- Das Öl 2 führt außer bei der SpVz-Variante zu höheren Wirkungsgraden, so dass teilweise eine Abhängigkeit vom Reibwert anzunehmen ist. Die größten Unterschiede treten bei den DOF-Konfigurationen auf, bei den Ko-Konfigurationen ist die Differenz niedriger als beim Standardfall.
- Die Abweichung des Winkels der Dachschrägen führt praktisch zu keiner Beeinflussung des Wirkungsgradverhaltens relativ zum Standardfall mit Öl 1.
- Die DOF5-Konfiguration weist die niedrigsten Wirkungsgrade und eine deutliche Kraft- und Ölabhängigkeit auf. Die DOF6-Konfiguration hat den Krafteinfluss nicht mehr; die Wirkungsgradwerte sind aber immer noch kleiner als bei den anderen Varianten.

Die Ko-Bedingungen zeigen eine geringe Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Schaltkraft, ein Einfluss des Öls ist gering. Zwischen den Ko-Varianten ist nur ein kleiner Unterschied festzustellen.

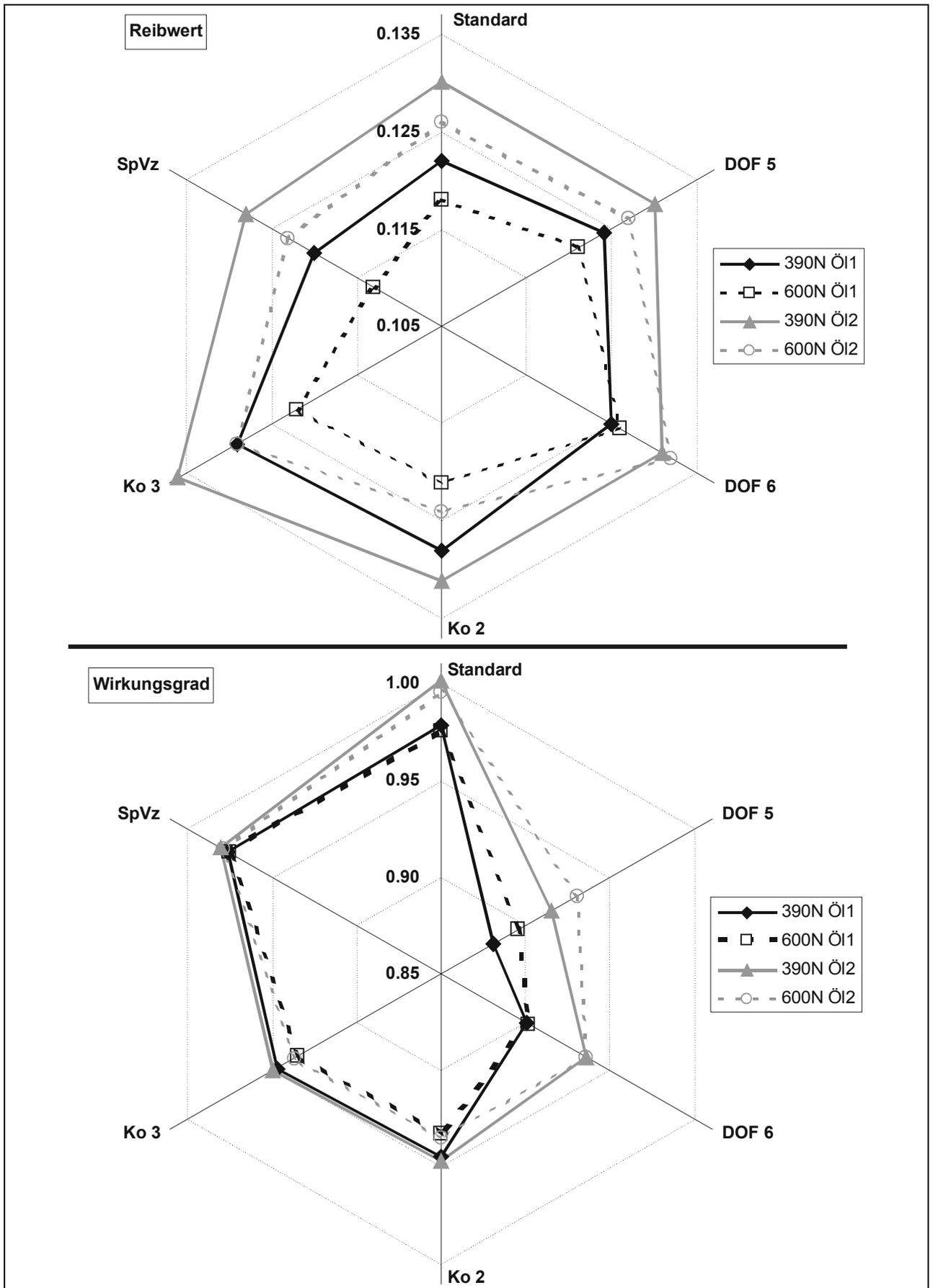


Abbildung 122: Zusammenfassung des Einflusses der Verzahnungseigenschaften auf den Reibwert und den Wirkungsgrad

### 7.7 Einfluss der Materialvariation Carbon – Messing

In weiteren Versuchen wurde eine Mehrfachsynchrosierung mit einer dem System B ähnlichen Geometrie verwendet. Der prinzipielle Aufbau, wie in Abbildung 84 dargestellt, besteht aus auf dem Zwischenring aufgeklebten Carbonreibbelägen und einer Materialsubstitution der Außen- und Innenringe durch Stahl. Die damit verbundene Änderung der tribologischen Bedingungen im Kontakt durch die Variation des Kontaktmaterials, der Wegfall einer makroskopischen Drainagenutzung am Außenringkontakt und die abweichende Steifigkeit der Bauteile lassen Abweichungen im dynamischen Verhalten vermuten.

Das System weist zusätzlich am Zwischenring nur drei Verzahnungen zum Losrad auf und entspricht damit von vornherein der DOF4-Konfiguration, die aber auch schon bei den Untersuchungen des Messingsystems als nicht wesentlich eingeordnet werden konnte. Die durchgeführten Versuche sollten dabei zur alleinigen Abschätzung des Materialeinflusses gegenüber der Standardkonfiguration geeignet sein.

In Abbildung 123 ist eine Schaltung bei niedriger Schaltkraft dargestellt, die starke Schwankungen der Kräfte, des Reibwertes und des Wirkungsgrades aufweist. Die Kräfte haben die größten Amplituden bei den Periodenzahlen  $1/U$  und  $3/U$ ; gleiches gilt für Wirkungsgrad und Reibwert, wobei hier die Ausprägung bei  $5/U$  noch wesentlich ist. Auffallen ist zudem die Parallelität der Verläufe im Vergleich zu den Messingsystemen, was eine Abhängigkeit des Wirkungsgrades von Reibwert bzw. den Kraftschwankungen suggeriert.

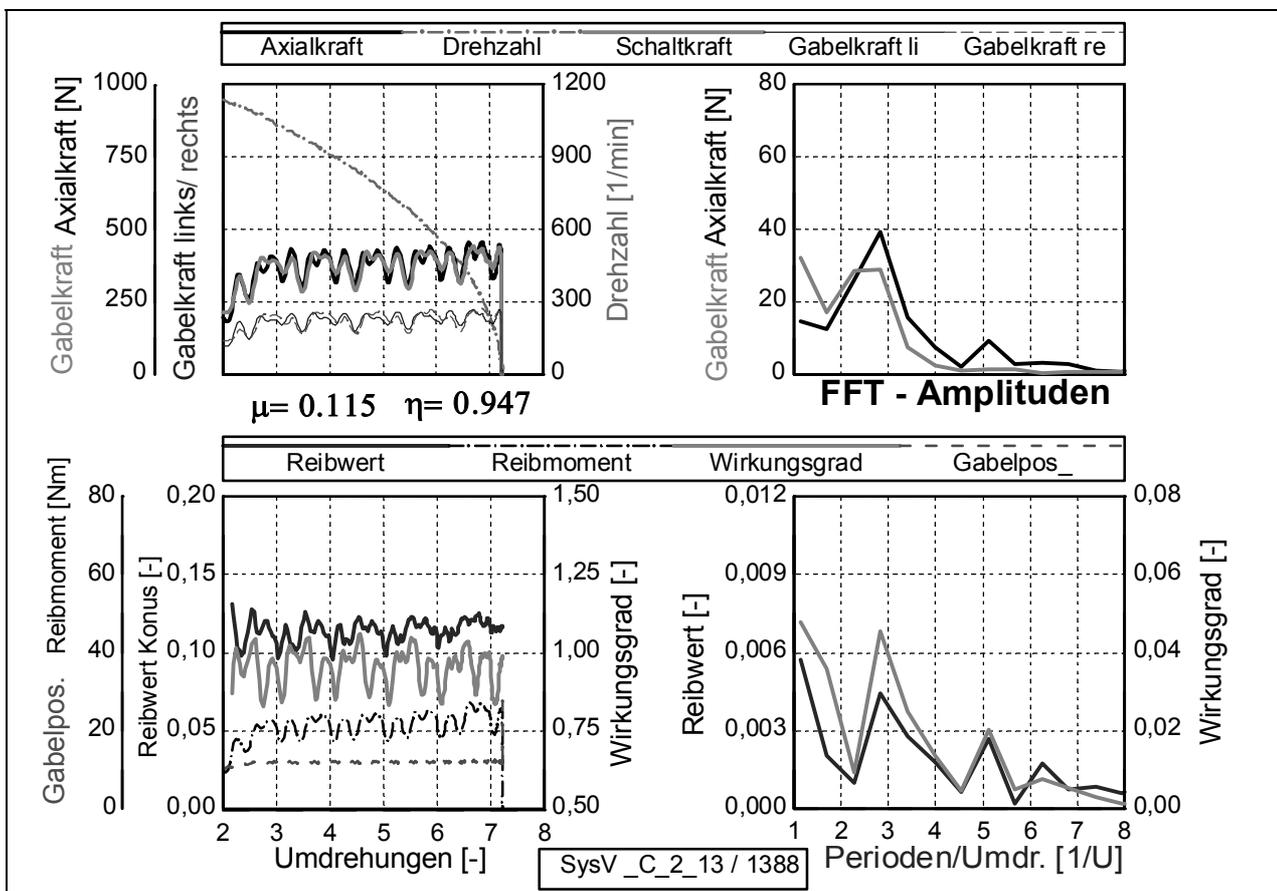


Abbildung 123: Einzelschaltungen Carbonsystem, niedrige Schaltkraft

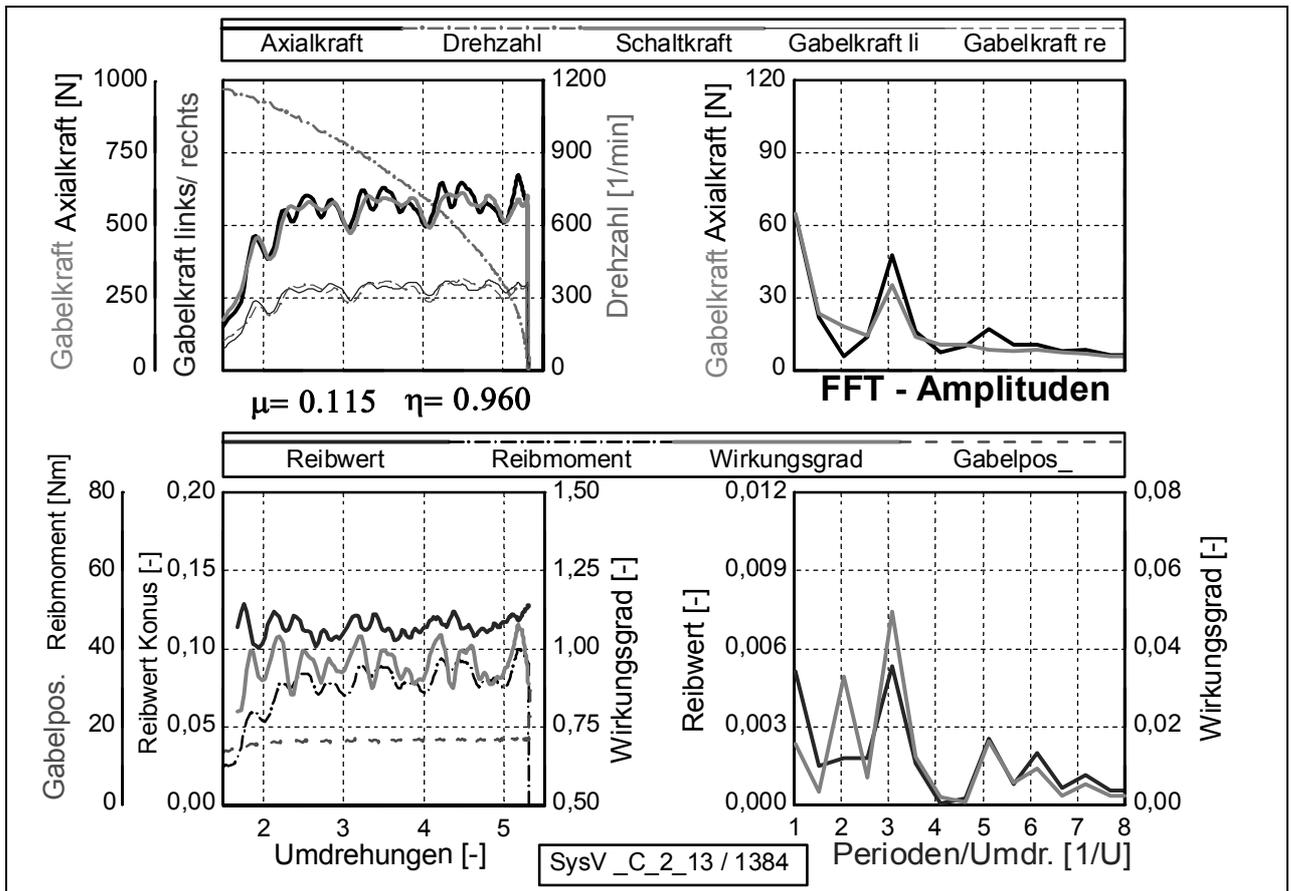


Abbildung 124: Einzelschaltungen Carbonsystem, mittlere Schaltkraft

Dieses Verhalten ist bei mittlerer Sollkraft (Abbildung 124) nicht mehr so ausgeprägt. Die Reibwertcharakteristik bleibt vergleichbar; der Wirkungsgrad weist nun bei der Periodenzahl  $2/U$  größere Schwankungen auf als bei  $1/U$ . Das Maximum der Kräfte verschiebt sich zu  $1/U$ . Der gemittelte Reibwert ist nicht beeinflusst, der Wirkungsgrad auch nur minimal.

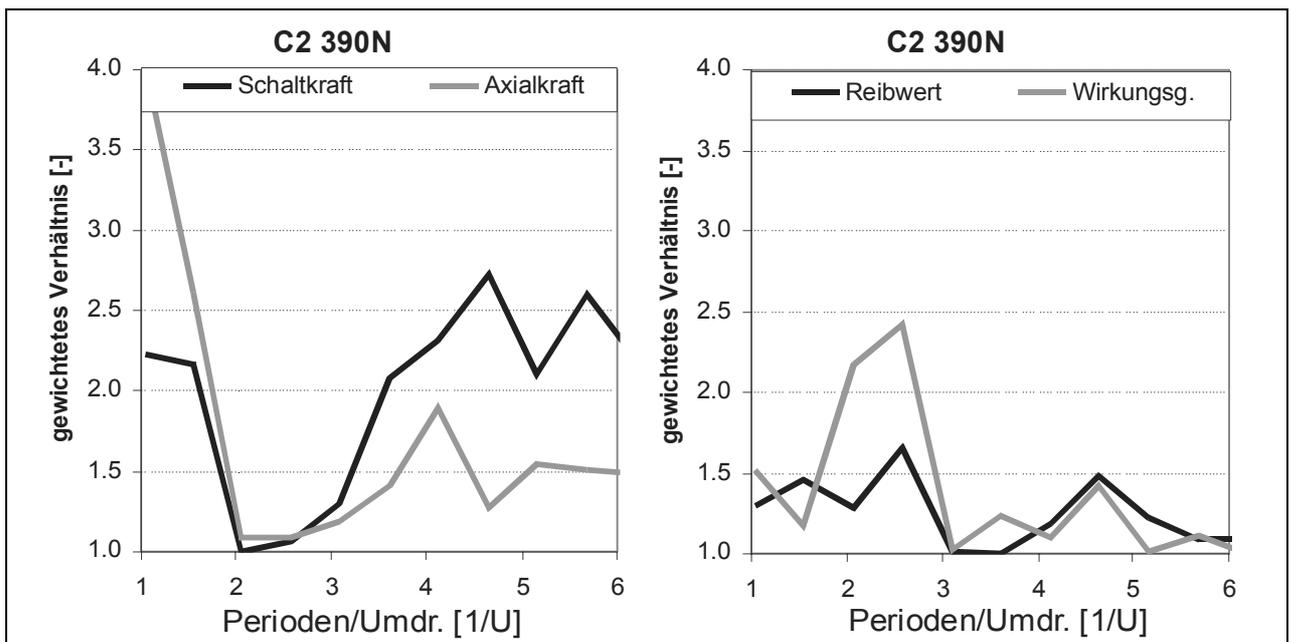


Abbildung 125: Verhältnis der Amplituden, Carbon- zu Standardkonfiguration, niedrige Sollkraft

Das in Abbildung 125 dargestellte Verhältnis der Amplituden im Vergleich zum Messingsystem zeigt große Unterschiede bei der Periodenzahl  $1/U$  und bei höheren Ordnungen ab  $4/U$ . Der Reibwert wird hingegen kaum, der Wirkungsgrad um die Periodenzahl  $2/U$  beeinflusst. Bei der mittleren Sollkraft (Abbildung 126) treten keine so ausgeprägten Verhältnisse der Kräfte auf. Die Amplitudenverhältnisse sind nur gering bei  $2/U$  und  $3/U$  vorhanden.

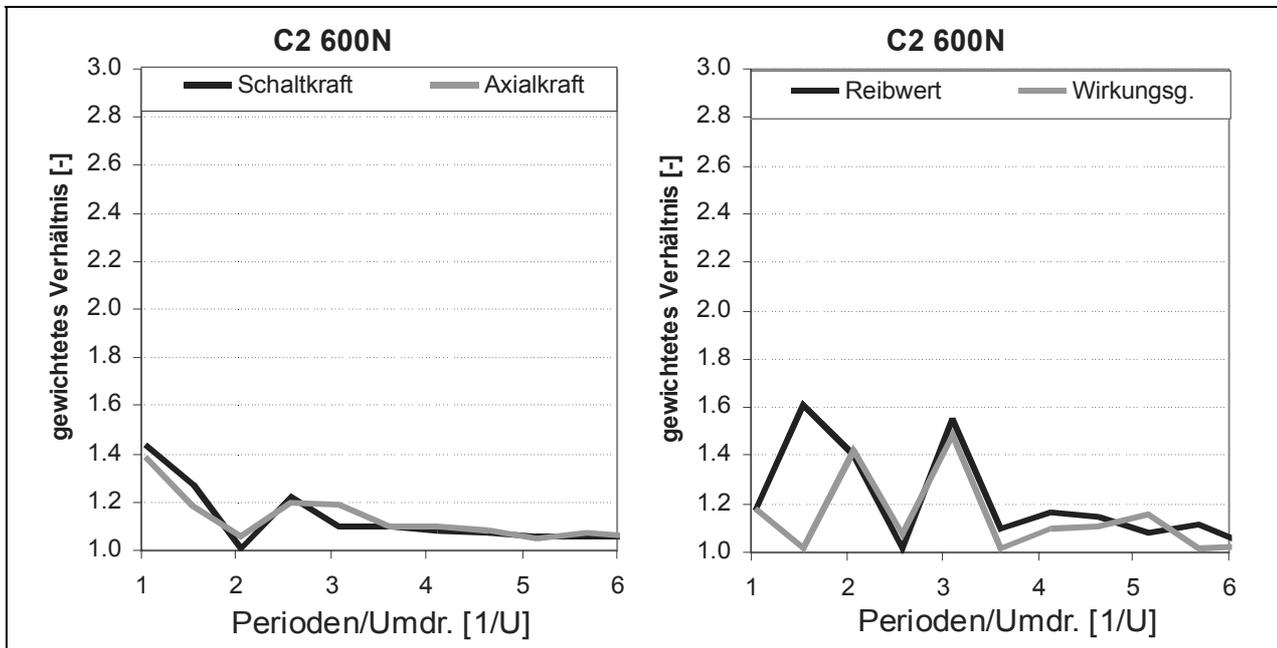


Abbildung 126: Verhältnis der Amplituden, Carbon- zu Standardkonfiguration, mittlere Sollkraft

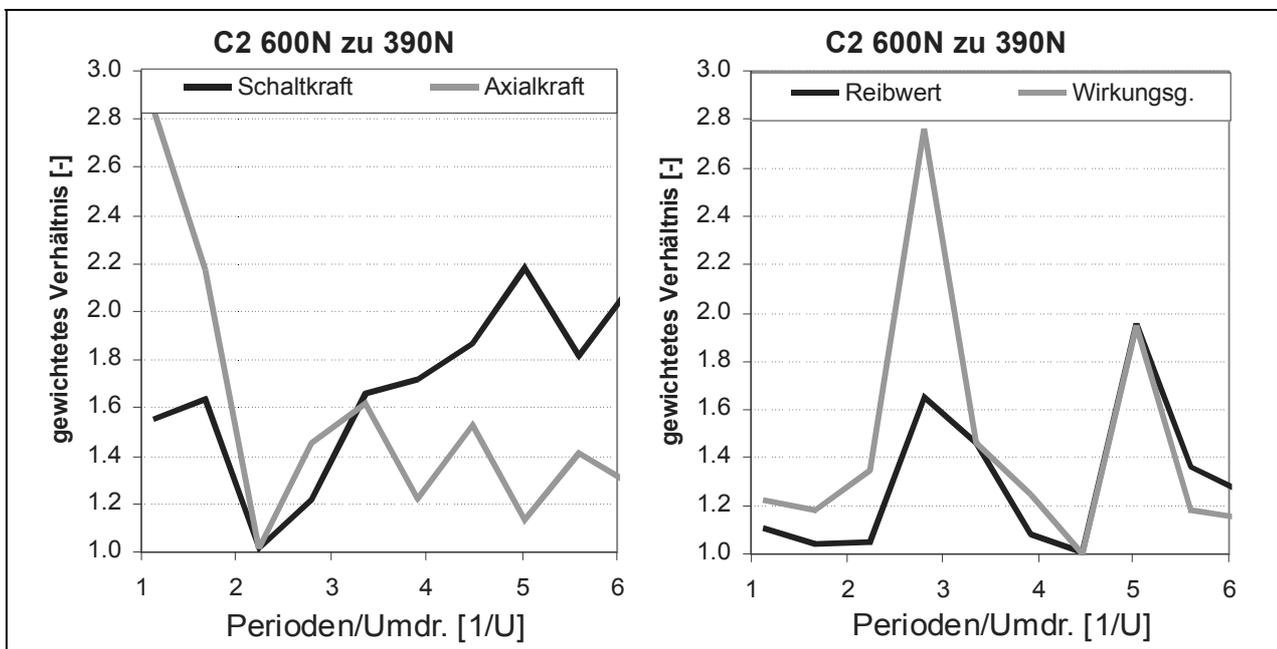


Abbildung 127: Verhältnis der Amplituden mittlere zu niedrige Schaltkraft, Carbon-Konfiguration

Der Einfluss der Sollkraft ist in Abbildung 127 dargestellt. Das Verhältnis der Kräfte entspricht annähernd dem der Carbon- zur Messingvariante für die niedrige Sollkraft. Der Wirkungsgrad und der Reibwert zeigen eine starke Abhängigkeit bei den Periodenzahlen  $3/U$  und  $5/U$ .

## 7.8 Ergebnisse der FFT-Analysen

Analysen der Messergebnisse für die Schaltkraft, die Axialkraft, den Reibwert und den Wirkungsgrad hinsichtlich der frequenzabhängigen Amplitudenanteile können für eine Diagnose der Systemeigenschaften genutzt werden.

Zur Auswertung ist die Festlegung eines Vertrauensbereiches notwendig. In Abbildung 128 sind die gemittelten Amplituden der Schwankungen für Schaltungen mit der Standardkonfiguration bei 390 N Sollkraft dargestellt. Die gestrichelten Linien geben minimale und maximale Werte der betrachteten Schaltungsanzahl an. Die Mittelwertbildung wurde für zwei Bereiche A1 und A2 durchgeführt, die einen Bestfall (A2) und einen Bereich mit den größten Abweichungen darstellen (A1). Relevant ist hierbei, dass die Periodenzahlzuordnung der Maxima erhalten bleibt und sich nur die Ausprägung ändert. Die gleiche Charakteristik der Bereichsvergleiche zeigt sich auch für den Reibwert und den Wirkungsgrad.

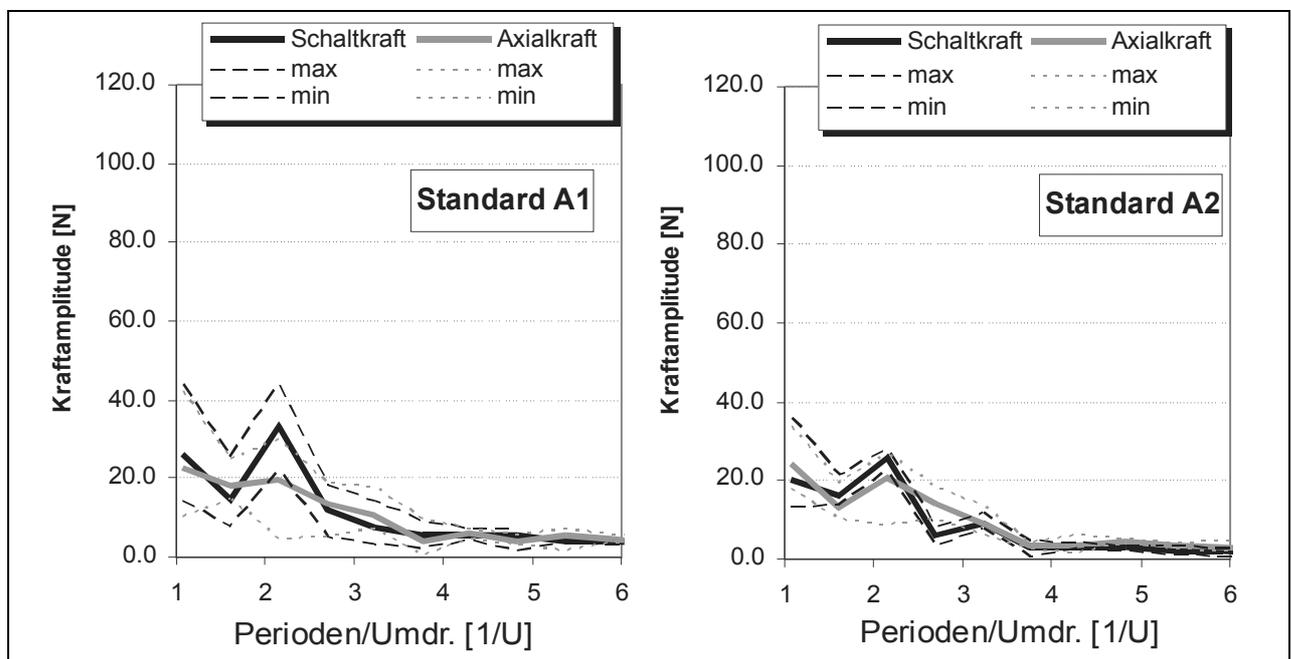


Abbildung 128: gemittelte Amplituden mit Angabe der Streubreite für die Standardkonfiguration bei 390 N Sollkraft, Vergleich Bereich A1 und A2

Werden diese Bereiche ins Verhältnis gesetzt, wie es zuvor schon für die Verzahnungs- und Materialvarianten durchgeführt wurde, ergeben sich die in Abbildung 129 dargestellten Verläufe.

Es zeigt sich dabei, dass die Verhältnisse der Kraft deutlich unter 1,4 und die von Reibwert und Wirkungsgrad unter 1,5 liegen. Tendenziell nehmen diese Werte auch zu höheren Periodenzahlen ab, wenn auch nicht so stark wie bei den Absolutwerten.

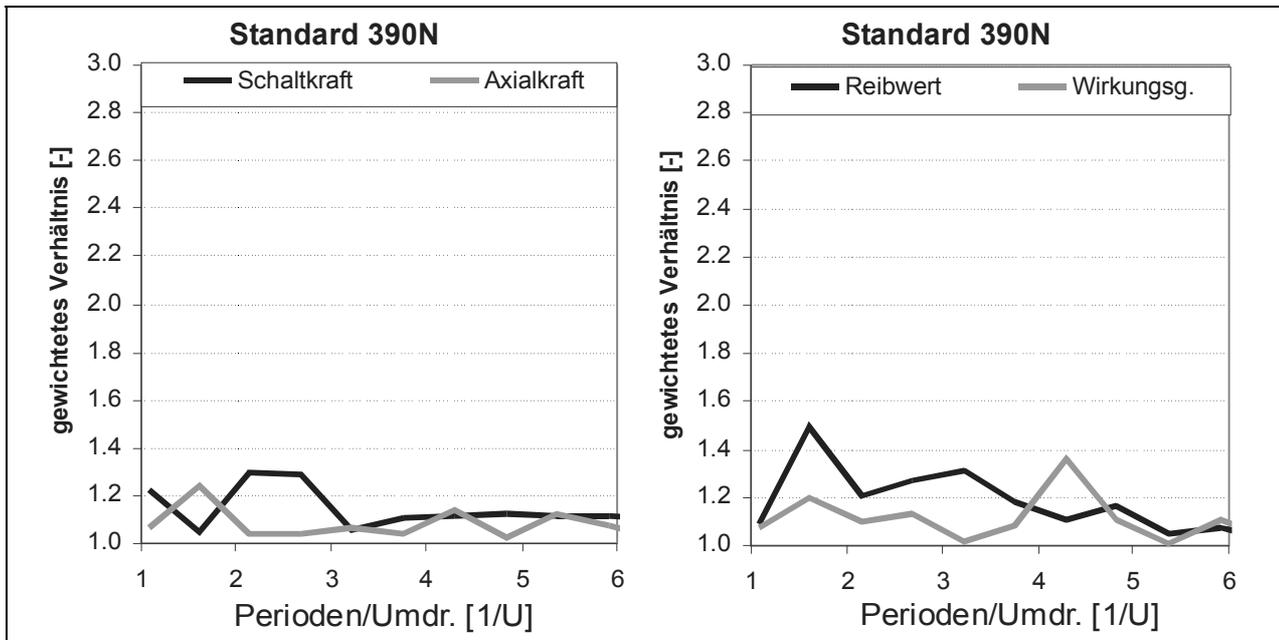


Abbildung 129: gewichtetes Amplitudenverhältnis der Bereiche A1 und A2 der Standardkonfiguration bei niedriger Schaltkraft

Da sich ein ähnliches Bild für die Versuchsbedingungen mit mittlerer Sollkraft (600 N) ergibt, lässt sich eine Bandbreite der gewichteten Verhältnisse von 1,4 bei den Kräften und 1,5 bei Reibwert und Wirkungsgrad als Streubreite angeben, so dass erst deutlich größere Werte als für die jeweilige Ausprägung relevant ausgewertet werden.

In Abbildung 130 sind daher nur in wenigen Feldern die Amplitudenverhältnisse für die Schalt- und die Axialkraft über der Konfiguration und den Periodenzahlen für die Sollkräfte 390 N und 600 N dargestellt. Die Schaltkraft weist dabei bis auf die Materialvariante nur Beeinflussungen bei der Periodenzahl  $1/U$  auf. Bis auf die DOF-Fälle ist dies zudem von der Sollkraft abhängig. Die Ko2-Konfiguration zeigt weder bei der Schalt- noch bei der Axialkraft eine Beeinflussung; auch das geringe Verhältnis von Ko3 ist bei der Axialkraft nicht mehr relevant. Hingegen zeigt die Dachschrägenvariation (SpVz) bei der Axialkraft auch bei der Periodenzahl  $2/U$  eine Beeinflussung, aber auch hier wiederum nur bei der höheren Sollkraft.

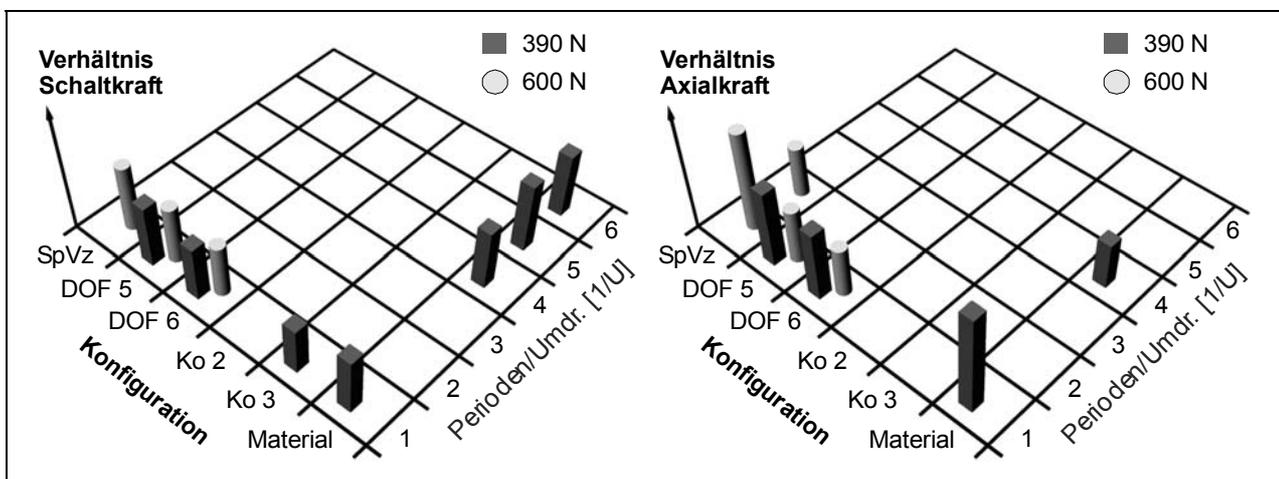


Abbildung 130: Amplitudenverhältnisse verschiedener Konfigurationen für Schalt- und Axialkraft

Somit lassen sich die Varianten SpVz, DOF, Ko und das Material anhand der Schwankungsanalyse der Kräfte unterscheiden; die Unterschiede zwischen DOF5 und 6 bzw. Ko2 und 3 sind aber nur gering und damit unsicher. Zudem muss bei dem Material und der SpVz-Variante die Kraftabhängigkeit berücksichtigt werden.

Die Zusammenstellung der Amplitudenverhältnisse für den Reibwert und den Wirkungsgrad in Abbildung 131 zeigen für die Materialvariation nur eine geringe und auch von der Sollkraft abhängige Beeinflussung (Periodenzahl  $2/U$ , Wirkungsgrad). Bei den anderen Faktoren zeigen sich stärkere Einflüsse höherer Frequenzen als bei den Kräften, besonders beim Reibwertverhalten. Eine weitergehende Differenzierung wird durch das von der Sollkraft unabhängige Amplitudenverhältnis des Reibwertes der DOF6- gegenüber der DOF5-Konfiguration bei der Periodenzahl  $6/U$  ermöglicht. Die Ko-Varianten lassen sich bei der Periodenzahl  $1/U$  des Wirkungsgrades unterscheiden.

Die geringe Beeinflussung der Ko2-Konfiguration im Vergleich zu den anderen Varianten bestätigt die Vermutung, dass bereits der Standardfall ähnliche Tragverhältnisse aufweist.

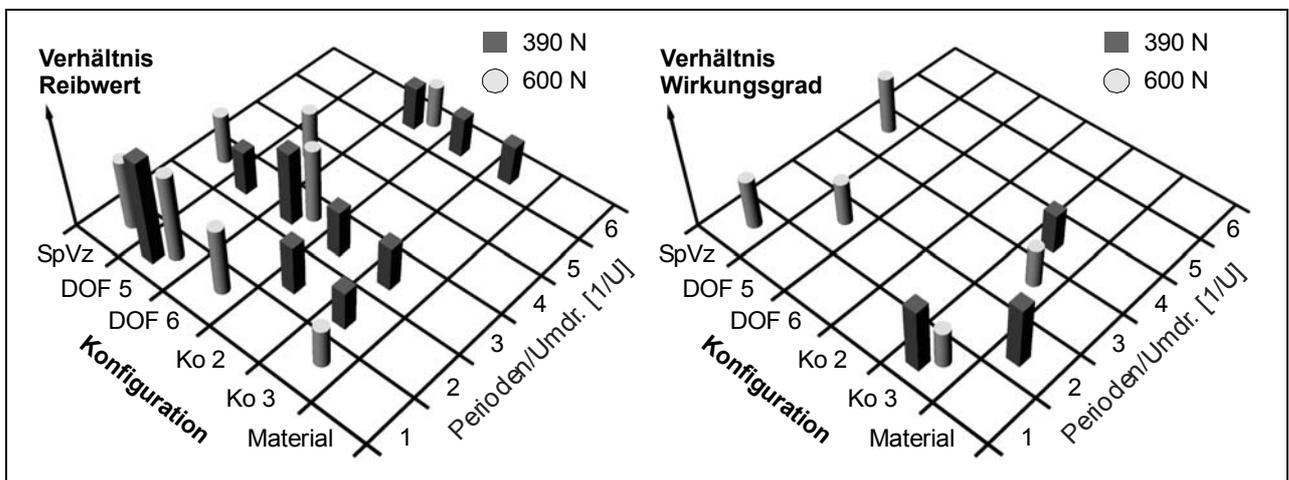


Abbildung 131: Amplitudenverhältnisse verschiedener Konfigurationen für Reibwert und Wirkungsgrad

## 8 Schlussfolgerungen aus den rechnerischen und experimentellen Untersuchungen

In der vorliegenden Arbeit sind verschiedene Untersuchungsmethoden vorgestellt worden, um das Verhalten von Mehrfachsynchrosierungen zu analysieren. Diese sollen Aussagen über die die Kenngrößen Wirkungsgrad und Reibwert in Abhängigkeit der Systemeigenschaften ermöglichen. Das Freiheitsgradmodell in Kombination mit den FEM-Berechnungen dient dabei der Identifizierung besonders aussagekräftiger Betriebszustände, die gezielt experimentell dargestellt wurden. Aus den ermittelten Wirkungsgraden lassen sich Aussagen über das Verhalten der Verzahnungskontakte ableiten, um das Systemverhalten besser beschreiben zu können. Das Ergebnis ist eine vereinfachte Methode, die vergleichende Aussagen über die Eigenschaften einer Mehrfach-Synchrosierung mit möglichst geringem Untersuchungsaufwand ermöglicht.

### 8.1 Einflussgrößen

Im Rahmen der Untersuchungen wurden die in Abbildung 132 zusammengefassten Parameter als mögliche Einflussgrößen auf das Systemverhalten betrachtet.

<b>Reibwerte</b>	<b>Geometrie</b>	<b>Vorsynchro- nisierung</b>	<b>System</b>	<b>Öl</b>
$\mu_{Ra}$	$d_{m,Ra}$	Kraft / Weg - Verlauf axial	Bauart	Ölart
$\mu_{Ri}$	$d_{m,Ri}$	Radialkraft / Reibung	Reibmaterial	Ölverteilung
$\mu_{StFl}$	$\alpha$			Öldrainage
$\mu_{SpVz}$	$d_{m,IK}$	<b>Schaltkraft- regelung</b>	<b>Toleranzen</b>	
$\mu_{IX}$	$d_{IX}$	harte / weiche Regelung	Verzahnungsspiel Nabenverzahnung	<b>Temperatur</b>
$\mu_{RVz}$	$d_{SpVz}$	Kraft / Weg - Verlauf	Zentrierung Sperrverzahnung - Synchronnabe	Öltemperatur
$\mu_{Ko}$	$\beta$	Kraft / Zeit - Verlauf	Zentrierung Losrad - Zwischenring	Temperaturver- teilung
$\mu_{SkVz}$	$d_{SkVz}$		Lastverteilung Kopplungs- verzahnung	Spitztemperatur
$\mu_{GA}$	$\alpha_{SkVz}$	<b>Kinematik</b>	Rundlaufgenauig- keit axial	<b>Schaltenergie</b>
<b>Kräfte</b>	$d_{Ko}$	radiale Mikrobewegungen	Rundlaufgenauig- keit radial	Trägheitsmoment
$F_{ax, SG}$	$d_{RVz}$	axiale Mikrobewegungen		Drehzahl
	$d_{GA}$	axiale Makrobewegung		

Abbildung 132: Einflussgrößen der Systembetrachtung

Bei den Kategorien Reibwerte und Kräfte handelt es sich um experimentell zu ermittelnde Werte, die als Vorgabe in die Berechnung eingehen. Da ohne Eingriff ins System nur ein Gesamtreibwert zu messen ist, sind zur Differenzierung der Einzelwerte weitere Annahmen notwendig.

Die Schaltkraft initialisiert den Schaltvorgang und geht in die Ermittlung des Wirkungsgrades über den Vergleich mit der Axialkraft am Losrad ein. Sie ist daher der zentrale Ausgangsparameter bei den Systembetrachtungen.

Die in der Tabelle angegebenen Geometriewerte sind die zur Berechnung des Kräfte-Momente-Reibwert-Zusammenhanges benötigten Größen.

Die Vorsynchronisierung wird durch die Axialkraft in Abhängigkeit vom Schaltweg, durch die Radialkraft der Federung und die entsprechende Reibung beschrieben.

Die Schaltkraftregelung kann als Vorgabe angesehen werden, wobei zwischen der Reglereinstellung sowie zeit- und wegabhängiger Regelung unterschieden wird. Daraus resultiert ein Teil der Kinematik des Systems, wenn neben der Drehbewegung die axiale Bewegung der Schalteinheit makroskopisch betrachtet wird. Die Ursachen für die axialen und radialen Mikrobewegungen in den Kontakten der Systemkomponenten werden größtenteils auf die in Abbildung 132 beschriebenen Toleranzen zurückgeführt.

Die Systeme haben zusätzlich noch prinzipiell bedingte Unterschiede, wobei als wichtigster die Reibflächenzahl und deren konstruktive Ausführung sowie das Reibmaterial zu nennen sind. Neben der verwendeten Ölsorte sind auch die Öldrainage und die Ölverteilung im System relevant. Wesentlich für das tribologische Verhalten sind außerdem thermische Parameter, und zwar die Öltemperatur als Vorgabewert, die Temperaturverteilung im System und die lokale Temperatur im Reibkontakt. Die Schaltenergie selbst wird durch das zu synchronisierende Massenträgheitsmoment und die Anfangsdrehzahl vorgegeben.

In Abbildung 133 ist der Wirkzusammenhang der Einflussfaktoren zusammenfassend dargestellt, so wie er aus den Untersuchungen abgeleitet werden kann. Dabei wurde die Darstellung auf die wesentlichen Zusammenhänge reduziert und es wurden schwache Korrelationen weggelassen, um die Struktur klarer erkennbar zu machen. So ist zum Beispiel offensichtlich, dass die Schaltenergie über die Temperatur die Öleigenschaften und die Reibwerte bei sämtlichen Kontaktstellen beeinflussen kann, was wiederum auf das Schaltverhalten und damit auf die erreichte Schaltleistungen und weiter wieder auf die thermischen Eigenschaften zurückwirkt. Es wurde aber auch gezeigt, dass der Reibwert in der Synchronkörperverzahnung bei den untersuchten Systemen im betrachteten Temperaturbereich nicht messbar unterschiedlich ist. Wichtiger ist in diesem Fall die Bewegungsrichtung im Reibkontakt, da eine Vorzeichenumkehr das Wirkungsgradverhalten am stärksten beeinflusst. Die in axialer Richtung wirksame Komponente des Reibungsvektors in den Verzahnungskontakten wird aber durch mögliche radiale Mikrobewegungen verringert, was den gegenüber den theoretischen Betrachtungen geringeren Wirkungsgradbereich erklären kann.

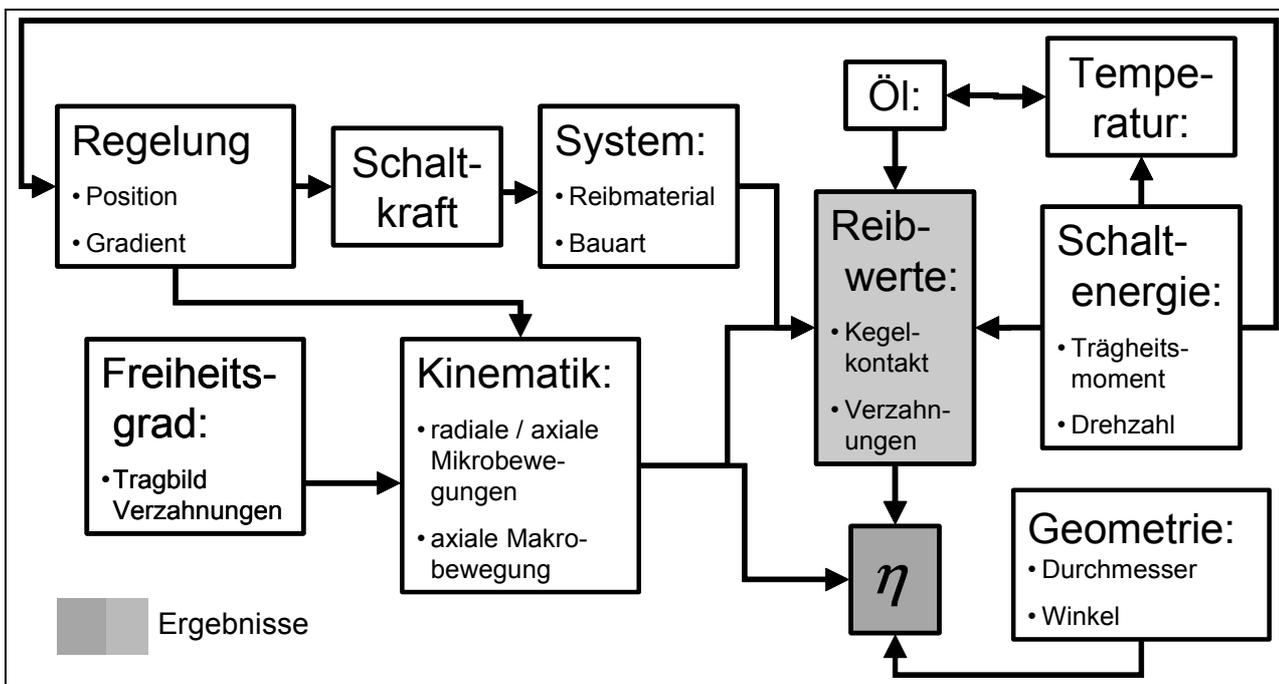


Abbildung 133: Wirkzusammenhang der Einflussfaktoren

Die Felder beinhalten die Faktoren, die in den Prüfstandsversuchen gezielt untersucht worden sind. Aus dieser Zusammenstellung ist gut zu erkennen, dass es kaum möglich ist, einzelne Parameter ohne Rückwirkung auf die anderen Eingangsgrößen zu variieren. Eine Änderung der Anfangsdrehzahl z.B. auf den doppelten Wert bedeutet den Einsatz einer Schwungmasse mit einem Viertel des Ausgangswertes zur Erreichung gleicher Schaltenergie. Bei gleicher Kraft führt dieses nun zu einer nur halb so großen Schaltzeit, entsprechend müsste für einen idealisierten Kraftanstieg („Dreiecksverlauf“) der Gradient verdoppelt werden, was aber die Schaltgabelgeschwindigkeit und damit die Bedingungen im Nabenverzahnungskontakt ändert.

Da sich bei einer Änderung von System A auf System B sämtliche Geometrieparameter ändern, und bei einer Erhöhung der Reibflächenzahl ein Gleichgewicht zwischen der mittleren Systemtemperatur und der Spitzentemperatur nicht einzuhalten ist, wird die Vergleichbarkeit behindert. Überdeckt wird all dies durch die als Toleranzen zusammengefassten geometrischen Ungenauigkeiten, welche durch die resultierenden Mikrobewegungen die für den Wirkungsgrad entscheidenden Reibwerte der Verzahnungen beeinflussen können.

Die Wirkzusammenhänge sind in Abbildung 134 detailliert dargestellt. Die Differenzierung ermöglicht eine genauere Zuordnung der genannten Einflussgrößen. So wird z.B. die Kinematik des Systems hinsichtlich der axialen Makrobewegung nur von der Schaltkraftcharakteristik wesentlich beeinflusst, die axialen Mikrobewegungen hingegen werden auf die Lastverteilung in der Sperrverzahnung zurückgeführt. Die Einflüsse des Schmierstoffes sind noch unspezifiziert und gehen bisher nur über das Reibwertverhalten der Kegelkontakte in die Systembetrachtung mit ein.

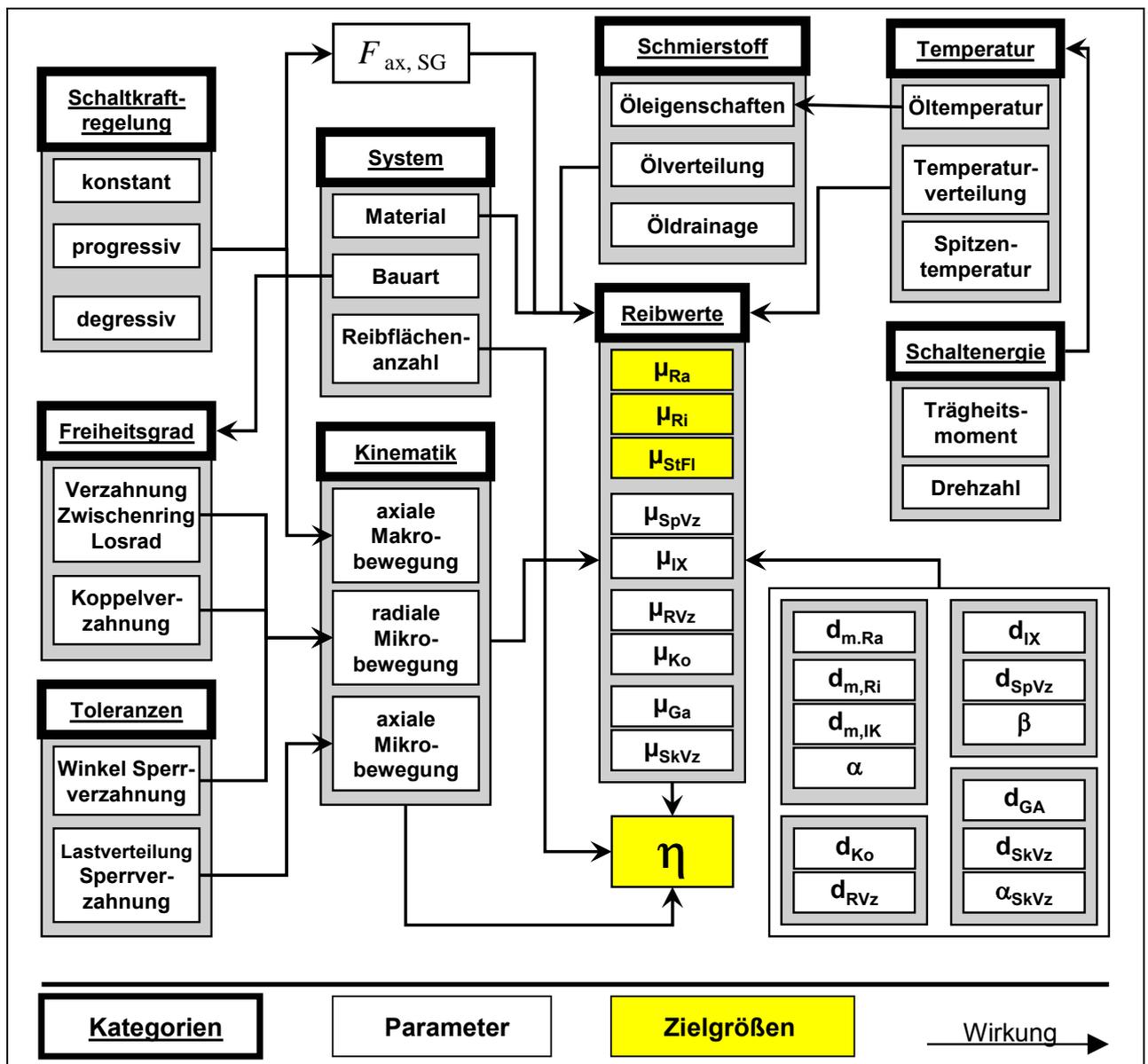


Abbildung 134: Detailierung des Wirkzusammenhanges

## 8.2 Korrelation FEM – Experiment

Es werden die Ergebnisse der FEM-Analysen und der experimentellen Untersuchungen für verschiedene Systemkonfigurationen untereinander und mit der Beschreibung durch das Freiheitsgrad-Modell in Beziehung gesetzt.

### 8.2.1 Wirkungsgradableitung aus den Ergebnissen der FE-Analysen

Aus den Kontaktergebnissen lässt sich eine mittlere Flächenpressung ableiten und in Bezug zu der eingeleiteten Axialkraft des jeweiligen Lastschrittes angeben. Hieraus lässt sich wiederum ein Wirkungsgradverhalten ermitteln, indem die zur Erreichung dieser Pressung notwendige Axialkraft berechnet und der Quotient mit der Sollkraft gebildet wird.

Bei dem in Abbildung 135 dargestellten progressiven Verlauf führt ein geringerer Gradient der Flächenpressung gegenüber dem Axialkraftanstieg zu einem nach dem ersten Lastschritt deutlich unter 1 liegenden Wert für den Wirkungsgrad, erst zum Schluss der Schaltung findet eine

Angleichung an die nominelle Pressung statt. Dieses Verhalten ist in den experimentellen Untersuchungen (vgl. Abbildung 136) nicht beobachtet worden, hier erreicht der Wirkungsgrad am Ende der Schaltung den niedrigsten Wert.

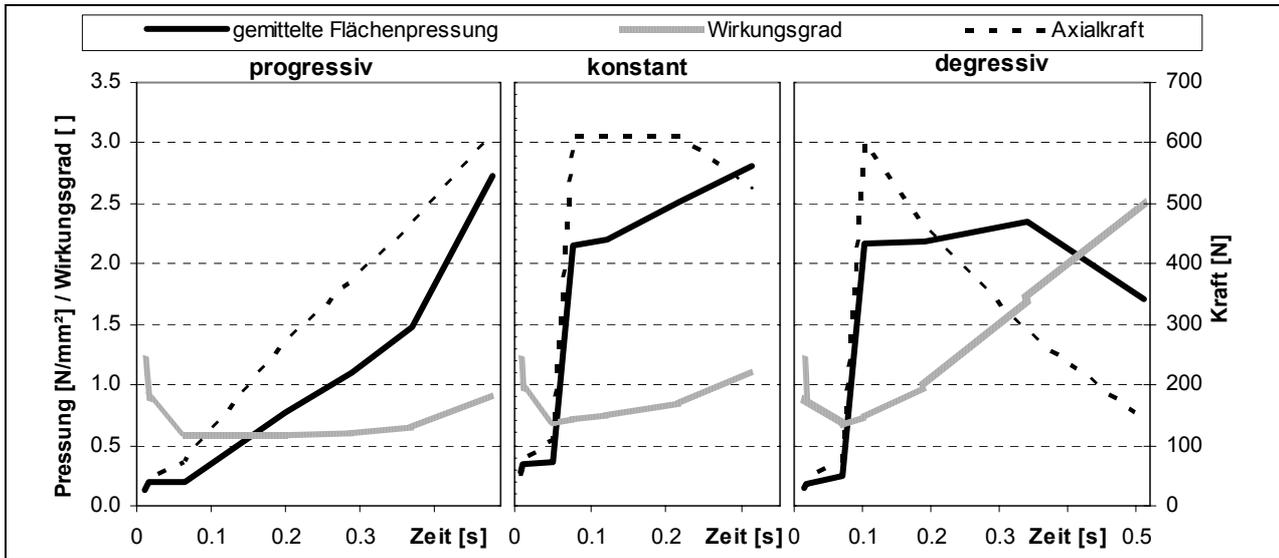


Abbildung 135: Vergleich der aus der Flächenpressungsverteilung errechneten Wirkungsgradverläufe für progressive, konstante und degressive Charakteristik

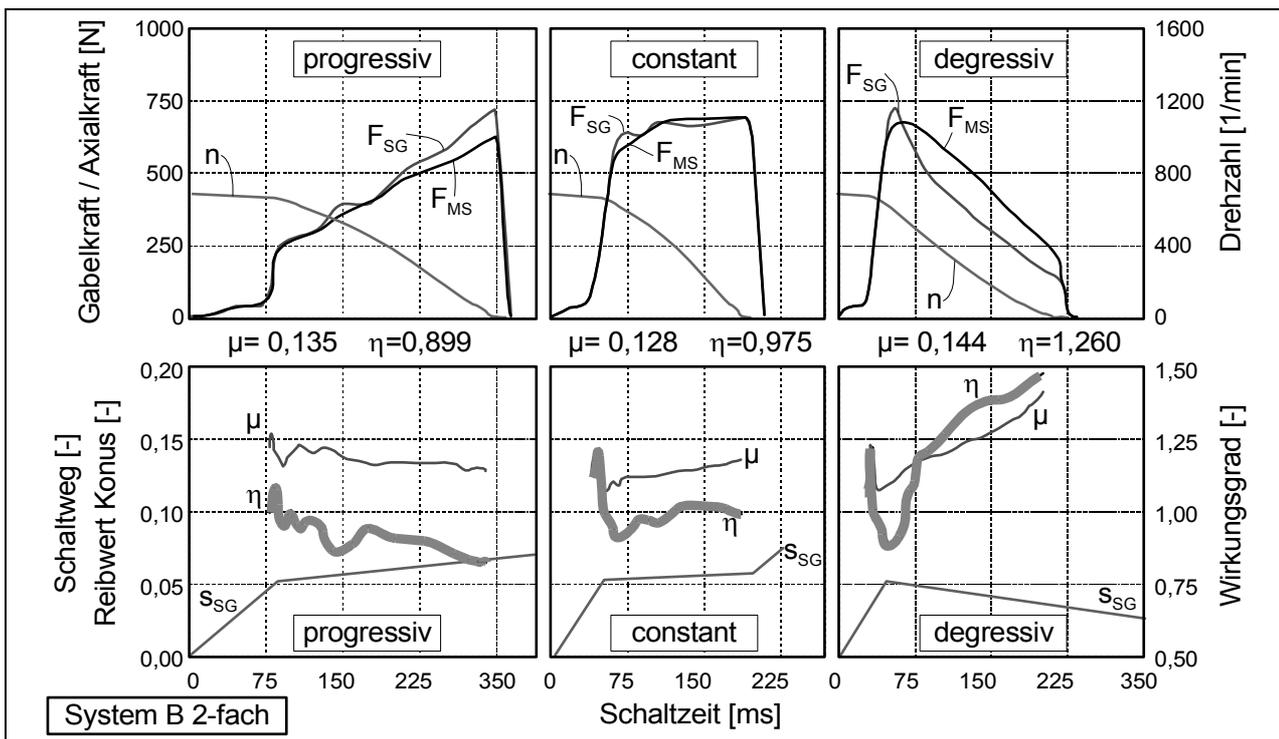


Abbildung 136: Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Schaltkraftcharakteristik, System B 2-fach

Der Verlauf mit konstanter Charakteristik zeigt ebenfalls einen verzögerten Anstieg der nominellen Flächenpressung. Jedoch sind die Verluste hier niedriger und führen durch einen leichten Abfall der Axialkraft am Schaltungsende sogar zu einem Anstieg des Wirkungsgrades über 1. Dieses ist bei den Versuchsergebnissen ähnlich. Beim degressiven Verlauf wird die maximale nominelle Flächenpressung trotz gleicher maximaler Axialkraft wie in den

Vergleichsverläufen nicht erreicht. Gleichzeitig bleibt die Pressung bei sinkender Axialkraft aber noch zum Teil erhalten, so dass der Wirkungsgrad zum Ende der Schaltung bis auf ca. 2,5 ansteigt. Auch dieser Fall mit einem zunächst niedrigen und dann sehr stark ansteigenden Wirkungsgrad ist mit dem experimentellen Verlauf gut vergleichbar.

Dieses Verhalten des FE-Modells lässt sich durch die vereinfachte Kontaktdefinition begründen, da trotz des orthotropen Ansatzes für die Reibwerte ( $\mu > 0,1$  in Umfangsrichtung,  $\mu = 0$  in axialer Richtung) im Kegel Kontaktkräfte in axialer Richtung auftreten und neben den Reibungsverlusten der Koppelverzahnung zu der beobachteten Hysterese führen. Der Reibwert in Umfangsrichtung muss für eine ausreichende Iterationsstabilität höher als der real für das Axialkraft-Moment-Verhältnis zu ermittelnde Reibwert angegeben werden, und liegt im Bereich der Selbsthemmung des Kegelkontaktes. Die Änderung der Geometrie durch die thermisch induzierten Dehnungen kann diesen Effekt zusätzlich verstärken. Weiterhin ist sowohl die Modellierung als auch die Kraftaufbringung dahingehend idealisiert, dass kleine Relativbewegungen durch Schwankungen der Axialkraft und Relativbewegungen durch Unrundheiten nicht berücksichtigt werden, die den Prüfstandsversuchen zu Folge zu einer Verringerung der Wirkungsgradamplitude führen. Dementsprechend müssten die das Hystereseverhalten begünstigenden Effekte bei der idealisierten Berechnung stärker als am realen Bauteil auftreten, so dass der Wirkungsgradbereich größer ist als unter experimentellen Bedingungen (s. Abbildung 137). Die FE-Ergebnisse entsprechen dabei fast den theoretischen Werten; die Abweichung im Lastfall mit konstantem Kraftverlauf ist auf die nicht idealisiert konstante Schaltkraft der FE-Analyse zurückzuführen. Das Verhältnis der jeweiligen Fälle zu 1 sind aber bei der FE-Analyse und den experimentellen Ergebnissen vergleichbar.

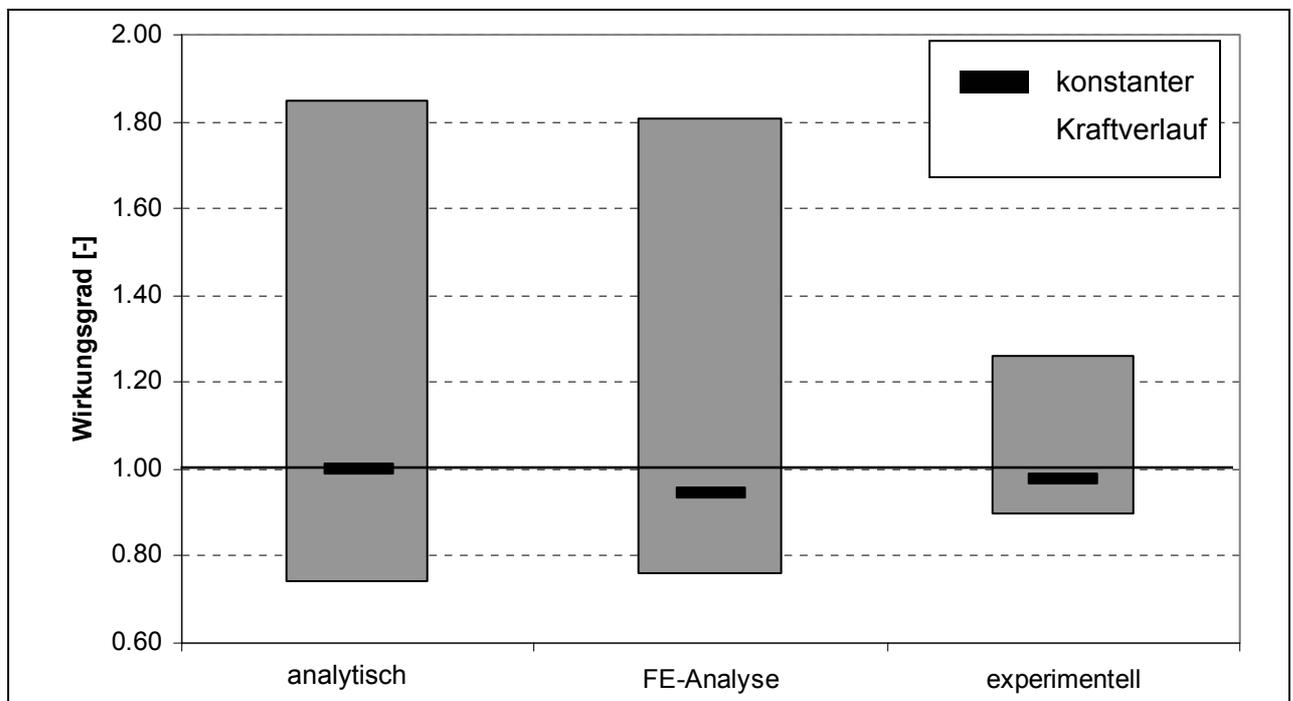


Abbildung 137: Vergleich der Wirkungsgradbereiche bei theoretischer, FEM und experimenteller Ermittlung.

### 8.2.2 Reibwertverhalten und Flächenpressungsverteilung

In den FE-Analysen wurden Flächenpressungsverteilungen mit Berücksichtigung von Einlaufverschleiß und dynamischen Effekten durch die Relativrotation des Zwischenringes gegenüber Außen- und Innenring ermittelt. Eine starke Abhängigkeit des Reibwerts von der Flächenpressung kann damit je nach Gestaltung der Bauteile trotz gleichen Werkstoffes, Öls und Axialkraft zu unterschiedlichem Reibverhalten des Gesamtsystems führen. Dabei ist besonders die für den Lastfall DOF5 (Reduzierung des Tragbildes der Zwischenringverzahnung von 6 auf 2 Zähne) beobachtete Kontaktöffnung (ca. 5% Flächenanteil mit Pressung 0 N/mm<sup>2</sup>) ein wichtiger Effekt, da dieses die Ölverteilung beeinflussen kann.

In den experimentellen Untersuchungen wurden unterschiedliche Reibwerte bei Variation der Verzahnungskontakte gemessen. In Abbildung 138 sind diese Werte für einige Lastfälle den Flächenpressungsverteilungen gegenübergestellt. Der niedrigste Reibwert wurde bei der Konfiguration mit ungleichmäßiger Verteilung der Schaltkraft an der Sperrverzahnung (SpVz) erreicht. Demgegenüber steht eine Tendenz mit ansteigendem Reibwert von der Standardkonfiguration über die Reduzierung der Zwischenringverzahnung auf 2 Kontakte (DOF5) zu den Lastfällen mit zwei Kontakten (Ko2) bzw. einem Kontakt (Ko3) der Koppelverzahnung.

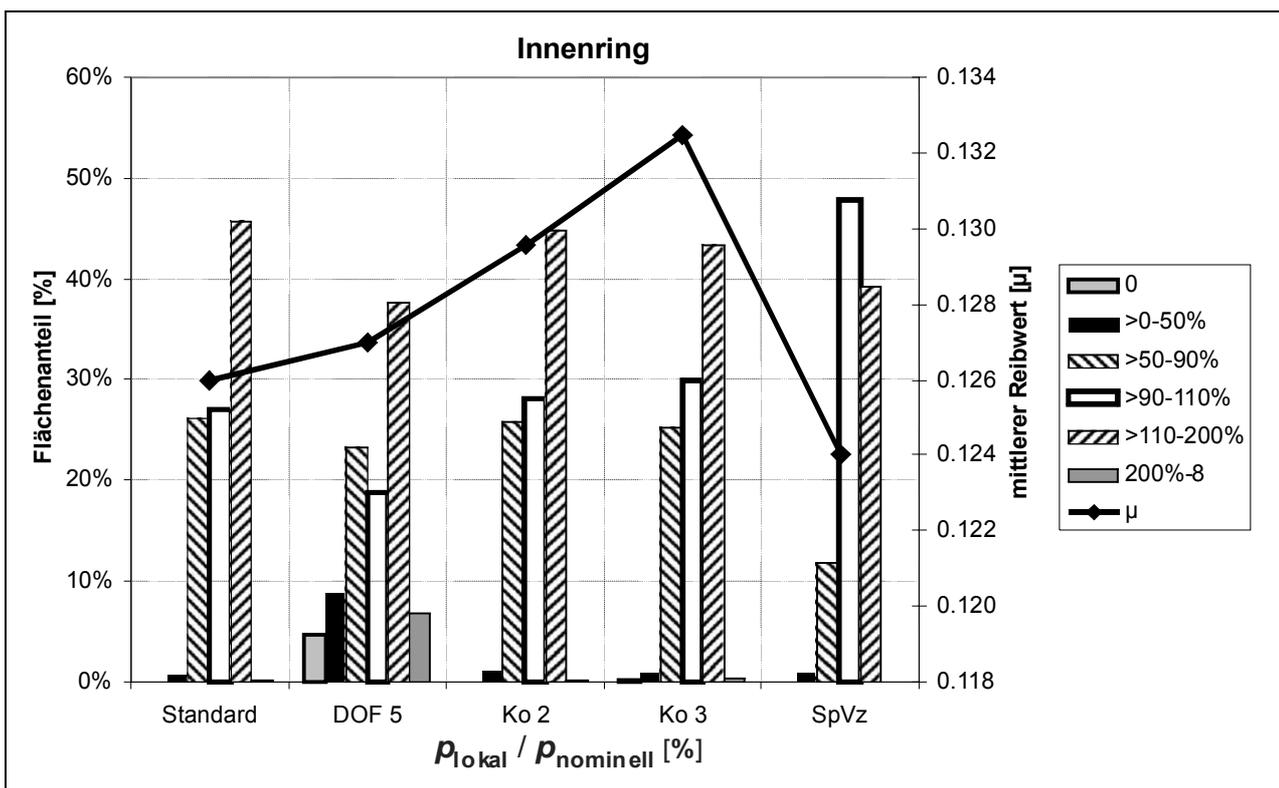


Abbildung 138: Korrelation von mittlerem Reibwert und Flächenpressungsverteilung am Innenring für verschiedene Lastfälle

Ein Zusammenhang zwischen dem Reibwertverhalten und der charakteristischen Flächenpressungsverteilung der verschiedenen Lastfälle ist nicht an einzelnen Ausprägungen festzumachen. Da die Flächenpressungsverteilung am Innenring das Gesamtreibmoment nur zur Hälfte beeinflussen kann, können hier auch Effekte auftreten, die sich dann bei einer gegenteiligen

Wirkung am Außenring wieder aufheben. So ist z.B. die Verteilung im Standard- und im Ko2-Fall am ähnlichsten, jedoch treten bereits unterschiedliche Reibwerte auf.

Beim Vergleich von zwei Fällen mit dem größten Reibwertunterschied sollte auch der auffälligste Unterschied in der Pressungsverteilung zu erkennen sein. Werden jedoch die Konfigurationen Ko3 und SpVz gegenübergestellt, so könnte zwar der deutlich höhere Anteil der Flächenpressung im Bereich 90-110% bei SpVz als Indiz gelten. Aber bereits der Vergleich mit dem Standardfall zeigt keine Übereinstimmung mit dieser These; ebenso müssten im Fall DOF5 sehr hohe Reibwerte auftreten.

Der Korrelationsversuch mit den Flächenpressungsverteilungen am Außenring (Abbildung 139) scheint eine bessere Übereinstimmung zu zeigen. Damit wären spezifische Effekte einer Mehrfachsynchonisierung, die durch die vorgestellten Verfahren ermittelt werden können, und die sich durch unterschiedliche Pressungsverteilungen an Innen- und Außenring unterscheiden, ein mögliches Kriterium für das Reibwertverhalten dieser Synchronisierungsbauforn. Nach wie vor verhindert dabei der SpVz-Fall mit seinem niedrigen Reibwert einen vereinheitlichenden Ansatz, nachdem allein der Flächenanteil des Bereiches 90-110% das Reibwertverhalten bestimmt.

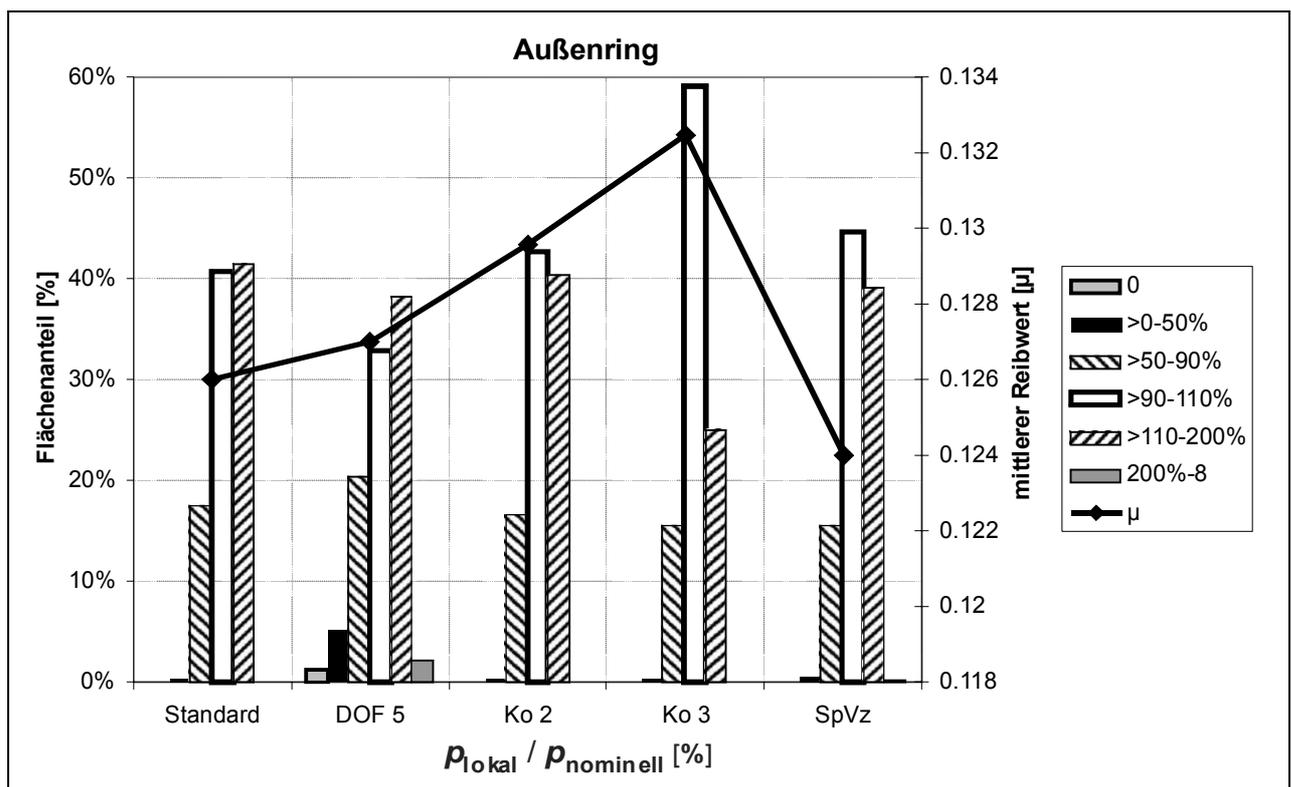


Abbildung 139: Korrelation von mittlerem Reibwert und Flächenpressungsverteilung am Außenring für verschiedene Lastfälle

Die Betrachtung des Gesamtsystems ist in Abbildung 140 in Form einer Mittelwertbildung der Flächenpressungsverteilungen an Außen- und Innenring dargestellt. Da der Reibwert ebenfalls aus einer Zusammenfassung der Momente an Außen- und Innenring hervorgeht, sollte so eine Korrelierung eher darzustellen sein.

Ausschlaggebend für den niedrigen Reibwert im SpVz-Fall scheint dabei der niedrige Pressungsanteil im Bereich 50-90% zu sein. Plausibel ist dies durch den (bis zur Fressgrenze) abnehmenden Reibwert bei höheren Flächenpressungen.

In den Fällen DOF5, Ko2 und Ko3 überwiegt als Einflussfaktor der Pressungsanteil im Bereich 90-110%. Der Standardfall ist bei der Interpretation insofern problematisch, da die Versuchsergebnisse auf realen und somit mit Toleranzen behafteten Systemen beruhen.

Es ist daher davon auszugehen, dass trotz gleichmäßigem Tragbild bei Betrachtung der Sperrverzahnungsflächen nach dem Versuch während der Schaltung zyklisch nur ein Teil der Verzahnung die Schaltkraft überträgt und damit eher der SpVz-Fall eintritt. Durch die im Vergleich zu den anderen Verzahnungen hohe Kontaktzahl macht diesen Fall toleranzbedingt wahrscheinlicher als z.B. den Ko3-Fall. Da bei einem reduzierten Tragbild der Sperrverzahnung (hier  $3 \times 120^\circ$ ) immer noch genug Zähne tragen, um das System zu zentrieren, sind die Änderungen des Freiheitsgrades in den Fällen DOF5, Ko2 und Ko3 so gravierend, dass sie den Einfluss des nicht idealen Tragbildes an der Sperrverzahnung überlagern.

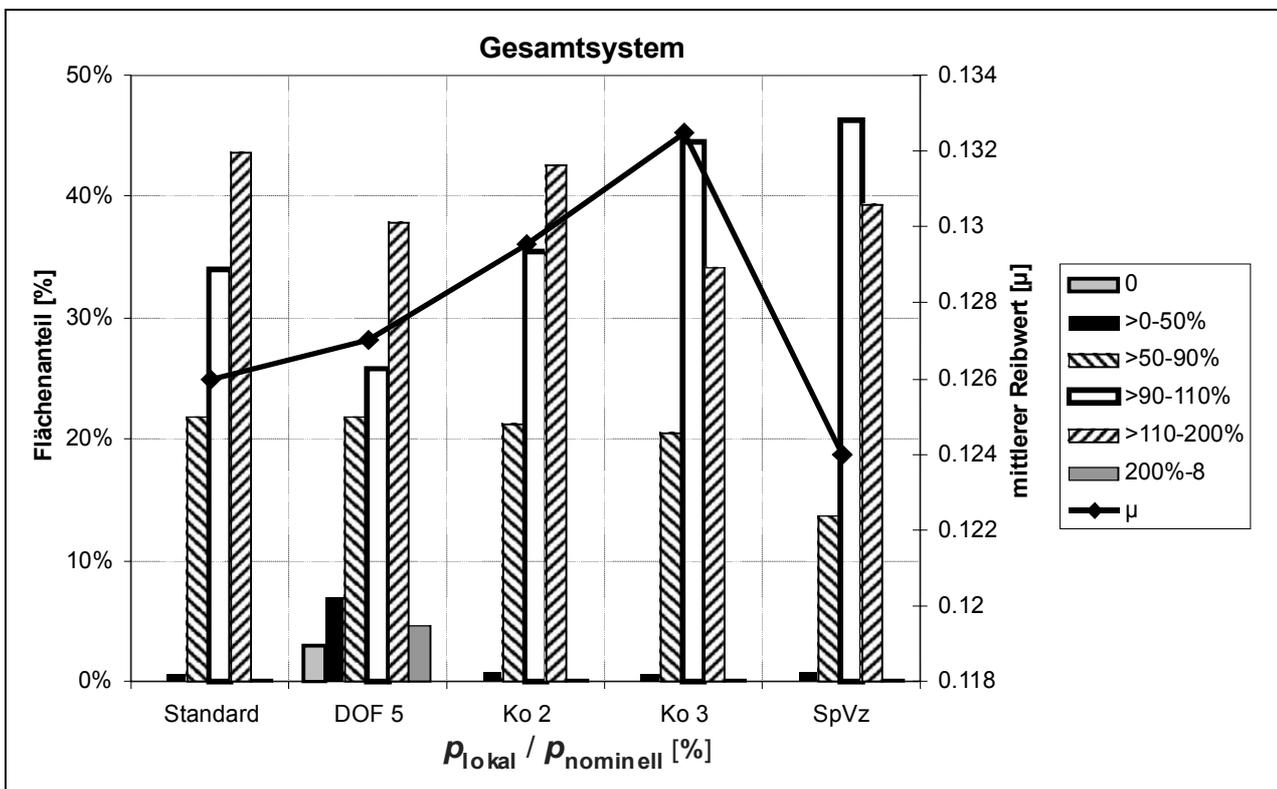


Abbildung 140: Korrelation von mittlerem Reibwert und Mittelwert der Flächenpressungsverteilung an Innen- und Außenring für verschiedene Lastfälle

Der Einfluss der Spaltbildung bei der DOF5-Variante hat keinen deutlichen Einfluss in den Experimenten gezeigt, was auch an dem verwendeten Messingsystem liegen kann, da durch die axiale und tangential Drainagenutzung bereits schon Flächenanteile ohne Kontakt vorhanden sind und damit der geringe Anteil an zusätzlicher Kontaktöffnung keinen maßgeblichen Einfluss auf das Reibwertverhalten zu haben scheint.

### 8.2.3 Wirkungsgradverhalten und Flächenpressungsverteilung

In Abbildung 141 ist der Wirkungsgrad im Vergleich zu den gemittelten Flächenpressungsverteilungen des Gesamtsystems dargestellt. In den experimentellen Untersuchungen wurde festgestellt, dass der Wirkungsgrad kaum mit dem Reibwertverhalten korreliert. Die hier dargestellten Lastfälle führen nur zu einer geringen Beeinflussung des Wirkungsgrades im Vergleich zu einer Variation der Schaltkraftcharakteristik. Die dem Schaltkraftverlust zugrunde liegenden Reibkräfte in den Verzahnungskontakten werden durch die Flächenpressungsverteilung der Kegelkontakte nicht beschrieben, daher ist hier auch nur ein geringer Einfluss zu erwarten gewesen.

Der Lastfall DOF5 weist mit einem Wirkungsgrad von 0,9 den geringsten Wert der dargestellten Konfigurationen auf. Die ansteigende Tendenz des Wirkungsgrades mit zunehmender Konzentration der Pressungsverteilung auf den Bereich 90-110% zeigt, dass dieser Pressungsbereich ein starker Einflussfaktor ist.

Die nicht ideale Versuchsdurchführung zeigt sich auch hier darin, dass trotz der Ähnlichkeit der Verteilung zum Fall Ko2 der Wirkungsgrad im Standardfall eher eine Fortsetzung des Verlaufes nach dem SpVz-Fall bedeuten würde.

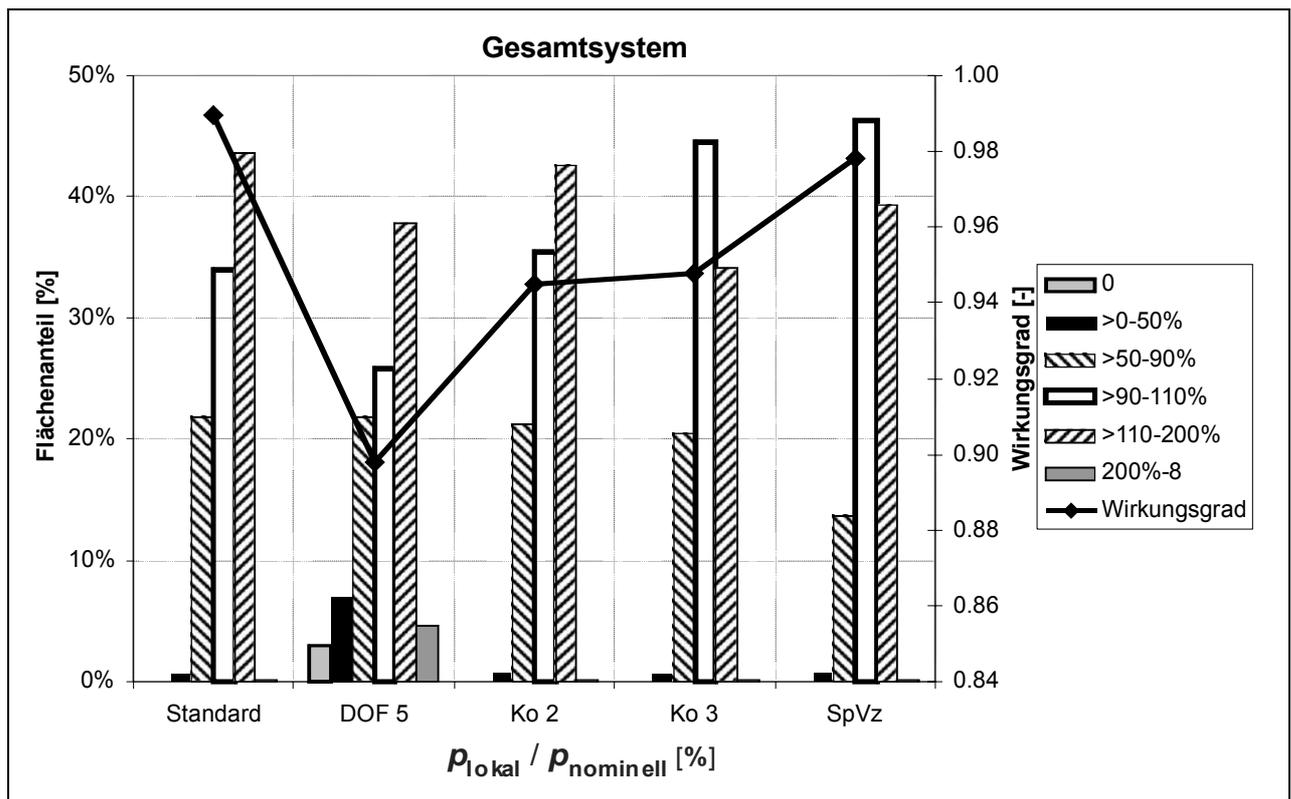


Abbildung 141: Korrelation von Wirkungsgrad und Mittelwert der Flächenpressungsverteilung an Innen- und Außenring für verschiedene Lastfälle

Wird diese Eigenschaft sowie die aus der Betrachtung des Reibwertverhaltens gezogenen Schlüsse zusammengefasst, so lässt sich der Standardfall als eine Kombination der Verzahnungsvarianten deuten. Wie bereits formuliert wurde ist es unwahrscheinlich, dass ein ideales Tragbild aller Verzahnungen (Null-Toleranz-Geometrie) vorliegt.

Andererseits können die Abweichungen klein genug sein, dass durch die Relativrotation der Bauteile einzelne Kontakte zyklisch geschlossen und geöffnet werden. Daher werden im Normalfall nicht die Eigenschaften der „extremen“ Lastfälle erreicht, bei denen einzelne Verzahnungskontakte gezielt entfernt wurden. Die Eigenschaften des Standardfalls lassen sich somit aus einer Zusammenfassung der Eigenschaften der Lastfälle SpVz und Ko2 beschreiben. In beiden Fällen wird das Freiheitsgradverhalten kaum beeinflusst, so dass diese Konfiguration durch außerhalb der Synchronisierung angeordnete Messungen kaum zu erkennen ist. Das beobachtete Reibwert- und Wirkungsgradverhaltens zeigt aber, dass die Kontaktverhältnisse eines idealisierenden Ansatzes unrealistisch sind und eher ein Fall angenommen werden muss, bei dem ein zyklisch veränderliches, partielles Tragen der Koppelverzahnung und der Sperrverzahnung vorliegt.

### 8.3 Korrelation Freiheitsgrad-Modell – Experiment

Der Wirkungsgrad ist neben der Kraftcharakteristik auch von den Verzahnungsvariationen beeinflusst. In Abbildung 142 ist der Vergleich der experimentellen Wirkungsgradergebnisse mit dem Freiheitsgrad der Systemvariationen dargestellt.

Wie in Kapitel 5 erläutert bedeutet der Freiheitsgrad 2, dass die Kinematik des Systems durch zwei Antriebe eindeutig wird. Diese Antriebe sind bei einem Synchronisiervorgang durch die Getriebewelle gegenüber dem Losrad sowie der Schaltgabelbewegung gegeben. In diesem Fall ist der aus vier Last-Schmierstoff-Kombinationen gemittelte Wirkungsgrad größer als 0,975. Die Varianten mit Verringerung der Kontaktanzahl der Verzahnungen von Zwischenring und Losrad (DOF) und von Außen- und Innenring (Ko) weisen hingegen niedrigere Wirkungsgrade mit einem Spektrum von 0,9 bis 0,95 bei gleicher Kraftcharakteristik auf. Aufgrund der geringeren Kontaktzahl haben diese Varianten Freiheitsgrade zwischen 3 und 4, wobei keine weitere Korrelation der Erhöhung des Freiheitsgrades mit dem Wirkungsgrad mehr auftritt.

Erklären lässt sich dies durch den über 2 liegenden Freiheitsgrad. Durch Geometriefehler induzierte Zwangsbewegungen werden so verringert und damit der Abbau der axialen Reibwertkomponente in den Verzahnungskontakten kleiner. Steigt der FHG von 3 auf 4 tritt dieser Effekte nicht stärker auf.

Am Beispiel der DOF6-Konfiguration wurde deutlich, dass im realen Betrieb mit Neubildung von Kontakten an dafür konstruktiv nicht vorgesehenen Stellen zu rechnen ist. Dieser Zustand ist natürlich nicht anzustreben, entsprechend ist hier die Grenze zulässiger Toleranzen zu sehen.

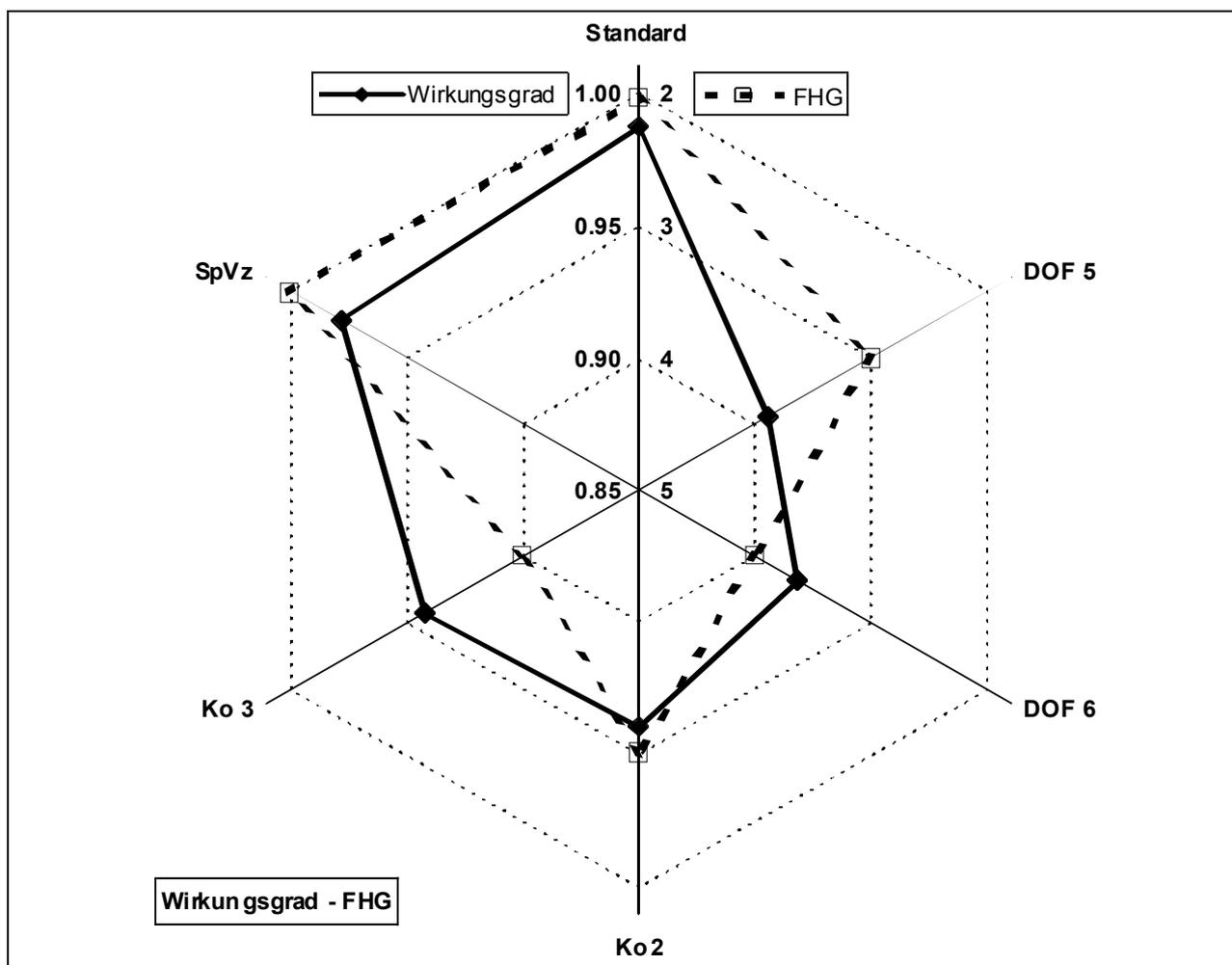


Abbildung 142: Vergleich der experimentellen Wirkungsgradergebnisse mit dem Freiheitsgrad der Systemvariationen

#### 8.4 Zusammenfassung der wichtigsten Erkenntnisse

Die Untersuchungen der Mehrfachsynchrosierungen durch Experimente an einem speziellen Komponentenprüfstand sowie FE-Berechnungen und mechanisch-analytische Betrachtungen sollten einen tieferen Einblick in das Systemverhalten ermöglichen. Durch den Vergleich der Flächenpressungsverteilungen mit den aus dem Freiheitsgradmodell abgeleiteten Verzahnungsvariationen wurde die Erkenntnis gewonnen, dass im realen Fall von einem System auszugehen ist, bei dem keine ideale Verteilung der Kräfte und Momente auf alle Verzahnungskontakte vorliegt. Gleichzeitig tragen aber aufgrund der im Vergleich mit den allgemeinen Toleranzen ausreichenden Elastizität zumindest während des Schaltvorganges zyklisch alle potentiellen Verzahnungskontakte. Dies entspricht auch dem beobachteten Tragbild, nachdem es zu leichten Einglättungen der Kontaktflächen gekommen ist.

Die Untersuchung von extremen Verzahnungseigenschaften wie z.B. DOF6, bei dem nur noch ein Kontakt zwischen Losrad und Zwischenring trägt, ist daher für den normalen Anwendungsfall nicht zu erwarten. Trotzdem ist durch die zyklische Belastungsabfolge bei einer festigkeitsorientierten Gestaltung der Bauteile zu berücksichtigen, dass keine gleichmäßige Lastverteilung vorliegen könnte.

### 8.5 Kritische Betrachtung, Empfehlungen und Ausblick

Die Versuche zeigen eine reproduzierbare Beeinflussung des Wirkungsgrades bei Variation des Schaltkraft-Zeit-Verlaufs. Da aber keine eindeutige Rückführung auf von außen zu beeinflussende Faktoren wie Flächenpressung, Gleitgeschwindigkeit und Temperatur möglich war, können aus diesen Parameterversuchen kaum Vorschläge für eine Verbesserung des Systemverhaltens abgeleitet werden.

Wie gezeigt werden konnte, lassen sich mit allen Systemen Wirkungsgrade kleiner und größer als 100% erzielen, je nach Schaltkraftverlauf. Es kann aber auch keine Empfehlung für den Verlauf mit abfallender Kraft ausgesprochen werden, da in diesem Fall aufgrund der größten Kraft bei höchster Drehzahl die höchsten Spitzentemperaturen bei gleicher Schaltfläche (Kraft-Zeit-Integral) zu erwarten sind. Der Verlauf mit ansteigender Kraft ermöglicht die geringste thermische Belastung, der rechteckige Verlauf bei gleicher Maximalkraft die kürzeste Schaltzeit. Bei der Auslegung von Bauteilen ist weiter zu beachten, dass von einem nicht gleichmäßigen Tragbild der Verzahnungen auszugehen ist. Auch wenn bei Prüfstands- oder Getriebeversuchen durch Einglättung der Eindruck einer gleichmäßigen Lastverteilung entsteht, so ist dieses doch auf den Kontaktwechsel während einer Umdrehung zurückzuführen. Es sollte daher als Grenzbelastung die Last bei der Zwischenring- und der Kopplungsverzahnung auf zwei Kontakte verteilt gerechnet werden.

Die gezielte Änderung des Systemfreiheitsgrades zeigte deutliche Auswirkungen auf die Flächenpressungsverteilung. Dies sollte als Hinweis auf mögliche Streuungen von experimentellen Ergebnissen bei Systemvergleichen unter sonst gleichen Bedingungen (Material, Öl, Last) angesehen werden. Vor diesem Hintergrund wären weitere Untersuchungen hinsichtlich des Einflusses von Formtoleranzen interessant, da hier ähnliche Effekte zu erwarten sind. Eine Schwierigkeit hierbei wäre wie auch in den schon durchgeführten Versuchen die Verwendung eines idealen Synchronringpakets zum Abgleich mit den Berechnungsergebnissen. Alternativ kann versucht werden, eine reale Geometrie zu modellieren. Die Komplexität des untersuchten Systems steigt damit aber weiter, und es ist von Problemen bei der Stabilität der Kontaktberechnung auszugehen.

## 9 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurden Mehrfachsynchronisierungen hinsichtlich ihres Reibwertverhaltens und eines so genannten Wirkungsgrades untersucht. Der Wirkungsgrad wird dabei als Verhältnis des real erreichten zum erwarteten Reibmoment, welches durch das Produkt aus dem Moment der vergleichbaren Einfachsynchronisierung und dem Reibflächenfaktor gebildet wird, definiert.

Für die Untersuchungen wurde als Beispielsystem eine 2-fach-Synchronisierung nach dem Prinzip Borg-Warner verwendet, welche als Messingsystem und als Baugruppe mit Stahlringen und einem Carbonreibbelag vorlag. Durch die weite Verbreitung dieser Bauform in PKW-Getrieben wurde damit ein typischer Anwendungsfall aufgegriffen.

Ziel der Untersuchungen war zunächst die Klärung der Ursachen des Wirkungsgradverhaltens. Dazu war es notwendig, auf Basis vorbereitender theoretischer Betrachtungen der Systemkinetik die Messtechnik der vorhandenen Prüfstände zu erweitern.

Die Weiterentwicklung des Prüfstandes war durch eine weitere Erhöhung der Messgenauigkeit, und einer Erweiterung der Kinematik gekennzeichnet. Dazu wurde ein neuer 2-Größen-Aufnehmers zur Messung der Axialkraft und des Reibmoments am Gangrad entwickelt. Zusätzliche Messarme an der Schaltgabel ermöglichen die verlustfreie Ermittlung der Schaltkräfte. Die Kinematik der Schaltbetätigung wurde durch eine kardanische Schaltgabel erweitert, deren Drehachsen mit der Wellenachse einen gemeinsamen Schnittpunkt haben. Dieser Aufbau ermöglicht durch einen zusätzlichen Freiheitsgrad ein freies Kippen der Schiebemuffe.

Die Steuerung des Prüfstandes wurde durch einen Regelalgorithmus erweitert, der zusammen mit einer echtzeitfähigen Signalverarbeitung eine gezielte Kraftsteuerung mit beliebigen Kraftverlaufskurven ermöglicht. In Kombination mit einer lernfähigen Schaltzeitvorhersage lässt sich mit der adaptiven Steuerung ein degressiver Kraftverlauf darstellen.

Die experimentellen Untersuchungen zeigten, dass eine starke Abhängigkeit des Wirkungsgrades vom Schaltkraftverlauf während der Rutschphase besteht. Bei progressivem Verlauf wurden die niedrigsten, bei degressivem die höchsten Wirkungsgrade gemessen. Die Abhängigkeit von Flächenpressung, Anfangsgleitgeschwindigkeit und Temperatur ist deutlich geringer. Eine Korrelation zwischen den Reibwerten im Kegelkontakt und dem Wirkungsgrad ist nicht gegeben.

Durch Analyse der Kinematik der Synchronisierung ergab sich ein Freiheitsgradmodell, welches durch die Definition der Gelenkfreiheitsgrade an den Kontaktstellen des Systems aus Synchronringen, Schiebemuffe, Druckstücken, Synchrone, Losrad und Getriebewelle die Ermittlung des Gesamtfreiheitsgrades ermöglicht. Es zeigt, dass der Standardfall der vorliegenden Konstruktion bereits überbestimmt ist. Da dies die Verzahnungskontakte und damit die wichtigsten Verluststellen der Schaltkraft beeinflusst, wurde in weiteren Versuchen die Anzahl der Kontakte und damit der Freiheitsgrad des Gesamtsystems variiert.

Durch FFT-Analysen der Messwertverläufe der Einzelschaltungen, die wegen der transienten Eigenschaften über dem Winkel und nicht zeitabhängig durchgeführt wurden, ließ sich eine Abhängigkeit von bisher nicht untersuchten Kennwerten feststellen, da Korrelationen zwischen den Zahnteilungen der Koppelverzahnung sowie des Zahneingriffes Zwischenring/Losrad und den Kraftschwankungen auftraten.

Aus einer Gegenüberstellung mit dem Freiheitsgrad der untersuchten Varianten ergab sich, dass eindeutig bestimmte Systeme keine Zwangsbewegungen in den Verzahnungskontakten und damit die geringsten Wirkungsgrade aufweisen. Bei den überbestimmten Systemen tragen außerdem aufgrund von Toleranzen im Tragbild der Verzahnungen im Allgemeinen nicht alle Kontakte gleichzeitig, sondern es findet eine abwechselnde Kontaktbildung statt, die zyklisch mit der Relativrotation des Zwischenrings zu Innen- und Außenring erfolgt.

Mittels numerischer Nachbildung von Schaltvorgängen an einer 2-fach-Synchronisierung wurde nachgewiesen, dass die Flächenpressungsverteilung nicht nur in axialer, sondern auch in Umfangsrichtung stark unterschiedliche Werte aufweist. Dies ist auf die sich in Umfangsrichtung ändernde Geometrie der Ringquerschnitte und die sich damit ändernde Steifigkeit sowie die ungleichmäßige Last- und Temperaturverteilung zurückzuführen. Es konnte gezeigt werden, dass wegen der zyklischen Änderung der Pressungsverteilung Einlaufeffekte nur begrenzt zu einer Vergleichmäßigung führen. Es ist daher für die meisten Lastfälle davon auszugehen, dass gegenüber dem mittleren Wert lokal doppelt so hohe Flächenpressungen auftreten können. Die Durchführung von Variationen der Verzahnungsbedingungen ähnlich der experimentell untersuchten Modifikationen führt zu Änderungen der Flächenpressungsverteilungen, die für die jeweiligen Lastfälle durch Häufigkeitsverteilungen beschrieben werden können.

Dabei wurde durch Korrelation mit den Messergebnissen bestätigt, dass der Idealfall mit gleichmäßigem Verzahnungstragbild praktisch nicht erreicht wird und eher eine Konfiguration vorliegt, bei der die Koppelverzahnung nur an zwei Kontakten und die Sperrverzahnung zwar gleichmäßiger über dem Umfang verteilt trägt, wobei aber auch eine zyklische Variation auftritt.

Bei dieser Arbeit handelt es sich um einen neuartigen Versuch, ein tribologisches System zutreffend zu charakterisieren, dessen Verhalten in der Praxis durch die starke Varianz einer Vielzahl von Einflussgrößen entscheidend geprägt wird.

Für die praktische Auslegung von Schaltgetrieben und speziell Mehrfach-Synchronisierungen ergibt sich, dass eine optimale Ausnutzung der Leistungsfähigkeit insbesondere durch den Schaltkraftverlauf möglich ist. Daneben lässt sich durch die Geometrie und der daraus resultierenden Pressungsverteilung der Reibwert in begrenzten Maßen beeinflussen; dies kann auch für andere Synchronisierungs-Bauformen angenommen werden. Weiter hat sich die Bedeutung der gekoppelten mechanisch-thermischen Simulation der Kontaktverhältnisse, die in dieser Arbeit weiterentwickelt wurde, gezeigt.

## 10 Literaturverzeichnis

- [1] J. Looman Zahnradgetriebe, Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen.  
Berlin, Heidelberg, New York, Paris, Tokyo, Springer Verlag, 1988.
- [2] Baum, U. Getriebeteile aus Sinterstahl – Anforderungen und  
Brügel, E. Einsatzgruppen. In: VDI (Hrsg.): Übertragbarkeit von  
Sauter, J. Werkstoffkennwerten auf Bauteileigenschaften (VDI-  
Schmidt, I. Werkstofftag, München, 4. und 5. März 1991 / VDI-  
Gesellschaft Werkstofftechnik). Düsseldorf: VDI-Verlag,  
1991, S. 411-423. VDI-Berichte: 852
- [3] Brügel, E. Entwicklung einer Mehrfachkonus-Synchronisierung für  
Christian, K. Nutzfahrzeuge. In: VDI (Hrsg.) Getriebe in Fahrzeugen,  
Wunderlich, P. heute und morgen (Tagung München, 25. und 26. April  
1991 / VDI-Gesellschaft Entwicklung, Konstruktion,  
Vertrieb). Düsseldorf: VDI-Verlag, 1991, S. 311 – 327. –  
VDI-Berichte, 878
- [4] Koga, Hidetaka Development of Manual-Transmission 3-Cone Synchro-  
Anzai Kiyosho nizer. In JSAE-Review 9 (1988), Nr. 4, S. 102 – 104.
- [5] Drott, H. 3-Konus-Synchronisierung in Opel-PKW-Schaltgetrieben,  
Oppertthäuser, E. In: VDI (Hrsg.) Getriebe in Fahrzeugen, heute und morgen  
(Tagung München, 25. und 26. April 1991 / VDI-  
Gesellschaft Entwicklung, Konstruktion, Vertrieb).  
Düsseldorf: VDI-Verlag, 1991, S. 293 – 309. –VDI-  
Berichte, 878
- [6] Baehr, H. D. Wärme und Stoffübertragung  
Stephan K. 3. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York,  
London, Paris, Tokyo, Hong Kong 1998
- [7] Lösche, T. Das tribologische Verhalten von Synchronisierungen unter  
Berücksichtigung des Beanspruchungskollektivs.  
Universität Hannover, Dissertation, 1998

- [8] Spreckels, M. Einfluss der Temperaturverteilung auf das tribologische Verhalten von Synchronisierungen, Dissertation, 2001
- [10] Leimann, D.-O. Erhöhung der Wärmegrenzleistung bei Getrieben mit Luftkühlung  
Konstruktion 31 (1979), S. 434 – 438
- [11] Funck, G. Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen.  
Dissertation am Lehrstuhl für Maschinenelemente ,  
Zahnräder und Getriebebau der TU München, 1985
- [12] Joule, D. Thermal Analysis of a Spur Gearbox. Proceedings of the  
Hinduja, S. Institution of Mechanical Engineers,  
Ashton, J. N. Vol. 202 (1998), No. C4, pp 242-262
- [13] Müller, G. FEM für Praktiker – Temperaturfelder  
Groth C. 2. Auflage, Expert-Verlag, Renningen-Malsheim 1998
- [14] VDI VDI-Wärmeatlas, Berechnungsblätter für den Wärmeüber-  
gang  
7. Auflage, VDI- Verlag Düsseldorf 1994
- [15] Grote, K.-H. Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau  
Feldhusen, J. 21. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New  
York, London, Paris, Tokyo, Hong Kong 2005
- [20] Pierson, H.O Handbook of Carbon, Graphite, Diamond and Fullerenes –  
Properties, Processing and Applications © 1993 William  
Andrew Publishing/Noyes
- [21] Thornel® Carbon Fibers and Composites, Bulletin of Amoco  
Performance Products, Atlanta, GA (1991)
- [22] Manocha, L. M. Carbon, 26(1):13-21 (1988)  
Bahl, O. P

- 
- [23] Dresselhaus, M. S.,  
Dresselhaus, G.,  
Sugihara, K.,  
Spain, I. L.,  
Goldberg, H. A.                      Graphite Fibers and Filaments, Springer Verlag, Berlin  
(1988)
- [24] John Delmonte,  
Van Nostrand                      Technology of Carbon Fiber and Graphite Fiber Compos-  
ites, Reinhold Company, (1981)
- [25] [www.matweb.com](http://www.matweb.com)                      Cytec Thornel® Carbon Fiber VCL Carbon Cloth –  
Datenbank für Metalle,  
Kunststoffe, Keramiken  
und Composites
- [30] VDI                      VDI-Richtlinie 2127: Getriebetechnische Grundlagen:  
Begriffsbestimmung der Getriebe 1988



# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Name: Knut Erdmann  
Geburtsdatum, -ort: 26.04.1973 in Hannover  
Familienstand: verheiratet

## Schulbildung

08/79 – 07/83 Grundschule, Hannover  
08/83 – 07/85 Orientierungsstufe, Hannover  
08/85 – 05/93 Ratsgymnasium, Hannover

## Wehrdienst

06/93 – 06/94 Grundwehrdienst als Kfz- und Panzerschlosser

## Studium

10/94 – 06/00 Studium des Maschinenbaus an der Leibniz Universität Hannover,  
Fachrichtung „Entwicklungs- und Konstruktionstechnik“  
02/96 Diplomvorprüfung  
06/00 Diplomprüfung, Diplomarbeit bei BOSCH, Hildesheim

## Praktika

07/94 - 09/94 Grundpraktikum, Hannover  
02/96 - 03/96 Schweißpraktikum ÜSTRA, Hannover  
09/99 - 12/99 Fachpraktikum Mannesmann Rexroth, Hannover

## Berufstätigkeit

07/00 – 09/00 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente,  
Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Leibniz Universität  
Hannover  
10/00 – 09/06 Wissenschaftlicher Assistent am Institut für Maschinenelemente,  
Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Leibniz Universität  
Hannover  
seit 10/06 Mitarbeiter bei Diehl Metall Stiftung & Co. KG