

# **Erweitertes Reibwertmodell zur Berechnung von stufenlosen Umschlingungsgetrieben**

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

von  
Dipl.-Ing. Thomas Kruse  
geboren am 01.02.1971 in Springe

2013

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. G. Poll  
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. H. Schwarze  
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. B.-A. Behrens  
Tag der Promotion: 29.08.2013

## Vorwort

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

Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll, gilt mein besonderer Dank für die Anregungen sowie die stets gewährte fachliche und persönliche Unterstützung, mit denen er das Projekt gefördert hat.

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

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

Weiterhin danke ich allen Mitarbeitern am Institut sowie den studentischen Hilfskräften und Projektarbeitern für ihre Hilfsbereitschaft sowie fachliche und tatkräftige Unterstützung und gute Zusammenarbeit über all die Jahre. Den Mitarbeitern der Werkstatt gilt mein besonderer Dank für die Fertigung einer großen Anzahl von Versuchsteilen für die verschiedenen Projekte. Insbesondere die vielen anregenden Diskussionen und das Arbeiten mit meinen Freunden Jens, Sascha und Andreas bleiben mir immer in guter Erinnerung. Christine danke ich für ihre Unterstützung bei der Korrektur dieser Arbeit.

Des Weiteren möchte ich dem Arbeitskreis „Stufenlose Getriebe“ der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) für die fachliche und finanzielle Unterstützung des zugrunde liegenden Forschungsprojektes danken.

Nicht zu letzt danke ich meinen Eltern für die Unterstützung und Förderung meiner Ausbildung.

Hannover, im August 2013

Thomas Kruse

## Zusammenfassung

Thomas Kruse

### Erweitertes Reibwertmodell zur Berechnung von stufenlosen Umschlingungsgetrieben

Die Leistungsübertragung in stufenlosen Umschlingungsgetrieben erfolgt über Kraftschluss. Die Kenntnis des Reibwertverhaltens zwischen den Kontaktpartnern hat eine hohe Bedeutung für Funktion von stufenlosen Umschlingungsgetrieben, da der Reibwert einen entscheidenden Einfluss auf die Höhe der zur Momentenübertragung notwendigen Anpresskraft hat. Ist der Reibwert zu klein, steigt die notwendige Anpresskraft und aufgrund von hierdurch verursachten erhöhten Verformungen und Gleitbewegungen steigen die Verluste im Variator und die Leistungsaufnahme des Anpresssystems erhöht sich ebenfalls. Neben den hierdurch erhöhten Bauteilbelastungen reduziert beides den Gesamtwirkungsgrad des Umschlingungsgetriebes. Erhöht sich der Schlupf, kommt es zum Durchrutschen und im Extremfall zum Fressen der Kontaktpartner und zur Zerstörung des Getriebes.

Diese Arbeit liefert einen Beitrag zur Weiterentwicklung von stufenlosen Umschlingungsgetrieben, indem zum einen die Eignung von Beschichtungen auf das Reib- und Verschleißverhalten im tribologisch hochbelasteten Kontakt zwischen Umschlingungsmittel und Kegelscheiben untersucht wird und zum anderen auf Basis der experimentellen Ergebnisse die Simulation von stufenlosen Umschlingungsgetrieben durch ein optimiertes Reibwertmodell erweitert wird.

Die experimentellen Untersuchungen zeigen bei den verschiedenen Beschichtungsvarianten sowohl bei den notwendigen Anpresskräften, Verlusten bzw. Wirkungsgraden als auch bei den Dauerläufen und im Reibungs- und Verschleißverhalten große Unterschiede. Nach heutigem Stand sind die eingesetzten Beschichtungen trotz einzelner Vorteile gegenüber unbeschichteter Oberflächen nicht für den tribologisch hochbeanspruchten Kontakt in Umschlingungsgetrieben geeignet.

Im zweiten Teil dieser Arbeit wird ein erweitertes Reibwertmodell entwickelt und anhand der experimentellen Ergebnisse der Anpresskraft- und Dauerlaufversuche verifiziert. Die bisherigen Reibwertmodelle verwenden einen konstanten Reibwert über dem gesamten Umschlingungsbogen an beiden Scheibensätzen. Bei dem neuen Reibwertmodell wird der Umschlingungsbogen in drei Bereiche eingeteilt, in denen der Reibwert jeweils unterschiedlich ist. Am Scheibeneinlauf wird aufgrund des Squeezeeffektes ein geringer Reibwert angenommen. In einem Übergangsbereich steigt dieser linear auf einen Endreibwert an. Die Werte des Start- und Endreibwertes sind von der Scheibenoberfläche bzw. von der Beschichtung abhängig und die Länge des Übergangsbereiches kann last- und drehzahlabhängig variieren. Der Vergleich zwischen Mess- und Simulationswerten zeigt hierbei eine gute Übereinstimmung.

## **Abstract**

**Thomas Kruse**

### **Advanced friction model for belt and chain type continuously variable transmissions**

In belt-type continuously variable transmissions, power is transmitted by traction. The knowledge of the friction behaviour in the contact is very important, since the coefficient of friction has the essential influence on the amount of the necessary clamping force required for torque transmission. If the coefficient of friction is too low, the necessary clamping force increases and, subsequently, there is more elastic deformation of the variator components leading to radial slip between discs and belt respectively chain. This causes both higher power losses of the variator and a higher power consumption of the hydraulic clamping system. If the slippage is rising too much adhesive wear may occur between the contact partners and the variator is damaged.

This work provides a contribution to the ongoing development efforts on continuously variable transmissions. The suitability of coatings in the tribologically highly loaded contact between chain respectively belt and disc surface is investigated. Furthermore a numerical simulation tool is optimized by using these results in combination with an advanced friction model.

In laboratory tests the different investigated coatings result in important differences regarding the necessary clamping forces as well as the friction and wear behavior of discs, pins and belt segments. In summary, the investigated coatings in their present execution, in spite of some advantages compared to uncoated surfaces, are not suitable for highly loaded contacts of continuously variable transmissions.

In the second part of this work an advanced friction model is developed and verified using the experimental results regarding the necessary clamping forces and efficiency in endurance tests. Previous friction models use a constant coefficient of friction over the complete contact arc on both input and output pulleys. The new advanced friction model divides the contact arc into three zones. At the pulley inlet, the coefficient of friction is low due to pure fluid friction. In the second zone the coefficient of friction increases linearly up to a certain value, as the fluid film is gradually squeezed out. In the third zone the coefficient of friction is kept constant through to the end of the contact angle. The values of the first and the third zone depend on the coating and the micro geometry of the pulley surface and the length of the transition zone can vary depending on load and speed. The comparison of experimental and computational results shows a good match.

Schlagworte:

Stufenloses Getriebe, Beschichtung, Reibwert

Continuously variable Transmission, Coating, Friction

## Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur .....	III
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
<b>2 Problemstellung und Zielsetzung der Arbeit .....</b>	<b>2</b>
2.1 Problemstellung.....	2
2.2 Zielsetzung .....	2
2.3 Vorgehensweise.....	3
<b>3 Stand der Technik.....</b>	<b>4</b>
3.1 Stufenlose Fahrzeuggetriebe.....	5
3.2 Aufbau und Funktion von stufenlosen U-Getrieben.....	8
3.2.1 Variator und Fahrzeuggetriebe .....	8
3.2.2 Kraftübertragung und notwendige Anpresskraft .....	10
3.2.3 Ermittlung der notwendigen Anpresskraft .....	12
3.3 Stand der Forschung .....	14
3.4 Beschichtungen.....	18
3.4.1 Grundlagen der Beschichtungstechnologien.....	19
3.5 Tribologie - Reibung und Verschleiß.....	22
3.5.1 Tribotechnische Systeme eines stufenlosen Umschlingungsgetriebes .....	22
3.5.2 Reibung.....	23
3.5.3 Verschleiß .....	25
3.5.4 Verschleißarten .....	26
3.6 Tribologische Anforderungen an stufenlose Umschlingungsgetriebe .....	27
<b>4 Experimentelle Untersuchungen zum Reib- und Verschleißverhalten.....</b>	<b>30</b>
4.1 Prüfstand .....	30
4.2 Umschlingungsmittel und Kegelscheiben .....	32
4.3 Beschichtungsvarianten.....	34
4.4 Variatorversuche .....	38

4.4.1	Prüfprogramm und Vorgaben für die Bauteiluntersuchungen.....	38
4.4.2	Vorgehensweise bei den Bauteiluntersuchungen.....	39
4.5	Ergebnisse der Bauteiluntersuchungen.....	40
4.5.1	Betriebsverhalten des Schubgliederbandes .....	42
4.5.2	Betriebsverhalten der Wiedruckstückkette .....	46
4.5.3	Verschleißerscheinungen der CVT – Scheiben – SGB-Varianten .....	50
4.5.4	Verschleißerscheinungen der CVT-Scheiben - WDK-Varianten .....	58
4.5.5	Verschleißerscheinungen der Umschlingungsmittel .....	63
4.5.6	Veränderungen der Oberflächenkennwerte .....	67
4.6	Bewertung der experimentellen Untersuchungen.....	72
<b>5</b>	<b>Erweiterung des numerisch-iterativen Berechnungsverfahrens.....</b>	<b>76</b>
5.1	Numerisch iteratives Berechnungsverfahren.....	76
5.1.1	Ablauf und Ergebnisse der numerisch-iterativen Berechnung.....	79
5.2	Kontaktverhältnisse im Umschlingungsbogen.....	81
5.3	Erweiterung des Berechnungsverfahrens .....	89
5.4	WDK-1 mit neuem Reibwertverlauf.....	93
5.4.1	Berechnung $\zeta_{\max}$ Verlauf der WDK-1 mit neuem Reibwertverlauf .....	93
5.4.2	Berechnung des Dauerlaufs der WDK-1 mit neuem Reibwertverlauf .....	97
5.5	WDK-2 mit neuem Reibwertverlauf.....	100
5.5.1	Berechnung $\zeta_{\max}$ Verlauf der WDK-2 mit neuem Reibwertverlauf .....	100
5.5.2	Berechnung des Dauerlaufs der WDK-2 mit neuem Reibwertverlauf .....	104
5.6	Bewertung der Reibwertvorgabe für das Berechnungsverfahren.....	106
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>108</b>
<b>7</b>	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>110</b>
<b>8</b>	<b>Anhang.....</b>	<b>115</b>
8.1	Messergebnisse der Scheibenoberflächen.....	115
8.2	Reibwertverläufe für $\zeta$ -Berechnung.....	118
8.3	Berechnungsergebnisse für WDK-1 mit neuem Reibwertverlauf .....	119
8.4	Berechnungsergebnisse für WDK-2 mit neuem Reibwertverlauf .....	121



## Nomenklatur

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$\varphi_{\text{Mischreib.}}$		Umschlingungswinkel bei dem Mischreibung beginnt
$\varphi_{\text{Start}}$	°	Umschlingungswinkel Anfang
$\varphi_{\text{Ende}}$	°	Umschlingungswinkel Ende
$\varphi_{\text{Squeeze}}$	°	Länge Umschlingungswinkel
$\beta$	°	Schrägungswinkel der Keilscheibe
$\beta_s$	°	Keilwinkel
$\gamma$	°	Gleitwinkel
$\gamma_0$	°	Startgleitwinkel
$\eta$	–	gemessener mechanischer Wirkungsgrad
$\eta_{\text{Messung}}$	–	aus Messwerten berechneter Wirkungsgrad
$\eta_{\text{Rechnung}}$	–	berechneter mechanischer Wirkungsgrad
$\mu_{\text{Mischreib.}}$	–	Reibwert im Mischreibungsgebiet
$\mu_R$	–	Reibwert bei trockener Reibung
$\mu$		Reibwert
$\mu_{\text{Vorgabe}}$		Reibwertvorgabe bei herkömmlicher Berechnung
$\mu_{\text{Start}}$		Startreibwert im Scheibeneinlauf
$\Delta\mu$		Delta Reibwert
$\omega_{ab}$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl der Abtriebswelle
$\zeta$	–	Anpresskraftverhältnis
$\zeta_{\text{max}}$	–	Maximaler Wert des Anpresskraftverhältnisses
$\zeta_{\text{Messung}}$	–	gemessenes Anpresskraftverhältnis
$\zeta_{\text{Rechnung}}$	–	berechnetes Anpresskraftverhältnis
$\Delta\zeta$	–	Differenz des Anpresskraftverhältnisses
$\Delta T_{An}$	Nm	Differenz des Antriebsmomentes
$F_N$	N	Normalkraft
$F_{ab,1}$	N	Leertrumkraft am Abtrieb
$F_{ab,2}$	N	Lasttrumkraft am Abtrieb
$F_{ax,An}$	N	Anpresskraft Antriebsscheibensatz
$F_{ax,Ab}$	N	Anpresskraft Abtriebsscheibensatz
$F_R$	N	Reibkraft
$F_1$	N	Anpresskraft am Antrieb
$F_2$	N	Anpresskraft am Abtrieb
$F_{2, \text{besch.}}$	N	Anpresskraft der beschichtete Variante, Abtrieb

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$F_{2, \text{unbesch}}$	N	Anpresskraft der unbeschichteten Variante, Abtrieb
$i$	–	Übersetzung
$M_{r1}$	$\mu\text{m}$	Materialanteil 1; Anteil der Spitzen am Rauheitsprofil
$M_{r2}$	$\mu\text{m}$	Materialanteil 2 Anteil der Riefen am Rauheitsprofil
$N$	N	Normalkraft
$m^*$	$\text{kg/m}$	spezifische Masse des Umschlingungsmittels
$n_{\text{max } 1,2}$	$\text{min}^{-1}$	Maximale Drehzahlen des Prüfstandes
$n_{An}$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl Antrieb
$n_{Ab}$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl Abtrieb
$P_{\text{verl}}$	kW	Verlustleistung
$p_1$	bar	hydraulischer Druck Antriebsseite
$P_2$	bar	hydraulischer Druck Abtriebsseite
$p_{\text{max}}$	bar	maximaler hydraulischer Druck des Prüfstandes
$R_{An}$	mm	Laufradius Antrieb
$R_{Ab}$	mm	Laufradius Abtrieb
$R_a$	$\mu\text{m}$	arithmetischer Mittelwert der Profildordinaten
$R_k$	$\mu\text{m}$	Kernrautiefe
$R_{vk}$	$\mu\text{m}$	reduzierte Riefentiefe
$R_{pk}$	$\mu\text{m}$	reduzierte Spitzenhöhe
$R_z$	$\mu\text{m}$	gemittelte Rautiefe
$P_{\text{max}}$	kW	maximale Leistung des Prüfstandes
$P_{V \text{ Rechnung}}$	kW	Berechnete Verlustleistung
$P_{V \text{ Messung}}$	kW	aus Messwerten berechnete Verlustleistung
$SR$	–	Sicherheit gegen $\zeta_{\text{max}}$
$T$	Nm	Drehmoment
$T_{An}$	Nm	Drehmoment Antrieb
$T_{Ab}$	Nm	Drehmoment Abtrieb
$T_{Nem}$	Nm	Nenndrehmoment
$T_{\text{Öl, ein}}$	$^{\circ}\text{C}$	Öleinspritztemperatur
$T_{\text{Öl, ab}}$	$^{\circ}\text{C}$	Ölabspritztemperatur
$\text{Temp}_{\text{max}}$	$^{\circ}\text{C}$	Maximaler Öleinspritztemperatur des Prüfstandes
$S$	N	Spreizkraft
$w$	mm	Keilspaltaufweitung
$V_{\text{Öl}}$	l/min	Ölvolumenstrom

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
BP		Betriebspunkt
Al		Aluminium
ATF		Automatic Transmission Fluid
Balinit C		Handelsname Fa. Balzers [1]
C		Kohlenstoff
Cr		Chrom
CVD		Chemical Vapour Deposition
CVT		Continuously Variable Transmission
DGLS		Differentialgleichungssystem
DLC		Diamond like carbon
EHD		Elastohydrodynamik
FE		Finite Elemente
Hardlube		Handelsname Fa. Balzers [1]
Ni		Nitrid
N		Stickstoff
OD		Overdrive
P.I.V.		P.I.V. Drives GmbH
PVD		Physical Vapour Deposition
SGB		Schubgliederband
St		Stahl
Ti		Titan
VDT		Van Doorne's Transmissie
WC		Wolframkarbid
WDK		Wiegendruckstückkette

## 1 Einleitung

Die Anforderungen an Fahrzeuggetriebe hinsichtlich hoher Wirkungsgrade und geringen Gewichts zur Verbrauchs- sowie Kostenreduzierung zur Steigerung der Wettbewerbsfähigkeit als auch an den Fahrkomfort steigen ständig. Hierzu ist es notwendig, sowohl die bestehenden Antriebssysteme zu optimieren, als auch neue zu entwickeln. Zu den aktuellen Neuentwicklungen zählt die Elektrifizierung des Antriebsstranges inklusive der aufwendigen Speicher- und Steuerungstechnologie. Zu den Weiterentwicklungen im Bereich der Fahrzeuggetriebe gehören beispielsweise die Erhöhung der Gangzahl auf 7 - 9 Gänge bei Automatikgetrieben, Doppelkupplungsgetriebe und die Hybridisierung des Antriebsstranges, mit der die steigenden Umweltaforderungen bezüglich der geforderten Abgasreduzierung erfüllt werden können.

Für diese Entwicklungen und Entwicklungsprozesse sind nicht nur neue Werkstoffe und neue Technologien, sondern auch verbesserte Simulationswerkzeuge notwendig, mit denen in jedem Stadium des Entwicklungsprozesses aussagefähige Ergebnisse zur Verfügung stehen, ohne lange auf Versuchs- bzw. Prototypenergebnisse warten zu müssen.

Die genannten Anforderungen gelten ebenfalls für stufenlose Getriebe, bei denen insbesondere die Erhöhung der Leistungsdichte im tribologisch hoch beanspruchten Reibkontakt im Fokus der Entwicklung steht. In der vorliegenden Arbeit wird systematisch die Eignung von Beschichtungswerkstoffen im Reibkontakt von stufenlosen Umschlingungsgetrieben auf Bauteilebene in mehreren Schritten untersucht und bewertet. Dabei werden die verschiedenen Beschichtungen nur auf einen Reibpartner - die Kegelscheiben - aufgetragen. Der andere Reibpartner - das Umschlingungsmittel - entspricht in verschiedenen Ausführungen jeweils dem aktuellen Serienstand.

Die mechanischen, physikalischen und chemischen Vorgänge im Reibkontakt sind transient, sehr komplex und können nicht durch einen festen globalen Reibwert beschrieben werden. Die vorliegende Arbeit will hierzu auf Basis der experimentellen Untersuchungsergebnisse einen Beitrag zur Verbesserung der Simulationsmöglichkeiten leisten, indem zur Beschreibung des Reibungsverhaltens lokale Reibwerte verwendet werden.

## 2 Problemstellung und Zielsetzung der Arbeit

### 2.1 Problemstellung

Die Leistungsübertragung in stufenlosen Umschlingungsgetrieben erfolgt über Kraftschluss. Die Kenntnis des Reibwertverhaltens zwischen den Kontaktpartnern hat eine hohe Bedeutung für die Funktion von stufenlosen Umschlingungsgetrieben, da der Reibwert einen entscheidenden Einfluss auf die Höhe der zur Momentenübertragung notwendigen Anpresskraft hat. Ist der Reibwert zu klein, steigt die notwendige Anpresskraft und aufgrund von hierdurch verursachten erhöhten Verformungen wachsen die Gleitbewegungen und damit die Verluste im Variator. Die Leistungsaufnahme des Anpresssystems erhöht sich ebenfalls. Neben den hierdurch erhöhten Bauteilbelastungen reduziert beides den Gesamtwirkungsgrad des Umschlingungsgetriebes. Erhöht sich der Schlupf weiter bis zum Durchrutschen, kann es zum Fressen der Kontaktpartner und zur Zerstörung des Getriebes kommen.

Im Umschlingungsbogen liegt zwischen den Reibpartnern keine gleichmäßige Verteilung der Kontaktnormalkräfte, der Verformungen und der Gleitgeschwindigkeiten vor. Alle Größen sind sowohl vom Betriebspunkt als auch von der Position im Umschlingungsbogen abhängig. Trotzdem wird in den bisherigen Simulationsprogrammen mit einem konstanten Reibwert gerechnet. Eine Abhängigkeit des Reibwertes von den lokalen Reibungsverhältnissen sowie lokaler Größen im Umschlingungsbogen wird bisher nicht berücksichtigt.

### 2.2 Zielsetzung

Für die Weiterentwicklung stufenloser Umschlingungsgetriebe sind Kenntnisse der genauen Belastungen in den Reibkontakten schon in einem frühen Entwicklungsstadium von Bedeutung, um sowohl Konstruktionsvarianten und die einzelnen Komponenten als auch verschiedene Regelstrategien und ihr Verhalten auf das Gesamtsystem untersuchen und bewerten zu können.

Ziele der vorliegenden Arbeit sollen sein, die Eignung von Beschichtungen auf das Reib- und Verschleißverhalten im tribologisch hochbelasteten Kontakt zwischen Umschlingungsmitteln und Kegelscheiben zu untersuchen. Des Weiteren soll ein bestehendes Berechnungsprogramm von stufenlosen Umschlingungsgetrieben durch ein optimiertes Reibwertmodell erweitert werden.

### 2.3 Vorgehensweise

Die vorliegende Arbeit gliedert sich in mehrere Teile [Abbildung 1]. Im theoretischen Teil wird zuerst der Stand der Technik bzgl. Aufbau und Funktion von stufenlosen Umschlingungsgetrieben erläutert. Im Fokus steht hierbei insbesondere die Ermittlung der notwendigen Anpresskräfte. Es wird ebenfalls auf den aktuellen Stand der Forschung auf dem Gebiet der stufenlosen Getriebe näher eingegangen. Ferner werden die Grundlagen der Beschichtungen, die im experimentellen Teil der Arbeit untersucht werden, beschrieben. Bei den experimentellen Untersuchungen werden zwei Arbeitspakete bearbeitet. Im ersten Paket werden Versuche zur Ermittlung von notwendigen Anpresskräften sowie darauf aufbauend die Ergebnisse der Dauerlaufversuche an unbeschichteten und beschichteten Scheibenoberflächen mit zwei verschiedenen Umschlingungsmitteln vorgenommen. Darauf aufbauend werden für die Versuchsläufe die makro- und mikroskopischen Veränderungen der Versuchsteile beschrieben. Mit beiden Arbeitspaketen wird es möglich sein, die prinzipielle Eignung von Beschichtungen für die Anwendung in stufenlosen Umschlingungsgetrieben zu untersuchen. Anschließend wird im zweiten Teil dieser Arbeit ein neues Reibwertmodell entwickelt und die Simulation um dieses erweitert. Die Berechnungsergebnisse werden mit den zuvor gewonnenen Messergebnissen verifiziert.

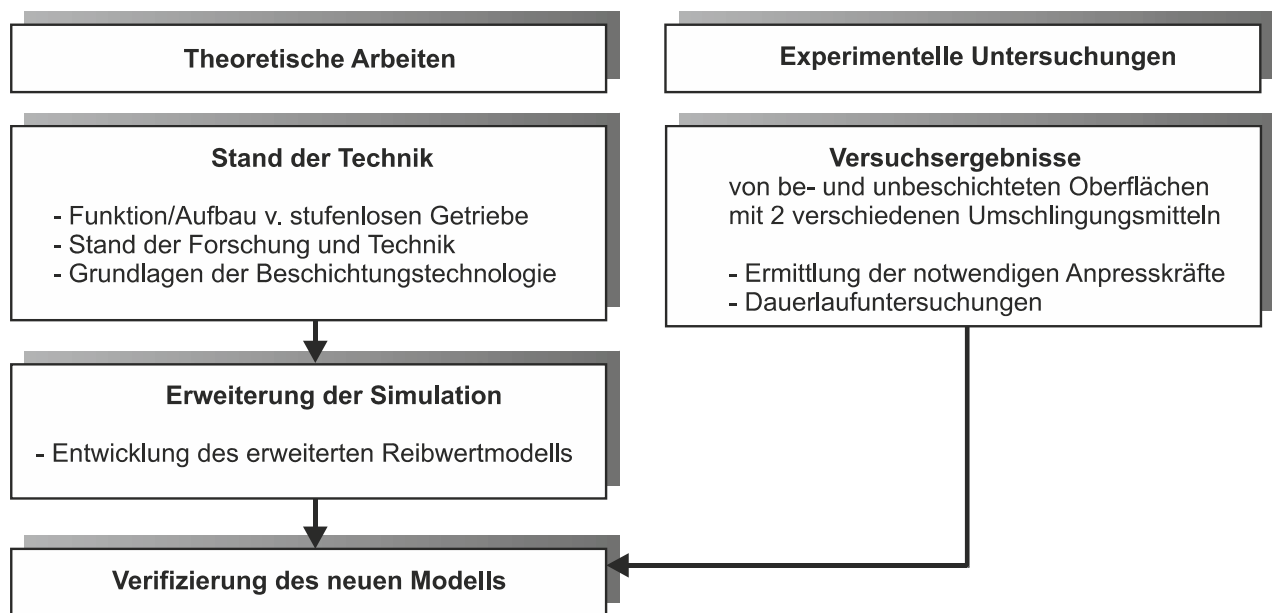


Abbildung 1: Vorgehensweise

### 3 Stand der Technik

Ein Verbrennungsmotor kann ein Fahrzeug nicht direkt antreiben, da zum einen das Zugkraftangebot und zum anderen der Drehzahlbereich eines Verbrennungsmotors beschränkt sind. Es kann nicht aus dem Stand angefahren und erst oberhalb der Leerlaufdrehzahl Leistung übertragen werden [Abbildung 2]. Durch Einsatz eines Getriebes mit einer entsprechend hohen Spreizung kann das Zugkraftangebot des Verbrennungsmotors erheblich erweitert werden, um die Fahrwiderstände überwinden zu können. Durch eine Anfahrkupplung zwischen Motor und Getriebe kann das Fahrzeug aus dem Stillstand anfahren und ein Wenderadsatz im Getriebe ermöglicht das Rückwärtsfahren [Abbildung 3].

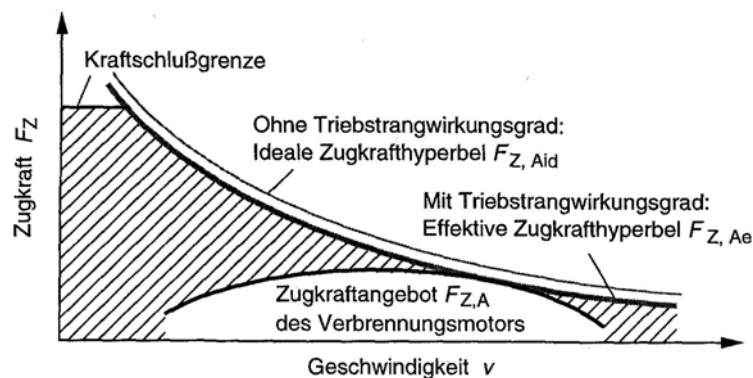


Abbildung 2: Sekundärkennfeld eines Motors ohne Getriebe [25]

Durch die Verwendung eines Stufengetriebes entstehen Zugkraftlücken unterhalb der idealen Zugkrafthyperbel, die umso kleiner werden, je mehr Gänge das Fahrzeuggetriebe hat. Den Idealfall stellen die Stufenlosgetriebe dar, die die Zugkrafthyperbel ohne Zugkraftunterbrechung realisieren können. Durch die stufenlose Anpassung der Übersetzung besteht die Möglichkeit zwischen verschiedenen Betriebsstrategien zu wählen, die es ermöglichen, zum

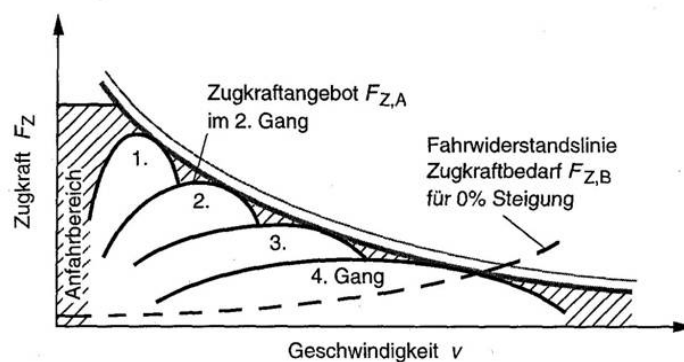


Abbildung 3: Zusammenwirken von Motorkennfeld und Getriebespreizung [25]

einen im Bereich maximaler Motorleistung und zum anderen verbrauchsgünstig zu fahren.

Durch die fehlende Zugkraftunterbrechung kann das Fahrzeug schneller beschleunigt werden und der Fahrkomfort erhöht sich durch das Fehlen der Schaltrücke ebenfalls.

### 3.1 Stufenlose Fahrzeuggetriebe

Stufenlose Getriebe können die Leistung mechanisch, hydraulisch oder elektrisch übertragen [Abbildung 4]. Die mechanische Leistungsübertragung erfolgt mittels Reibung in Umschlingungs- oder Reibradgetrieben. Die stufenlosen Umschlingungsgetriebe werden in trocken- und nasslaufende Getriebe eingeteilt. Bei den ungeschmierten Getrieben wird ein herkömmlicher Breitkeilriemen oder leistungsfähigerer Hybridkeilriemen als Umschlingungsmittel eingesetzt [27]. Anwendung finden diese Riemen in Antrieben von Zweirädern oder von Pkw des unteren Leistungssegmentes. Die stufenlosen Getriebe höherer Leistungsklasse sind nasslaufend und benutzen als Umschlingungsmittel entweder eine Zuggliederkette bzw. eine Wiegedruckstückkette (WDK) oder ein Schubgliederband (SGB). Der Aufbau und die Funktionsweise dieser Umschlingungsmittel werden in Kapitel 4.2 erläutert.

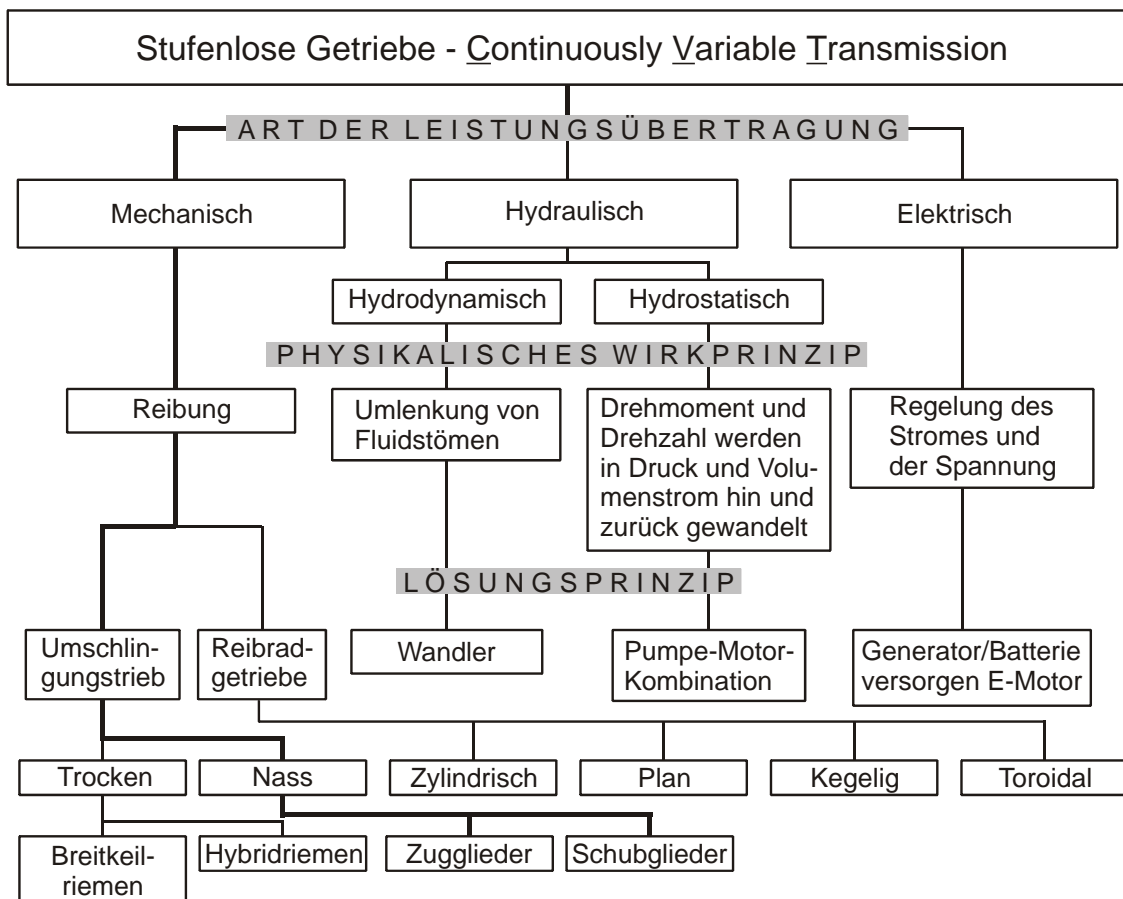


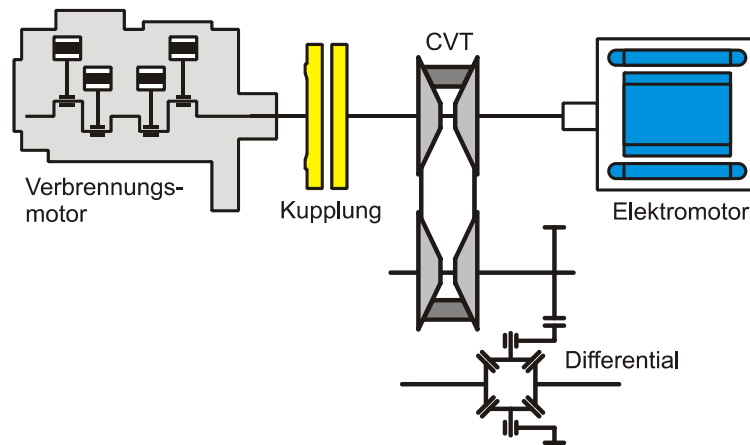
Abbildung 4: Einteilung von stufenlosen Getrieben [25]

Reibradgetriebe unterscheiden sich in der Form der Kontaktflächen. Am Markt bzw. in der Entwicklung befinden sich zum einen Toroidalgetriebe, die als voll- oder halbtoroid gebaut werden, und zum anderen Kegelinggetriebe [Abbildung 5]. Die Kraftübertragung in diesen



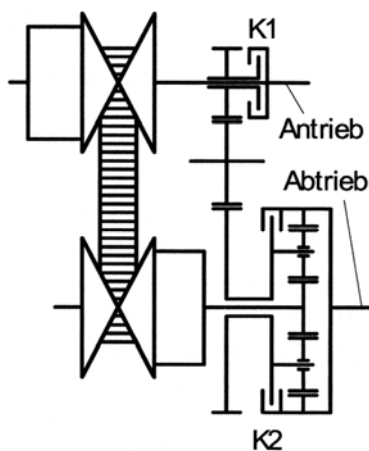


In **Abbildung 6** ist ein Parallelhybrid mit einem stufenlosen Umschlingungsgetriebe dargestellt. Je nach Leistungsbedarf sind verschiedene Betriebszustände möglich. Der Elektromotor kann alleine das Fahrzeug antreiben und der Verbrennungsmotor wird mittels einer



**Abbildung 6: Hybridantrieb mit stufenlosem Umschlingungsgetriebe [29]**

Kupplung vom Antriebsstrang getrennt. Bei höherem Leistungsbedarf kann der Verbrennungsmotor das Fahrzeug allein antreiben und der Elektromotor hat die Funktion eines Generators und lädt den elektrischen Speicher. Zusätzlich kann mit dem Elektromotor die angesprochene Boostfunktion realisiert und damit das Fahrzeug schneller beschleunigt werden.



**Abbildung 7: Stufenloses Getriebe mit Leistungsverzweigung [15]**

Ein Beispiel für ein mechanisch leistungsverzweigtes Getriebe mit zwei Kupplungen (K1 und K2), einem Differential auf der Abtriebsseite und einem stufenlosen Umschlingungsgetriebe zeigt **Abbildung 7**. Bei dieser Anordnung ist es möglich, bei Schließen der Kupplung K1 und entsprechender Übersetzung des Variators eine stillstehende Abtriebswelle zu realisieren (Geared Neutral-Getriebe). Das bedeutet, dass für das Anfahren kein extra Anfahrerelement nötig ist, da eine unendliche Übersetzung aus dem Zusammenspiel Variator/Differential möglich ist [15]. Die Rückwärtsfahrt ist bei entsprechender Wahl der Variatorübersetzung und der Kupplungsschaltungen ebenfalls möglich.

Das modernste CVT-Getriebe, das momentan auf dem Markt erhältlich ist, ist die *multitronic*, die im Audi A4 und A6 angeboten wird und als Umschlingungsmittel eine Wiegedruckstückkette der Firma LuK enthält. Seit der Markteinführung Ende der Neunziger hat sich das maximale Antriebsmoment von 280 Nm auf über 410 Nm erhöht. Ein Getriebe mit Schubgliederband als Umschlingungsmittel ist das WFC 280 (Wandler Front CVT) mit einem ma-

ximalen Antriebsmoment von 280 Nm. Es wird von Daimler in der A- und B-Klasse eingebaut [17].

## 3.2 Aufbau und Funktion von stufenlosen U-Getrieben

Im folgenden Kapitel werden der Aufbau sowie die Funktion von stufenlosen Umschlingungsgetrieben beschrieben. Es wird erläutert, wie die zur kraftschlüssigen Momentenübertragung notwendigen Anpresskräfte erzeugt werden, von welchen Einflussparametern diese abhängig sind und mit welcher experimenteller Methode deren notwendige Höhe experimentell bestimmt werden kann.

### 3.2.1 Variator und Fahrzeuggetriebe

Die wesentlichen Komponenten eines stufenlosen Getriebes sind der Variator und das Umschlingungsmittel. Der Variator besteht aus einem Antriebs- bzw. Primärscheibensatz und einem Abtriebs- bzw. Sekundärscheibensatz, die parallel angeordnet und durch ein Umschlingungsmittel miteinander verbunden sind. Auf jedem Wellensatz befinden sich zwei Kegelscheiben. Jeweils eine der Scheiben ist fest mit der Welle verbunden (Festscheibe), die andere ist axial verschieblich (Weg- bzw. Losscheibe) und kann ebenfalls Torsionsmomente auf die Welle übertragen. Die Fest- und die Losscheiben sind nicht auf einer Seite des Variators sondern diagonal angeordnet, um bei Übersetzungsänderung eine zu hohe Schiefstellung und somit eine zu hohe Belastung des Umschlingungsmittels zu vermeiden.

In **Abbildung 8** ist der Variator mit Pumpeneinheit aus dem oben erwähnten *multitronic* Getriebe der Firma LuK abgebildet. Über das schrägverzahnte Zahnrad des hinteren Scheibensatzes erfolgt die Momenteneinleitung über einen Drehmomentenfühler auf den Antriebscheibensatz. Mittels des hydro-mechanischen Drehmomentenfühlers wird über Kugelrampen eine momentenproportionale Anpresskraft im Primärzylinder eingestellt [9].

Im oberen Trum des Umschlingungsmittels ist eine Gleitschiene eingebaut, um Ketten-schwingungen zu reduzieren. Über das Umschlingungsmittel erfolgt die Kraftübertragung auf den Abtriebsscheibensatz und über die Hypoidverzahnung wird das Moment auf die Abtriebswellen übertragen.

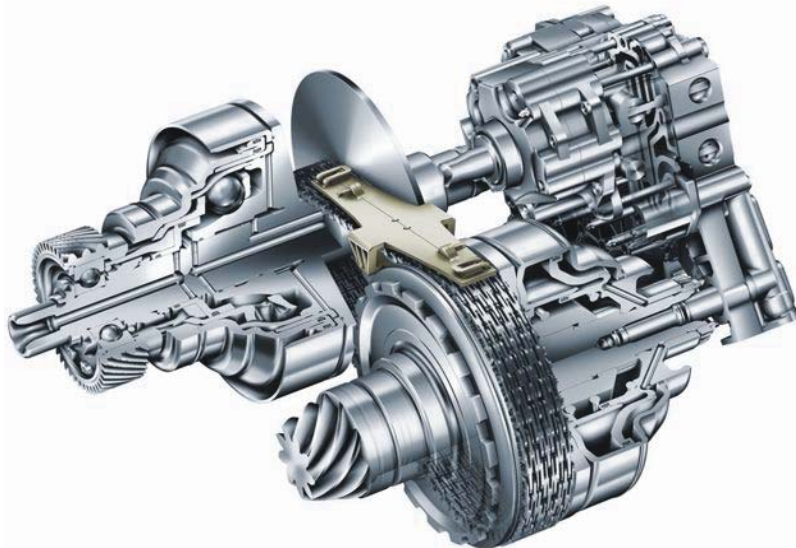
Die Übersetzung wird durch eine Änderung des axialen Abstandes der Kegelscheiben variiert, wodurch sich auf beiden Kegelscheibenpaaren ein neuer Kontaktradius für das Umschlingungsmittel einstellt. Hierdurch kommt es zur bedarfsgerechten Wandlung von Eingangsdrehzahl und -moment.

In **Abbildung 9** ist eine Prinzipskizze und die Schnittansicht eines in Serie befindlichen Getriebes dargestellt, in dem der in **Abbildung 8** beschriebene Variator eingesetzt wird. Es sind alle wesentlichen Komponenten des Getriebes erkennbar. Getriebeeingangsseitig befinden

sich eine nasse Anfahrkupplung und der Doppelplanetenwendesatz sowie die Stirnradstufe. Über den Drehmomentenfühler wird das Eingangsmoment auf den Primärscheibensatz des Variators übertragen.

Durch die elektrohydraulische Steuereinheit wird eine dem Betriebspunkt entsprechende optimale Übersetzung gewählt und durch ein entsprechendes Druckverhältnis zwischen Scheibensatz 1 und Scheibensatz 2 eingestellt. Über das Differentialgetriebe wird das Moment auf die Räder übertragen. Für das Rückwärtsfahren wird die Bremse gelöst und somit eine Drehrichtungsumkehr bewirkt. Die zur Erzeugung der Anpresskraft und Schmierölversorgung notwendige Ölpumpe ist direkt mit der Getriebeeingangswelle verbunden und kann somit auch im Stillstand des Fahrzeuges für eine ausreichenden Druck- und Volumenstrom sorgen.

Da in den überwiegenden Fällen metallische Umschlingungsmittel aufgrund ihrer höheren übertragbaren Leistung eingesetzt werden, bestehen die hydraulischen Systeme aus einem geschlossenen System zur Druckerzeugung für die Anpressung sowie einem offenen Kreislauf, der zur Schmierung sowie zur Kühlung des Umschlingungsmittels und weiterer Komponenten (Wälzlager, Lamellenkupplung u.a.) dient.



**Abbildung 8: Variator der multitronic (Werkbild LuK)**

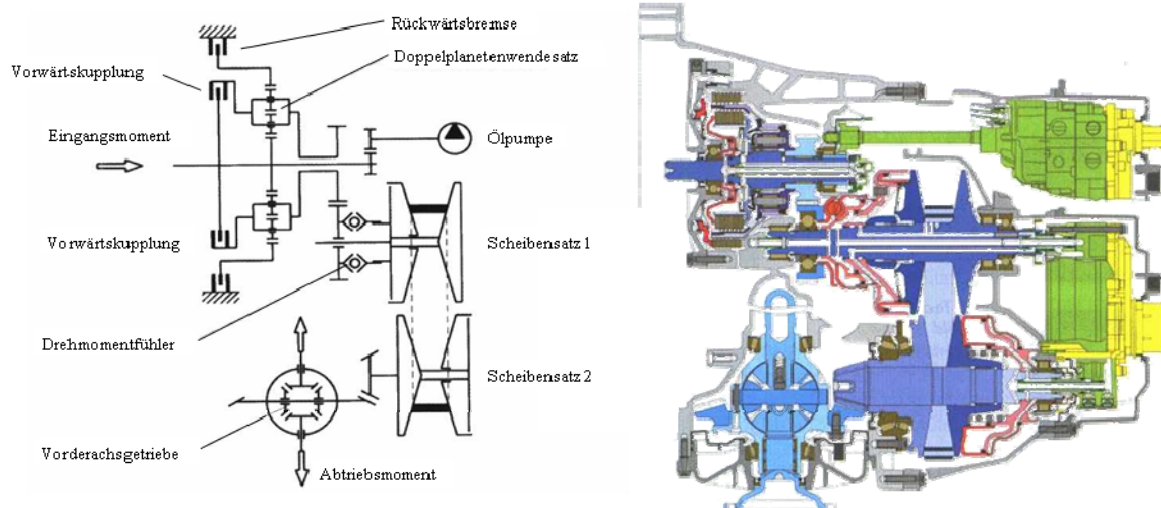


Abbildung 9: Prinzipskizze und Schnittdarstellung eines Serien CVT [21]

### 3.2.2 Kraftübertragung und notwendige Anpresskraft

Die Leistungsübertragung in stufenlosen Umschlingungsgetrieben erfolgt über Kraftschluss. Im Umschlingungsbogen wäre ein unmittelbarer Kontakt zwischen Umschlingungsmittel und Scheibenoberfläche aufgrund des hohen Reibbeiwerts ideal. Da aber im Variator Gleitbewegungen zwischen dem Umschlingungsmittel und den Scheiben aufgrund der endlichen Steifigkeiten des Systems im Variator auftreten, muss ein Minimum an Schmierung erhalten bleiben. Idealerweise liegen sämtliche Betriebspunkte von stufenlosen Umschlingungsgetrieben im Gebiet der Mischreibung.

Die im Umschlingungsbogen angreifenden Kräfte, die über dem Umfang veränderlich sind, bewirken elastische Verformungen der Scheiben und Wellen. Das notwendige Führungsspiel zwischen Wegscheibe und Welle führt zu einem Verkippen der Wegscheibe. Des Weiteren wird das Umschlingungsmittel aufgrund der Normalkräfte gestaucht sowie durch Zugkräfte gelängt [Abbildung 10]. Es entstehen Gleitbewegungen in radialer und tangentialer Richtung zwischen dem Umschlingungsmittel und den Scheiben, die maßgeblich für die Verlustleistung und den Verschleiß im Variator verantwortlich sind [45] [35]. Die Gleitbewegungen sind auch unter dem Begriff „Spiraliger Lauf“ bekannt.

In **Abbildung 11** ist ein Abtriebsscheibensatz dargestellt, an dem exemplarisch die Gleitbewegungen erläutert werden sollen. Das Umschlingungsmittel läuft in der oberen Hälfte mit dem Radius  $r_1$  in den Scheibensatz ein. Am unverformten theoretischen Laufradius sind die Scheibenspreizkräfte (Kreise mit Kreuz) über dem Umschlingungsbogen angetragen.

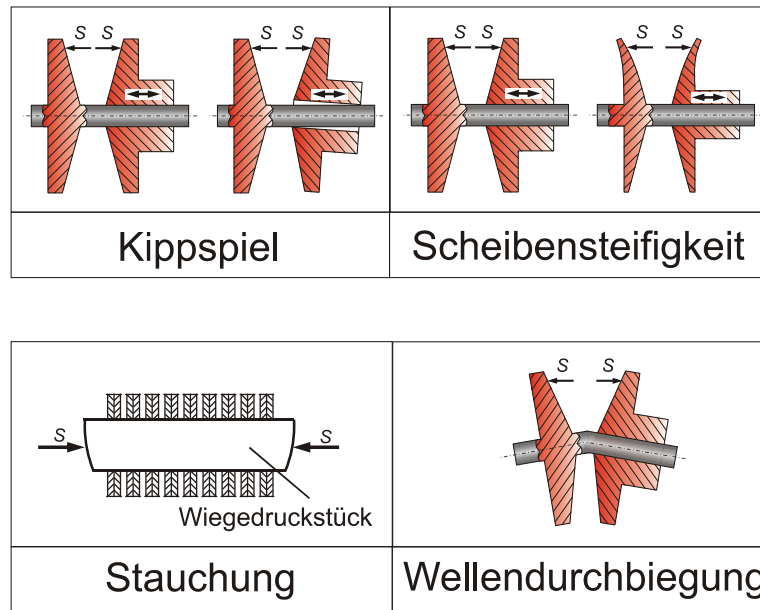


Abbildung 10: Ursachen für Gleitbewegungen und Verluste [45]

Aufgrund der Gleitbewegungen (Pfeile) verändert sich der Laufradius über dem Umschlingungsbogen und das Umschlingungsmittel läuft auf dem Radius  $r_2$  ( $r_2 < r_1$ ) aus dem Scheibensatz wieder aus. Die Verläufe der Gleitbewegungen sind wegen des unterschiedlichen Kraftaufbaus am An- und Abtrieb verschieden und sind vom anliegenden Moment bzw. von der gewählten Anpressung abhängig. Durch Optimierung des Verformungsverhaltens des Variators und der Anpressung kann das Betriebsverhalten des Variators positiv beeinflusst werden.

Die Höhe der Anpresskraft bzw. des Reibwertes hat infolge der kraftschlüssigen Leistungsübertragung einen entscheidenden Einfluss auf das Betriebsverhalten von stufenlosen Um-

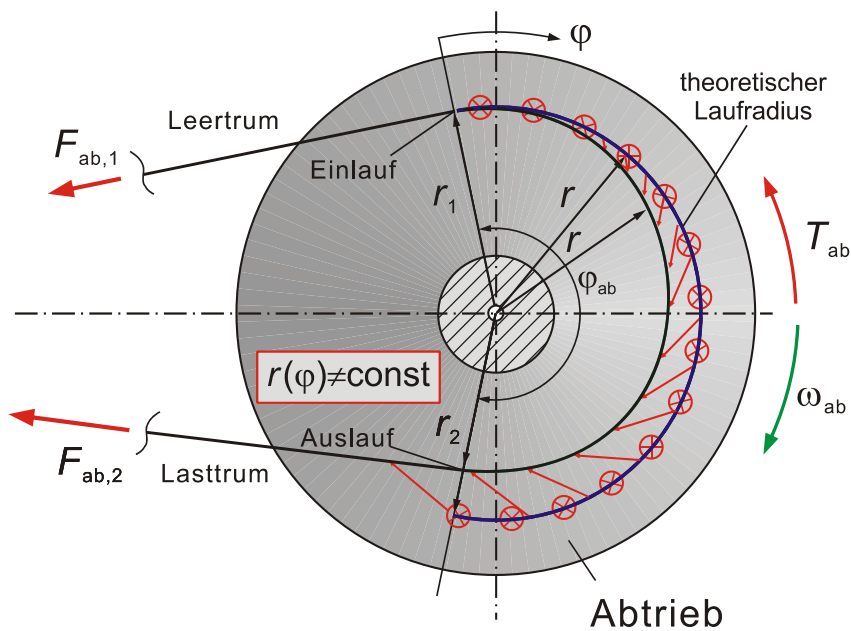


Abbildung 11: Spiralförmiger Lauf [45]

schlingungsgetrieben. Ist die Anpressung zu hoch bzw. der Reibwert zu niedrig, führt dies zu geringen Wirkungsgraden und besonders bei hohen Antriebsmomenten zu überhöhter Belastung u.a. der Wellen und Wälzlager sowie zu höherer Leistungsaufnahme der Hydraulik. Bei zu geringer Anpressung besteht die Gefahr des Durchrutschens des Umschlingungsmittels und somit des Fressens zwischen den Kegelscheiben und dem Umschlingungsmittel. Das Durchrutschen kann ebenfalls auftreten, wenn der Reibwert im Kontakt über die Betriebszeit stark abfällt bzw. schwankt.

Die notwendige Höhe der Anpresskraft von stufenlosen Umschlingungsgetrieben ist vom Betriebspunkt, dem verwendeten Schmierstoff und der Umschlingungsmittelbauform abhängig. Die entscheidenden Größen beim Betriebspunkt sind das Antriebsmoment und die Übersetzung. Die Antriebsdrehzahl hat nur einen geringen Einfluss auf die Höhe der notwendigen Anpresskraft [36] [37].

Im Rahmen dieser Arbeit kann gezeigt werden, dass auch die Topographie und Beschichtungen der Kegelscheibenoberflächen das Kraftschlussverhalten beeinflussen können und somit weitere Einflussgrößen auf die notwendige Höhe der Anpresskraft sind. Bei einer offenen Oberflächentopographie bzw. Beschichtungsstruktur kann beim Einlauf des Umschlingungsmittels in den Umschlingungsbogen das anhaftende Öl aus den Kontaktstellen schneller verdrängt werden (Squeeze-Effekt) und der Kraftschluss schneller erfolgen als bei einer geschlossenen Struktur.

#### 3.2.3 Ermittlung der notwendigen Anpresskraft

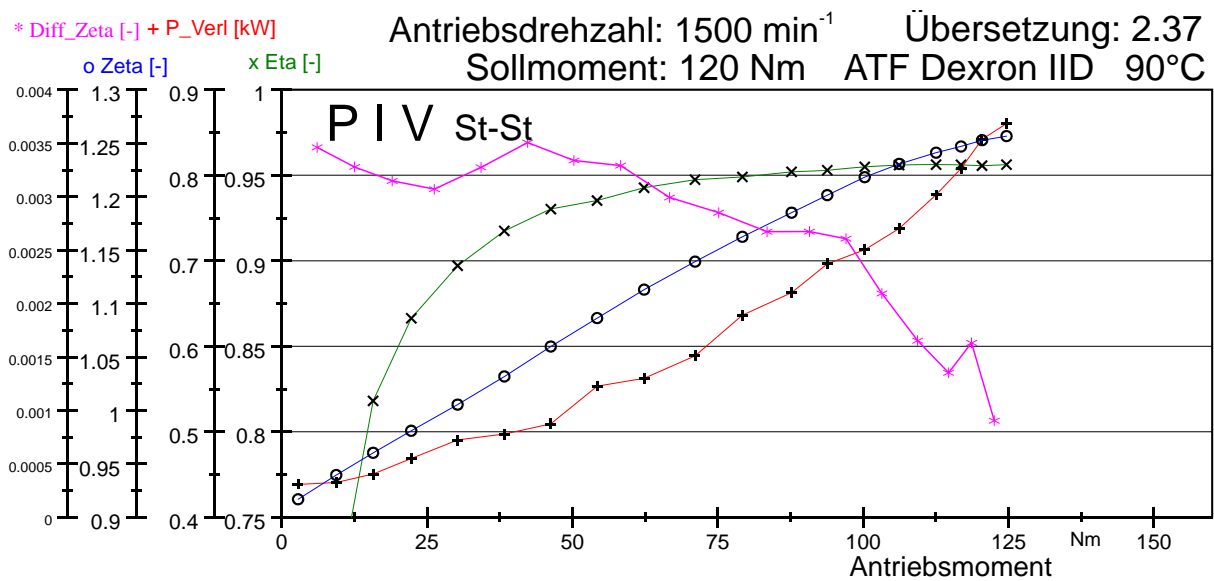
Die notwendige Anpresskraft bzw. das maximal übertragbare Moment kann mit der  $\zeta_{\max}$ -Methode ermittelt werden. Hierbei wird bei einer konstanten Antriebsdrehzahl und konstanter Anpresskraft am Abtriebsscheibensatz eine definierte Übersetzung angefahren. Ausgehend von einem Antriebsmoment von  $T_{An} = 0$  Nm wird das Moment gesteigert. Da die Übersetzung konstant bleiben soll, erhöht sich bei steigendem Antriebsmoment und konstanter Anpresskraft am Abtrieb die Anpresskraft am Antrieb. Das Verhältnis der Anpresskräfte von Antrieb zu Abtrieb wird im Allgemeinen als Anpresskraftverhältnis- bzw. als Spreizkraftverhältnis  $\zeta$  bezeichnet.

$$\zeta = \frac{F_{ax,An}}{F_{ax,Ab}} \quad (1)$$

Bis zu einem bestimmten Abtriebsmoment steigt die Anpresskraft am Antrieb und somit auch das Anpresskraftverhältnis bis zum so genannten  $\zeta_{\max}$ -Wert an. Bei einer weiteren Steigerung fällt der  $\zeta$ -Wert ab. Dies kennzeichnet den Übergang zum Durchrutschen des Umschlingungsmittels. Die Sicherheit  $s_R$  ist als Abstand vom aktuell übertragenen Moment zum übertragenen Moment bei  $\zeta_{\max}$  definiert.



Der Grund für den Anstieg des  $\zeta$ -Wertes bei steigendem Moment liegt in den radialen Bewegungen zwischen Umschlingungsmittel und Scheiben. Am Antrieb tritt bei steigendem Moment in einem größer werdenden Bereich des Umschlingungsbogens radiales Auswandern auf. Beim Auswandern wirken der Axialteil der Normal- und der Reibkraft in dieselbe Richtung. Die lokale Spreizkraft und in Summe die Anpresskraft am Antrieb erhöht sich bei konstanter abtriebsseitiger Anpresskraft und der  $\zeta$ -Wert steigt ebenfalls. Bei weiterer Steigerung des Momentes kommt es zum Überschreiten des  $\zeta_{\max}$ -Wertes. Hierbei verringern sich die radialen Komponenten der Reibkräfte durch zunehmendes Gleiten in Umfangsrichtung. Am Antrieb reduziert sich die hierdurch die Spreizkraft, die die Trumkräfte abstützt, und die Anpresskraft fällt ab.

Abbildung 12:  $\zeta_{\max}$ -Versuch

In **Abbildung 12** sind die Messergebnisse eines  $\zeta_{\max}$ -Versuches bei einem definierten Betriebspunkt dargestellt. Neben dem Wirkungsgrad und der Verlustleistung ist das  $\zeta$ -Verhältnis über dem Antriebsmoment und dessen Ableitung  $\Delta\zeta/\Delta T_{An}$  dargestellt. Bei niedrigen Antriebsmomenten ist die Ableitung annähernd konstant, dies lässt auf einen linearen Anstieg des  $\zeta$ -Verhältnisses über dem Antriebsmoment schließen. Ab ca. 55 Nm ist der  $\zeta$ -Verlauf eher eine Parabel, da die Ableitung annähernd linear abfällt.

Für die Bestimmung des  $\zeta_{\max}$ -Punktes ist es in der Praxis ausreichend die Kurve nur bis ca. 80-90 % des Nennmoments aufzunehmen. Anschließend wird mit einer Regressionsgeraden, die durch den abfallenden Teil der Ableitung des  $\zeta$ -Wertes verläuft und bei ca.  $\Delta\zeta/\Delta T_{An} = 0$ , also bei  $\zeta_{\max}$  die Abszisse schneidet, das Moment bei  $\zeta_{\max}$  bestimmt.

Um einen störungsfreien Betrieb sicher zu stellen, wird die notwendige Anpresskraft um einen Sicherheitsfaktor  $s_R$  erhöht. Eine mögliche Reibwertminderung durch Veränderung der Beschichtung und somit ein mögliches Durchrutschen des Umschlingungsmittels kann somit in Grenzen abgefangen werden.



### 3.3 Stand der Forschung

In den wissenschaftlichen Untersuchungen und Arbeiten zum Thema stufenlose Umschlingungsgetriebe, die seit Jahrzehnten sowohl die Entwicklung im Automobilbereich als auch in der industriellen Anwendung begleiten, wurden u.a. folgende Themengebiete wissenschaftlich untersucht:

- Theoretische Grundlagen
- Betriebsverhalten des Variators
- Einbindung ins Gesamtgetriebe
- Funktionsweise von Umschlingungsmitteln unterschiedlicher Bauart
- Simulation im stationären und dynamischen Betrieb

*Dittrich* beschrieb 1953, dass die Herleitungen von *Eytelwein* und *Grashof* über den Flachriemen nicht auf den keilförmigen Riementrieb angewendet werden können [8], [16]. In seiner Dissertation beschreibt er die Abweichungen des Umschlingungsmittels im Keilspalt von der idealen Kreisbahn aufgrund von Zugkraftänderungen und endlichen Querelastizitäten des Umschlingungsmittels [6]. *Dittrich* prägte den Begriff des „Spiraligen Laufs“, den er auf der Abtriebsseite nachweisen konnte, und unterteilte die Umschlingungsbögen in einen Ruhe- und einen Funktionsbogen. Im Ruhebogen bleiben die Kraftverhältnisse unveränderlich. Im Funktionsbogen treten hingegen Zugkraft- und Laufradiusänderungen auf.

Einige Jahre später veröffentlichten *Lutz* und *Schlums* analytische Berechnungen bzgl. der Kräfte und Laufradienänderungen im Scheibenkeil unter Berücksichtigung eines querelastischen Umschlingungsmittels [24]. Die übrigen Komponenten wurden als ideal steif angesehen. Beide definierten den Punkt im Umschlingungsbogen, an dem eine reine radiale Gleitbewegung bezogen auf die Keilscheiben vorliegt, als „Orthogonalpunkt“.

*Gerbert* entwickelte ein gekoppeltes Differentialgleichungssystem für Keilriementriebe unter Berücksichtigung der Querstauchung und Längsdehnung [11]. Mit dem Berechnungsmodell konnten Ergebnisse bzgl. des Zugkraftaufbaus und der Gleitbewegungen ermittelt werden. Mitte der Achtziger Jahre erweiterte *Gerbert* dieses Modell auf metallische Umschlingungsmittel [12].

*Dittrich* veröffentlichte Anfang der Neunziger Jahre Ergebnisse, die darlegen, dass die Wellen und Scheibenverformungen einen wesentlichen Anteil an den Verlusten im Variator haben [7]. Er untersuchte hierzu speziell die Gleitbewegungen in radialer und tangentialer Richtung. Hieraus entwickelte er ein teilempirisches Berechnungsverfahren, mit dem der

Wirkungsgrad von stufenlosen Umschlingungsgetrieben auf Basis der maximalen Lauf-radiusänderung von An- und Abtriebsseite ermittelt wird. *Sue, Dittrich* und *Poll* stellten 2002 ein auf diesen Beziehungen basierendes komplettes Berechnungsprogramm vor, das mittels Geometrie- und Betriebspunktvorgaben sowie FE-Berechnungen den Wirkungsgrad berechnen kann [46].

In einer weiteren Abhandlung beschrieben *Gerbert* und *Olsson* die Verformungen der Keilscheiben und die hieraus entstehende Abweichung von der idealen Kreisbahn [13]. Einige Jahre später berücksichtigte *Gerbert* die Verformungen im Scheibenkeil als Starrkörperkippen und wendete bei den Berechnungen eine harmonische Ansatzfunktion an, ohne lokale Verformungen zu berücksichtigen [14].

*Tenberge* untersuchte im Rahmen seiner Dissertation 1986 sowohl Zugketten als auch Schubgliederbänder und nahm Messungen zum Wirkungsgrad an beiden Umschlingungsmitteln vor. Dabei betrachtete er insbesondere die im Umschlingungsbogen wirkenden Kräfte von mehrlagigen Umschlingungsmitteln in verschiedenen Bewegungsphasen [49]. Auf die komplexen Bewegungsverhältnisse in Schubgliederbändern gingen auch *van Rooij* und *Schaerlaeckens* ein. Sie beschrieben die Gleitbewegungen zwischen den Schubgliedern, zwischen den Bändern und zwischen Bändern und den Schubgliedern sowie zwischen den Variatorscheiben und den Schubgliedern. Sie leiten daraus Berechnungen über die Reibungsverluste her [31], [32], [33]. Ihrem Modell liegen mehrere Vereinfachungen zu Grunde. So werden die Scheiben als ideal starr angesehen. Dies hat zur Folge, dass die Schubglieder eine Kreisbahn auf den Scheiben beschreiben und somit die Verluste aufgrund des „spirali-gen Laufes“ in ihren Modellen nicht berücksichtigt werden.

Ein dynamisches Schwingungsmodell eines Variators stellte *Srnik* in seiner Arbeit 1998 vor. Das Modell gilt für Kettenvarioren, wobei besonders der Kontaktbereich zwischen Umschlingungsmittel und Scheiben Berücksichtigung findet. Dabei werden aufwendige Modelle der Scheiben und des Umschlingungsmittels und speziell des Kontakts zwischen beiden erstellt. Beim Umschlingungsmittel werden der Polygoneffekt sowie die Verformungen für die Bestimmung des Schwingungs- und Betriebsverhaltens mit erfasst [42], [43]. In darauf aufbauenden Arbeiten von *Sedlmayr* und *Bullinger* wurde das dynamische Modell auf den räumlichen Fall erweitert [39], [3], [40].

Das Betriebsverhalten eines Kettenvariators mit Drehmomentensensor wurde 1996 von *Sauer* untersucht [36]. Er unternahm umfangreiche Untersuchungen, um sowohl den Anpresskraftbedarf und dessen Einflussparameter als auch die Einflussparameter für die Schnellverstellung zu ermitteln. Die innere Dynamik der Kette bestimmte er mittels Zugkraftmessungen. Aus seinen Untersuchungen konnte er des Weiteren Reibungszahlen für den Kontakt zwischen Variatorscheiben und Umschlingungsmittel für mehrere Übersetzungen und Belastungen ableiten.

Ein gekoppeltes Differentialgleichungssystem zur numerischen Berechnung der lokalen Zug- und Spreizkräfte sowie des Gleitwinkels und der Gleitgeschwindigkeiten wurde von *Sattler* 1999 vorgestellt. Es wird als Anfangswertproblem betrachtet und mit dem Runge-Kutta Verfahren gelöst. Dabei ging er von einem kontinuierlichen Verlauf u.a. der Spreizkraft und der Gleitgeschwindigkeit über dem Umschlingungsbogen aus. Die Berechnungen werden unter Berücksichtigung der Quer- und Längssteifigkeiten des Umschlingungsmittels sowie mit einem Kippen der Scheiben durch elastische Verformungen durchgeführt. Allerdings sind nur Berechnungen nahe Volllast möglich, bei denen schon am Einlauf des Abtriebs Scheibensatzes radiales Einwandern auftritt [34].

*Sue* erweiterte in seiner Arbeit das Berechnungsverfahren von *Sattler* und kann komplette Kennfelder unter Teillast berechnen [45]. Die numerischen Probleme bei der Lösung der Differentialgleichungssysteme konnte er durch eine stetige Fortsetzung des Gleitwinkelverlaufs in einer Definitionslücke beheben. Des Weiteren wird durch eine Erweiterung einer Ansatzfunktion die elastische Verformung der Scheiben und die hierdurch veränderte Keilspalt aufweitung berücksichtigt. Die Ergebnisse aus dem experimentellen Teil seiner Arbeit bzgl. Variation der Scheibensteifigkeit und des Kippspiels konnten durch die analytischen Berechnungen bestätigt werden. Durch Variation des Momentes konnte er die prinzipiellen Verläufe von Gleitwinkel, Gleitgeschwindigkeit, Spreizkraft, Zugkraft, Laufradius und Verlustleistung an Beispielen aufzeigen.

*Sladek* untersuchte in seiner Dissertation 2001 den Prototypen eines stufenlosen Umschlingungsgetriebes mit Schubgliederband für den Hinterradantrieb. Hierbei bestimmte er von allen relevanten Getriebekomponenten experimentell die Wirkungsgradkennfelder, die als Abgleich einer Simulationsumgebung dienen. Die Verluste des Variators wurden mit dem Verfahren nach *Dittrich* und *Sue* bestimmt und das Schubgliederband wurde nach *van Rooij* und *Schaerlaeckens* berücksichtigt. Er kann zeigen, dass der Variator und die Hydraulik den höchsten Anteil an den Gesamtverlusten haben [41].

Die prinzipielle Eignung von keramischen Werkstoffen in hochbelasteten Friktionssystemen untersuchte *Stuffer* 2007 beispielhaft an einem eigens hierfür entwickelten Variator. Als Umschlingungsmittel verwendete er sowohl eine Wiegedruckstückkette, wie sie auch in der Serie eingesetzt wird, als auch eine eigens entwickelte Kette mit keramischen Bolzen. Untersucht wurden das Reibwert- und Verschleißverhalten sowie der Einfluss der Friktionspartner auf den Körperschall. Er konnte zeigen, dass mit keramischen Scheibenwerkstoffen der Reibwert zwar steigt, aber gleichzeitig auch der Verschleiß deutlich zunimmt [44].

*Behrendt* untersuchte 2009 das Reibungs- und Verschleißverhalten an einem Systemtribometer. Mit diesem Systemtribometer können die Gleitbewegungsverhältnisse, die intermittierenden Scheiben-Bolzen-Kontakte sowie die Pressungen, wie sie in einem stufenlosen Umschlingungsgetriebe auftreten, in jeweils weiten Bereichen variiert werden. Als Gleitbewegungen können sowohl rein radial bzw. rein tangential als auch Überlagerungen in radialer

und tangentialer Richtung untersucht werden. Damit kann der beschriebene „Spiralige Lauf“ in guter Näherung nachgebildet werden. Außerdem werden auch die Oberflächenstrukturen der Scheiben und die Bolzengeometrie variiert [2].

*Gitt* verglich 2004 Konzepte stufenloser Umschlingungsgetriebe mit Leistungsverzweigung [15]. Hierzu entwickelte er eine allgemeingültige, geschlossene Theorie, verschiedene Getriebekonzepte effektiv zu analysieren und geeignete Strukturen zu synthetisieren. Er untersuchte verschiedene Konzepte mit einfacher und auch mit doppelter Leistungsverzweigung. *Gitt* ging speziell auf die Geared-Neutral Getriebe ein, die eine Sonderform leistungsverzweigter Getriebe darstellen und deren Hauptvorteile eine unendliche Übersetzung und Wechsel der Abtriebswellendrehrichtung allein durch die Verstellung der Variatorübersetzung sind. Allerdings stehen diesen Vorteilen die hohe Verstellempfindlichkeit und hohe Blindleistung als Nachteil gegenüber.

Auf Basis der EHD-Theorie und der Kontaktmechanik berechnete *Rohde* den tribologischen Kontakt zwischen Kette und Variatorscheiben [30]. Der Kontakt wird hier als instationär belasteter, kontraformer EHD-Kontakt mit Berücksichtigung von Mischreibungsbedingungen und der Wärmebilanz im Kontakt abgebildet. Die Mischreibungsbedingungen werden dabei mit dem „micro-macro-approach“ dargestellt, mit dem die Deformationen der mikroskopischen Rauheitskuppen und die sich daraus resultierenden Tragdrücken der Mikrokontakte berechnet werden. Der von *Rohde* in dem Berechnungsprogramm für das Mischreibungsgebiet verwendete Reibwert setzt sich aus dem Festkörper- und dem Flüssigkeitsreibwert zusammen.

*Hirschmann* untersuchte die Tragfähigkeit von drei Umschlingungsmitteln verschiedener Hersteller. Hierzu unternahm er mit allen Umschlingungsmitteln Einstufenversuche für drei verschiedene Betriebspunkte. Ausgehend vom Nennmoment wurde jeweils die Belastung stufenweise bis zum Ausfall gesteigert. Als Ausfälle traten entweder Brüche an den Umschlingungsmitteln oder Schäden an den Scheibenoberflächen auf [18]. Die Schäden an den Scheiben reichten von Graufleckigkeit bis hin zu Grübchenbildung und traten bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen auf.

Die Eignung von verschiedenen Schmierstoffen für stufenlose Umschlingungsgetriebe untersuchte *Süßmuth*. Hierbei wurden die Schmierstoffe nicht einem Gesamtgetriebe sondern in mehreren Komponentenprüfständen (Variator-, Kupplungs- und Zahnradprüfstände) getestet. Die Verschleißversuche führte er mit einem Lastkollektiv durch und auf Basis der Untersuchungsergebnisse wurde ein CVT-Verschleißkurztest definiert [47].

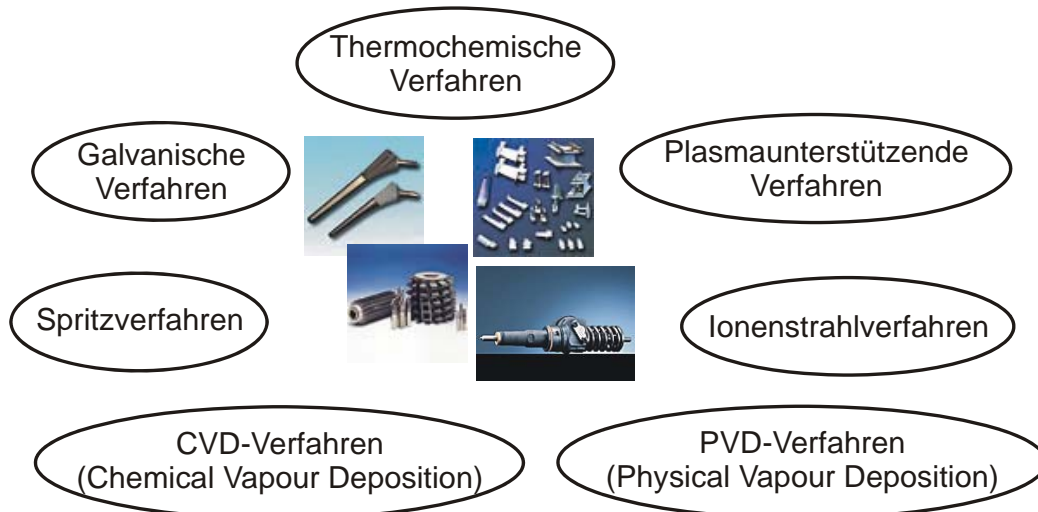
### 3.4 Beschichtungen

Beschichtungen unterschiedlichster Art werden u.a. im allgemeinen Maschinenbau, im Werkzeugbau und in der automobilen Antriebstechnik eingesetzt. Die Aufgaben der Beschichtungen sind sehr vielfältig und reichen von Korrosionsschutz bis hin zur Verbesserung des Reib- und Verschleißverhalten [Abbildung 13].

<p><b>Aufgaben von Beschichtungen:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Korrosions- u. Oxidationsschutz,</li> <li>- Verschleißschutz</li> <li>- Veränderung der elektr. u. magn. Eigenschaften</li> <li>- Erzeugung v. Haftschichten</li> <li>- Dekoration</li> </ul>	<p><b>Anwendungen:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Automobil: Kolben, Zylinderlaufflächen</li> <li>- Antriebstechnik: Zahnräder, Wälzlager, Pumpen</li> <li>- Luftfahrt: Schaufeln, Brennkammern</li> <li>- Medizintechnik: Implantate</li> <li>- Textilindustrie: Fadenführer,-bremser-</li> </ul>
---	--

**Abbildung 13: Aufgaben und Anwendungen von Beschichtungen**

Hierfür stehen unterschiedlichste Verfahren zur Verfügung, die stetig weiterentwickelt und auf die speziellen Produkthanforderungen angepasst werden, um insbesondere für tribologisch hoch beanspruchte Oberflächen bzw. Maschinenelemente eine Erhöhung der Leistungsdichte, Zuverlässigkeit und Lebensdauer zu erzielen [Abbildung 14].



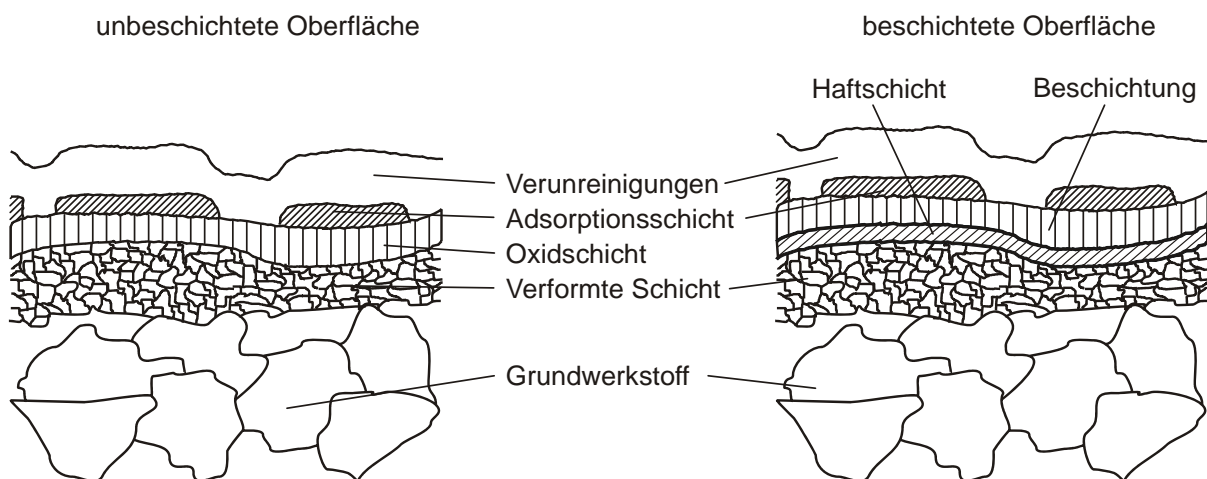
**Abbildung 14: Übersicht über Verfahren zur Oberflächenmodifikation**

Bei thermochemischen Verfahren werden mittels Wärmehandlung durch Diffusion von metallischen oder nichtmetallischen Elementen in die oberflächennahen Bereiche die Härte und die Festigkeit gesteigert. In ionenstrahlbasierten Verfahren werden im Hochvakuum Fremd- atome in die Randbereiche des Bauteils eingebracht und dadurch die Materialeigenschaften gezielt beeinflusst. Ein metallischer Schichtaufbau erfolgt bei der Galvanik durch elektro-

lytisches Abscheiden. Mittels PVD- (physical vapour deposition) bzw. CVD-Verfahren (chemical vapour deposition) werden Dünnschichten entweder durch physikalische oder durch chemische Abscheidung aus der Gasphase erzeugt. Jedes der genannten Verfahren unterteilt sich in eine Reihe von Verfahrensvarianten, die für verschiedene Anwendungsgebiete entwickelt worden sind.

Den prinzipiell unterschiedlichen Aufbau von beschichteten und unbeschichteten Oberflächen der Grundkörper zeigt **Abbildung 15**. Der Grundwerkstoff bzw. die innere Grenzschicht sind bei beiden Oberflächen identisch. Durch Einsatzhärten gibt es einen Gradienten in der Kohlenstoffkonzentration und im Härteverlauf im Material sowie Gefügeunterschiede. Des Weiteren hat eine mechanische Bearbeitung durch Verfestigung oder Aufbau von Eigenspannungen Einfluss auf den oberflächennahen Werkstoff. Bei der unbeschichteten Oberfläche kann die äußere Grenzschicht bei metallischem Grundwerkstoff aus einer Oxid- und Adsorptionsschicht sowie aus Verunreinigung bestehen.

Durch Reinigungs- bzw. Strahlprozesse vor dem Beschichtungsprozess entfällt bei beschichteten Oberflächen die Oxidschicht. Bei vielen Anwendungen besteht die Beschichtung aus zwei oder mehr Schichten, bei denen die erste oft zur Erhöhung der Haftfestigkeit dient.



**Abbildung 15: Aufbau technischer Oberflächen - unbeschichtet/beschichtet nach [5]**

### 3.4.1 Grundlagen der Beschichtungstechnologien

Das PVD-Verfahren und das Flammstritzen werden näher erläutert, da im experimentellen Teil dieser Arbeit Beschichtungen dieser Verfahren eingesetzt worden sind. Es soll insbesondere auf den jeweiligen Beschichtungsprozess und die jeweiligen Anwendungen sowie auf die einsetzbaren Materialien eingegangen werden. In **Kap. 4.3** werden die unterschiedlichen Beschichtungen mit ihren Eigenschaften beschrieben.

## PVD-Verfahren

Die PVD-Verfahren finden im Vakuum statt und als Schichtmaterialien sind Metalle und Metalllegierungen, Nitride, Karbide sowie Oxide und auch einige Kunststoffe geeignet. Die erzielbaren Schichtdicken liegen im Bereich weniger Mikrometer. Die Prozesstemperatur liegt verfahrensabhängig zwischen 200 ° und 600 °C. Bei einigen PVD-Verfahren finden auch niedrigere Temperaturen Anwendung, so dass nur geringe Einflüsse auf das Substratgefüge auftreten. Insbesondere bei Einsatzstählen ist dies von Bedeutung, wenn die Prozesstemperatur unterhalb der Anlasstemperatur liegt und somit kein Härteverlust im Substrat auftritt. Ebenso bleibt der thermische Verzug gering und es lässt sich eine hohe Konturtreue erzielen, so dass Nachbearbeitungen entfallen können.

Als weitere Vorteile sind die hohe Reproduzierbarkeit, die hohe Schichtreinheit, das gezielte Einstellen der Schichteigenschaften und die Umweltverträglichkeit zu nennen. Nachteilig sind der hohe Aufwand zur Erzeugung des Vakuums und die erforderliche Reinigung der Bauteile [38].

Das Beschichtungsmaterial liegt zu Prozessbeginn in fester Form vor und wird während des Prozesses in die Gasphase überführt. Anschließend erfolgt der Dampftransport von der Teilchenquelle zum Substrat, auf dem im dritten Schritt das Beschichtungsmaterial adsorbiert wird und sich eine Schicht bildet. [Abbildung 16].

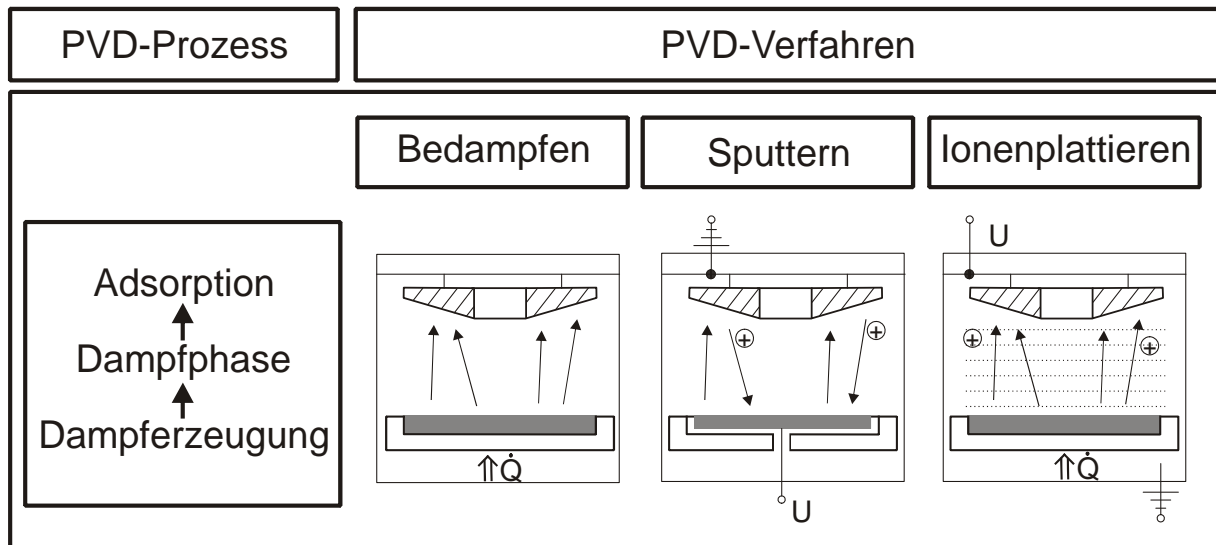


Abbildung 16: PVD - Prozessschritte und Verfahren

Die drei Verfahrensvarianten im Niedertemperaturbereich sind das Bedampfen, das Zerstäuben (Sputtern) und das Ionenplattieren. Beim Bedampfen kondensiert das gasförmige Schichtmaterial auf dem kühleren Substrat, erstarrt und bildet eine Schicht. Als Wärmequellen dienen Widerstands- oder Hochfrequenzheizungen sowie Laser- und Elektronenstrahlen. Mit Hilfe eines Prozessgases wird beim Sputtern zwischen der Teilchenquelle und dem Substrat ein Plasma mit Hilfe eines Edelgases erzeugt. Die positiv geladenen Edel-

gasionen schlagen aus der Teilchenquelle Atome bzw. Moleküle heraus, die in Richtung Substrat beschleunigt werden und sich auf diesem schichtbildend niederlegen. Das Ionenplattieren ist eine Kombination aus den beiden ersten Verfahren. Nach dem Verdampfen – wie beim ersten Verfahren – werden durch ein Plasma die Teilchen ionisiert und ebenfalls in Richtung Substrat beschleunigt. Es entstehen dabei dichte und haftfeste Schichten.

In den Arbeiten von *Kuhn* und *Loos* wird die Eignung von mehreren PVD-Beschichtungen für die Anwendung in Wälzlagern zum einem unter dem Aspekt der Erhöhung des Verschleißschutzes und zum anderen mit Verwendung von umweltverträglichen Schmierstoffen untersucht [20], [22]. Beide verwenden in ihren experimentellen Untersuchungen Axial-Zylinderrollenlager und beschreiben die aufgetretenen Verschleißformen der Beschichtungen.

### Flammspritzverfahren

Beim thermischen Spritzen werden Werkstoffe, die zerstörungsfrei schmelzen, mittels Wärmebringung an- bzw. aufgeschmolzen und mit hoher Geschwindigkeit auf das Substrat aufgespritzt. Hierbei können Schichtdicken von 80 µm bis mehreren Millimetern erzeugt werden, ohne dass der Substratwerkstoff angeschmolzen und dadurch thermisch hoch belastet wird. Als Schichtwerkstoffe eignen sich die verschiedensten Materialien: Metalle, Legierungen, Oxide, Boride, Carbide. Diese Materialien können je nach Verfahren in Pulver-, Draht- oder Stabform vorliegen. Sie werden in einer Spritzpistole geschmolzen und in Richtung Substrat beschleunigt [Abbildung 17]. In den meisten Anwendungsfällen wird das Flammspritzen, das Hochgeschwindigkeitsflammspritzen sowie das Lichtbogen- und das Plasmaspritzen eingesetzt [23].

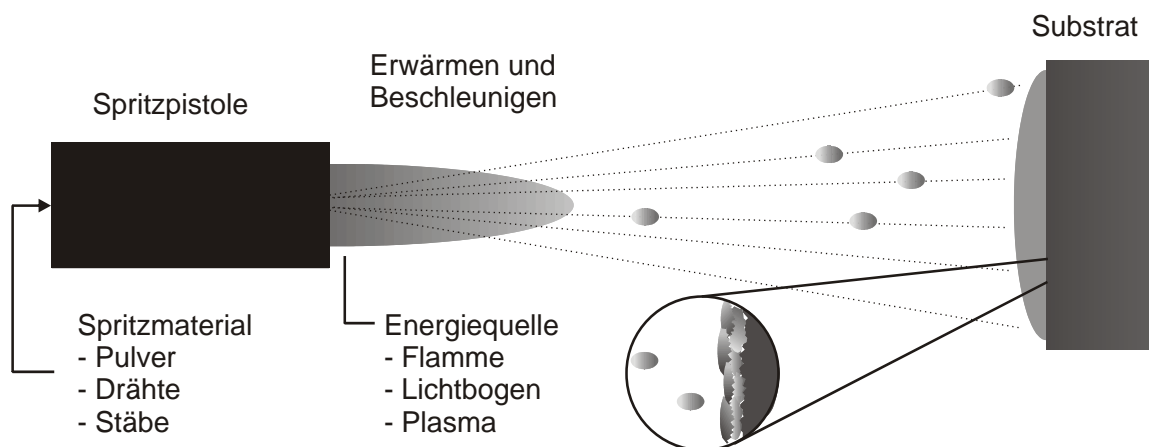


Abbildung 17: Thermisches Spritzen [23]

Die Qualität einer Flammspritzschicht beruht sowohl auf der Anbindung zum Substrat als auch auf dem Schichtzusammenhalt. Die Haftung der Beschichtung basiert im Wesentlichen auf einer mechanischen Verklammerung mit dem Substrat sowie auf Adhäsion und Adsorption.



Hierzu muss das Bauteil vor dem Beschichten aufgeraut (Strahlen) und entfettet werden. Die Schichtstruktur ist überwiegend laminar und weist in der Regel eine hohe Porosität auf. Die Spritzschicht besteht aus dem erstarrten Beschichtungsmaterial, aus nicht geschmolzenen und oxidierten Teilchen.

## 3.5 Tribologie - Reibung und Verschleiß

Das Reibungs- und Verschleißverhalten des tribologischen Systems Variator ist für die einwandfreie Funktion eines stufenlosen Umschlingungsgetriebes von hoher Bedeutung. Ein nicht konstantes Reibverhalten bzw. stark schwankende Reibwerte erschweren die Regelung der Anpresskraft und ein zu hoher Verschleiß reduziert die Lebensdauer des Variators und aller weiteren Komponenten durch Verschleißpartikel. Die tribologischen Grundlagen insbesondere die verschiedenen relevanten Reibungs- und Verschleißmechanismen in Bezug auf stufenlose Umschlingungsgetriebe werden im Folgenden näher erläutert.

### 3.5.1 Tribotechnische Systeme eines stufenlosen Umschlingungsgetriebes

Bei einem stufenlosen Umschlingungsgetriebe handelt es sich um ein geschlossenes tribologisches System, d.h. es werden Kräfte bzw. Momente sowie Energie und Signale übertragen. Im Gegensatz zu einem offenen System findet kein definierter Materialfluss aus dem System heraus und in das System statt. Die elementare Struktur eines solchen tribotechnischen Systems besteht aus einem Grund- und einem Gegenkörper zwischen denen sich ein Zwischenmedium befindetet [**Abbildung 18**].

Die Grundkörper sind in diesem Tribosystem vier Kegelscheiben sowie ein Umschlingungsmittel mit zwei Flanken als Gegenkörper, die jeweils durch eine definierte Form, physikalische, chemische und technologische Eigenschaften charakterisiert sind. Die Formen und die Anzahl der Flanken sind abhängig vom gewählten Umschlingungsmittel (siehe **Kap. 4.1**). Die Umschlingungsmittel selbst können ebenfalls als eigenständige tribologische Systeme angesehen werden. Dabei sind die Laschen bei der Wiegedruckstückkette bzw. die Druckstücke beim Schubgliederband die Grundkörper und die Bolzen bzw. die Metallbänder die Gegenkörper. Als Zwischenmedien dienen spezielle ATF-Schmierstoffe (Automatic Transmission Fluids) und der Luftsauerstoff stellt das Umgebungsmedium dar.

Das Beanspruchungskollektiv wird maßgeblich durch den Betriebspunkt charakterisiert, der sich durch Übersetzung, Antriebsmoment und Drehzahl definiert. Hierdurch entsteht ein bestimmter Bewegungsablauf zwischen dem Umschlingungsmittel und den Kegelscheiben aufgrund der beschriebenen Gleitbewegungen und Gleitgeschwindigkeiten. Dies gilt ebenfalls für die Kontaktnormalkraft und -temperatur sowie der Beanspruchungsdauer. Alle Größen sind auch bei einem konstanten Betriebspunkt über dem Umschlingungsbogen variant und unterscheiden sich ebenfalls zwischen den Scheibensätzen. Die Belastungen rei-

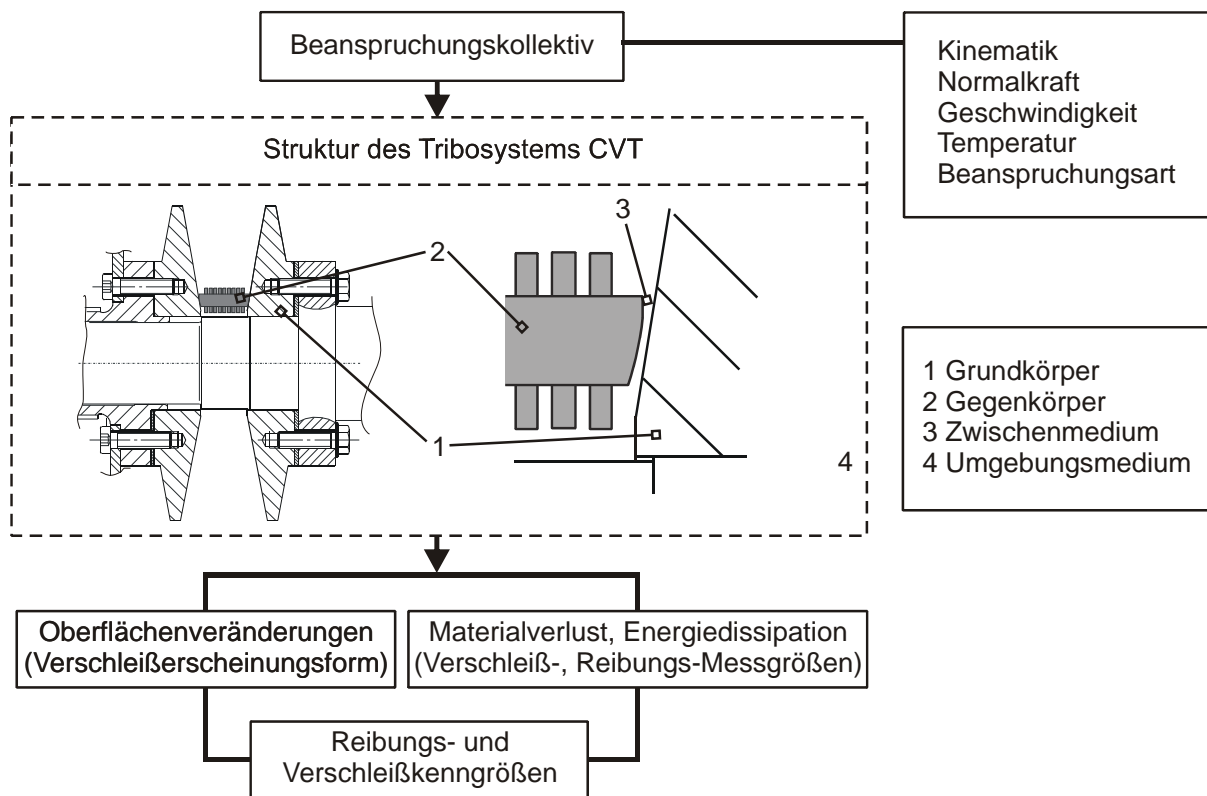


Abbildung 18: Aufbau des tribotechnischen Systems eines U-CVT, nach [5]

chen für die Kontaktstellen der Grund- und Gegenkörper von maximalen Werten im Umschlingungsbogen bis zur Lastfreiheit außerhalb der Umschlingungsbögen. Es entstehen sowohl Veränderungen an der Oberfläche der Bauteile als auch Material- und Energieverluste. Zusammengefasst wird dies in Reibungs- und Verschleißmessgrößen, mit denen die Eignung des gewählten Systems beurteilt werden kann.

### 3.5.2 Reibung

Die Widerstandskraft gegen die Einleitung einer Relativbewegung zwischen einem Grund- und einem Gegenkörper bzw. gegen deren Aufrechterhaltung wird als Reibung bezeichnet. Die dabei auftretenden Reibungsmechanismen beruhen auf Wechselwirkungen, die zwischen und in den Reibpartnern auftreten, und zur Dissipation von Bewegungsenergie führen. Diese Mechanismen können wie folgt eingeteilt werden:

- Adhäsion und Scherung
- Plastische Deformation
- Furchung
- Elastische Hysterese und Dämpfung

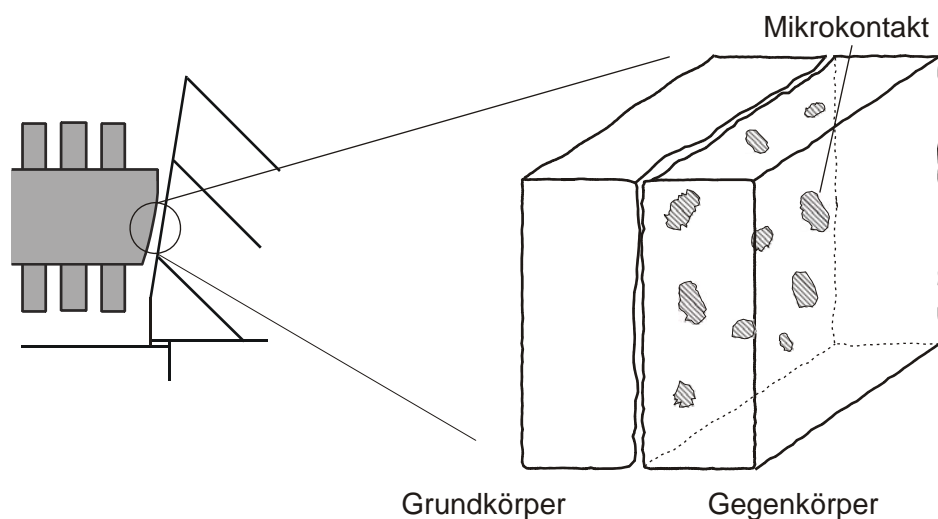
Eine Einteilung der Reibung erfolgt sowohl anhand der Kinematik der Kontaktpartner als auch anhand des Schmierungsstatus im Kontakt. Die maßgebliche Reibungsart in stufenlosen Umschlingungsgetrieben ist die Gleitreibung. Die Bohr- und Rollreibung treten über-

wiegend in Wälzlagern und Toroidgetrieben auf und werden an dieser Stelle nicht weiter betrachtet. Die Beschreibung der komplexen Gleitbewegungsvorgänge, deren Größe und Richtung abhängig vom Betriebspunkt und der Position im Umschlingungsbogen sind, wird in **Kapitel 5.2** erfolgen.

Entsprechend dem Schmierungszustand wird zwischen Festkörper-, Misch-, elasto-hydrodynamischer und hydrodynamischer Reibung unterschieden. Bei der Festkörperreibung wird die Kontaktnormalkraft direkt zwischen Grund- und Gegenkörper übertragen. Hierbei wird davon ausgegangen, dass im Kontaktbereich zeitlich und örtlich stochastisch verteilte Mikrokontakte auftreten, die einen elementaren Bewegungswiderstand darstellen und deren Anzahl proportional mit der Normalkraft ansteigt [**Abbildung 19**]. Somit gilt das Reibgesetz nach Amontons-Coulomb für die Festkörperreibung:

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad (2)$$

Bilden sich an den Oberflächen der Reibpartner aufgrund von physikalischen und chemischen Wechselwirkungen Schichten molekularer Dimension, so tritt ein Sonderfall der Festkörperreibung ein, die als Grenzreibung bezeichnet wird. Die Reibkraft wird über Scherspannung übertragen. In der Regel reduzieren sich bei Grenzschichtbildung Reibung und Verschleiß gegenüber reiner Festkörperreibung.



**Abbildung 19: geometrische und reale Kontakte**

Bei steigender Relativgeschwindigkeit zwischen den Kontaktpartnern erfolgt durch den in den Spalt eingeschleppten Schmierstoff ein hydrodynamischer Druckaufbau, der zur Folge hat, dass sich Grund- und Gegenkörper voneinander trennen. Sind beide Körper noch nicht vollständig getrennt liegt Mischreibung vor und ein Teil der Reibkraft wird über den Schmierstoff durch Schubspannungen und der andere Teil durch Festkörperkontakt übertragen.

Bei vollständiger Trennung der Reibpartner wird von hydrodynamischer Schmierung gesprochen. Die Schmierfilmhöhe ist größer als die Summe der Rauheitsspitzen beider Körper.

Treten im Kontaktbereich hohe Pressungen auf, die zu elastischen Verformungen überwiegend der Rauheitsspitzen führen, wird dies als elasto-hydrodynamische Schmierung bezeichnet.

### 3.5.3 Verschleiß

Verschleiß ist als fortschreitender Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Grundkörpers definiert. Dieser wird durch Gleitbewegungen des Gegenkörpers hervorgerufen, der sowohl fest, flüssig als auch gasförmig sein kann. Hierbei kann zwischen einem Festkörperverschleiß und Verschleiß bei Misch- bzw. Grenzreibung unterschieden werden. Im ersten Fall kommt es zu einem direkten Kontakt von Festkörpern und im zweiten Fall befindet sich zusätzlich ein Schmierstoff zwischen den sich relativ bewegenden Körpern.

Unter dem Begriff Verschleißmechanismus werden die physikalischen und chemischen Prozesse zwischen den Kontaktpartnern, die während des Verschleißvorganges aufgrund von Wechselwirkungen auftreten, zusammengefasst [5]. Die Verschleißmechanismen können in zwei Gruppen eingeteilt werden [Abbildung 20]:

*Oberflächenzerrüttung* und *Abrasion* beschreiben Rissvorgänge und Stoffabtrennung der Kontaktpartner, die durch kräfte- und spannungsmäßige sowie durch energetische Wechselwirkung hervorgerufen werden.

Die zweite Gruppe umfasst die Verschleißmechanismen *Adhäsion* und *tribochemische Reaktionen*, die aufgrund von chemischen Bindungen zwischen den Kontaktpartnern, dem Zwischenmedium und dem abgetragenen Material atomare und molekulare Wechselwirkungen verursachen.

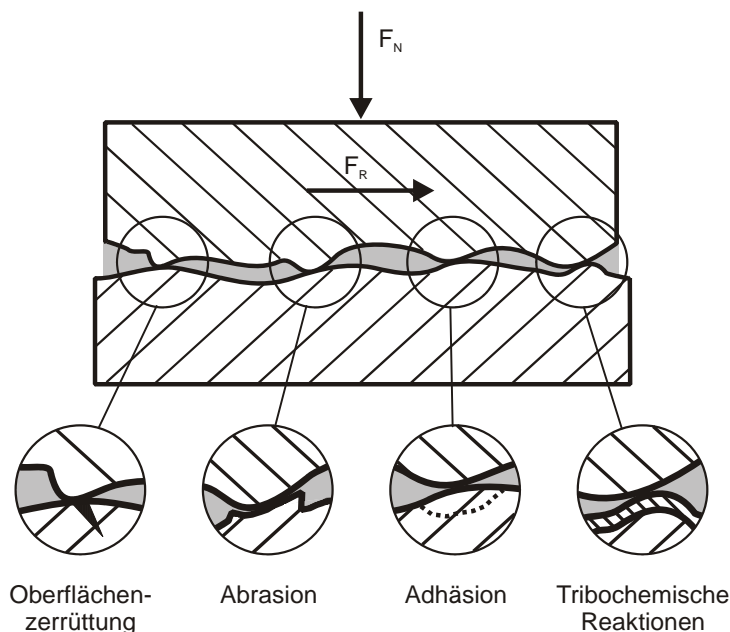


Abbildung 20: Verschleißmechanismen

### **Oberflächenzerrüttung:**

Im tribologischen Kontakt bzw. in Mikrokontakten können Spannungsmaxima in und unterhalb der Kontaktzone auftreten, die in Folge von überlagerten Normal- und Tangentialbeanspruchungen entstehen. In vielen Fällen sind diese Belastungen periodisch, so dass es zu einem ständigen Wechsel von Zug- und Druckspannungen in dem Bereich dieser Kontaktzone und zu einer Schadensakkumulation kommt. In Folge dessen entstehen auf und unterhalb der Oberfläche Risse, die sich weiter ausbreiten und letztlich zum Materialverlust führen.

### **Abrasion:**

Abrasiver Verschleiß kann entstehen, wenn Grund- und Gegenkörper einen hohen Härteunterschied aufweisen und der härtere Körper zudem hohe Rauheitswerte besitzt bzw. Partikel mit hoher Härte in den Kontakt gelangen können. Die hierbei stattfindenden Materialabtragungsprozesse sind das Mikropflügen, das Mikrospanen und das Mikrobrechen. Die auch auftretende Mikroermüdung ist der Oberflächenzerrüttung zuzuordnen.

### **Adhäsion:**

Bei der Adhäsion bzw. bei adhäsivem Materialübertrag treten bei lokal hoher Pressung in den Mikrokontakten aufgrund von Wechselwirkung im atomaren bzw. molekularen Bereich lokale Grenzflächenverbindungen auf. Hierbei wird die schützende Grenzflächendeckschicht durchbrochen und es kommt zumindest bei metallischen Reibpartnern zum „Kaltverschweißen“. Diese Verbindungen werden bei einer Relativbewegung nicht an den ursprünglichen Grenzflächen sondern im angrenzenden Material eines der Kontaktpartner wieder getrennt.

### **Tribochemische Reaktionen:**

Die chemischen Reaktionen zwischen dem Grund- bzw. dem Gegenkörper sowohl mit dem Zwischen- als auch mit dem Umgebungsmedium werden als tribochemische Reaktionen bezeichnet. Die hierbei entstehenden Grenzschichten besitzen nicht dieselben Eigenschaften wie die Oberflächen der metallischen Grundkörper und durch Relativbewegungen werden ständig neue Reaktionsprodukte erzeugt und abgerieben. Die sich bildenden Grenzschichten bestehen bei metallischen Kontaktpartnern aus spröden Metalloxiden, die bei einer zu hohen Deformation herausbrechen, Verschleißpartikel bilden und den Verschleiß erhöhen können. In vielen Fällen mindern sie aber den adhäsiven Verschleiß, da sie die metallischen Kontaktpartner voneinander trennen.

## **3.5.4 Verschleißarten**

Äquivalent zur Reibung können auch die Verschleißarten entsprechend der Kontaktkinematik eingeteilt werden. In stufenlosen Umschlingungsgetrieben überwiegen aufgrund der

Gleitbewegungen der Gleitverschleiß bei Misch- oder Grenzreibung bzw. der Festkörpergleitverschleiß. Die beschriebenen Verschleißmechanismen können prinzipiell hierbei auftreten und sich sowohl zeitlich als auch örtlich überlagern und einander ablösen. Dabei bilden sich jeweils typische Verschleißerscheinungsformen aus [Tabelle 1].

Verschleißmechanismus	Verschleißerscheinung
Oberflächenzerrüttung	Risse, Grübchen
Abrasion	Kratzer, Riefen, Mulden, Wellen
Adhäsion	Fresser, Löcher, Kuppen, Schuppen, Materialübertrag
Tribochemische Reaktionen	Reaktionsprodukte in Form von Partikeln oder Schichten

**Tabelle 1: Verschleißerscheinungen [26]**

Beim Wälzverschleiß liegt ein Rollen bzw. Wälzen vor und es tritt meistens eine Oberflächenzerrüttung auf, die in vielen Fällen aufgrund von überlagerten Normal- und Tangentialspannungen bei kontraformer Kontaktgeometrie und wechselnder Beanspruchung durch Mehrfachüberrollung zu Veränderungen in den oberflächennahen Bereichen führen. Dies können sowohl Veränderungen im Gefüge als auch Risse sein, die ein Heraustrennen von Verschleißpartikeln zur Folge haben. Dabei ist die Grübchenbildung die dominierende Verschleißform. Weitere Verschleißarten sind der Stoß-, Schwingungs- sowie der Furchungsverschleiß.

### 3.6 Tribologische Anforderungen an stufenlose Umschlingungsgetriebe

In den letzten Jahren ist die Vielfalt an Fahrzeuggetrieben und deren Komplexität deutlich gestiegen. Dies wurde zum einen durch eine sich verschärfende Konkurrenzsituation und zum anderen durch ein erhöhtes Umweltbewusstsein der Endkunden ausgelöst [Abbildung 21]. Die Kosten, das Gewicht sowie der Verbrauch müssen weiter reduziert und u.a. der Wirkungsgrad, die Fahrdynamik und die Umweltverträglichkeit weiter erhöht werden. Diese Anforderungen können nicht alle gleichermaßen erfüllt werden. Einerseits sind sie in hohem Maße voneinander abhängig, stehen aber andererseits auch teilweise in Widerspruch zu einander.

Aus diesen allgemeinen Anforderungen für den Fahrzeugantriebsstrang können speziell für reibschlüssig arbeitende Getriebe weitere Anforderungen für die Entwicklung abgeleitet werden:

- höhere Leistungsübertragung bei gleichem Bauraum und Gewicht, d.h. eine gesteigerte Leistungsdichte
- Unempfindlichkeit gegen kurzzeitige Überlastungen mit Makrogleitbewegungen
- Wartungsarmut und Betriebssicherheit

- verbesserter Wirkungsgrad

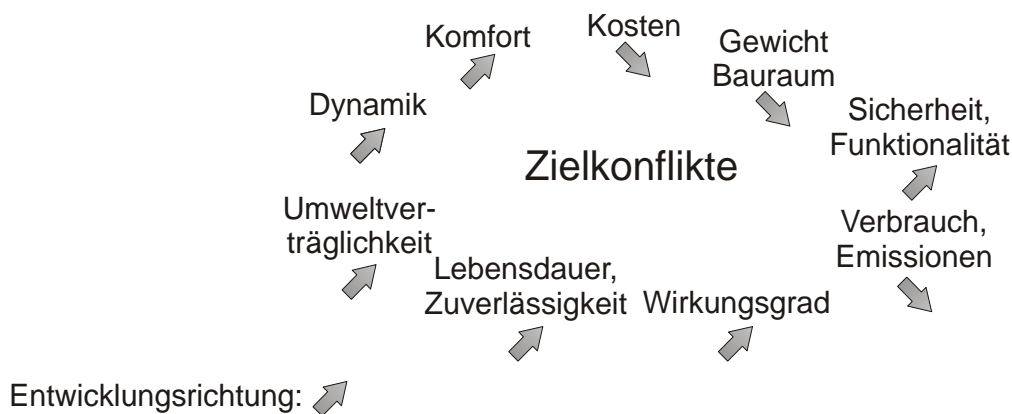


Abbildung 21: Forderungen an den Antriebsstrang [28]

Eine Forderung nach erhöhter Leistungsdichte ist unmittelbar mit folgenden Einflussgrößen gekoppelt:

- Reibwert
- zulässige Pressung und Gleitgeschwindigkeit in den Einzelkontakten
- zur Verfügung stehende Gesamtkontaktfläche

Bei diesen Einflussgrößen steht das Reibungs- und Verschleißverhalten des tribologischen Systems Getriebe im Mittelpunkt, das die notwendige bzw. zulässige Anpressung am Variator maßgeblich beeinflusst. Eine Reduzierung der Lebensdauer und der Funktionssicherheit sowie ein schwankender Reibwert sind nicht akzeptabel bei einer Anhebung der Leistungsdichte.

Die bei heutigen stufenlosen Umschlingungsgetrieben notwendige hohe Anpressung inklusive einer Sicherheitsreserve liegt an veränderlichen oder niedrigen Reibwerten und an der Empfindlichkeit der verwendeten Oberflächen gegen Makroschlupf. Diese hohe Anpressung fördert Ermüdung und Verschleiß in den Kontaktstellen und führt außerdem zu einem erhöhten Leistungsbedarf der Hydraulikanlage und erzeugt gleichzeitig erhöhte Verluste am Variator durch die beschriebenen Gleitbewegungen infolge elastischer Verformung von Scheibe und Welle.

Die Anpressung und damit die Sicherheit gegen Durchrutschen könnten reduziert werden, wenn die Werkstoffpaarung kurzzeitigen Makroschlupf ohne Beschädigung ertragen würde. Mit einer geeigneten Oberflächenmodifikation bzw. Beschichtung der Scheiben oder der Umschlingungsmittel könnte die Neigung zu adhäsivem Verschleiß, dem so genannten „Fressen“, im Vergleich zu den heutigen Systemen vermindert werden. Es könnte die Sicherheitsreserve und damit die Notwendigkeit einer zu hohen Überanpressung verringert werden. Sogar bei einer leichten Verringerung des Reibwerts wäre so ein höherer Gesamtwirkungsgrad zu erreichen.

Optimal wäre es, wenn sich aufgrund einer Oberflächenbehandlung oder Beschichtung ein höherer nutzbarer Reibwert während der gesamten Lebensdauer des Bauteils einstellen würde. Dies würde zu einer weiteren Verringerung der notwendigen Anpressung und folglich zu einer nochmaligen Wirkungsgraderhöhung und Lebensdauersteigerung der Getriebe führen.



## 4 Experimentelle Untersuchungen zum Reib- und Verschleißverhalten

In diesem Kapitel werden die experimentellen Untersuchungen beschrieben. Hierzu werden zu Beginn der für die Untersuchungen eingesetzte Verspannungsprüfstand mit dem Prüfgetriebe, die verwendeten Kegelscheiben sowie die Umschlingungsmittel detailliert beschrieben. Des Weiteren wird auf die Eigenschaften der verwendeten Beschichtungen und die angewendete Versuchsmethodik eingegangen. Bei der Darstellung und Bewertung der experimentellen Ergebnisse wird zuerst auf das Betriebsverhalten der jeweiligen Varianten eingegangen. Anschließend werden die Verschleißerscheinungen sowohl der Kegelscheiben als auch der Umschlingungsmittel beschrieben. Hierzu gehört auch ein Vergleich wesentlicher Oberflächenkennwerte vor und nach dem Versuch. Eine Bewertung der Ergebnisse bzgl. der Eignung verbunden mit Optimierungsansätzen beendet dieses Kapitel.

### 4.1 Prüfstand

Für die Bauteiluntersuchungen wurde ein Getriebeprüfstand, der nach dem Prinzip der elektrischen Verspannung arbeitet, verwendet [Abbildung 22]. Beide Gleichstrommaschinen können sowohl motorisch als auch generatorisch betrieben werden und sind als Pendelmaschinen ausgeführt. Die Statoren der Maschinen sind hierfür in aerostatischen Lagern gelagert und stützen sich jeweils über Hebelarme gegenüber dem Gestell auf Kraftmesszellen ab. Mit der bekannten Länge des Hebelarms und der gemessenen Kraft kann an beiden Maschinen das jeweilige Moment berechnet werden und mit den gemessenen Drehzahlen die An- und Abtriebsleistung errechnet werden. Hieraus werden der Wirkungsgrad bzw. die Verlustleistung bestimmt.

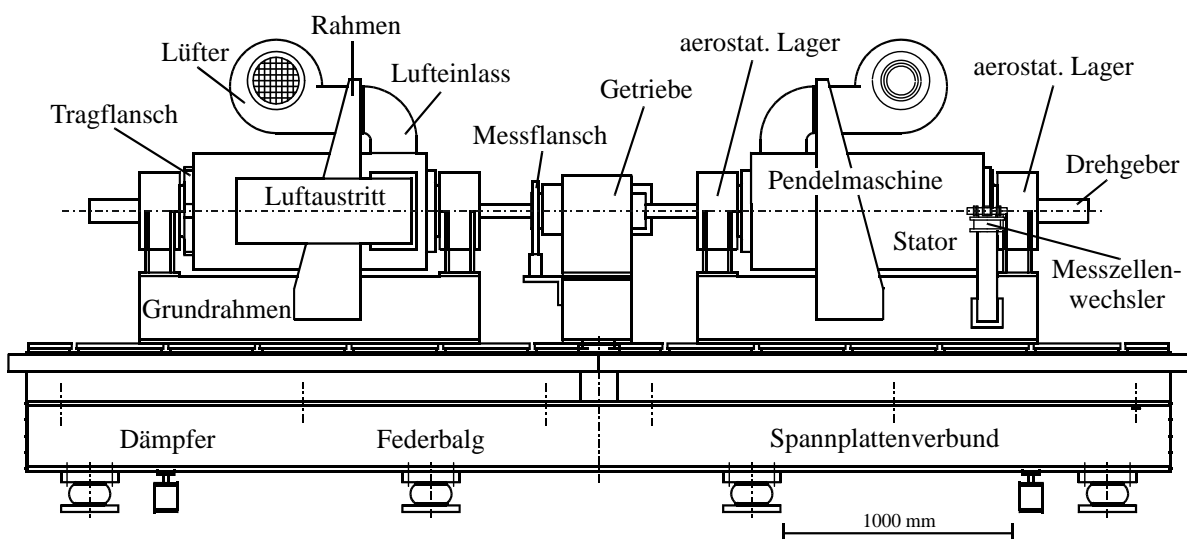


Abbildung 22: Bauteilprüfstand

Zwischen den Maschinen befindet sich das Prüfgetriebe, das mittels Gelenkwellen mit diesen verbunden ist. Die Leistungsdaten des Prüfstandes und die Messgrößen sind in **Tabelle 2** und **Tabelle 3** zusammengefasst.

Leistung	$P_{\max}$	115	kW
Drehmoment	$T_{\max}$	425	Nm
Drehzahl	$n_{\max 1,2}$	max. 8000	$\text{min}^{-1}$
Hydraulikaggregat	$p_{\max}$	50	bar
Einspritztemp. Schmieröl	$\text{Temp}_{\max}$	110	$^{\circ}\text{C}$

**Tabelle 3: Leistungsdaten des Getriebeprüfstandes**

Der Variator im Prüfgetriebe besteht aus zwei identischen Wellensätzen mit jeweils einer Fest- und einer Losscheibe [**Abbildung 23**]. Die Wellen sind mit einer Fest-Loslagerung bestehend aus einem Rillenkugellager und einem Zylinderrollenlager im Gehäuse gelagert. Die Festscheibe ist an dem Wellenflansch festgeschraubt. Der definierte Abstand der Festscheiben beider Scheibensätze wird mittels Passscheiben, die zwischen dem Lagertopf des Festlagers der Abtriebswelle und des Gehäuses montiert werden, eingestellt.

Die Losscheibe besteht aus der Kegelscheibe, einer Führungshülse und dem Druckzylinder und ist auf der Welle axial beweglich. Über zwei Verzahnungen auf dem Kolben ist die Losscheibe zur Momentenübertragung mit der Welle verbunden. Mit Hilfe von An-

schlagsringen vor und hinter der Führungshülse wird verhindert, dass sich die Scheiben zu weit öffnen bzw. schließen können und somit das Umschlingungsmittel entweder die Welle berührt oder aus dem Keilspalt herausläuft.

Das für die Anpresskraft notwendige Drucköl wird durch eine axiale Bohrung über eine berührungsfreie Spaltdichtung und Querbohrungen in den Hydraulikkolben geleitet. Der Kolben ist axial nicht beweglich und das Moment wird über Steckverzahnungen zwischen Hülse und Kolben und zwischen Kolben und Welle in die Welle geleitet. Zur Schmierung und Kühlung des Kontakts zwischen den Kegelscheiben und dem Umschlingungsmittel wird mittels Spülröhrchen beider Scheibensätze temperiertes Öl in definierter Menge in axialer Richtung auf die Fest- und Losscheibe aufgespritzt.

Messgrößen	Bezeichnung	Einheit
Antriebsmoment	$T_{\text{An}}$	Nm
Abtriebsmoment	$T_{\text{Ab}}$	Nm
Druck antriebsseitig	$p_1$	bar
Druck abtriebsseitig	$p_2$	bar
Einspritztemperatur Öl	$T_{\text{Öl,ein}}$	$^{\circ}\text{C}$
Abspritztemperatur Öl	$T_{\text{Öl,ab}}$	$^{\circ}\text{C}$

**Tabelle 2: Messgrößen des Getriebeprüfstandes**

Zur Reduzierung von Dichtungsverlusten an den Wellenaustritten sind berührungsfreie Labyrinthdichtungen eingebaut. Dadurch treten bis auf Ölplansch- und Lagerverluste keine weiteren Verluste auf. Somit ist eine sehr genaue Messung der Verluste im Variator und Umschlingungsmittel möglich.

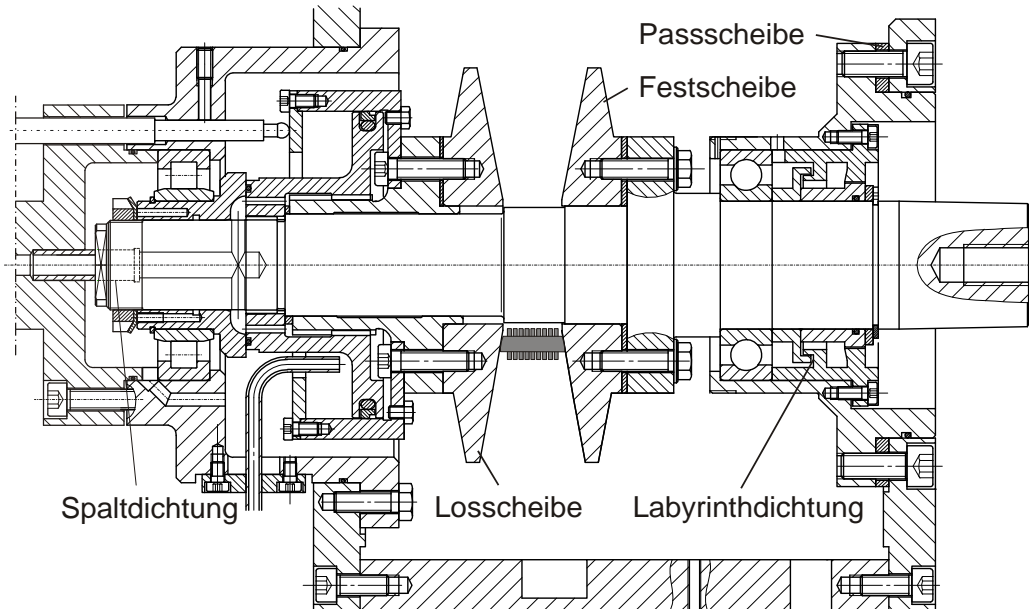


Abbildung 23: Abtriebswelle des Getriebes

### 4.2 Umschlingungsmittel und Kegelscheiben

In den experimentellen Untersuchungen werden zwei Varianten von Umschlingungsmitteln verwendet, die sich in ihrem Aufbau und ihrer Funktionsweise erheblich unterscheiden und serienmäßig eingesetzt werden. Diese sind zum einen das Schubgliederband (SGB) und zum anderen die Wiegedruckstückkette (WDK). In **Abbildung 24** sind beide Umschlingungsmittel abgebildet und in der nachfolgenden **Tabelle 4** sind ihre wesentlichen Daten zusammengestellt.

Wiegedruckstückkette (WDK)



Schubgliederband (SGB)



Abbildung 24: Wiegedruckstückkette und Schubgliederband

Beide Umschlingungsmittel sind für einen Achsabstand von  $a = 155 \text{ mm}$  ausgelegt und haben jeweils eine Länge von ca. 650 mm und eine Breite von 24,3 mm bzw. 27 mm. Die WDK besteht aus 75 Wiegedruckstückpaaren, die durch Laschen miteinander verbunden sind. Im

Umschlingungsbogen wälzen die einzelnen Wiegedruckstückepaare auf gewölbten Kontaktflächen verlustarm aufeinander ab. Das SGB hat 432 Schubglieder und zwei Metallbandpakete, die aus jeweils 12 einzelnen Metallbändern bestehen und deren Durchmesser so abgestimmt sind, dass sie ohne merkliches Spiel ineinander gesteckt werden können. Die Schubglieder haben auf beiden Seiten oberhalb der Kontaktfläche Nuten, in denen die Metallbandpakete liegen.

Hersteller	P.I.V. Drives GmbH	Van Doorne's Transmissie (VDT)
Herstellerbezeichnung	WK270812C75-649	24/12/1,5/208,8
Bauform	Wiegedruckstückkette	Schubgliederband
Achsabstand	155 mm	
Kegelwinkel	ca. 10° (ballig)	11°
Kontaktflächen pro Seite	75 Paare	432
Länge	649,5 mm	656 mm
Teilung	55x8,02 mm 20x10,42 mm	1,50 mm
Breite	27 mm	24,3 mm
Höhe	11,5 mm	13,1 mm
Masse	822 g	1050 g

**Tabelle 4: Daten von Wiegedruckstückkette und Schubgliederband**

Für die WDK werden ballige Scheiben mit einem Radius von über 1600 mm und einer Exzentrizität von über 230 mm verwendet (mittlerer Kegelwinkel  $\sim 10^\circ$ ); die Scheiben für das SGB sind kegelig mit einem Kegelwinkel von  $11^\circ$  ausgeführt [**Abbildung 25**]. Aufgrund der ebenfalls balligen Flanken der Wiegedruckstücke ergibt sich für die WDK Punktkontakt und für das SGB Linienkontakt als Kontaktgeometrie zwischen Umschlingungsmittel und Scheiben. Die Kontaktflächen der Schubglieder haben zusätzlich Rillen, die ein schnelleres Verdrängen des Schmierstoffes bewirken und so ein Aufschwimmen des SGB verhindern.

Als An- und Abtriebswellen werden „geschraubte Wellen“, wie in **Abbildung 23** dargestellt, verwendet. Die Festscheibe wird an den Flansch der Welle und die Losscheibe an die Führungshülse geschraubt. Im Gegensatz zu Vollwellen hat diese Variante mehrere Vorteile:

- reduzierter Fertigungsaufwand; es müssen für unterschiedliche Beschichtungen nur die Kegelscheiben gefertigt werden,
- vereinfachte Handhabung beim Beschichten und bei weiteren Untersuchungen,
- Führungsspiele und Passungen ändern sich durch Wechseln der Scheiben nicht.

Des Weiteren hat diese Wellenvariante eine höhere Durchbiegung als vergleichbare Vollwellen, da die Momenteneinleitungspunkte (Biegemomente) auf die Welle einen größeren Abstand voneinander haben als vergleichbare Vollwellen. Hierdurch kommt es zu erhöhten Gleitbewegungen zwischen Umschlingungsmittel und Scheibe, die maßgeblich für den Verschleiß und die Verluste im Variator verantwortlich sind. Somit ist zu erwarten, dass sich der Verschleiß schneller einstellen wird als in vergleichbaren Seriegetrieben, bei denen das Ziel ist, die Verformungen und Durchbiegungen zu reduzieren.

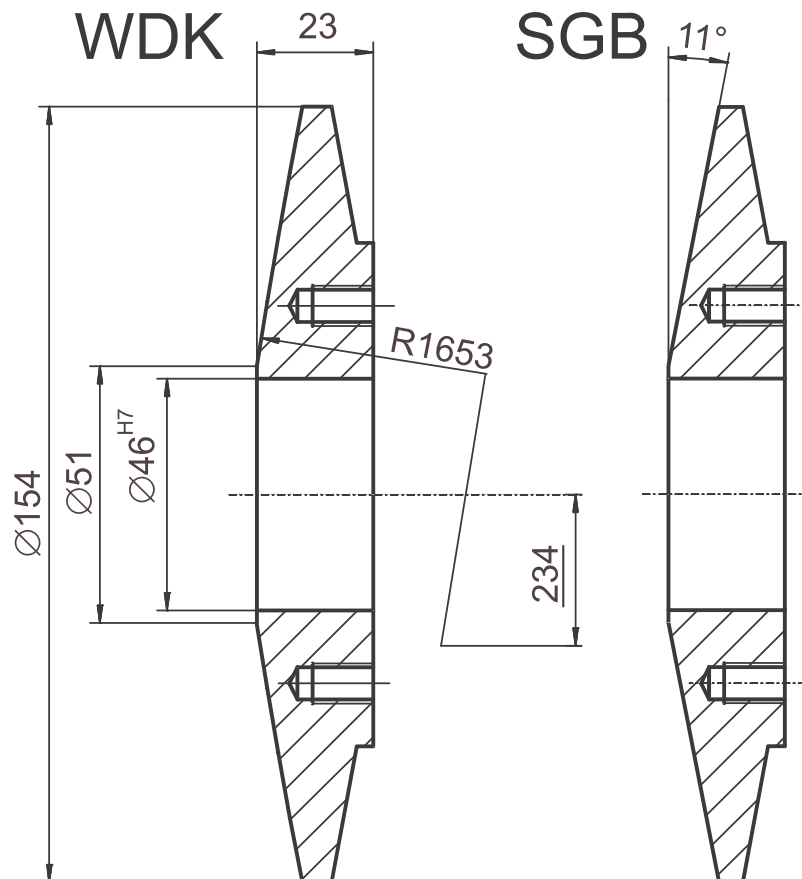


Abbildung 25: Scheibengeometrien

### 4.3 Beschichtungsvarianten

Im Rahmen dieser Arbeit werden neben unbeschichteten Varianten, die als Referenz bzw. Stand der Technik zu verstehen sind, beschichtete Varianten untersucht, die sich in ihren chemischen Zusammensetzungen sowie in ihren Eigenschaften voneinander unterscheiden. Zum einen wurde eine Flammgespritzschicht mit einer Schichtdicke von 80  $\mu\text{m}$ , zum anderen mehrere Dünnschichten mit Schichtdicken um 5  $\mu\text{m}$  untersucht.

Die verwendeten Oberflächengüten der Stahlscheiben entsprechen vor dem Beschichten den Herstellervorgaben; keine der Beschichtungen wurde nach dem Beschichtungsprozess weiterbehandelt, um das Parameterfeld nicht unnötig zu erhöhen und um deren grundsätzliche Eignung für den Einsatz in stufenlosen Umschlingungsgetrieben zu untersuchen. Die folgenden ausgewählten Beschichtungen, deren Eigenschaften anschließend beschrieben werden, repräsentieren einen Querschnitt der momentan am Markt verfügbaren Beschichtungen, die in tribologisch hoch beanspruchten Anwendungsfällen zum Einsatz kommen:

- Wolframcarbid-Kohlenstoff (WC/C); PVD-Beschichtung
- CrC-NiCr-Beschichtung; Flammgespritzschicht
- DLC - CrN + a-C:H; PVD-Beschichtung
- TiAlN+WC/C; PVD-Beschichtung

#### **Wolframcarbid-Kohlenstoff (WC/C)**

Die Wolframcarbid-Kohlenstoff-Beschichtung ist ca. 4 µm dick (Kurzbezeichnung „WC/C“ oder „WC:CH“) aufgebracht und wird unter dem Markennamen „Balinit C“ von der Firma Balzers vertrieben. Die Beschichtung gehört in die Kategorie der Nanodispersionen, weil in ihr sphärische Wolframcarbid-Partikel von 2 bis 8 nm Durchmesser in einer amorphen Kohlenwasserstoff-Matrix eingelagert sind. Die Temperaturbeständigkeit ist nach oben begrenzt, weil oberhalb von 300°C an der Atmosphäre eine graphitische Umwandlung der Kohlen-

Schichtdicke	1 – 4 µm
Reibwert gegen Stahl, trocken	0,1 - 0,2
Härte HV (0,05)	>1000
Temperaturbeständigkeit	300°C

**Tabelle 5: Kennwerte der WC/C-Beschichtung**

stoffmatrix beginnt. Die Kohlenwasserstoffmatrix weist zu großen Teilen eine Diamantbindungsstruktur auf und enthält bis zu 20 At. % Wasserstoff. Schichtsysteme dieser Art werden auch mit Karbiden anderer Metalle - unter anderem Titan, Zirkonium, Hafnium, Chrom – hergestellt. Die Beschichtung wird mittels Sputtern auf die CVT-Scheiben aufgebracht.

Die Kennwerte der Beschichtung sind in **Tabelle 5** zusammengefasst. Sie zeichnet sich durch einen niedrigen Reibwert bei hoher Härte aus. Diese Beschichtung wird u.a. bei Spritzwerkzeugen, Wälzlagern, in hochbelasteten Motorenkomponenten sowie bei Schneidwerkzeugen eingesetzt [1].

SGB-2 B beschichtet		Kenngröße	Ra	Rz	Rpk	Rk	Mr1
			µm	µm	µm	µm	%
Laufradius ca. 73mm	Festscheibe Antrieb	vor Beschichten	0,280	2,125	0,305	0,875	8,53%
		nach Beschichten	0,291	2,252	0,245	0,919	7,45%
		<b>Veränderung</b>	<b>4%</b>	<b>6%</b>	<b>-20%</b>	<b>5%</b>	<b>-13%</b>
	Losscheibe Antrieb	vor Beschichten	0,311	2,426	0,308	1,009	8,38%
		nach Beschichten	0,298	2,536	0,267	0,909	8,88%
		<b>Veränderung</b>	<b>-4%</b>	<b>5%</b>	<b>-13%</b>	<b>-10%</b>	<b>6%</b>
Laufradius ca. 34mm	Festscheibe Abtrieb	vor Beschichten	0,223	1,616	0,191	0,667	7,41%
		nach Beschichten	0,186	1,634	0,175	0,547	7,78%
		<b>Veränderung</b>	<b>-17%</b>	<b>1%</b>	<b>-8%</b>	<b>-18%</b>	<b>5%</b>
	Losscheibe Abtrieb	vor Beschichten	0,404	2,611	0,274	1,321	5,97%
		nach Beschichten	0,368	2,745	0,304	1,127	8,06%
		<b>Veränderung</b>	<b>-9%</b>	<b>5%</b>	<b>11%</b>	<b>-15%</b>	<b>35%</b>

Tabelle 6: Vergleich Rauheitskennwerte vor und nach Beschichtung mit WC/C

Es wurden CVT-Scheiben vor und nach dem Beschichtungsprozess mittels Tastschnitt auf zwei verschiedenen Radien vermessen [Tabelle 6]. Die Rauheitswerte verändern sich in allen Kennwerten uneinheitlich um einige Prozent. Dies liegt allerdings in der Größenordnung, in der die Rauheit auf einer Scheibe streut (bis zu  $\pm 15\%$ ), wenn an verschiedenen Stellen gemessen wird. Somit bildet die Beschichtung die Rauheit der CVT-Scheiben weitgehend ab.

### CrC-NiCr-Beschichtung

Bei der CrC-NiCr-Beschichtung handelt es sich um eine Flammsspritzschicht der Firma Sulzer (Diamalloy 3004). Sie wurde auf die gewölbten Scheiben für den Einsatz mit der Wiegedruckstückkette (WDK) aufgebracht. Das Substrat ist ein Einsatzstahl (Härte: 59 HRC). Die Temperatur des Substrats während des Prozesses blieb unterhalb  $200^\circ\text{C}$ , so dass es zu keinem Härteverlust kam. Die Beschichtung hat eine Schichtdicke von ca. 80-100  $\mu\text{m}$  und eine Porosität  $< 1\%$  [Tabelle 7]. Aufgrund der Porosität ist



Abbildung 26: Schliffbild einer CrC-NiCr- Probe

zu erwarten, dass sich im Kontakt Umschlingungsmittel/Scheibe befindliches Öl schneller als bei einer glatten Oberfläche aus dem Kontakt verdrängt wird und so der Zugkraftaufbau um Umschlingungsbogen schneller erfolgen kann. Die Mikrohärtigkeit beträgt  $\text{HV}_{0.3} = 675$  Vickers und im Schliffbild sind sowohl der Unterschied zwischen Substrat und Beschichtung als

auch der beschriebene laminaire Aufbau der Beschichtung sehr gut zu erkennen [Abbildung 26].

Schichtdicke	80 - 100 $\mu\text{m}$
Härte HV (0,05)	675 Vickers
Porosität	< 1%

Tabelle 7: Eigenschaften CrC-NiCr

#### DLC - CrN + a-C:H - Beschichtung

Die DLC Beschichtung mit dem Markennamen „Balinit®DLC-Star“ von der Firma Balzer ist ebenfalls eine PVD-Beschichtung, die u.a. im Ventiltrieb von Verbrennungsmotoren und bei Gleit- und Wälzelementen (Lagerschalen) eingesetzt wird, sich sehr gut für Anwendungen mit hohen Relativgeschwindigkeiten eignen soll und einen hohen Widerstand gegenüber Abrasion und Adhäsion aufweist [1]. Die Mikrohärtigkeit der Beschichtung liegt über HV 0.05 > 2000 Vickers. Der Reibwert wird bei trockener Reibung mit  $\mu_R = 0.1 - 0.2$  angegeben. Die Schichtdicke beträgt 4  $\mu\text{m}$  [Tabelle 8].

Schichtdicke	4 $\mu\text{m}$
Reibwert gegen Stahl, trocken	0.1 – 0.2
Härte HV (0.05)	2000 Vickers
Temperaturbeständigkeit	350°C

Tabelle 8: Eigenschaften DLC - CrN + a-C:H

#### TiAlN+WC/C - Beschichtung

Bei dieser Beschichtungsvariante wird zuerst TiAlN auf das Substrat und anschließend WC/C aufgebracht. Dabei überdeckt das WC/C die TiAlN-Schicht vollständig. Nach einem Einlauf öffnet sich die WC-C Schicht leicht, so dass die TiAlN Beschichtung als Verschleißschutzschicht wirken kann. So sollen durch die offene und porige Struktur gute Gleit- und Verschleißigenschaften kombiniert werden [Tabelle 9]. Die Beschichtungstemperatur liegt unter 500°C, so dass als Scheibenwerkstoff kein Einsatzstahl, sondern ein Kaltarbeitsstahl (Werkstoffbezeichnung: 1.2379 bzw. X153CrMoV12) verwendet worden ist, der nach der Wärmebehandlung eine Härte von 60 HRC aufweist.



#### 4.4 Variatorversuche

Schichtdicke	5 – 7 $\mu\text{m}$
Reibwert gegen Stahl, trocken	0.1 – 0.2
Härte HV (0,05) TiAlN	3000 Vickers
Härte HV (0,05) WC/C	>1000 Vickers
Temperaturbeständigkeit	500°C

**Tabelle 9: Eigenschaften TiAlN+WC/C**

Für die Beurteilung der unterschiedlichen Beschichtungen wurden Bauteiluntersuchungen mit unbeschichteten und beschichteten Scheiben vorgenommen. Die unbeschichteten Varianten dienen hierbei als Referenz hinsichtlich des Reib- und Verschleißverhaltens. Nach der Beschreibung des gewählten Prüfprogramms und Prüfablaufs werden die Ergebnisse der einzelnen Versuchsläufe sowie die aufgetretenen Veränderungen der Scheibenoberflächen bzw. der Beschichtungen und der Umschlingungsmittel erläutert. Die Bewertung der Oberflächen basiert auf makro- und mikroskopischen Analysen sowie auf einem Vergleich der relevanten Rauheitswerte.

##### 4.4.1 Prüfprogramm und Vorgaben für die Bauteiluntersuchungen

Zur Untersuchung wurden die beiden Grenzübersetzungen der Variatorgeometrien von  $i = 2.37$  (bei  $n_{\text{an}} = 1500 \text{ min}^{-1}$ ) und  $i = 0.47$  (bei  $n_{\text{an}} = 3000 \text{ min}^{-1}$ ) bei einem Antriebsmoment von jeweils  $T_{\text{An}} = 120 \text{ Nm}$  ausgewählt [Tabelle 10]. Mit diesen Drehzahlen und Übersetzungen kann ein weiter Drehzahl- und Momentenbereich abgedeckt werden, da höchste Flächenpressungen und höchste Gleitgeschwindigkeiten nicht gemeinsam bei einem einzigen Betriebspunkt auftreten. Die Eignung der Beschichtungen kann daher bei vier unterschiedlichen Drehzahlen ( $633 \text{ min}^{-1}$  -  $6383 \text{ min}^{-1}$ ), also bei unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeitsverhältnissen, sowie bei drei unterschiedlichen Momenten (56.4, 120 und 284.5 Nm) untersucht werden.

Betriebspunkt (BP)	Übersetzung	Antriebsdrehzahl $n_{\text{An}} \text{ min}^{-1}$	Abtriebsdrehzahl $n_{\text{Ab}} \text{ min}^{-1}$	Abtriebsmoment $T_{\text{Ab}} \text{ Nm}$ (bei $\eta = 1$ )
1	0.47	3000	6383	56.4
2	2.37	1500	633	284.5

Schmierstoff: Donax Dexron IID Fa. Shell

$T_{\text{An}} = 120 \text{ Nm}$

Einspritztemperatur:  $T_{\text{öl,ein}} = 90^\circ\text{C}$

**Tabelle 10: Betriebspunkte für die Untersuchungen**

Zur Schmierung des Kontakts zwischen Umschlingungsmittel und Kegelscheiben wird das Automatic Transmission Fluid (ATF) Dexron IID bei einer konstanten Temperatur von  $T_{\text{Öl, ein}} = 90 \text{ °C}$  senkrecht auf die Kegelscheiben gespritzt.

Für beide Umschlingungsmittel gibt es in Abhängigkeit des Betriebspunktes (BP) für die unbeschichtete Variante Vorgaben hinsichtlich der Anpresskraft am Abtrieb [Tabelle 11], mit denen die Bestimmung der notwendigen Anpresskraft zu Beginn jeder Versuchsreihe auch für die beschichteten Varianten durchgeführt worden ist.

	Betriebspunkt 1 $n_{\text{an}} = 1500 \text{ min}^{-1}$ $i = 2.37$	Betriebspunkt 2 $n_{\text{an}} = 3000 \text{ min}^{-1}$ $i = 0.47$
WDK	23370 N	14700 N
SGB	27462 N	12848 N

Tabelle 11: Vorgaben Anpresskraft  $F_2$  für die WDK und das SGB für  $T_{\text{An}} = 120 \text{ Nm}$

In Tabelle 12 sind die gewählten Beschichtungs-/Betriebspunktombinationen für die beiden Umschlingungsmittel dargestellt. Die Kombinationen mit den dunklen Feldern wurden nicht untersucht bzw. nicht ausgewählt. Für einige Kombinationen liegen keine ausreichend verwertbaren Dauerlaufergebnisse vor (mit „(x)“ markiert). Mit dem SGB konnte mit den unbeschichteten Stahlscheiben nur die Anpresskraft bestimmt werden und aufgrund einer sehr hohen Verschleißrate der WDK beim ersten Versuch mit der thermischen Spritzschicht kam es zu einem Versagen der WDK. Ein hoher Verschleiß an den Schubgliedern ist ebenfalls bei der TiAlN+WC/C Beschichtung aufgetreten, so dass der Versuch mit einem neuen SGB auf denselben Laufradien wiederholt wurde, um den Einfluss einer eingelaufenen Beschichtung auf das Betriebsverhalten zu untersuchen.

	St/St	WC/C	CrC/NiCr	DLC - CrN	TiAlN+WC/C
SGB; BP 1 ( $i=0.47$ )	x	x			
SGB; BP 2 ( $i=2.37$ )	(x)	x			x (x)
WDK; BP 1 ( $i=0.47$ )			(x)		
WDK; BP 2 ( $i=2.37$ )	x		x	x	x

Tabelle 12: Untersuchte Varianten

#### 4.4.2 Vorgehensweise bei den Bauteiluntersuchungen

Die Versuchsdurchführung gliederte sich für jede untersuchte Variante in mehrere Arbeitsschritte. Vor und nach den Versuchen wurden die Scheiben und die Umschlingungsmittel mittels Tastschnittverfahren an mehreren Stellen auf drei Laufradien, entsprechend den Übersetzungen Over- und Underdrive sowie 1 : 1, vermessen.

Vor der Bestimmung der notwendigen Anpresskraft wurden die Bauteile jeder Variante immer einer Einlaufprozedur unterzogen, d.h. der Variator wurde bei einer mittleren Drehzahl und Anpresskraft, aber ohne Drehmoment mehrere Stunden betrieben. Anschließend wurde die notwendige Anpresskraft  $F_2$  inklusive der Sicherheit (vgl. 3.2.3) ermittelt und diese als Sollwert für den Dauerlauf verwendet.

#### 4.5 Ergebnisse der Bauteiluntersuchungen

Insgesamt liegen vollständige Ergebnisse von neun beschichteten und unbeschichteten Varianten vor. Die überwiegende Anzahl der Versuche wurden mit der Übersetzung  $i = 2.37$  vorgenommen. Bei drei Varianten wurde ebenfalls das Betriebsverhalten bei der Grenzübersetzung  $i = 0.47$  untersucht [Tabelle 13]. In der Tabelle sind die mit  $\zeta_{\max}$ -Versuchen ermittelten Anpresskräfte für eine Sicherheit  $s_D = 1.3$  sowie die Änderungen der Anpresskraft bezogen auf die jeweilige unbeschichtete Variante angegeben.

Die notwendigen Anpresskräfte der beschichteten Varianten weichen bei beiden Umschlingungsmitteln sehr deutlich voneinander ab. Bei zwei Beschichtungen musste die Anpresskraft um über 30 % erhöht und bei anderen um bis zu 25 % reduziert werden. Beim SGB mit WC/C Beschichtung ist die Änderung der Anpresskraft von der Übersetzung ab-

Variante (System)	Beschichtung	Übersetzung $i$ -	Anpresskraftverhältnis $F_{2, \text{ besch.}}/F_{2, \text{ unbesch.}}$ -	Anpresskraft $F_2$ kN
SGB-1	-	0.47	1	16.4
SGB-2	WC/C	0.47	1.34	22.1
SGB	-	2.37	-	36.2
SGB-3	WC/C	2.37	0.82	29.7
SGB-4	TiAlN + WC/ C	2.37	0.96	34.5
SGB-5	TiAlN + WC/ C	2.37	0.92	33.1
WDK-1	-	2.37	1	22.65
WDK-2	CrC-NiCr	2.37	0.755	17.1
WDK	CrC-NiCr	0.47	-	-
WDK-3	CrN + a-C:H	2.37	1.31	29.8
WDK-4	TiAlN + WC/ C	2.37	1.08	24.5

Antriebsmoment:  $T_{An} = 120 \text{ Nm}$

**Tabelle 13: Variantenbezeichnung und Anpresskraftverhältnisse**

hängig, denn bei der Übersetzung  $i=2.37$  musste eine Reduzierung und bei der Übersetzung ins Schnelle eine deutliche Erhöhung vorgenommen werden. Diese Veränderungen deuten darauf hin, dass die Beschichtungen bzw. die Oberflächenbeschaffenheiten einen erheblichen Einfluss auf das Kraftschluss- bzw. Betriebsverhalten von stufenlosen Umschlingungsgetrieben haben.

Zur Beschreibung des Betriebs- und Verschleißverhaltens der verschiedenen Varianten dienen vier Messgrößen bzw. aus diesen errechnete Größen, die über der Versuchszeit aufgetragen sind:

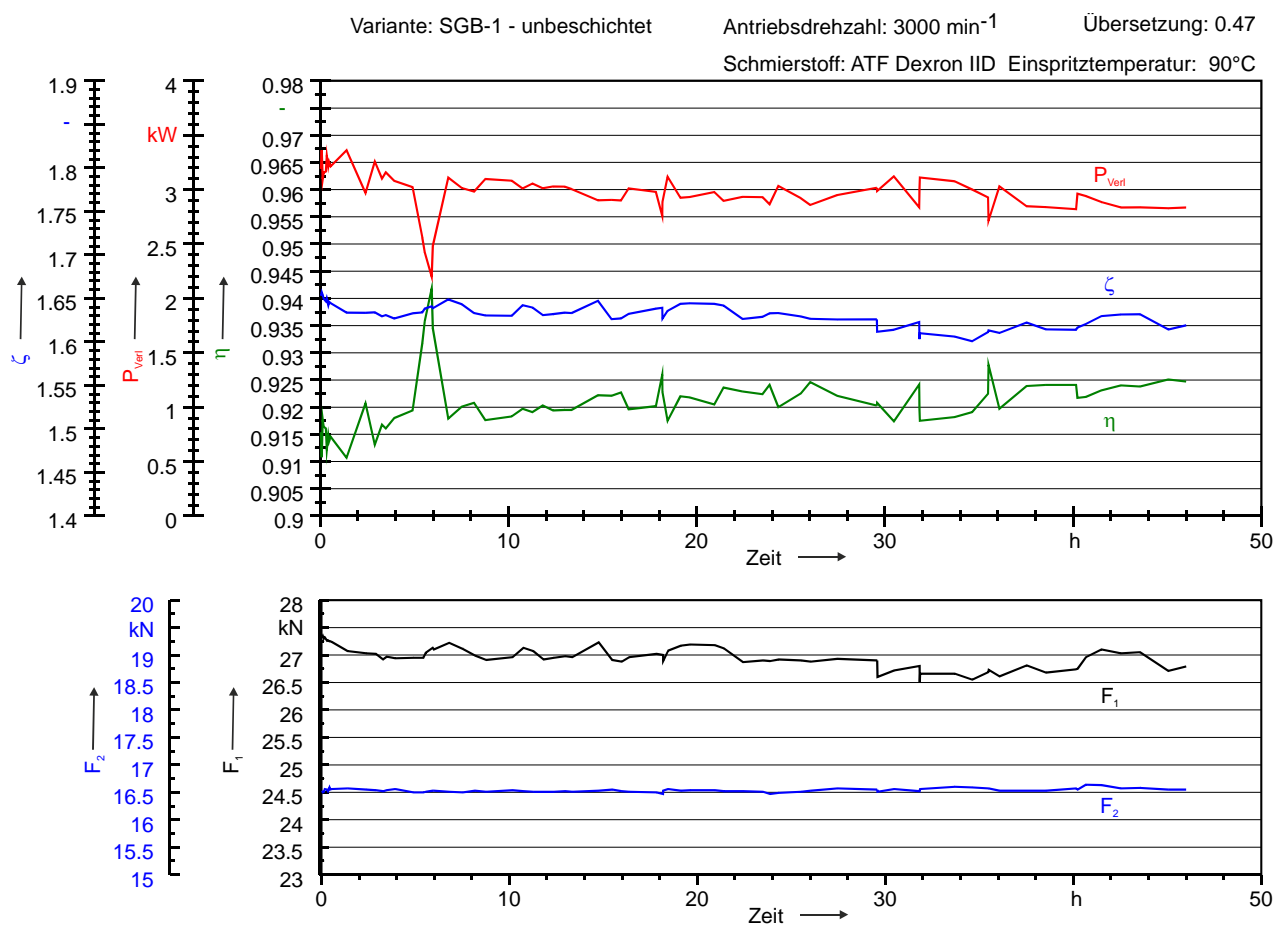
- Wirkungsgrad  $\eta$  bzw. Verlustleistung  $P_{\text{Verl}}$
- Anpresskraftverhältnis  $\zeta$
- Anpresskräfte  $F_1$  und  $F_2$  (primäre und sekundäre Anpresskraft)

Das Reibwertverhalten zwischen den Umschlingungsmitteln und den Kegelscheiben kann anhand dieser Verläufe sehr gut dargestellt werden, da sich Veränderungen im Reibwertverhalten in Änderungen der primären Anpresskraft und somit in den Verläufen des Anpresskraftverhältnisses und im Wirkungsgrad bzw. in den Verlustleistungen widerspiegeln.

## 4.5.1 Betriebsverhalten des Schubgliederbandes

## SGB-1 - unbeschichtet

In **Abbildung 27** sind die zuvor angesprochenen Verläufe des Wirkungsgrades, des Anpresskraftverhältnisses und der Verlustleistung über der Versuchszeit des Versuchs mit dem SBG und unbeschichteten Stahlscheiben bei  $n_{An} = 3000 \text{ min}^{-1}$  und der Übersetzung ins Schnelle dargestellt. Die notwendige Anpresskraft  $F_2$  musste um 34 % gegenüber den Vorgaben nach Auswertung des  $\zeta_{max}$ -Versuches erhöht werden, um die definierte Sicherheit von  $s_R = 1.3$  gegenüber  $\zeta_{max}$  zu erzielen.



**Abbildung 27:** Versuchslauf unbeschichtet bei  $i = 0.47$ ,  $T_{An} = 120 \text{ Nm}$ ,  $n_{An} = 3000 \text{ min}^{-1}$

Der  $\zeta$ -Verlauf bleibt bis ungefähr zur Hälfte der Versuchszeit im Mittel konstant und fällt in der zweiten Hälfte auf ein leicht geringeres Niveau ab. Der Wirkungsgrad liegt zu Beginn bei ca. 91 % und steigt bis zum Ende um über 1 % an. Die Verlustleistung fällt von 3.3 kW zu Beginn um ca. 15 % auf 2.7 kW am Ende ab.

Die primäre Anpresskraft hat zu Beginn einen Wert von über 27 kN und verändert sich während der Versuchsdauer um 500 N; dies entspricht ca. 2 % bezogen auf den Anfangswert. Der Verlauf der sekundären Anpresskraft bleibt annähernd konstant bei über 16.5 kN. Inse-

samt kann das Reibungsverhalten aufgrund dieser geringeren Veränderungen im Kontakt Umschlingungsmittel/Scheiben als konstant betrachtet werden und der Versuch als Referenz dienen.

### SGB-2 - beschichtet mit WC/C

Die Anpresskraft  $F_2$  am Abtrieb musste für das SGB bei Übersetzung ins Schnelle um 72 % für die geforderte Sicherheit erhöht werden und liegt mit 22.3 kN um mehr als 6 kN über dem Wert, der beim Versuch SGB-1 mit den unbeschichteten Kegelscheiben eingestellt werden musste.

Die Werte für den Wirkungsgrad lagen bis 2/3 Versuchsdauer im Mittel bei  $\eta = 89.5\%$  und bei  $P_{\text{verl}} = 3.9 \text{ kW}$  für die Verlustleistung. Anschließend reduzierte sich der Wirkungsgrad um 0.5% und die Verluste stiegen entsprechend um ca. 0.4 kW [Abbildung 28]. Im Vergleich zum Versuch SGB-1 ist der Wirkungsgrad um 2-2.5% geringer und die Verluste um bis zu über 1 kW höher. Die Schwankungen beider Größen sind höher und liegen bei über 1 % beim Wirkungsgrad und bei über 0.5 kW bei den Verlusten und so mehr als doppelt so hoch wie bei der unbeschichteten Variante.

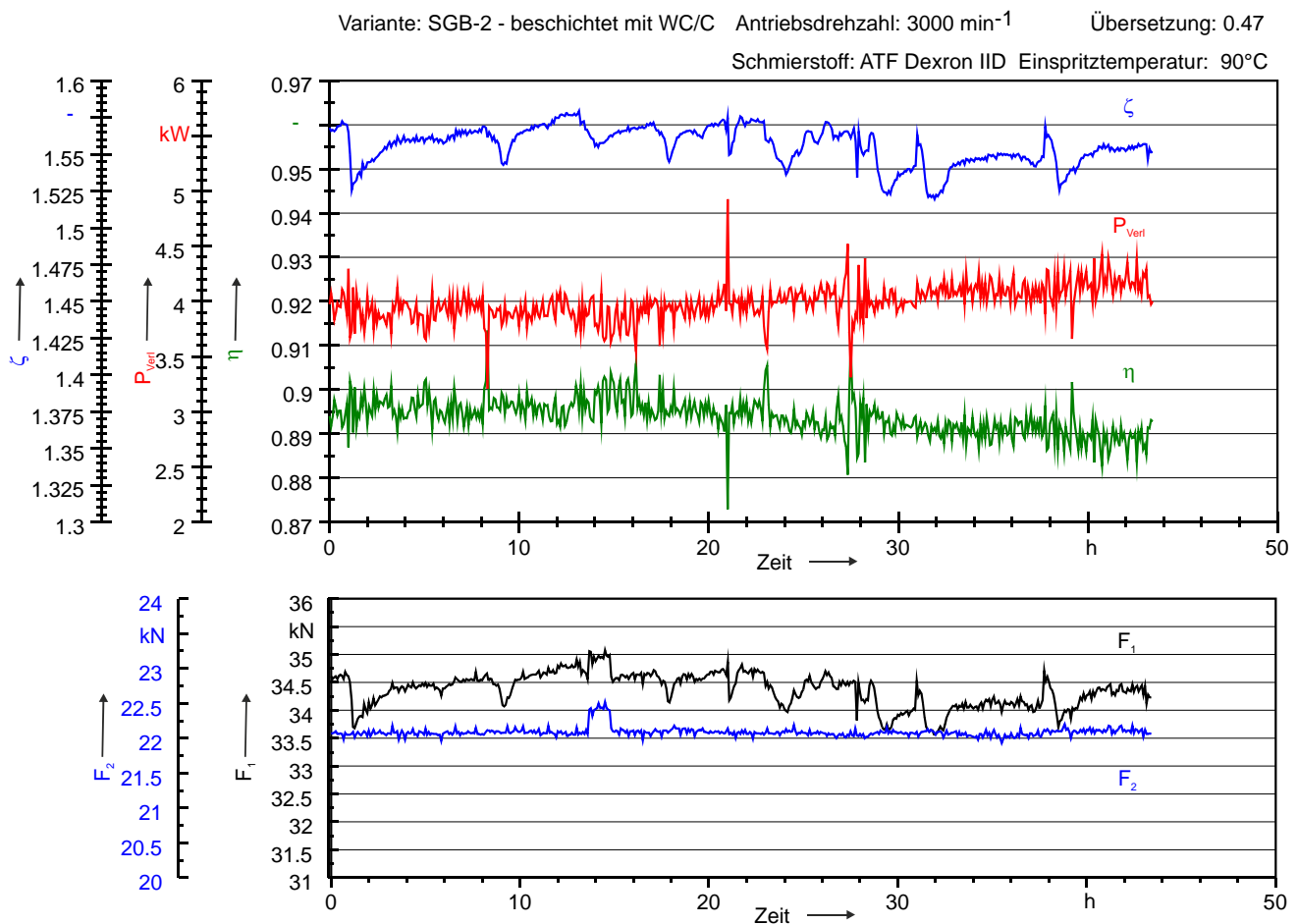


Abbildung 28: Versuchslauf WC/C bei  $i = 0.47$ ,  $T_{\text{An}} = 120 \text{ Nm}$ ,  $n_{\text{An}} = 3000 \text{ min}^{-1}$

Im Vergleich zum Versuch mit dem SGB-1 ist auffallend, dass der  $\zeta$ -Wert bzw. die primäre Anpresskraft über der Versuchszeit hohen Schwankungen unterliegen und nur in kurzen Zeitintervallen annähernd konstant sind. Die Anpresskraft  $F_1$  ändert sich z.T. um 0.75 kN innerhalb weniger Stunden. Dies lässt darauf schließen, dass die Eigenschaften der Wolframkarbid-Kohlenstoffbeschichtung nicht konstant sind und sich somit das Reibverhalten im Kontakt Beschichtung/Schubglieder im Vergleich zu einer Stahl/Stahl-Paarung auch stetig ändert.

### SGB-3 beschichtet mit WC/C

Die Anpresskraft konnte im Vergleich zur unbeschichteten Variante mit Übersetzung ins Schnelle um 18 % reduziert werden. Die Bestimmung des  $\zeta_{\max}$ -Punktes musste nach der Einlaufprozedur mehrmals wiederholt werden, bis sich ein konstantes Niveau einstellte, da während der Anpresskraftermittlung Veränderungen im Reibverhalten auftraten. Dieses Verhalten setzte sich auch während des Dauerlaufs fort [Abbildung 29].

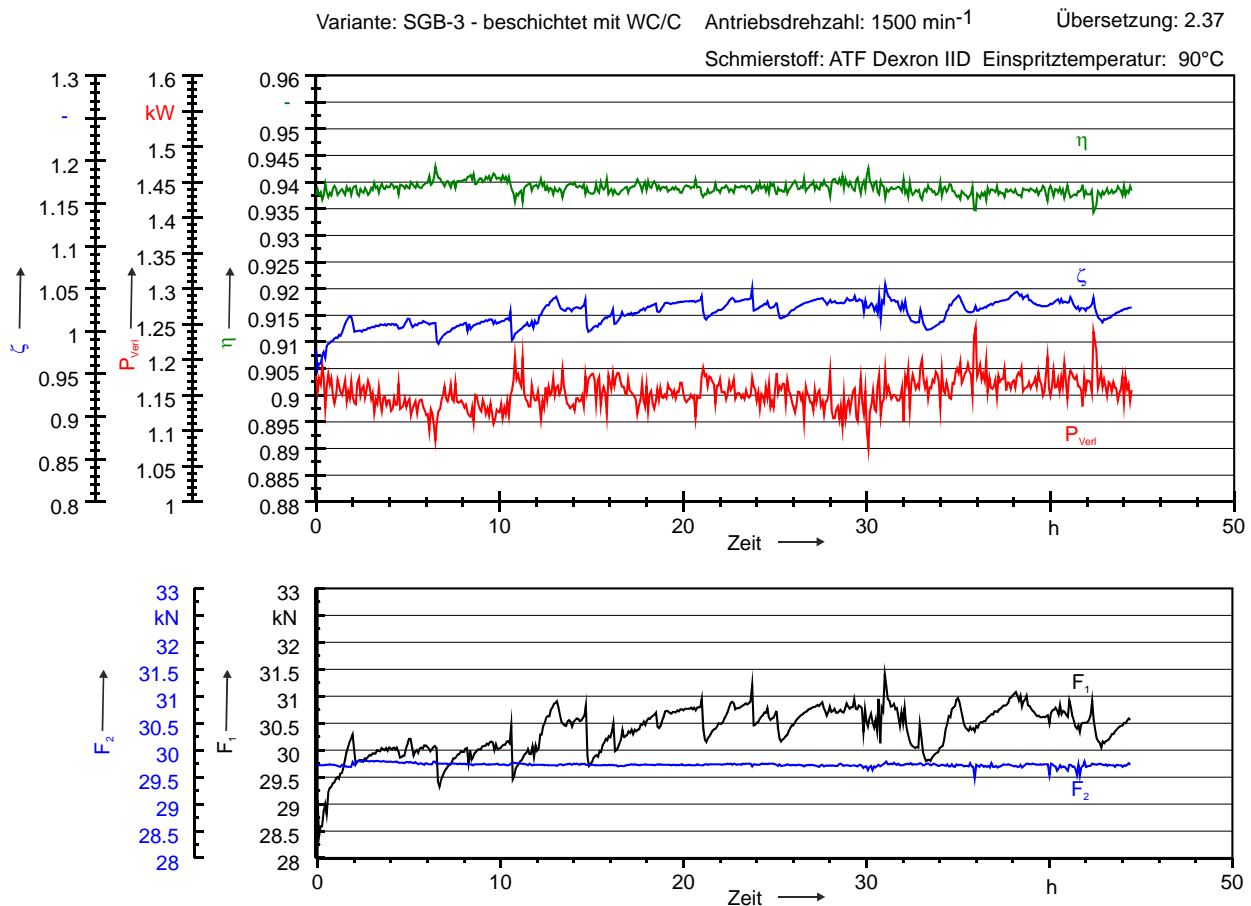


Abbildung 29: Versuchslauf WC/C,  $i = 2.37$ ,  $T_{An} = 120 \text{ Nm}$ ,  $n_{An} = 1500 \text{ min}^{-1}$

Der Wirkungsgrad liegt zu Beginn bei 93.7 % und nach einem leichten Anstieg auf über 94 % in den ersten Stunden reduzierte er sich zum Ende wieder auf das Anfangsniveau. Der  $\zeta$ -Wert schwankte in den ersten 10 h zwischen 0.97 und 1.02 und während der weiteren Versuchsdauer lag  $\zeta$  im Mittel oberhalb dieses Wertes und war permanenten Schwankungen zwischen 1.02 und 1.05 unterworfen. Die Sprünge im  $\zeta$ -Verlauf waren Prüflaufunter-

brechungen. Nach Neustarts waren immer ca. 2 h nötig, bis das vorherige Niveau wieder erreicht werden konnte. Hingegen veränderte sich im letzten Viertel der Versuchszeit das Anpresskraftverhältnis ohne Prüflaufunterbrechung permanent. Im unteren Diagramm von **Abbildung 29** sind diese Veränderungen der primären Anpresskraft, die um bis zu 3.5 kN bzw. bis zu 12 % schwankt, deutlich erkennbar. Das Betriebsverhalten des stetigen Wechsels des Reibverhaltens des ersten Versuchs setzt sich bei der Übersetzung ins Langsame fort. Es besteht diesbezüglich keine Abhängigkeit der Übersetzung, des Momentes und der Anpresskraft.

#### **SGB-4 - beschichtet mit TiAlN + WC/C**

Ähnlich wie beim vorherigen Versuch konnte auch mit der TiAlN-Beschichtung in Verbindung mit der Deckschicht WC/C die notwendige Anpresskraft im Vergleich zur unbeschichteten Variante mit dem SGB reduziert werden. Die Reduzierung fällt aber mit 4 % geringer als beim Versuch SGB-3 aus. Bei einer visuellen Kontrolle vor dem Start des Dauerlaufs war an der Riffelung der Flanken des SGB und an der Beschichtung kein Verschleiß - außer leichten Einlaufspuren - zu erkennen. Nach 40 Minuten wurde der Prüflauf unterbrochen, da es zu einer deutlichen Änderung des  $\zeta$ -Wertes gekommen war. Bei einer erneuten Sichtprüfung war die Riffelung auf den Flanken nicht mehr vorhanden. Dies bedeutet einen Breitenverschleiß der Schubglieder innerhalb kürzester Zeit von mindestens 0.5 mm. Der Versuch wurde daraufhin abgebrochen, um einen weiteren Verschleiß der Schubglieder und somit eine eventuelle Zerstörung der Prüfteile zu vermeiden.

#### **SGB-5 - beschichtet mit TiAlN + WC/C**

Bei diesem Versuchslauf wurde der Versuch von SGB-4 mit einem neuen SGB auf den gleichen Scheiben unter gleichen Betriebsbedingungen wiederholt. Von Interesse an diesem Versuch ist, wie sich das Funktions- und Verschleißverhalten von geglätteten Beschichtungen verhält. Nach dem Einlauf ergab die Bestimmung des Anpresskraftbedarfs eine Reduzierung um 8 % gegenüber der unbeschichteten Variante.

Trotz der geglätteten Scheibenoberfläche war der Verschleiß am SGB wiederum nach kurzer Zeit sehr hoch und es konnte nicht mehr mit einem regulären Versuchslauf begonnen werden. Die Riffelung an den Flanken der Schubglieder war genau wie nach dem ersten Lauf komplett entfernt. Ein erneuter  $\zeta_{\max}$ -Versuch kurz vor dem Versuchsabbruch bestätigte dies. Der Anpresskraftbedarf hätte für eine Sicherheit von  $s_R = 1.3$  um 75 % gesteigert werden müssen. Diese Veränderung des  $\zeta_{\max}$ -Wertes lässt darauf schließen, dass das Öl im Kontakt zwischen den Scheiben und den Schubgliedern nicht mehr ausreichend verdrängt wurde und so das SGB aufschwamm. Weitere Versuche wurden auf diesem Laufradius nicht mehr unternommen.



## 4.5.2 Betriebsverhalten der Wiegedruckstückkette

## WDK-1 - unbeschichtet

Für die Übersetzung von  $i = 2.37$  kann nach dem  $\zeta_{\max}$ - Versuch eine Verringerung der notwendigen Anpresskraft um 3 % ermittelt werden, um die geforderte Sicherheit einzuhalten. Der Wirkungsgrad liegt zu Beginn des Versuchslaufs bei über 96 % und fällt nach 7.5 h auf unter 96% ab [Abbildung 30]. Gleichzeitig steigt das Anpresskraftverhältnis bis 2/3 der Versuchszeit bei konstanter Anpresskraft am Abtrieb stetig an. Anschließend bleibt es bis zum Ende annähernd konstant. Dieses Verhalten spiegelt sich ebenfalls in den Anpresskräften (unteres Bild) wider.

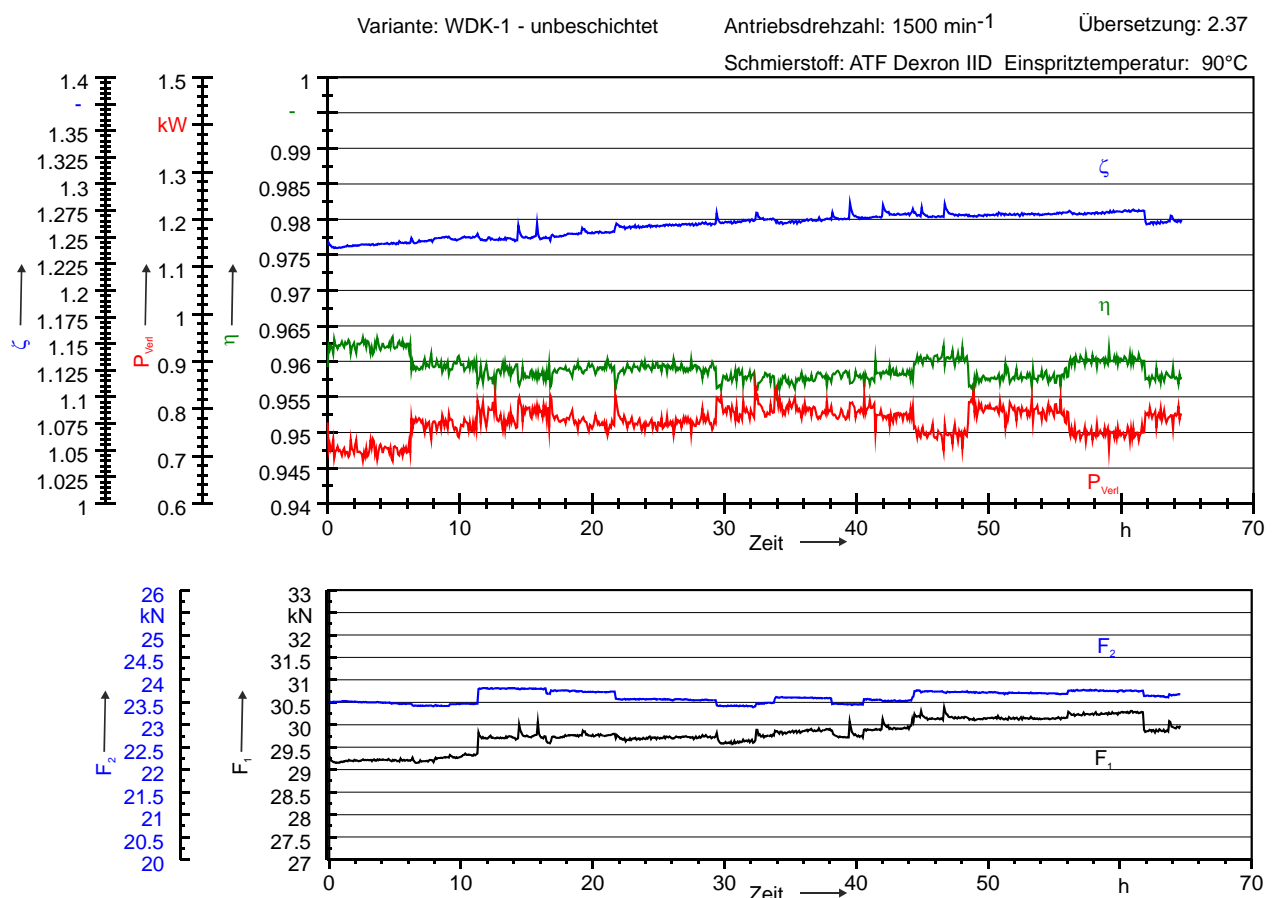


Abbildung 30: Versuchslauf unbeschichtet bei  $i = 2.37$ ,  $T_{\text{An}} = 120 \text{ Nm}$ ,  $n_{\text{An}} = 1500 \text{ min}^{-1}$

Bei annähernd konstanter Anpresskraft am Abtrieb erhöhte sich die Kraft  $F_1$  stetig. Nach 44 h blieb es bis zum Ende der Versuchszeit annähernd konstant. Die Sprünge, die vor allem beim Wirkungsgrad, der Verlustleistung sowie im unteren Diagrammen zu erkennen sind, resultieren aus Versuchsunterbrechungen, bei denen die Oberflächen der Scheiben und der WDK visuell auf Verschleiß bzw. auf mögliche Schäden untersucht wurden, und betragen maximal 300 N bzw. ein 1% vom Endwert. Anschließend wurde der Betriebspunkt wieder angefahren.

## WDK-2 - beschichtet mit CrC-NiCr

Beim Einfahren mit der CrC-NiCr Beschichtung zeigte sich sehr schnell eine Glättung der beschichteten Scheiben und eine sichtbare Oberflächenveränderung der Flanken der Kettenbolzen. Bei mehreren  $\zeta_{\max}$ -Versuchen konnte für die Übersetzung  $i = 0.47$  (reduzierte Antriebsdrehzahl  $n_{An} = 1000 \text{ min}^{-1}$ ) keine eindeutige Anpresskraft definiert werden, da sich die Verhältnisse im Kontakt Scheiben/Bolzen selbst während der  $\zeta_{\max}$ -Versuche stetig änderten. Somit wurde diese WDK zum weiteren Einfahren der Scheiben benutzt und anschließend durch eine neue ersetzt. Ein Betriebspunkt mit  $i = 0.47$ ,  $n_{An} = 1000 \text{ min}^{-1}$  und einer Anpresskraft  $F_2$  von 10.6 kN wurde für das Antriebsmoment  $T_{An} = 120 \text{ Nm}$  fest eingestellt [Abbildung 31].

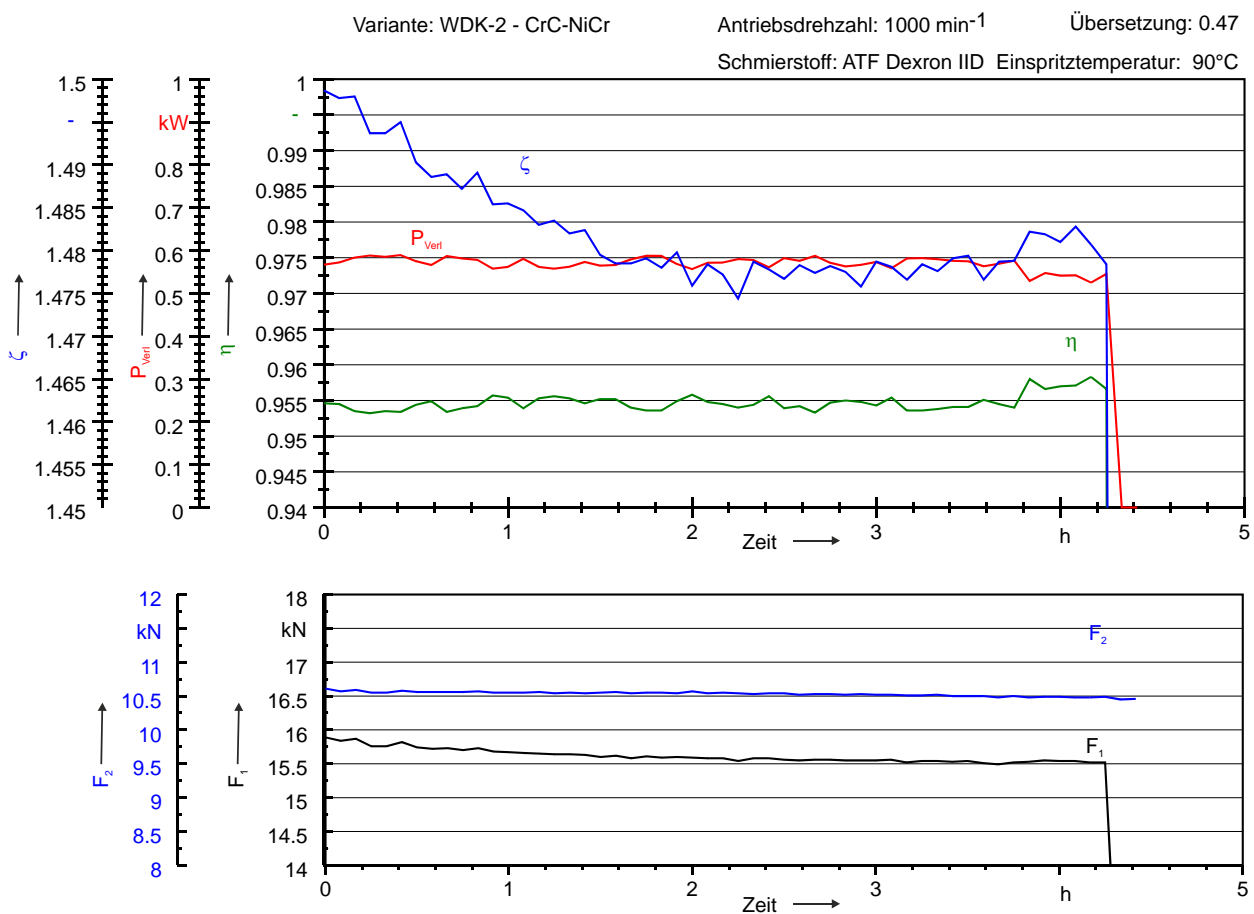


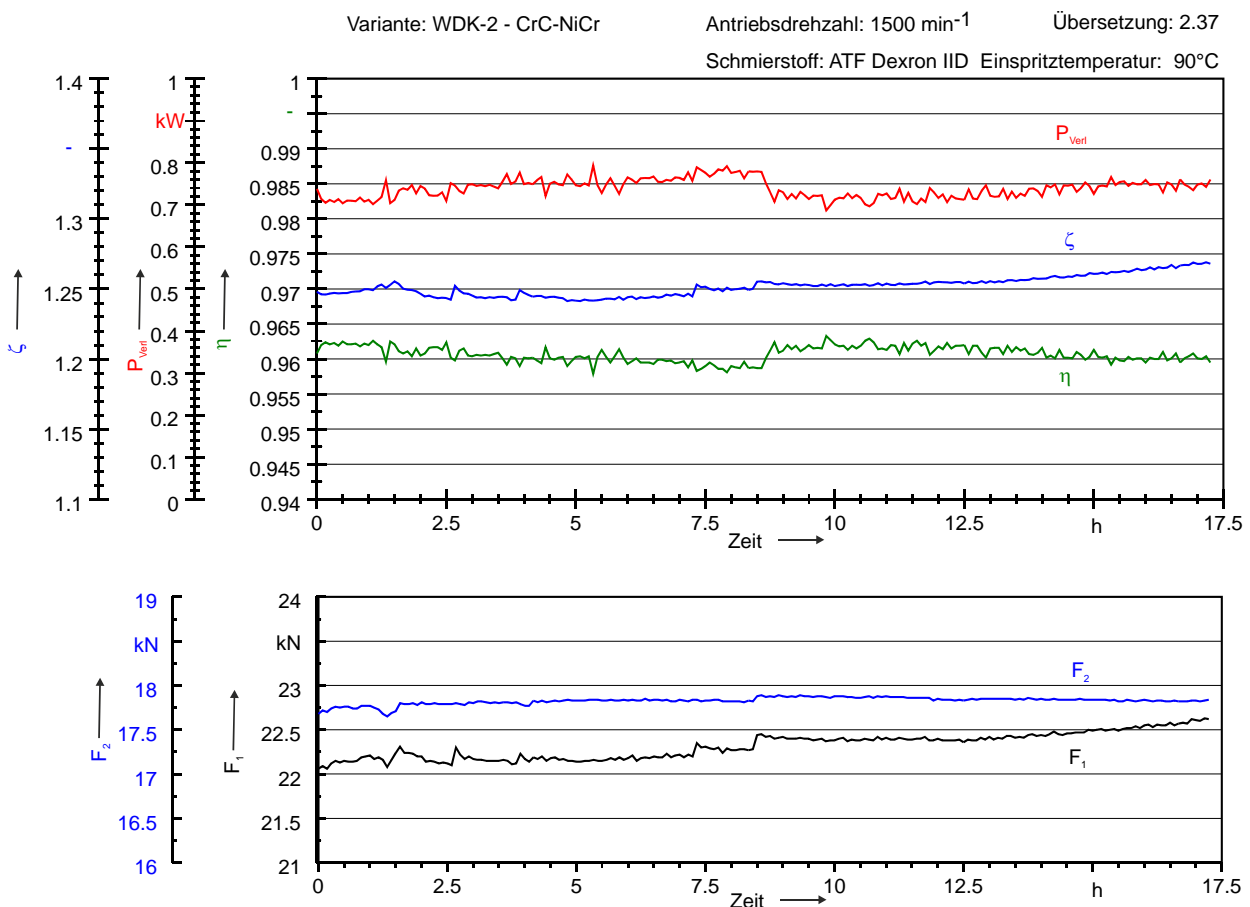
Abbildung 31: Versuchslauf CrC-NiCr bei  $i = 0.47$ ,  $T_{An} = 120 \text{ Nm}$ ,  $n_{An} = 1000 \text{ min}^{-1}$

Der Wirkungsgrad liegt annähernd bei 95.5 %. Das  $\zeta$ -Verhältnis fiel die ersten 2.5 h Stunden kontinuierlich ab und blieb anschließend konstant. Somit veränderte sich die Anpresskraft am Antrieb von ursprünglich 15.9 kN um mehrere 100 N. Nach über 4 h riss die Kette und beschädigte hierbei die Laufbahnen sehr stark. Ein weiterer Betrieb auf diesen Laufradien war daher nicht mehr möglich. Die Gesamtlaufzeit der Kette betrug ca. 25 h (Einfahren: 10  $\zeta_{\max}$ -Versuche).

Ursache für den Ausfall der Kette war, dass die Belastung gerade zu Beginn des Einfahrens aufgrund hoher Reibwerte und der Gleitbewegungen zu hoch war und die Laschen hier-

durch vorgeschädigt wurden. Hinzu kamen die Glättung der Scheibe und der Längenschleiß der Bolzen, die zu einem erhöhten Axialversatz und somit zu einer ungleichmäßigen Belastung der Kettenglieder führten. Insgesamt rissen 10 Laschen auf.

Da die Laufradien für die Übersetzung ins Langsame nicht beschädigt wurden, konnten die Versuche mit einer neuen Kette bei  $i = 2.37$  fortgesetzt werden. Aufgrund der geglätteten Scheibenoberflächen der Laufradien war das Ansprechverhalten bei Übersetzungs- bzw. bei Momentenänderung deutlich besser als mit der ersten Kette. Die  $\zeta_{\max}$ -Versuche ergaben, dass die notwendige Anpresskraft am Abtrieb im Vergleich zu der unbeschichteten Variante WDK-1 um 27 % auf 17.9 kN gesenkt werden konnte.



**Abbildung 32:** Versuchslauf CrC-NiCr bei  $i = 2.37$ ,  $T_{An} = 120 \text{ Nm}$ ,  $n_{An} = 1500 \text{ min}^{-1}$

Der Wirkungsgrad lag zu Beginn bei über 96 % und pendelte im weiteren Verlauf um 96 %. Er lag damit im Mittel höher als bei der beschriebenen Stahl/Stahl-Variante WDK-1. Das  $\zeta$ -Verhältnis und damit die Anpresskraft am Antrieb sind in der ersten Hälfte der Versuchszeit annähernd konstant und steigen erst in der zweiten Versuchshälfte kontinuierlich an [Abbildung 32]. Der Versuch musste aufgrund eines hohen Längenschleißes der Wiegedruckstücke und einer ringförmigen Abplatzung der Beschichtung abgebrochen werden.

## WDK 3 - beschichtet mit CrN - DLC

Die Anpresskraft war für die CrN-Beschichtung zunächst um 31 % gegenüber der unbeschichteten Variante zu erhöhen. Die Messwerte in **Abbildung 33** zeigen deutlich eine hohe Abnahme der antriebsseitigen Anpresskraft in den ersten 30 Minuten des Versuchslaufs. Die Anpresskraft fiel um 3 kN auf 35 kN ab und steigt nach wenigen Minuten wieder um 1 kN an. In dieser Zeit änderte sich der Wirkungsgrad ebenfalls um ca. 0.5%. Während der kurzen Versuchszeit ist es im Kontakt zu sehr hohen Veränderungen des Reibungsverhaltens aufgrund einer hohen Glättung der Wiedruckstücke gekommen. Diese Änderung spiegelt sich auch in dem  $\zeta_{\max}$ -Versuch wider, bei dem das maximale übertragbare Moment mit der gleichen Anpressung nur noch bei 95 Nm lag.

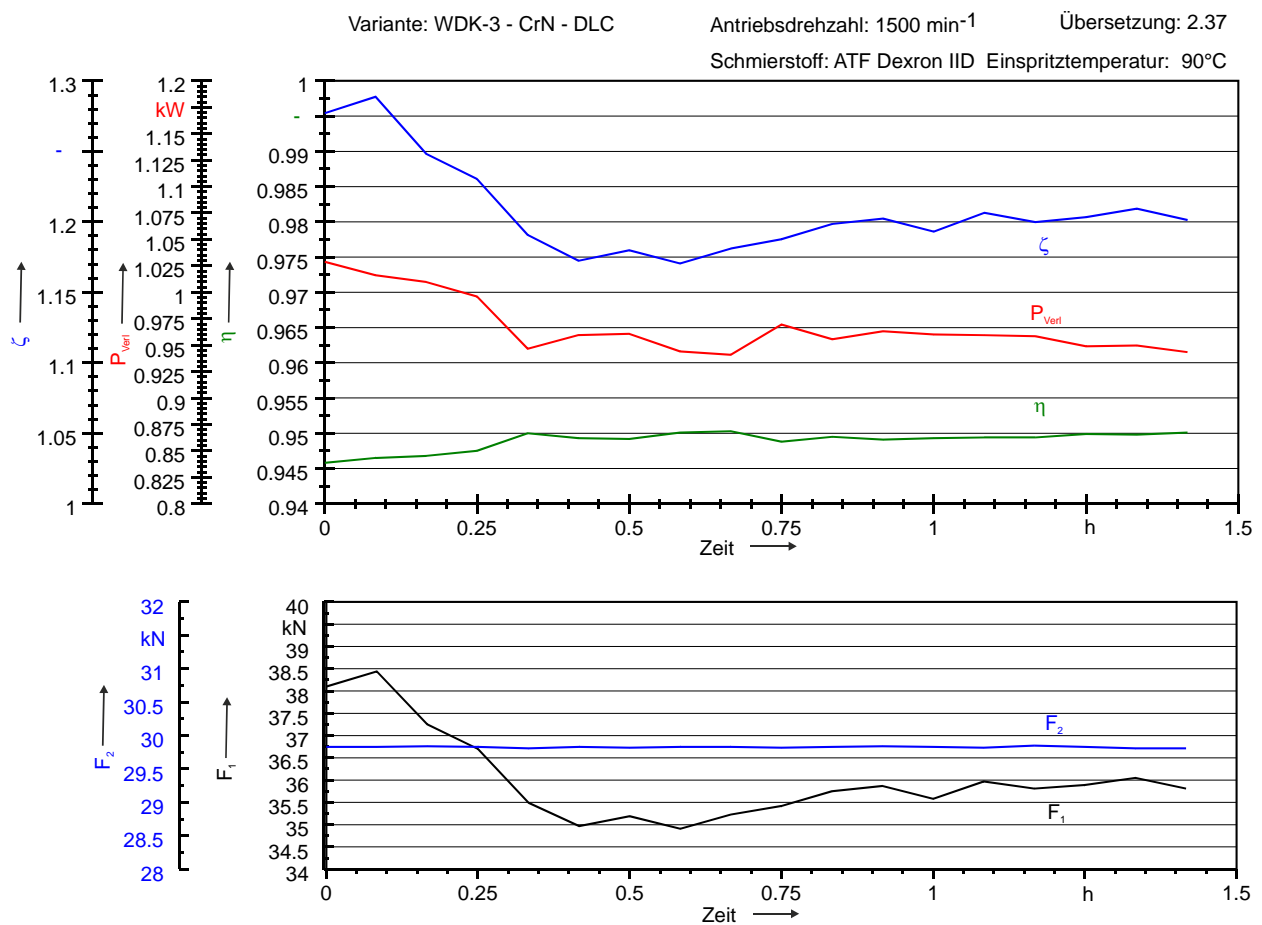


Abbildung 33: Versuchslauf CrN bei  $i = 2.37$ ,  $T_{\text{An}} = 120 \text{ Nm}$ ,  $n_{\text{An}} = 1500 \text{ min}^{-1}$

Bei weiteren Versuchen mit einer Sicherheit  $s_R = 1.3$  hätte am Antrieb ein Betriebsdruck über dem maximalen Druck des Hydraulikaggregates ( $p_{\text{max}} = 50 \text{ bar}$ ) aufgebracht werden müssen. Somit hätte dieser Versuchslauf nur mit einem reduzierten Moment weiter betrieben werden können. Der Versuchslauf wurde daher abgebrochen und die Bauteile wurden untersucht.

### WDK-4 - beschichtet mit TiAlN+WC/C

Nach den zwei beschriebenen Versuchen mit dem SGB wurde die gleiche Beschichtung mit der WDK untersucht. Es wurden aber statt gewölbter Scheiben Kegelscheiben verwendet. Die Anpresskraft musste im Gegensatz zu den Versuchen mit dem SGB um 8 % erhöht werden.

Schon nach der Einlaufprozedur war auf den Wiegedruckstücken sehr deutlich Abflachungen zu erkennen, so dass sich der ursprüngliche Punkt der WDK zu einem Flächenkontakt veränderte. Im anschließenden Versuchslauf fielen der  $\zeta$ -Wert und somit auch die primäre Anpresskraft kontinuierlich ab [Abbildung 34]. Nach weniger als 45 min wurde der Versuchslauf abgebrochen und beim anschließenden  $\zeta_{\max}$ -Versuch konnte eine deutliche Verschiebung des  $\zeta_{\max}$  Punktes ermittelt werden.

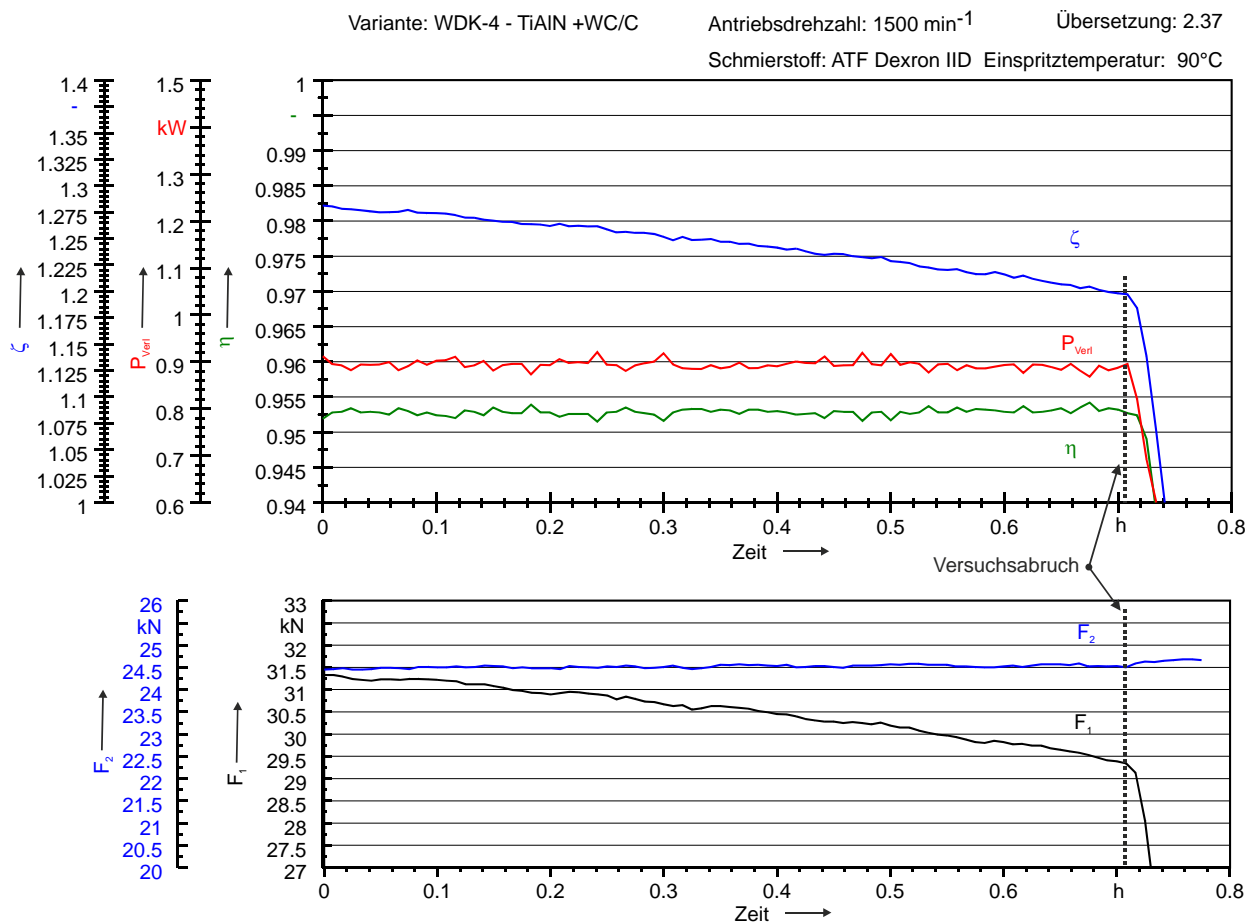


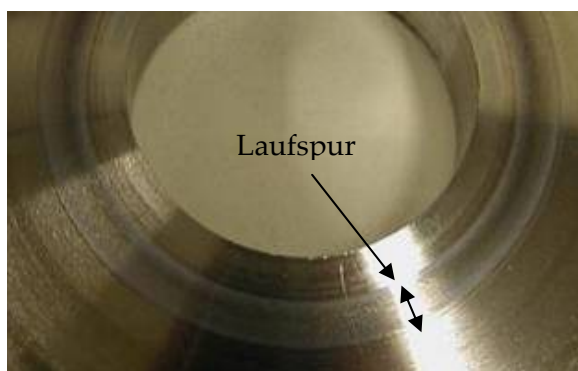
Abbildung 34: Versuchslauf WDK;TiAlN + WC/C bei  $i = 2.37$ ,  $T_{\text{An}} = 120 \text{ Nm}$ ,  $n_{\text{An}} = 1500 \text{ min}^{-1}$

#### 4.5.3 Verschleißerscheinungen der CVT – Scheiben – SGB-Varianten

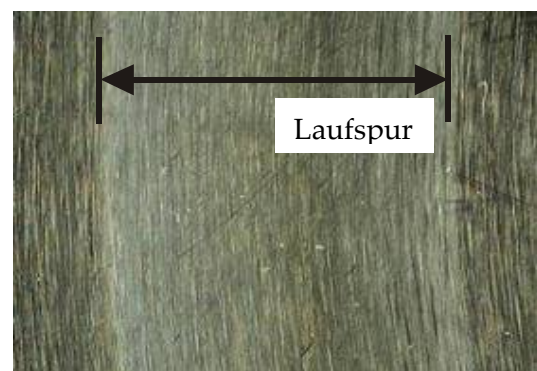
Im Folgenden werden die Veränderungen der Oberflächen bzw. der Beschichtungen der Kegelscheiben und anschließend der Umschlingungsmittel in der gleichen Reihenfolge wie die Versuchsläufe beschrieben. Auf die Veränderungen der Rauheitskennwerte der Kegelscheiben aller Varianten wird im Anschluss näher eingegangen.

### SGB-1 - unbeschichtet

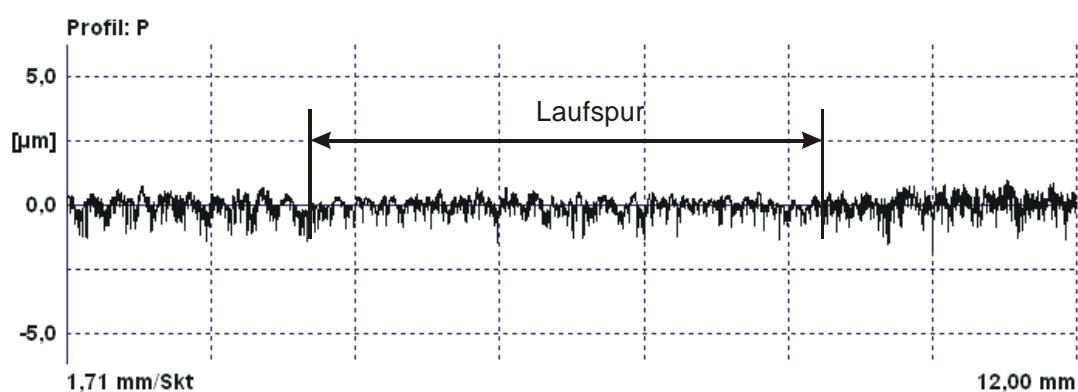
Es bildeten sich an beiden Scheibensätzen deutliche Laufspuren von ca. 6 mm Breite aus. Die inneren und äußeren Ränder jeder Laufspur sind deutlich heller als der jeweilige mittlere Bereich. Dies lässt auf Graufleckigkeit schließen. Zusätzlich weisen die Losscheibe des Antriebs und die Festscheibe des Abtriebs feine, umlaufende Riefen am äußeren Rand der Spur auf. Zwischen den Spuren sind auf allen Scheiben bogenförmige feine Kratzer in unterschiedlichen Winkeln zur Radialrichtung erkennbar, deren Länge zwischen 0,6 und 1 mm betragen und aufgrund ihrer Form den „spiralgigen Lauf“ widerspiegeln, der zwischen dem SGB und den Scheiben auftritt. Ausbrüche und Oberflächenrisse wurden auf keiner der Scheiben festgestellt. Die Verschleißerscheinungen sind für alle vier Scheiben in **Abbildung 35** und in **Tabelle 14** zusammengefasst. Da alle Laufspuren der vier Scheiben annähernd identisch sind, ist in **Abbildung 35** exemplarisch das P-Profil der antriebsseitigen Losscheibe über eine Länge von 12 mm (in radialer Richtung gemessen) dargestellt. Darin ist mittig die Laufspur erkennbar und rechts und links davon das Profil der weitgehend unveränderten Oberfläche.



Laufspur auf der Festscheibe Abtrieb



Detail der Laufspur, Breite ca. 6mm



Tastschnitt in radialer Richtung, Losscheibe Antrieb

**Abbildung 35: Variante SGB-1 – unbeschichtet**

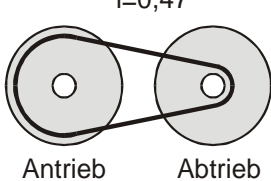
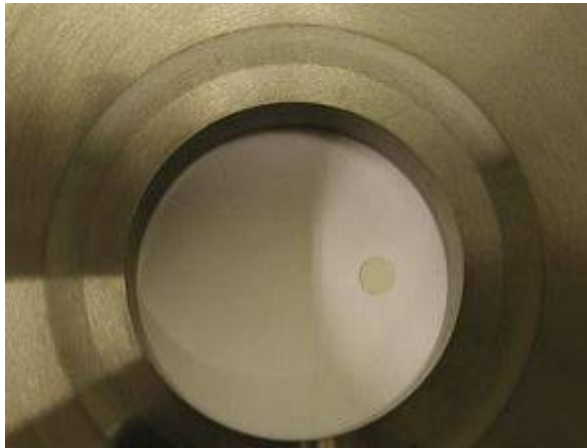
	<p>Makroskopische und mikroskopische Verschleißerscheinungen</p>
<p>Festscheibe Antrieb</p>	<p>Deutliche Laufspur, 6 mm breit, mit Ringen unterschiedlicher Graustufen; Riefen in Radialrichtung zwischen den Laufspuren von <math>i = 0.47</math> und <math>i = 1</math>, Länge 0.06 bis 0.4 mm; am äußersten Rand besonders dicht.</p>
<p>Losscheibe Antrieb</p>	<p>Laufspur, ca. 6 mm breit, mit Ringen unterschiedlicher Graustufen; 2 feine umlaufende Rillen an der äußeren Laufspur; parallele Riefen im Winkel von ca. <math>30^\circ</math> zur Radialrichtung; bis 1 mm lang.</p>
<p>Festscheibe Abtrieb</p>	<p>Laufspur, ca. 6 mm breit, mit Ringen unterschiedlicher Graustufen; Riefen wie FS Antrieb, aber im Winkel von ca. <math>+45^\circ</math> zur Radialrichtung; 2 feine umlaufende Riefen außen an der Laufspur.</p>
<p>Losscheibe Abtrieb</p>	<p>Laufspur, ca. 6 mm breit, mit Ringen unterschiedlicher Graustufen; einige parallele Riefen fast in Radialrichtung.</p>

Tabelle 14: Verschleißerscheinungen von Variante SGB-1

#### SGB-2 - beschichtet mit WC/C

Alle vier Scheiben dieser Variante haben glänzende Laufspuren, die sich deutlich von den übrigen Oberflächen abgrenzen. Durch Tastschnitte bestätigt sich, dass die Oberflächen im Bereich der Laufspuren signifikant geglättet sind [**Abbildung 36**]. Im Vergleich zum SGB-1 sind auf diesen Scheiben keine konzentrischen Kreise mit unterschiedlichen Graustufen im Bereich der Laufspuren erkennbar. Ebenso wenig sind die kleinen Riefen außerhalb der Laufspuren vorhanden.

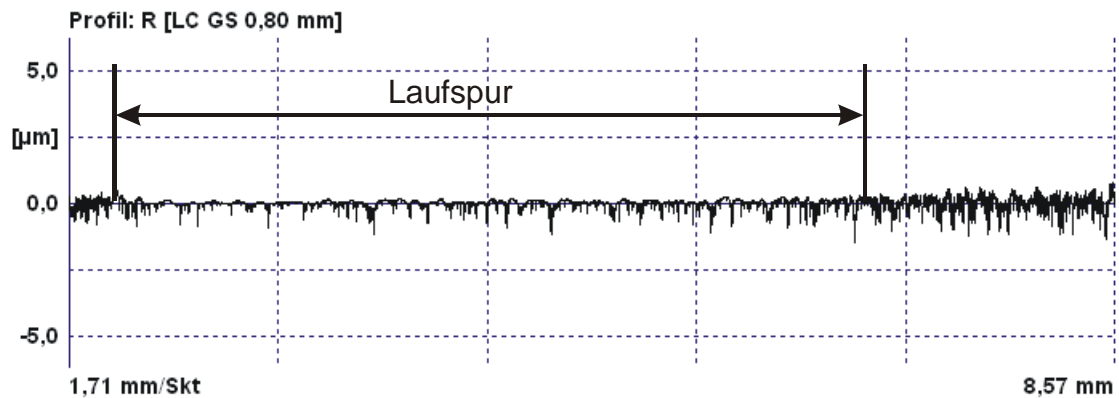




Laufspur auf der Losscheibe Abtrieb



Laufspur der Losscheibe Abtrieb,  
Breite ca. 6mm



Tastschnitt in radialer Richtung, Losscheibe Antrieb

**Abbildung 36: Verschleißerscheinungen von Variante SGB-2**

Auf dem rechten Bild ist die Laufspur der Losscheibe am Antrieb als dunkler Bereich abgebildet. Innerhalb dieses Bereiches ist eine Vielzahl von hellen Stellen erkennbar. Wie die mikroskopischen Aufnahmen in **Tabelle 15** und in **Abbildung 37** zeigen, handelt es sich hierbei um Ablösung der Beschichtung bzw. durch Abtrag der Rauheitsspitzen und damit der Beschichtung hervorgetretene metallische Oberflächen. Die Verschleißerscheinungen sind am An- und Abtrieb unterschiedlich weit fortgeschritten. Am Abtrieb sind auf den Laufspuren großflächig (bis zu  $\frac{3}{4}$  des Umfangs) Bereiche sichtbar, auf denen die Beschichtung schon sehr stark abgetragen ist. Gründe für den höheren Verschleißfortschritt am Abtrieb sind sowohl die höhere spezifische Belastung durch die Anpresskraft als auch die mehr als doppelt so hohe Drehzahl bei der Übersetzung von  $i = 0.47$  und die damit verbundene höhere Lastwechselzahl. Obwohl die Anpresskraft am Antrieb um ca. 50% höher ist als am Abtrieb, zugleich aber aufgrund der Übersetzung ins Schnelle die Länge des Umschlingungsbogens um ein vielfaches kleiner als am Antrieb ist, ist die durchschnittliche spezifische Belastung am Abtrieb höher und daher auch der Verschleißfortschritt.



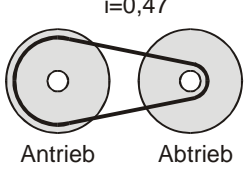




 <p><math>i=0,47</math> Antrieb    Abtrieb</p>	<p>Makroskopische und mikroskopische Verschleißerscheinungen</p>	<p>Ausschnitt der Laufspuren bei 80-facher Vergrößerung</p>
<p>Festscheibe Antrieb</p>	<p>Nicht scharf begrenzte Laufspur; wenige, kleinflächige Ablösungen <math>\varnothing</math> ca. 40 <math>\mu\text{m}</math>, dazu Riefen in Umfangsrichtung; 2 umlaufende Riefen außerhalb der Spur von jeweils 0.2 mm Breite, 0.6 mm Abstand zueinander, die durch Kontakt mit den Bändern hervorgerufen wurden.</p>	
<p>Losscheibe Antrieb</p>	<p>Nur innen scharf begrenzte Laufspur; kleine runde und längliche Ablösungen, Dichte nimmt zum kleineren Radius hin stark zu, dort einige großflächige Ablösungen; 2 umlaufende Riefen außerhalb der Spur.</p>	
<p>Festscheibe Abtrieb</p>	<p>Nicht scharf begrenzte Laufspur; großflächige Ablösungen auf <math>\frac{3}{4}</math> des Umfangs, sonst wenige Ablösungen mit kleinerer Fläche; 2 umlaufende Riefen außerhalb der Spur (hervorgerufen durch 2 Metallbänder).</p>	
<p>Losscheibe Abtrieb</p>	<p>Unterschiedlich deutlich begrenzte Laufspur; viele Ablösungen schon am äußeren Radius, deren Dichte zum kleineren Radius hin noch zunimmt; dort Zusammenschluss zu konzentrischen Streifen.</p>	

Tabelle 15: Verschleißerscheinungen von Variante SGB-2

Es ist anzunehmen, dass sich bei längerer Prüfdauer ein ähnliches Verschleißbild auf der Antriebsseite durch Zusammenschluss der kleinen Ablösungen eingestellt hätte. An dem Foto und dem zugehörigen Messschrieb in **Abbildung 37** und **Abbildung 39** wird deutlich, dass es sich nicht um einen Materialübertrag von dem Umschlingungsmittel auf die Scheiben handelt, da im Tastschnitt keine plateauartige Erhebungen zu erkennen sind.

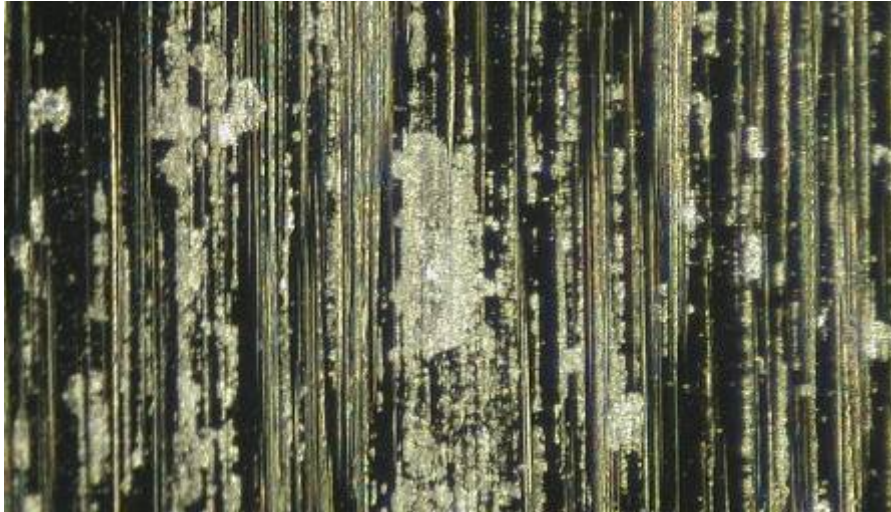


Abbildung 37: Ablösungen der Beschichtung auf der Laufspur der Losscheibe Antrieb

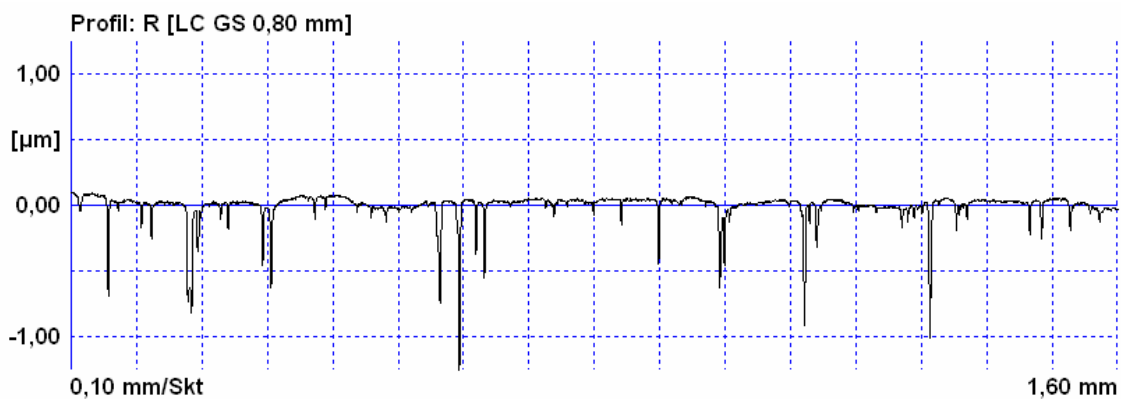


Abbildung 38: Geglättete Oberfläche am Beispiel der Festscheibe Antrieb, SGB-2

### SGB-3 - beschichtet mit WC/C

Die Laufspuren dieser Variante ähneln denen der Variante SGB-2. Auch hier sind die Spuren glänzend, aber weisen auch matte Stellen auf, die auf eine Delamination der Beschichtung hinweisen. Tendenziell ist der Flächenverschleiß der Beschichtung am Antrieb höher, da die spezifische Belastung am Antrieb wegen des kleineren Laufradius bei annähernd gleichen Anpresskräften höher ist.

**Tabelle 16** zeigt typische Verschleißerscheinungen. Die Laufspuren sind unterschiedlich scharf abgegrenzt und erscheinen durch verstärkte Reflexion des Lichts dunkler als die übrige Oberfläche. Im optischen Vergleich weisen alle Scheiben unterschiedlich starke Schädigungen auf. Sie sind besonders auf der Festscheibe Antrieb ausgeprägt. Dort sind großflächige Ablösungen der Beschichtung bis zu 25 mm<sup>2</sup> erkennbar und andere, örtlich begrenzte Bereiche, an denen die Beschichtung stark geschädigt ist [**Abbildung 39**, rechtes Bild]. Weiterhin weist die Antriebsseite die Ablösungen überwiegend auf der äußeren Hälfte der Laufspur auf, während diese am Abtrieb eher gleichmäßig und auf dem gesamten Umfang vorliegen. Am Abtrieb ist die Anzahl der Ablösungen geringer.

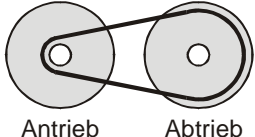

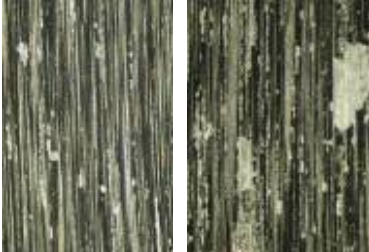


 <p style="text-align: center;"><math>i=2,37</math></p> <p style="text-align: center;">Antrieb      Abtrieb</p>	<p>Makroskopische und mikroskopische Verschleißerscheinungen</p>	<p>Ausschnitt der Laufspuren bei 80-facher Vergrößerung</p>
<p>Festscheibe Antrieb</p>	<p>Unterschiedliches Bild auf dem Umfang: Großflächige Ablösungen ca. 25 mm<sup>2</sup>; kleinere, längliche Ablösungen ca. 2 mm<sup>2</sup>; Bereiche mit wenigen kleinen und runden Ablösungen, die sich überwiegend auf der äußeren Hälfte der Laufspur befinden.</p>	
<p>Losscheibe Antrieb</p>	<p>Unschärf begrenzte Laufspur; wenige kleine, runde und wenige größere, längliche Ablösungen, aufgrund des Abtrags der Rauheitsspitzen.</p>	
<p>Festscheibe Abtrieb</p>	<p>Unschärf begrenzte Laufspur; wenige, kleinflächige Ablösungen; gleiches Bild auf dem gesamten Umfang</p>	
<p>Losscheibe Abtrieb</p>	<p>Am Innenradius scharf begrenzte Laufspur; sehr hell aussehende Laufspur auf dem gesamten Umfang; → gleichmäßiger Abtrag der Beschichtung</p>	

Tabelle 16: Verschleißerscheinungen von Variante SGB-3

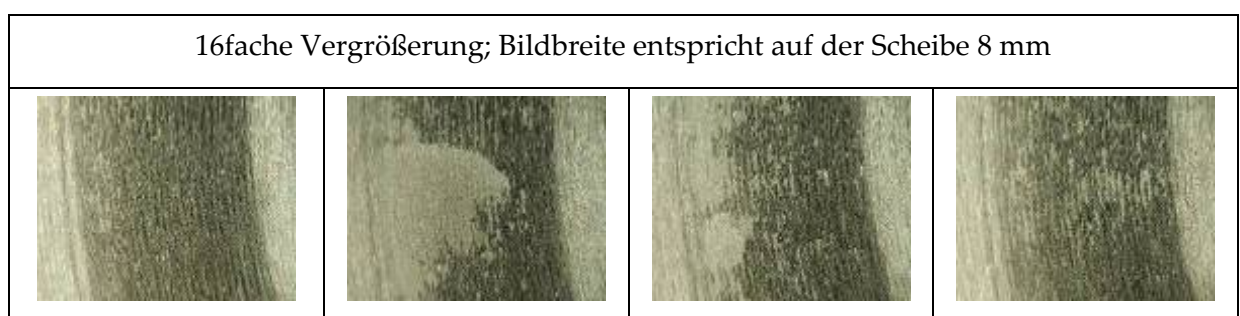


Abbildung 39: Unterschiedlicher Verschleißfortschritt an der Festscheibe Antrieb

**SGB-4 - beschichtet mit TiAlN + WC/C**

Alle vier Scheiben weisen optisch annähernd dieselben Verschleißspuren auf [Tabelle 17]. Auf den Scheiben sind in Laufrichtung längliche hell/dunkel Bereiche zu erkennen. Bei einer hohen Vergrößerung sind viele kleine helle Bereiche sichtbar, die gleichmäßig verteilt sind. Hierbei handelt es sich um Ausbrüche der Beschichtung, die durch Abtrag der Rauheitsspitzen entstanden sind und die metallische Substratoberfläche erkennen lassen.

 <p style="text-align: center;"><math>i=2,37</math></p> <p style="text-align: center;">Antrieb      Abtrieb</p>	<p>Makroskopische und mikroskopische Verschleißerscheinungen</p>	<p>Ausschnitt der Laufspuren (Mikroskopvergrößerung)</p>
<p>Festscheibe / Losscheibe Antrieb / Abtrieb</p>	<p>Gleichmäßig glänzende Oberfläche der Laufspur, die deutlich abgegrenzt ist. Längliche Spuren und hell/dunkel Bereiche erkennbar; kein großflächiger Beschichtungsabtrag erkennbar</p>	
<p>Festscheibe / Losscheibe Antrieb / Abtrieb</p>	<p>Linienförmige hell/dunkel Bereiche kleinste Ausbrüche auf allen Laufradien verteilt (helle Stellen).</p>	

Tabelle 17: Verschleißerscheinungen von Variante SGB-4

**SGB-5 - beschichtet mit TiAlN + WC/C**

Eine deutlich sichtbare Veränderung der Scheibenoberflächen im Vergleich zu den vorherigen Versuchen fand beim Wiederholversuch nicht statt. Die oben beschriebenen hell/dunkel Bereiche auf der Scheibenoberfläche sind nach dem zweiten Lauf ausgeprägter und die Anzahl der Fehlstellen hat ebenfalls zugenommen. Aufgrund der kurzen Versuchszeit beider Versuche ist die Wirkung der unterschiedlichen spezifischen Belastungen zwischen An- und Abtrieb nicht so ausgeprägt wie bei den Versuchsläufen SGB 1-3. Bei beiden Versuchsläufen konnte die Deckschicht aus WC/C nicht die gleiche Verschleiß mindernde Funktion wie bei den Versuchen SGB-2/3 übernehmen.



#### 4.5.4 Verschleißerscheinungen der CVT-Scheiben - WDK-Varianten

##### WDK-1- unbeschichtet

Auf allen Scheiben sind bei der Übersetzung von  $i = 2,37$  auf den Radien deutliche Laufspuren zu erkennen. Auf der Losscheibe am Antrieb kam es zu fortgeschrittener Graufleckigkeit [Tabelle 18, 2. Bild]. Der Bereich ist etwas breiter als die Laufspur und hat eine Länge von ca. 20 mm. Im Tastschnitt wurde eine Tiefe von 20  $\mu\text{m}$  gemessen [Abbildung 40].

 <p><math>i=2,37</math> Antrieb    Abtrieb</p>	Makroskopische und mikroskopische Verschleißerscheinungen	Ausschnitt der Laufspuren (Mikroskopvergrößerung)
Festscheibe Antrieb	Laufspur (4 mm breit) ist deutlich abgegrenzt, hat einen helleren inneren und äußeren Ring, Grübchen von 0,5 - 1 mm Breite sind gleichmäßig auf der Laufspur verteilt	
Losscheibe Antrieb	Wie Festscheibe Antrieb, zusätzlich ist eine fortgeschrittene Graufleckigkeit erkennbar (siehe Tastschnitt, <b>Abbildung 40</b> ).	
Festscheibe/ Losscheibe Abtrieb	Laufspur ist deutlich erkennbar, keine Grübchen auf den Scheiben erkennbar.	

Tabelle 18: Verschleißerscheinungen von Variante WDK-1

Es sind mehrere Grübchen von 0,5 - 1 mm Durchmesser zu erkennen. Der Abtriebscheibensatz zeigt keine Besonderheiten hinsichtlich Grübchen und Graufleckigkeit und das Verschleißbild ist auf beiden Scheiben identisch. Es gilt das gleiche wie beim SGB mit den höheren spezifischen Belastungen und dem hierdurch verursachten höheren Verschleiß am Antrieb.

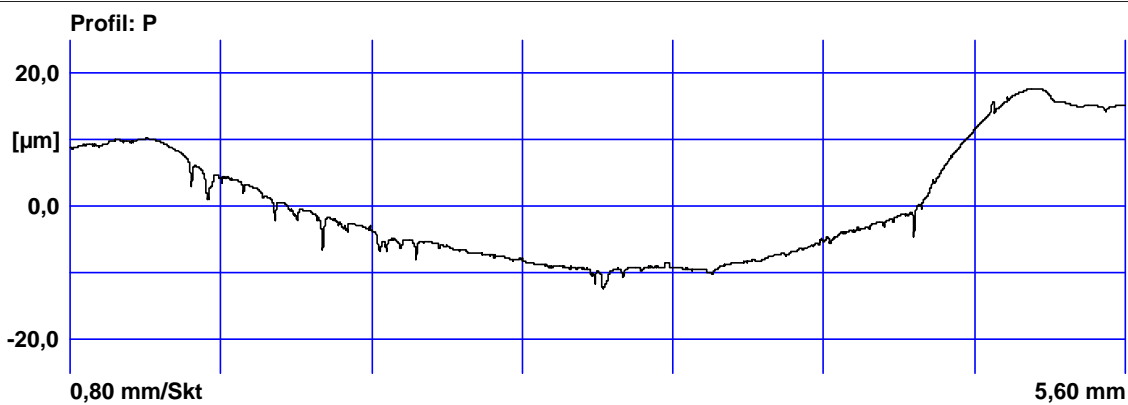


Abbildung 40: Tastschnitt der Losscheibe im Bereich der Graufleckigkeit

#### WDK-2 – beschichtet mit CrC-NiCr

Bei der CrC-NiCr-Beschichtungsvariante sind zwei unterschiedliche Verschleißarten aufgetreten. Zum einen war nach 17 h auf einer Breite von 16 mm die Beschichtung auf dem kleinen Laufradius der Festscheibe der Antriebsscheibe komplett entfernt [Tabelle 19]. Zum anderen trat eine sehr hohe Glättung der Beschichtung in Vergleich zum Ausgangszustand ein.

Die beschriebene Abplatzung hat eine Breite von ungefähr 14 mm und ist somit deutlich breiter als die WDK-Bolzen bzw. als die Laufspuren des Versuchs einer WDK [Abbildung 41]. Der Profilschrieb zeigt, dass die Beschichtung in der gesamten Höhe von 100 µm abge-

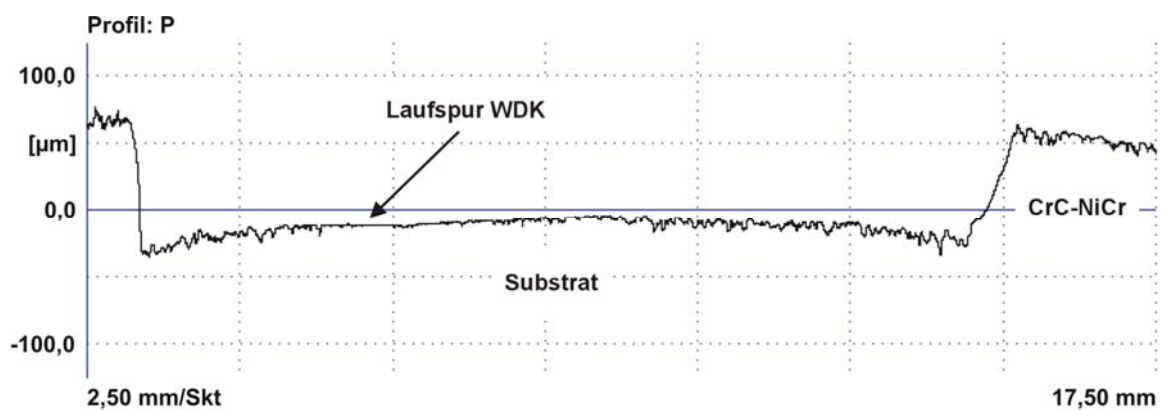


Abbildung 41: Tastschnitt der Laufspur Festscheibe Antrieb - CrC-NiCr

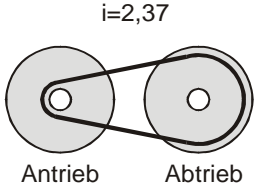


tragen wurde. Des Weiteren ist die Laufspur der WDK gut zu erkennen, da dieser Bereich eine höhere Glättung als die übrige Substratoberfläche aufweist.

Die Spannungen im Bereich zwischen der Beschichtung und dem Substrat waren aufgrund der Normal- und Tangentialkräfte zu hoch, daher löste sich die Beschichtung wegen nicht ausreichender Haftfestigkeit, die überwiegend durch mechanisches Verklammern des Be-

schichtungsmaterials mit dem Substrat entsteht, ab. Abplatzungen auf den anderen Scheiben traten nicht auf.

Die Glättung der Scheiben erfolgte durch Abtrag der Rauheitsspitzen durch das Umschlingungsmittel. Zudem kam es auch zu einem Materialübertrag vom Umschlingungsmittel auf die Scheiben; dies ist in den Bildern deutlich als helle Bereiche erkennbar. Die Oberfläche wurde durch den Materialübertrag allerdings nicht vollständig verschlossen, so dass die anfänglich poröse bzw. offene Struktur erhalten blieb. Dies führte zu einem annähernd konstanten Reibschlussverhalten mit niedrigen Anpresskräften.

Hätte der Materialübertrag die Oberfläche komplett verschlossen, hätte sich das Anpresskraftverhältnis deutlich ändern müssen. Denn der Kontakt zwischen der WDK und den Scheiben entwickelte sich aufgrund des Verschleißes von einem Punktkontakt zu einem Flächenkontakt (vgl. **Kap. 4.5.5**) und somit wäre bei einer geschlossenen Scheibenoberfläche der Schmierstoff nur sehr langsam aus dem Kontakt verdrängt und der Kraftschluss langsamer aufgebaut worden.

 <p><math>i=2,37</math> Antrieb      Abtrieb</p>	<p>Makroskopische und mikroskopische Verschleißerscheinungen</p>	<p>Ausschnitt der Laufspuren (8-fach-Vergrößerung)</p>
<p>Festscheibe Antrieb</p>	<p>Ringförmige Abplatzung auf einer Breite von 14 mm der gesamten Schicht. Laufspur ist der dunklere Ring auf der Scheibenoberfläche. das Substrat ist erkennbar.</p>	
<p>Losscheibe Antrieb</p>	<p>Deutlicher, gleichmäßiger Materialübertrag von der WDK auf die Scheibe (Vergleich rechter innerer Bereich der Scheibe: ursprüngliche Oberfläche). Materialübertrag nicht 100 % der Laufspur abdeckend. hohe Glättung der Scheibe aufgetreten.</p>	



<p>Festscheibe Abtrieb</p>	<p>Wie bei LS Antrieb; gleichmäßiger Materialübertrag (hellere Bereiche: WDK-Werkstoff; dunkle Bereiche: Beschichtung); aber nicht 100 % der Laufspur abdeckend hohe Glättung der Scheibe aufgetreten.</p>	
<p>Losscheibe Abtrieb</p>	<p>Oberfläche entspricht den beiden oberen Scheiben. Auf der gesamten Laufspur sind deutlich Kratzer von bis zu 4 mm Länge im Winkel von 45° zur Laufspur erkennbar.</p>	

Tabelle 19: Verschleißerscheinungen von Variante WDK-2

### WDK-3 beschichtet mit CrN - DLC

Die Verschleißerscheinungen der Scheiben sind zwischen An- und Abtriebsscheibensatz sehr unterschiedlich. Am Antriebsscheibensatz sind auf der Fest- und der Losscheibe im Bereich der Laufspuren mehrere große Fehlstellen der Beschichtung deutlich zu sehen, die fast die gesamte Breite der Laufspur umfassen und eine Länge von 5-8 mm haben [Tabelle 20]. Zusätzlich sind noch mehrere kleine längliche Fehlstellen zu erkennen. Auf dem Abtriebsscheibensatz sind die Laufspuren gut sichtbar und nur mehrere kleine längliche Fehlstellen vorhanden. In **Abbildung 42** ist im Tastschnitt von der antriebsseitigen Festscheibe deutlich zu erkennen, dass die Beschichtung im Bereich der beschriebenen Fehlstellen nicht mehr vorhanden ist. Der Verschleiß ist wiederum am Antrieb höher.

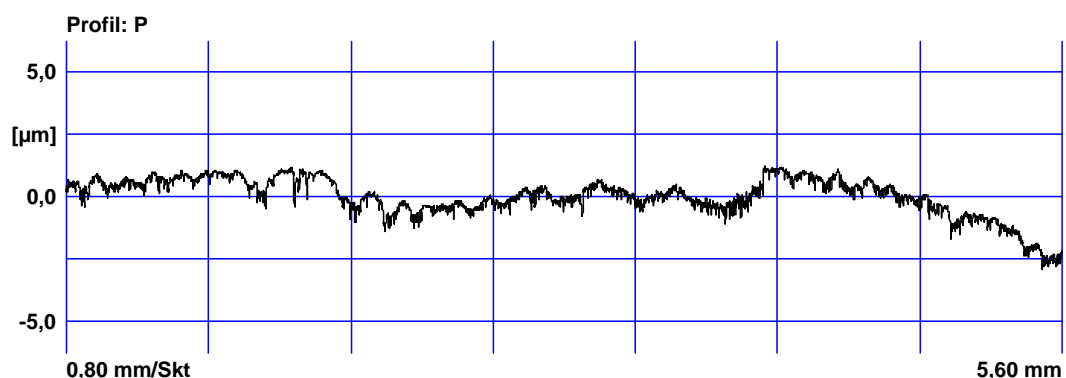


Abbildung 42: Tastschnitt Festscheibe Antrieb WDK 3



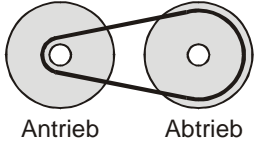


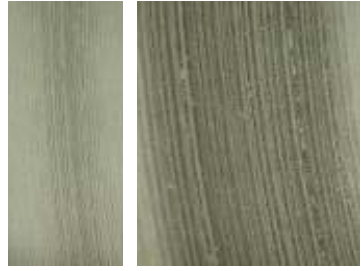
 <p><math>i=2,37</math> Antrieb    Abtrieb</p>	<p>Makroskopische und mikroskopische Verschleißerscheinungen</p>	<p>Ausschnitt der Laufspuren (8-fache Vergrößerung)</p>
<p>Festscheibe Antrieb</p>	<p>Mehrere größere Fehlstellen auf dem Umfang (fast gesamte Breite der Laufspur) Viele schmale längliche Fehlstellen auf der Laufspur</p>	
<p>Losscheibe Antrieb</p>	<p>Eine größere Fehlstelle auf dem Umfang (ungefähr gesamte Breite der Laufspur). Viele schmale längliche Fehlstellen auf der Laufspur.</p>	
<p>Festscheibe / Losscheibe Abtrieb</p>	<p>Laufspuren sind deutlich erkennbar; wenige längliche Fehlstellen der Beschichtung sichtbar . Zusätzl. Losscheibe: kleine schmale länglich Fehlstellen (ca. 2-3 mm lang).</p>	

Tabelle 20: Verschleißerscheinungen von Variante WDK-3

#### WDK-4 - beschichtet mit TiAlN + WC/C

Alle Scheibenoberflächen sehen ähnlich aus. Es sind wieder, wie bei der SGB-Variante, helle/dunkle Stellen im Bereich der Laufradien zu erkennen [Tabelle 17]. Im mittleren Bild sind Ausbrüche bzw. Fehlstellen der Beschichtung gut sichtbar.

Das R-Profil eines Tastschnittes der Fehlstelle ist in **Abbildung 44** dargestellt. Deutlich sind sowohl im linken Bildbereich die Vertiefung als auch im rechten Bereich der Übergang zwischen der Laufspur und der unbenutzten Beschichtung zu erkennen.



Abbildung 43: Oberfläche TiAlN + WC/C von WDK-4 (verschiedene Vergrößerungen)

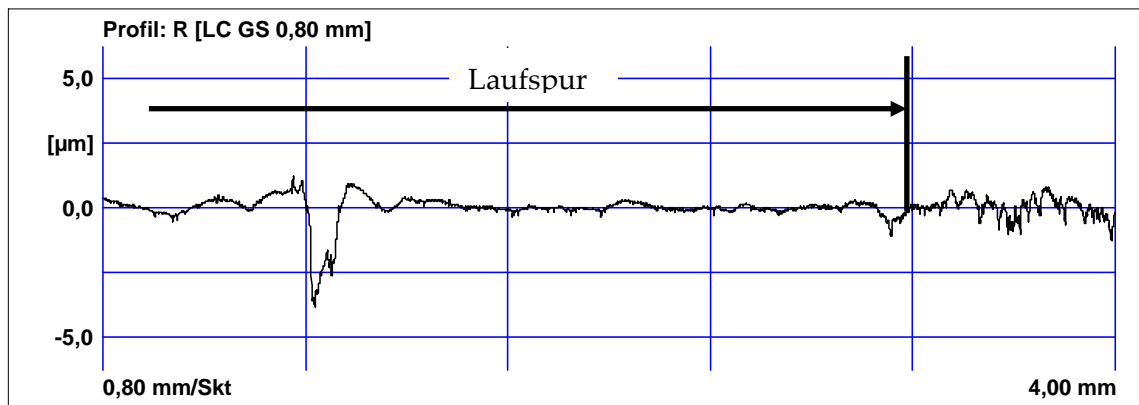


Abbildung 44: R-Profil - Oberfläche TiAlN + WC/C von WDK-4

#### 4.5.5 Verschleißerscheinungen der Umschlingungsmittel

Die Oberflächenveränderungen der Umschlingungsmittel an den Kontaktstellen mit den Scheiben infolge der Versuche sind sehr unterschiedlich. Sie reichen sowohl beim SGB als auch bei der WDK von geringem Verschleiß bis hin zu Beschädigungen der Flanken bzw. hohem Materialabtrag an den Flanken. Der geringste bzw. gleichmäßigste Verschleiß trat beim SGB mit der WC/C-Beschichtung bzw. bei der WDK bei der unbeschichteten Variante auf.

Bei der unbeschichteten SGB-Variante ist die Riffelung der Schubglieder aufgrund eines Bedienungsfehler bei der Übersetzung  $i = 1$  am Ende der Versuchszeit beschädigt worden. Infolge dessen kam es zu einem kurzzeitigen Durchrutschen und somit zum Fressen. Ein Materialübertrag vom SGB auf die Scheiben ist bei den Laufradien bei  $i = 1$  aufgetreten. Ohne diesen Fehler wäre die Riffelung bis auf einen normalen Einlaufverschleiß noch vorhanden gewesen [47].

Im Gegensatz dazu ist bei den beiden Varianten mit der WC/C-Beschichtung ein gleichmäßiger Abtrag der Riffelung aufgetreten. In **Abbildung 45** sind Tastschnitte eines Schubgliedes vom Versuch SGB-2 vor und nach dem Versuch übereinander abgebildet. Sie zeigt, dass die Spitzen der Riffelung gleichmäßig plateauförmig um den Betrag von ca.  $10 \mu\text{m}$  d.h. auf ca.

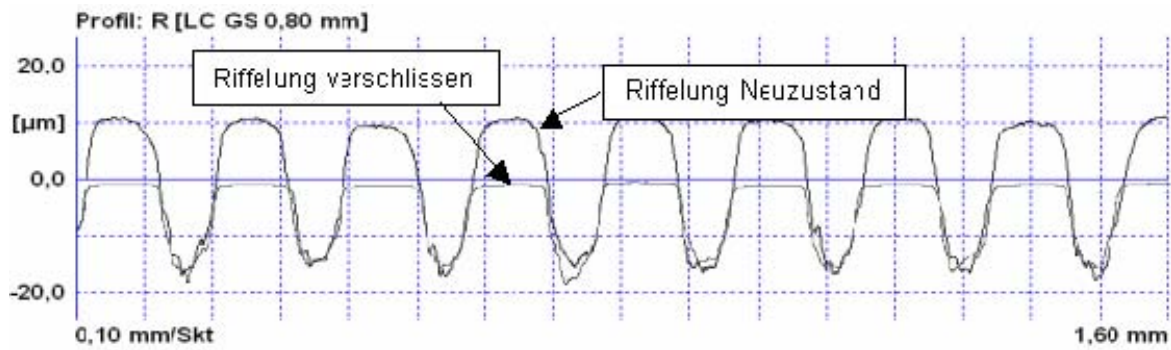


Abbildung 45: Tastschnitte des Neu- und Gebrauchszustandes an einem Schubglied der Variante SGB-2

2/3 der ursprünglichen Höhe abgeflacht sind. Bei den Schubgliedern von SGB-3 sind die Verschleißbeträge in der gleichen Größenordnung. In diesen beiden Versuchen konnte nach Versuchsende jeweils ein gleichmäßiger Materialübertrag von der WC/C-Beschichtung auf die Schubglieder festgestellt werden.

Im Gegensatz zu dem gleichmäßigen Materialabtrag bei den Schubgliedern bei der WC/C-Beschichtung ist die Riffelung aller Schubglieder beim Einsatz der TiAlN+WC/C-Beschichtung während der sehr kurzen Versuchszeit abrasiv entfernt worden. Bei der Wiederholung mit einem neuen SGB auf den gleichen Laufspuren zeigte sich ebenfalls ein schneller Verschleiß an den Flanken. Die WC/C-Deckschicht hat anscheinend nicht die gleiche verschleißreduzierende Eigenschaft wie bei den Versuchen SGB-2 und SGB-3 und wurde zu schnell entfernt, so dass das TiAlN, das eine sehr hohe Härte im Vergleich zum WC/C besitzt, den hohen Verschleiß verursachte.

Bilder und eine Beschreibung des jeweiligen Verschleißes für die untersuchten SGB-Varianten sind in **Tabelle 21** dargestellt. Aufgrund der ähnlichen Verschleißerscheinungen sind die Varianten SGB-2 und SGB-3 bzw. SGB-4 und SGB-5 zusammengefasst.

Bei den Wiegedruckstücken ergibt sich ein ähnliches Bild wie bei den Schubgliedern. An der Variante WDK-1 ist die Originalstruktur der Bolzen sehr deutlich erkennbar. Die eigentlichen Kontaktzonen der Bolzen zur Scheibe weisen eine leichte Graufleckigkeit auf [**Tabelle 22**]. Eine messbare Längenänderung fand nicht statt und die Kontaktzonen sind auf beiden Bolzenseiten annähernd identisch. Ein besonderer Einfluss der beschriebenen Graufleckigkeit an der einen Antriebsscheibe auf die Wiegedruckstücke konnte bei einer mikroskopischen Untersuchung nicht festgestellt werden.


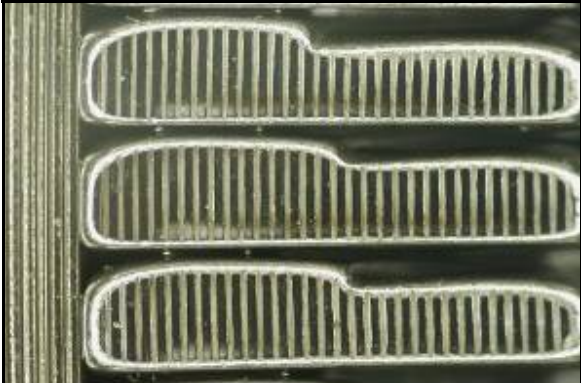
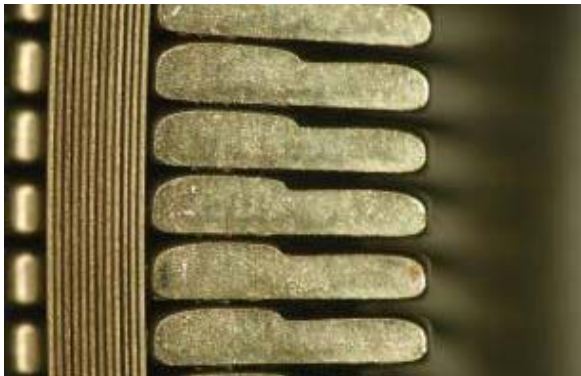
Variante	Beschreibung	Flanken der Umschlingungsmittel
SGB-1	Starke Schäden an allen Segmenten aufgrund einer Fehlbedienung am Ende der Versuchszeit bei $i = 1$ . Die Riffelung ist nur noch im unteren Bereich erhalten.	
SGB-2 SGB-3	Bei beiden SGB zeigt sich ein ähnlicher plateauförmiger und gleichmäßiger Abtrag der Riffelung um ca. 35 % (siehe Tastschnitt). Der Beschichtungsübertrag auf die Flanken ist gut sichtbar.	
SGB-4 SGB-5	Die Riffelung der Schubglieder ist bei beiden Versuchen sehr schnell komplett entfernt worden (Längenverschleiß $> 40\mu\text{m}$ ). Die Oberflächen sind stark geglättet.	

Tabelle 21: Verschleißerscheinungen der Schubglieder

Im Gegensatz dazu ist beim Einsatz der beiden anderen Beschichtungen der Verschleiß der Wiegedruckstücke sehr hoch. Bei der CrC-NiCr-Beschichtung ist die Längenänderung nach fast über 16 h so weit fortgeschritten, dass der Sicherungsbolzen auf den Wiegedruckstücken, der ca. 2 - 3 mm vom Rand entfernt ist, ebenfalls schon Verschleißspuren aufweist [Tabelle 22]. Der Verschleiß bei der WDK-3 und WDK-4 ist ebenfalls sehr hoch, so dass die Versuche nach 1.5 h bzw. nach weniger als 1 h abgebrochen wurden.


Variante	Beschreibung	Flanken der Umschlingungsmittel
WDK-1	An der Wiegedruckstückkette kann die Originalstruktur der Bolzen erkannt werden. Die Kontaktzonen zur Scheiben sind an den Bolzen deutlich als graue Flecken zu identifizieren. Ein messbarer Längenschleiß hat nicht stattgefunden.	
WDK-2	Die Originalstruktur ist nicht mehr erkennbar. Durch Materialübertrag auf die Scheiben ist es zu einem hohen Verschleiß und zu einer sichtbaren Längenänderung der Bolzen gekommen. Die Oberflächen der Bolzen sind sehr geglättet. Der Punktkontakt hat sich zu einem breiten Flächenkontakt verändert.	
WDK-3 WDK-4	Bei beiden Varianten sind ähnliche Verschleißerscheinungen aufgetreten. Die Originaloberfläche ist am linken Bolzen erkennbar. Hohe Glättung bei entstandenem Flächenkontakt. Die Längenänderung ist nicht so hoch wie bei WDK-2 (deutlich verkürzte Versuchsdauer).	

Tabelle 22: Verschleiß der Wiegedruckstücke



#### 4.5.6 Veränderungen der Oberflächenkennwerte

Die un- und beschichteten Scheibenoberflächen wurden vor und nach den Versuchen mittels Tastschnitt vermessen, um Aussagen über die Oberflächenveränderungen zu erhalten. Für die Bewertung sollen folgende Kennwerte, die sich aus der Abbott-Kurve ableiten, herangezogen werden:

- $R_{pk}$  - reduzierte Spitzenhöhe
- $R_{vk}$  - reduzierte Riefentiefe
- $R_k$  - Kernrautiefe
- $M_{r1}$  - Materialanteil 1; Anteil der Spitzen am Rauheitsprofil
- $M_{r2}$  - Materialanteil 2; Anteil der Riefen am Rauheitsprofil

Die vollständigen Ergebnisse der Tastschnitte und zusätzlich die Werte für den arithmetischen Mittenrauwert  $R_a$  sowie der gemittelten Rautiefe  $R_z$  sind in **Tabelle 25** bis **Tabelle 33** im Anhang zusammengefasst. In den folgenden Abbildungen sind die prozentualen Veränderungen jeder Laufspur nach den Versuchen jeweils bezogen auf die Anfangswerte abgebildet.

##### **SGB 1 - 5**

**Abbildung 46** stellt die prozentualen Veränderungen der angegebenen Kennwerte für die unbeschichtete SGB und für die zwei mit WC/C beschichteten Varianten in jeweils zwei Diagrammen dar. Bei der unbeschichteten Variante sind die Veränderungen bei den Materialanteilen  $M_{r1}$  und  $M_{r2}$  zwischen An- und Abtrieb unterschiedlich. Am Antrieb verringert sich  $M_{r1}$  an der Fest- und Losscheibe zwischen 28 und 43 % und am Abtrieb um 5 - 8 %. Im Gegensatz dazu liegen die Veränderungen für  $M_{r2}$  bei allen Scheibensätzen zwischen +2 und -5 %. Die Werte für die reduzierte Spitzenhöhe und die Kernrautiefe reduzieren sich bis auf die Losscheibe am Antrieb gleichmäßig zwischen 19 und 44 %. Bei der Losscheibe liegen die Veränderungen für  $R_k$  bei -20 % und bei  $R_{pk}$  bei knapp -60 %.

Die Werte für die reduzierte Riefentiefe haben sich deutlich weniger verringert. Dies bedeutet für die unbeschichtete Variante, dass sowohl durch Verkleinerung des Materialanteils der Rauheitsspitzen sowie durch deren verringerte Höhe als auch durch die Abnahme der Kernrautiefe das Profil der Laufspur sich zu einem Plateau verändert hat.

Für die mit WC/C beschichteten Scheiben ergeben sich nach den Versuchsläufen ähnliche plateauförmige Charakteristiken der Laufspuren. In beiden Fällen sind die Werte von  $R_k$  und  $R_{pk}$  auf allen Laufspuren um bis zu 80 % gesunken. Die Veränderungen bei der reduzierten Riefentiefe liegen hingegen zwischen +15 und -33 % und beide Materialanteile sind für alle

Scheiben kleiner geworden.  $M_{R1}$  hat sich zwischen 4 und fast 50 % geändert und die Veränderungen bei  $M_{R2}$  liegen bei maximal 13 %.

Die prozentualen Veränderungen der mit TiAlN+WC/C beschichteten Varianten SGB-4 und dem Wiederholversuch SGB-5 sind in **Abbildung 47** dargestellt. Die Veränderungen der Materialanteile sind beim ersten Versuch qualitativ identisch mit den Veränderungen der Variante SGB-3.  $M_{R1}$  verringert sich zwischen 18 und 54 % und  $M_{R2}$  um bis zu 10 %. Die Veränderungen der Rauheitswerte sind prozentual deutlich höher als bei SGB-3 und liegen für die reduzierte Spitzenhöhe und die Kernrautiefe zwischen 83 und 93 % und bei  $R_{vk}$  im Durchschnitt bei über 40 %.

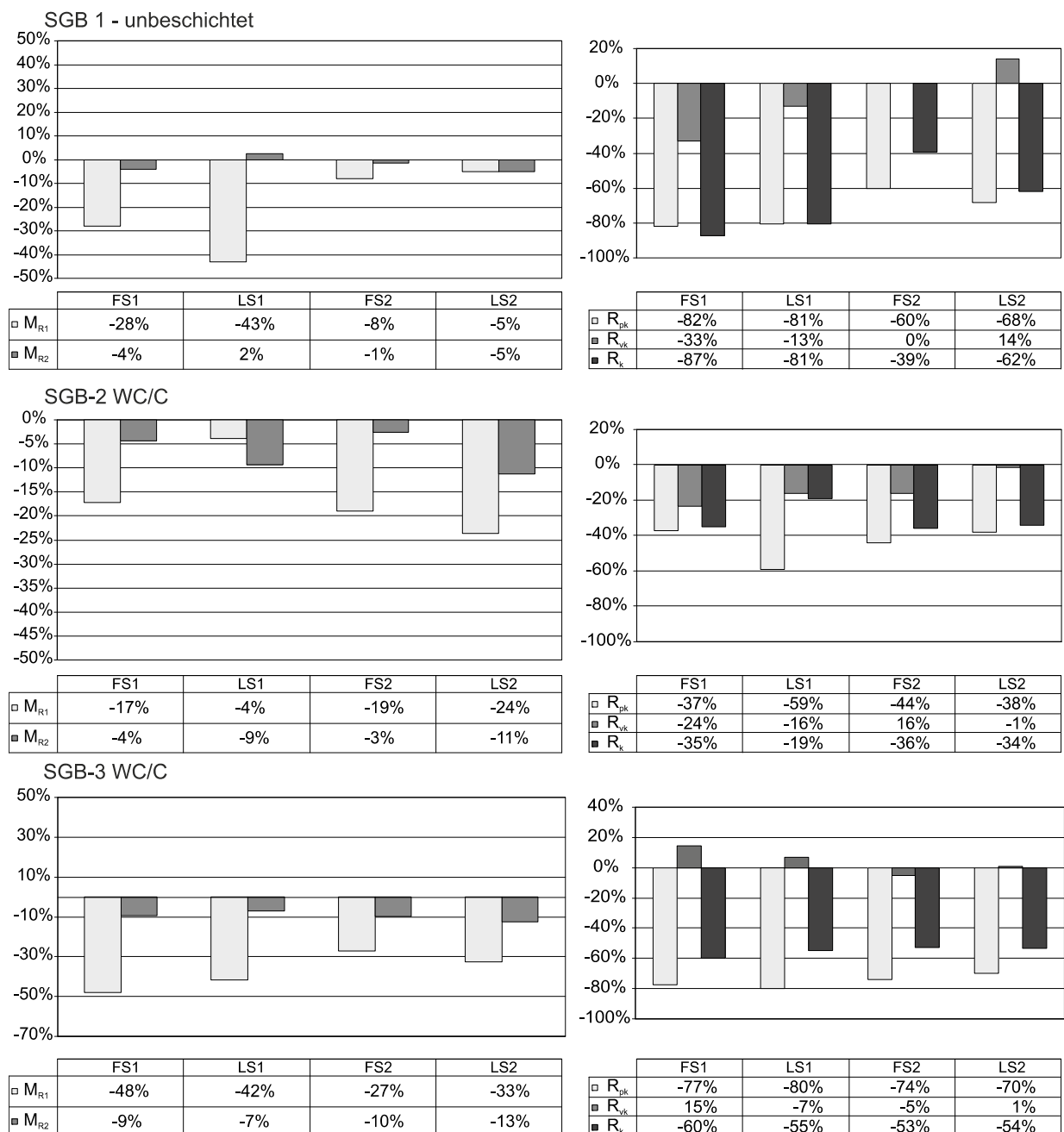


Abbildung 46: prozentuale Veränderung der Rauheitswerte von SGB-1 bis SGB-3

Beim Wiederholversuch (SGB-5) sind die Veränderungen sowohl zwischen Fest- und Losscheiben als auch zwischen den Scheibensätzen uneinheitlich. Im Gegensatz zu den bisherigen Messergebnissen sind die Materialanteile  $M_{R1}$  der Fest- und Losscheibe am Abtrieb um 137 % bzw. um 275 % gestiegen. Am Antrieb sind die Werte um 51 % gefallen bzw. um 9 % gestiegen. Mit diesen vier Ergebnissen korrespondieren die Werte von  $R_{pk}$ , die sich am Abtrieb prozentual mehr als verdoppeln. Am Antrieb ergab sich sowohl eine Änderung um +17 % als auch um -80 %. Sämtliche übrigen Rauheitswerte sind nach Versuchsende geringer.

Bei der Bewertung der Versuche SGB-4 und SGB-5 muss gerade im Vergleich mit den ersten Versuchen die deutlich kürzere Versuchsdauer mit berücksichtigt werden. Bei SGB-1 bis SGB-3 liegt die Versuchsdauer jeweils deutlich über vierzig Stunden und die Auswertung der Versuchsteile ergab, dass jeweils eine höhere Versuchsdauer möglich gewesen wäre. Im Gegensatz hierzu liegen die beiden Versuchszeiten mit der TiAlNi - WC/C Beschichtung bei SGB-4 inklusive  $\zeta_{max}$ -Versuch und dem Versuchslauf bei nur knapp drei Stunden und beim Wiederholversuch unter einer Stunde.

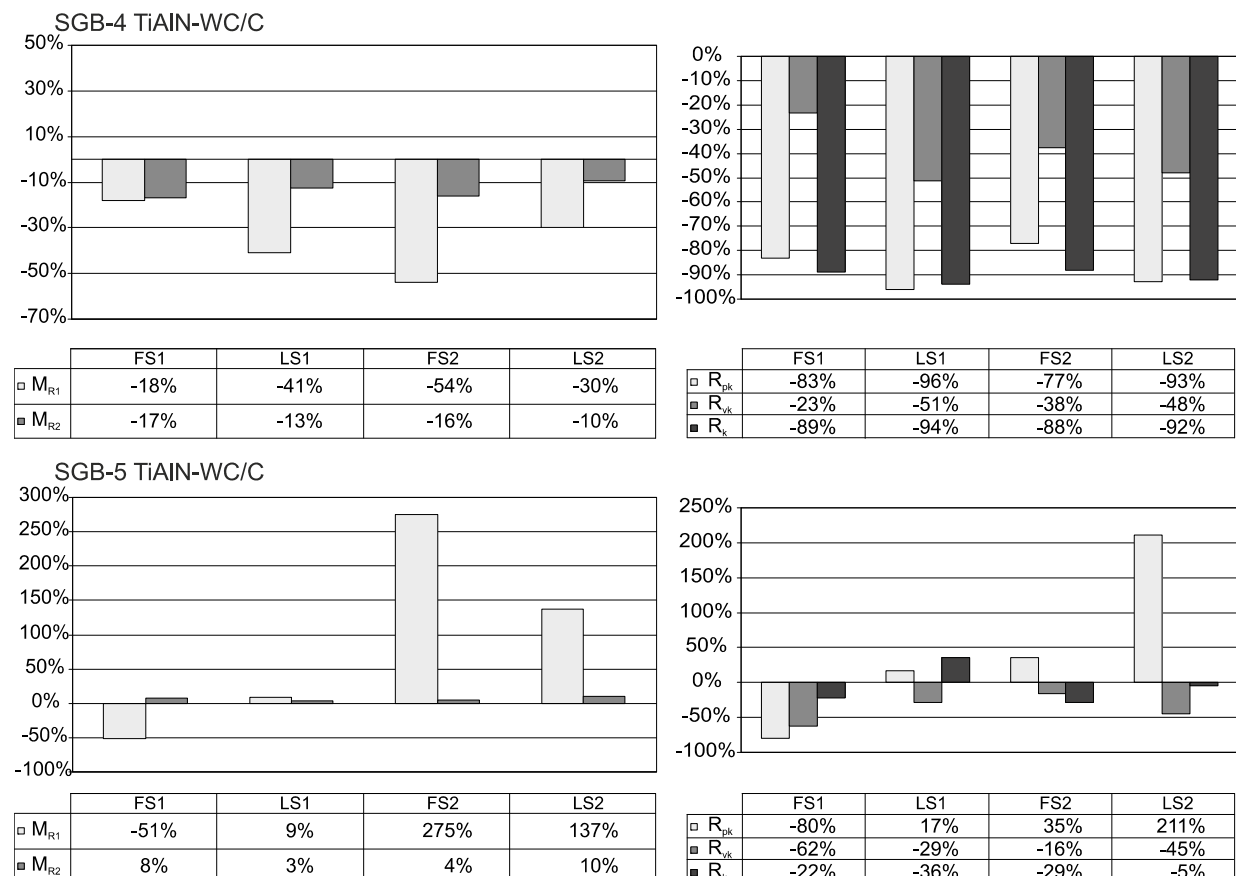


Abbildung 47: prozentuale Veränderung der Rauheitswerte von SGB-4 und SGB-5



WDK 1 – 4

Bei den vier Versuchsläufen mit der WDK stellen sich die Veränderungen der Oberflächenkennwerte ebenfalls unterschiedlich dar. Es traten sowohl geringe als auch hohe prozentuale Veränderungen der beiden Materialanteile auf. Bei der Bewertung müssen wieder die unterschiedlichen Versuchszeiten aufgrund des unterschiedlichen Verschleiß- und Betriebsverhaltens mit berücksichtigt werden, die bei der unbeschichteten bei über 65 h, bei der CrC-NiCr Beschichtung bei 4 - 17.5 h und bei den anderen Beschichtungen jeweils bei knapp einer Stunde lagen. Zudem gab es auch hohe Unterschiede in den absoluten Rauheitswerten zu Beginn der Versuche, die gerade bei der Flammstritzschicht z.B. bei der mittleren Kernrautiefe im Mittel bei  $R_k = 12.9 \mu\text{m}$  liegt und somit fast zwanzigmal höher ist als der Durchschnittswert der unbeschichteten Stahlscheiben ( $R_k = 0.68 \mu\text{m}$ ; s. Anhang).

Die Änderungen der unbeschichteten Variante bei den Materialanteilen sind im Mittel sehr gering und bei den Rauheitsmessgrößen liegen die Veränderungen zwischen 37 und 83 %, wobei die Differenzen bei  $R_{vk}$  bis auf eine Ausnahme immer geringer ausgefallen sind [Abbildung 48]. Im Vergleich mit der Variante SGB-1 sind die Veränderungen höher, wobei die Absolutwerte beider Varianten zu Beginn von derselben Größenordnung sind. Dies ist zum einen auf die um ca. 1/3 längere Versuchszeit und zum anderen auf die erhöhte Flächenpressung aufgrund der kleineren Kontaktfläche zwischen Wiedruckstücken und Kegelscheiben zurückzuführen.

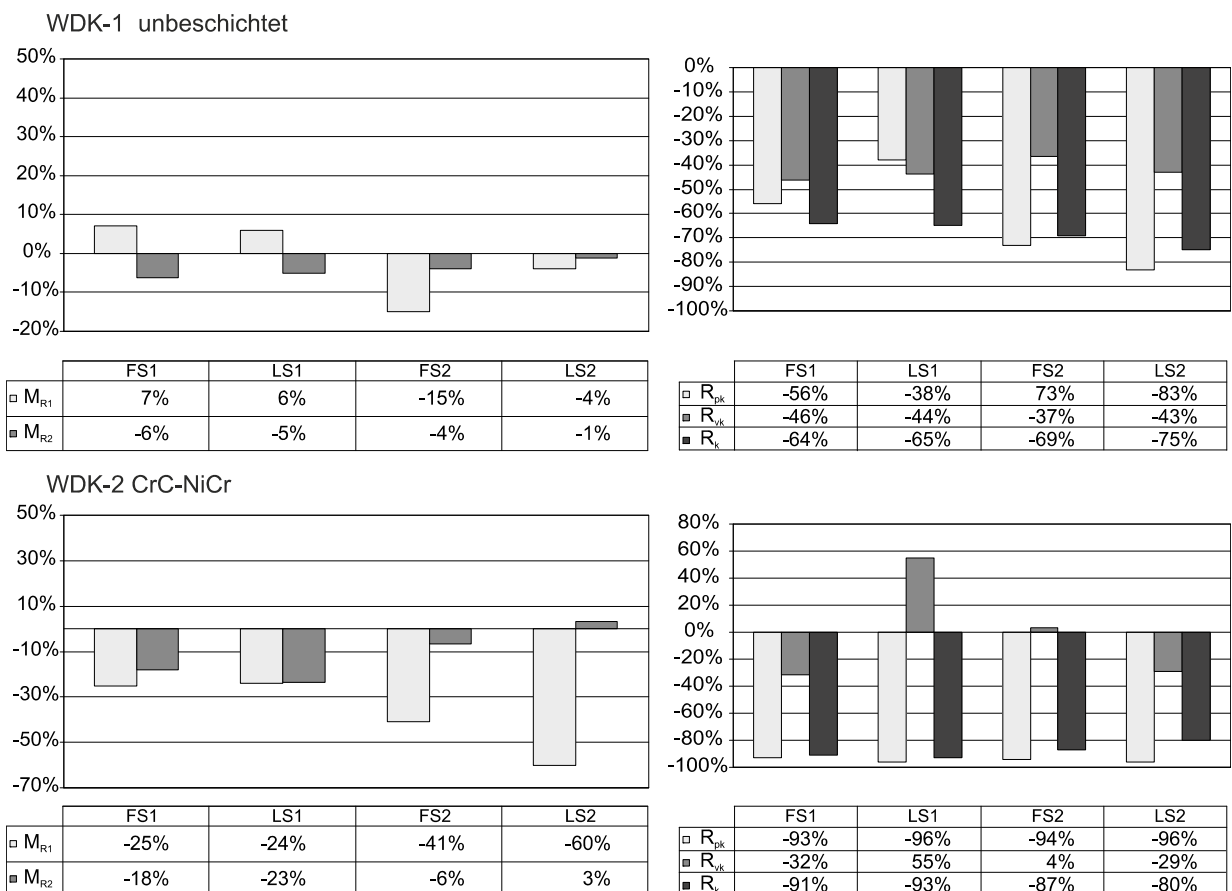


Abbildung 48: prozentuale Veränderung der Rauheitswerte von WDK-1 und WDK-2

Die Oberflächen der flammgespritzten Scheiben wurden durch die erste Kette schon deutlich geglättet und anschließend erneut vermessen. Bezogen auf diese erneuten Messungen setzte sich die Reduzierung vor allem beim Materialanteil  $M_{R1}$  sowie und bei der reduzierten Spitzenhöhe und der Kernrautiefe fort. Die poröse Oberflächenstruktur ist trotz des Materialübertrags vom Umschlingungsmittel erhalten geblieben, da sich die reduzierte Riefentiefe deutlich geringer geändert hat.

Die WDK-3 und WDK-4 Varianten zeigen trotz ihrer jeweils kurzen Versuchsdauer ein unterschiedliches Bild bei den Veränderungen der Scheibenoberflächen. Bei der CrN-Beschichtung wurden die Rauheitsspitzen so stark geglättet wie bei keiner anderen Beschichtung. Dies spiegelt sich in den hohen Veränderungen der  $R_K$ -Werte und der Materialanteile  $M_{R1}$  wider. Die Veränderung der Rauheitswerte der TiAlN-Beschichtung entspricht der SGB-4 Variante. Der Unterschied liegt in der Erhöhung von  $M_{R1}$  bei drei Laufspuren [Abbildung 49].

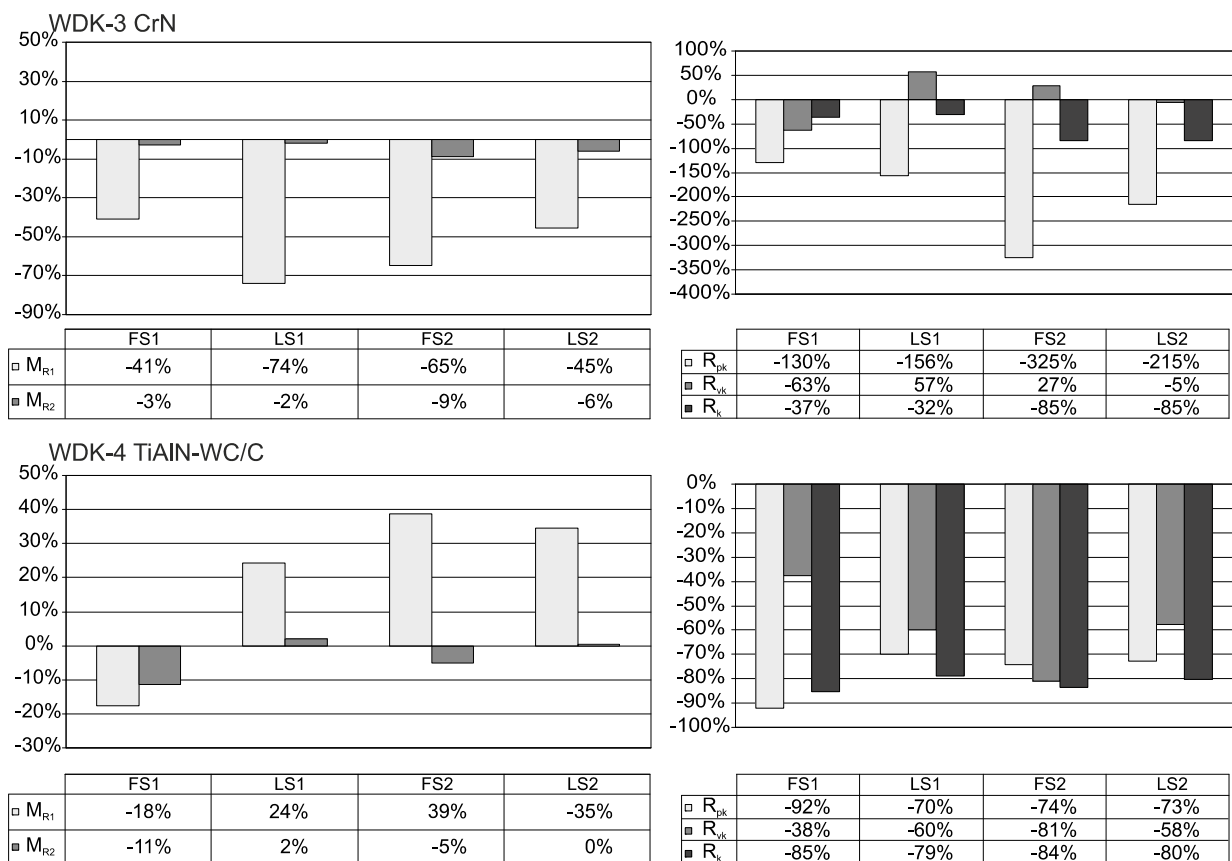


Abbildung 49: prozentuale Veränderung der Rauheitswerte von WDK-3 und WDK-4

#### 4.6 Bewertung der experimentellen Untersuchungen

Die Versuchsergebnisse weisen beginnend bei den notwendigen Anpresskräften, über das Betriebsverhalten und die Versuchsdauer bis hin zu den Verschleißerscheinungen ein sehr unterschiedliches Reibungs- und Verschleißverhalten auf, das im Folgenden abschließend bewertet werden soll. In **Tabelle 23** und **Tabelle 24** sind die Ergebnisse für die SGB- und die WDK-Versuche bzgl. Wirkungsgrad,  $\zeta$ -Verlauf, Anpresskraftverhältnis bezogen auf die unbeschichteten Varianten, Laufzeit sowie die Oberflächenveränderungen der Scheiben und Umschlingungsmittel zusammengefasst und mit einer Bewertung versehen (++ , + , 0 , - , --).

Bei beiden unbeschichteten Varianten, die als Vergleichsbasis dienen, sind die Veränderungen im Betriebsverhalten (Wirkungsgrad und  $\zeta$ -Verlauf) verhältnismäßig gering. Andererseits zeigt sich an den Verschleißerscheinungen zumindest am Umschlingungsmittel von SGB-1 wie auch an den Scheiben von WDK-1 und SGB-1, dass die Verschleißfestigkeit nicht ausreichend hoch ist. Zum einen trat Fressen am SGB auf und zum anderen kam es zu Grübchenbildung und Graufleckigkeit an den WDK- und SGB-Scheiben. Dies zeigt, dass die in **Kapitel 3.6** genannten Anforderungen richtig und noch nicht hinreichend erfüllt sind.

	SGB-1 unbeschichtet		SGB-2/3 WC/C		SGB-4/5 TiAlN+WC/C	
Wirkungsgrad %	~ 92.5	+	~ 89 -90	0	keine Werte	/
$\zeta$ -Verlauf -	~ konst.	++	hohe Schwankungen	--	keine Werte	/
Anpresskraftverhältnis - $F_{2, \text{besch}}/F_{2, \text{unbesch.}}$	1		0.82-1.34	-	0.92-0.96	+
Laufzeit h	46	++	44	++	< 2h	--
Oberfl./Beschichtung -	leichte Graufleckigk., Fressenspuren (i=1)	0	Abplatzer, Beschichtung z.T. entfernt	-	Glättung, Fehlstellen	0
Umschlingungsmittel -	Fressen	-	Glättung, Beschichtungsübertrag	0	hoher Verschleiß	--

**Tabelle 23: Zusammenfassung SGB-Versuche**

Das Betriebsverhalten der Versuche mit der WC/C Beschichtung unterscheidet sich deutlich von der unbeschichteten SGB-Variante. Die notwendigen Anpresskräfte sind übersetzungsabhängig, da bei der Übersetzung ins Schnelle die notwendige Anpresskraft erhöht werden musste und bei der Übersetzung ins Langsame eine Reduzierung möglich war. Bei den anschließenden Versuchsläufen traten bei beiden Übersetzungen hohe Schwankungen der antriebsseitigen Anpresskraft über der Zeit auf. Diese Veränderungen betragen bis zu 3 kN bzw. bis zu ca. 10% der Anpresskraft. Ein solches Betriebsverhalten ist für eine einwandfreie Funktionsweise (vgl. **Kapitel 3.6**) nicht akzeptabel und würde in einem Fahrzeuggetriebe zu Problemen bei der elektronischen Übersetzung- bzw. Anpressregelung führen. Als Ursache für beide Erscheinungen kann der Beschichtungsübertrag von den Scheiben auf die Flanken der Schubglieder angesehen werden, der dazu führte, dass es keinen Stahl-WC/C Kontakt

mehr gab, sondern einen reinen WC/C-Kontakt, der zu einer permanenten Reibwertänderung bzw. zu einer permanenten Änderung des Kraftschlussverhaltens über der Zeit führte.

	WDK-1 unbeschichtet		WDK-2 CrC-NiCr		WDK-3 CrN		WDK-4 TiAlN+WC/C		
Wirkungsgrad	%	< 96	+	< 96.3	+	< 95	+	~ 95.5	+
ζ-Verlauf	-	kontinuierl. steigend	0	kontinuierl. steigend	0	hoher Abfall	--	hoher Abfall	--
Anpresskraftverhältnis F <sub>2,besch</sub> /F <sub>2, unbesch.</sub>	-	1		0.755	++	1.31	--	1.08	0
Laufzeit	h	>60	++	~ 17	--	< 1	--	<3	--
Oberfl./Beschichtung	-	leichte Graufleckigk.	0	Materialanhaftung, Abplatzer	-	Abplatzer	-	Glättung, Fehlstellen	-
Umschlingungsmittel	-	wenig Verschleiß	++	hoher Verschleiß	--	hoher Verschleiß	--	hoher Verschleiß	--

**Tabelle 24: Zusammenfassung WDK-Versuche**

Im Gegensatz dazu sind die Verläufe der Anpresskräfte sowie des Wirkungsgrades bei der unbeschichteten Variante konstant. Der Beschichtungsabtrag der WC/C Beschichtung nach 44 h Versuchsdauer ist ebenfalls negativ zu bewerten, da Beschichtungspartikel die Funktion der hydraulischen Komponenten in einem Fahrzeuggetriebe in einem hohen Maße beeinträchtigen können. Die Beschichtung weist aber noch Reserven für eine etwas längere Versuchszeit auf. Des Weiteren ist der Wirkungsgrad der unbeschichteten Variante aufgrund der geringeren Anpresskräfte mit einer Differenz von 2-3% deutlich höher.

Materialübertrag trat auch bei der WDK und der CrC-NiCr-Beschichtung auf. Durch abrasiven Verschleiß kam es jedoch zu einem Materialübertrag vom Umschlingungsmittel auf die Scheiben. Dies hatte aber nicht so einen hohen Einfluss auf das Betriebsverhalten bzw. das Kraftschlussverhalten wie der Materialübertrag der WC/C Beschichtung. Wegen der sehr rauen und harten Oberfläche wurde das weichere Kettenmaterial abgetragen; dies führte zum einen zu einer Glättung der Scheiben durch Abtrag der Beschichtungsspitzen und zum anderen sorgte das an den Scheiben anhaftende Kettenmaterial für einen reinen Metallkontakt gleicher Härte, so dass der anfängliche hohe Kettenverschleiß geringer wurde.

Die poröse Struktur der Beschichtung blieb ebenfalls erhalten und der Schmierstoff konnte weiterhin schnell aus dem Kontakt verdrängt werden. Der Wirkungsgrad liegt im Mittel bei 96 % und so auf demselben Niveau wie die unbeschichtete Referenz. Aufgrund der reduzierten Anpresskräfte und der hierdurch geringeren Scheiben- und Wellenverformungen hätte sich eigentlich ein höherer Wirkungsgrad einstellen müssen. Anscheinend sind die Kettenverluste im Kontakt Scheibe/Umschlingungsmittel und zwischen den Wiegedruckstücken

höher als bei der unbeschichteten Variante. Dadurch wird der Wirkungsgradgewinn wieder kompensiert.

Bei den Laufzeiten der WDK-Versuche gibt es deutliche Unterschiede. Bei allen Beschichtungen begrenzt der hohe Verschleiß der Umschlingungsmittel die Laufzeit. Hingegen zeigt die WDK der unbeschichteten Scheiben noch keine Spuren von Verschleiß, so dass deren Laufzeitreserven weiterhin sehr hoch sind. Wäre der Versuch fortgesetzt worden, wäre der Verschleiß der Scheiben der begrenzende Faktor geworden.

Die beiden Beschichtungen CrN und TiAlN+WC/C (WDK-, SGB-Versuche) zeigen bei den notwendigen Anpresskräften unterschiedliches Verhalten, da diese bei der CrN-Beschichtung deutlich angehoben werden mussten und bei TiAlN+WC/C bei  $\pm 8\%$  der Vorgaben lag. Aber bei beiden sind sowohl beim Betriebsverhalten hohe Veränderungen als auch beim Verschleiß der Umschlingungsmittel hohe Werte schon nach kurzer Versuchszeit eingetreten.

Die Versuchsergebnisse zeigen, dass die ausgewählten Beschichtungen nach heutigem Stand im tribologisch hoch beanspruchten Kontakt eines Umschlingungsmittelvariators noch nicht die Anforderungen u.a. bzgl. Verbesserung des Verschleißverhaltens und Erhöhung des Wirkungsgrades im vollen Umfang erfüllen können. Einzelne Anforderungen z.B. die Reduzierung der Fressneigung oder die Reduzierung der notwendigen Anpresskraft bzw. Erhöhung des Reibwertes können schon von einzelnen Beschichtungen erfüllt werden. Dieser jeweils eine Vorteil wird aber durch einen zu hohen Verschleiß oder durch eine zu hohe notwendige Anpresskraft wieder aufgehoben.

Für zukünftige Weiterentwicklungen auf diesem Gebiet können folgende Punkte als Ansatz dienen:

- Modifikation der Oberflächen / des Substrats vor dem Beschichten,
- Strukturierung der beschichteten- und unbeschichteten Oberflächen,
- Verbesserung der Beschichtungseigenschaften,
- Verbesserung der Haftung der Beschichtung auf dem Substrat,
- Optimierung des tribologischen Systems Schmierstoff–Umschlingungsmittel–Scheibenoberfläche.

Die Versuche zeigen eine zum Teil deutliche Glättung der Scheibenoberfläche bzw. eine Reduzierung der Rauheitsspitzen und Verschiebung des Materialtraganteils zu einer plateau-förmigen Oberfläche. Gleichzeitig öffnet ein Abtrag der Rauheitsspitzen die Beschichtung an dieser Stelle und eine weitere Schädigung der Beschichtung kann sich hier fortsetzen. Wird

die Scheibenoberfläche vor dem Beschichten bearbeitet, so dass sie einen hohen Materialanteil  $M_{R1}$  erhält, kann dieser Schädigungsmechanismus deutlich reduziert, eventuell sogar vermieden werden.

Zur Verbesserung des Kraftschlussverhaltens durch schnellere Verdrängung des Schmierstoffes aus dem Kontakt Scheibe/Umschlingungsmittel kann die Oberfläche vor oder nach dem Beschichtungsprozess strukturiert werden, um einen ähnlichen Effekt wie bei der CrC-NiCr-Beschichtung bzw. wie durch die Riffelung der Schubgliederflanken zu erhalten. Die möglichen Strukturen können regelmäßig oder stochastisch sein und sollten zumindest nicht in sich geschlossen sein, um eine ausreichend schnelle Verdrängung nicht zu verhindern. Die notwendige Größe und die maximalen Abstände der Strukturen müssten durch Untersuchungen bestimmt werden.

Die Beschichtungseigenschaften, die aufgrund der vorliegenden Untersuchungsergebnisse optimiert werden müssten, sind zum einen ein konstantes Reibwert- und zum anderen ein verbessertes Verschleißverhalten. Die Verschleißreduzierung bezieht sich sowohl auf die Beschichtung selbst als auch auf deren Einfluss auf die Umschlingungsmittel. Diese Eigenschaften müssen auch über eine deutliche höhere Standzeit gewährleistet werden können.

Als Schmierstoff wurde bei den experimentellen Untersuchungen ein ATF verwendet; dieses ist für den Einsatz in Stufenautomaten und nicht in stufenlosen Umschlingungsgetrieben konzipiert. Moderne Schmierstoffe sind speziell für diesen Einsatz mit einem Stahl-Stahl Kontakt entwickelt worden. Für den Einsatz von Beschichtungen muss wiederum auch der Schmierstoff weiterentwickelt werden, um ein optimales Reibungs- und Verschleißverhalten zu erzielen.

## 5 Erweiterung des numerisch-iterativen Berechnungsverfahrens

Im experimentellen Teil dieser Arbeit konnte aufgezeigt werden, dass die eingesetzten Oberflächenbeschichtungen sowohl in den Versuchen zur Anpresskraftermittlung als auch in den Dauerlaufversuchen ein jeweils unterschiedliches Reibungs- und Verschleißverhalten aufweisen. Speziell beim Reibungsverhalten sind bei den verschiedenen Varianten entweder langsame und stetige Veränderungen oder in hohem Maße zeitliche veränderliche Verläufe aufgetreten.

Im folgenden Kapitel soll das numerisch-iterative Berechnungsverfahren so erweitert werden, dass das Betriebsverhalten von stufenlosen Umschlingungsgetrieben durch gezielte Anpassung der lokalen Reibwerte besser beschrieben werden kann. Hierzu werden im ersten Schritt der Ablauf des bisherigen Berechnungsverfahrens und die wesentlichen Berechnungsgrößen in den Umschlingungsbögen erläutert. Anschließend wird die Erweiterung zur Optimierung des Berechnungsverfahrens hergeleitet und diese sowohl mittels Vergleich mit  $\zeta_{\max}$ -Versuchen als auch mittels zugehöriger Dauerläufe der beiden Varianten WDK-1 und WDK-2 verifiziert.

Eine Berechnung bzw. eine Herleitung und Implementierung von Algorithmen zur Bestimmung des Verschleißverhaltens bzw. von Verschleißgrößen sowohl für die Beschichtungen bzw. der Scheiben als auch der Umschlingungsmittel erfolgt mit diesem numerischen Berechnungsverfahren nicht.

### 5.1 Numerisch iteratives Berechnungsverfahren

Für die Beschreibung des numerisch iterativen Berechnungsverfahrens werden zuerst sowohl die Kontaktverhältnisse zwischen Umschlingungsmittel und Variatorscheiben als auch die an dem Umschlingungsmittel angreifenden Kräfte näher erläutert. Hierauf aufbauend erfolgt die Beschreibung des Differentialgleichungssystems mit den notwendigen Eingangsgrößen, das den Kern des Berechnungsverfahrens bildet. Die Einbindung dieses Gleichungssystems in die Simulationsumgebung und der Ablauf des numerisch iterativen Lösungsprozesses mit den wesentlichen Ergebnisgrößen werden ebenfalls dargestellt.

In **Abbildung 50** sind die Trumkräfte an den Scheibenein- und -ausläufen unter Momentenbelastung abgebildet. Die Differenzen der Trumkräfte an beiden Scheibensätzen sind gleich und proportional zum anliegenden Moment. Die Differenz wird Nutzzug genannt. Am Abtriebscheibensatz wird im Umschlingungsbogen in Drehrichtung eine Zugkraft aufgebaut. Auf der Antriebsseite wird diese im Umschlingungsbogen wieder abgebaut. Dieser Auf- und Abbau der Zugkräfte hat seine Ursachen in Reibkräften, die tangential am Umschlingungsmittel wirken.





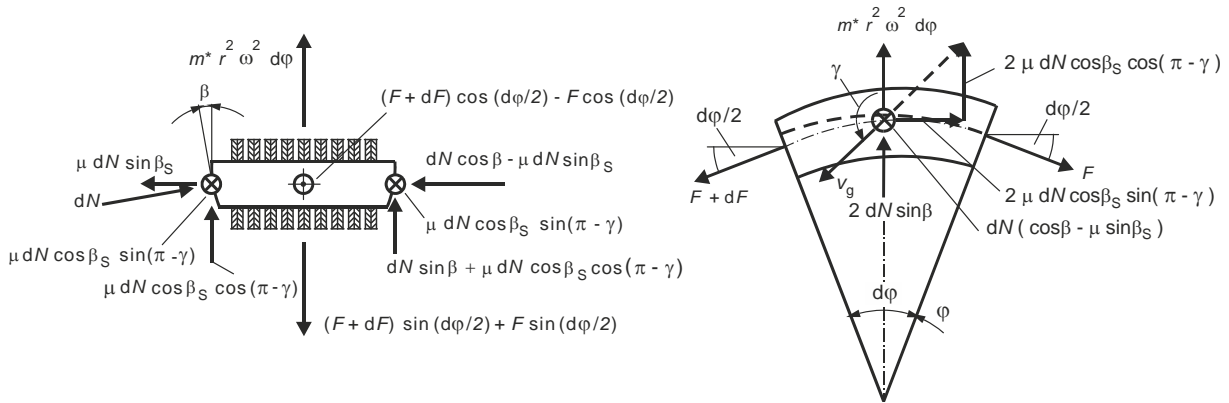


Abbildung 52: Kräfte am Bogenelement im Axial- und Radialschnitt

der am Kontaktpunkt der Normalkraft  $dN$  im mathematisch positiven Sinn angetragen ist. Zur Berechnung der räumlichen Bewegung des Umschlingungsmittels wird der effektive Keilwinkel  $\beta_s$  verwendet.

Für die Herleitung des Differentialgleichungssystems wird ein infinitesimales Bogenelement des Umschlingungsmittels in axialer und in radialer Richtung freigeschnitten und es werden die Kräftegleichgewichte in radialer und tangentialer Richtung aufgestellt [Abbildung 52]. An dieser Stelle soll auf eine umfangreiche Herleitung und Darstellung des Differentialgleichungssystems verzichtet und auf die Arbeiten von Gerbert, Sattler und Sue verwiesen werden, [35], [45].

Das vollständige Differentialgleichungssystem, das sowohl für den Antriebs- als auch für den Abtriebsscheibensatz verwendet wird [Abbildung 53] besteht aus sechs einzelnen Differentialgleichungen 1. Ordnung.

Differentialgleichungssystem 1. Ordnung

Zugkraft:  $F' = f(\varphi, F, r, \gamma, \beta)$

Gleitwinkel:  $\gamma' = f(\varphi, F, r, r', \gamma, \beta, \beta', w, w')$

Laufradius:  $r' = f(\varphi, F, r, \gamma)$

Moment:  $T' = f(\varphi, F, r, \gamma, \beta)$

Spreizkraft:  $S' = f(\varphi, F, r, \gamma, \beta)$

Verlustleistung:  $P' = f(\varphi, F, r, \gamma, \beta)$

$w(\varphi), \beta(\varphi)$ : aus FE-Rechnung

Abbildung 53: Differentialgleichungssystem 1. Ordnung

Die Differentialgleichungen umfassen Ableitungen der Zugkraft  $F'$ , des Gleitwinkels  $\gamma'$ , des Laufradius  $r'$ , des Drehmoments  $T'$ , der Spreizkraft  $S'$  sowie der Verlustleistung  $P'$  und sind jeweils von mehreren variablen Größen abhängig. Alle Differentialgleichungen sind von der Position  $\varphi$  im Umschlingungsbogen, von der Zugkraft  $F$ , vom lokalen Laufradius  $r$  und vom Gleitwinkel  $\gamma$  abhängig. Die Ableitung der Zugkraft, des Drehmomentes und der Spreizkraft

sind zusätzlich von dem Keilwinkel  $\beta$  und die Ableitung der Gleitwinkel  $\gamma'$  sowohl von  $\beta$  und dessen Ableitung  $\beta'$  als auch von der Keilspaltaufweitung  $w$  und deren Ableitung  $w'$  abhängig. Der Keilwinkel  $\beta$  und die Keilspaltaufweitung  $w$  sowie deren Ableitungen werden über Verformungsberechnungen bestimmt. *Sattler* und *Sue* beschreiben wie die Werte mittels FE-Berechnungen und anschließend durch eine Approximationsrechnung durch ein Polynom höherer Ordnung angenähert werden [35].

Das Differentialgleichungssystem stellt ein Anfangswertproblem dar folglich müssen für den Berechnungsstart für die einzelnen Werte Anfangswerte vorliegen bzw. sind wie die Startzugkraft  $F_0$  und der Startgleitwinkel  $\gamma_0$  freie Parameter. Die Anfangswerte für das Moment  $T$ , die Spreizkraft  $S$  und die Verlustleistung sind am Anfang des Umschlingungsbogens null.

Weitere Eingaben zur Berechnung sind die Steifigkeiten in Quer- und Längsrichtung des verwendeten Umschlingungsmittels und ein mittlerer Reibwert  $\mu$ . Zusätzlich werden Angaben zum Betriebspunkt benötigt, mit denen sich jeweils die Umschlingungswinkel, die Leerlauftrahnen sowie die Drehzahlen der Scheibensätze berechnen lassen.

### 5.1.1 Ablauf und Ergebnisse der numerisch-iterativen Berechnung

In **Abbildung 54** ist in gekürzter Form der iterative Berechnungsablauf zur Bestimmung der lokalen Zustandsgrößen des An- und Abtriebsscheibensatzes dargestellt. Die Iteration wird zuerst für den Abtrieb durchgeführt, da sowohl das Abtriebsmoment als auch die Anpresskraft als Betriebspunktvorgaben bekannt sind. Hingegen ist die Anpresskraft am Antrieb unbekannt, da sie zur Einstellung einer konstanten Übersetzung variiert wird.

Mit den oben beschriebenen Startwerten für die Iteration und mit Standardwerten für den

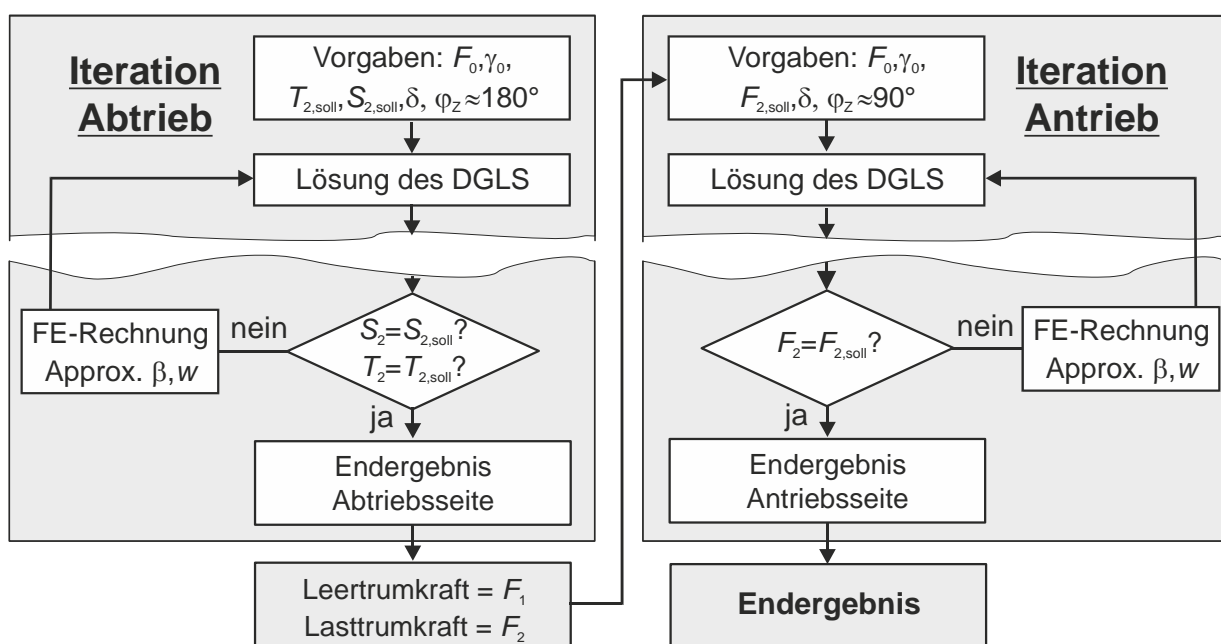
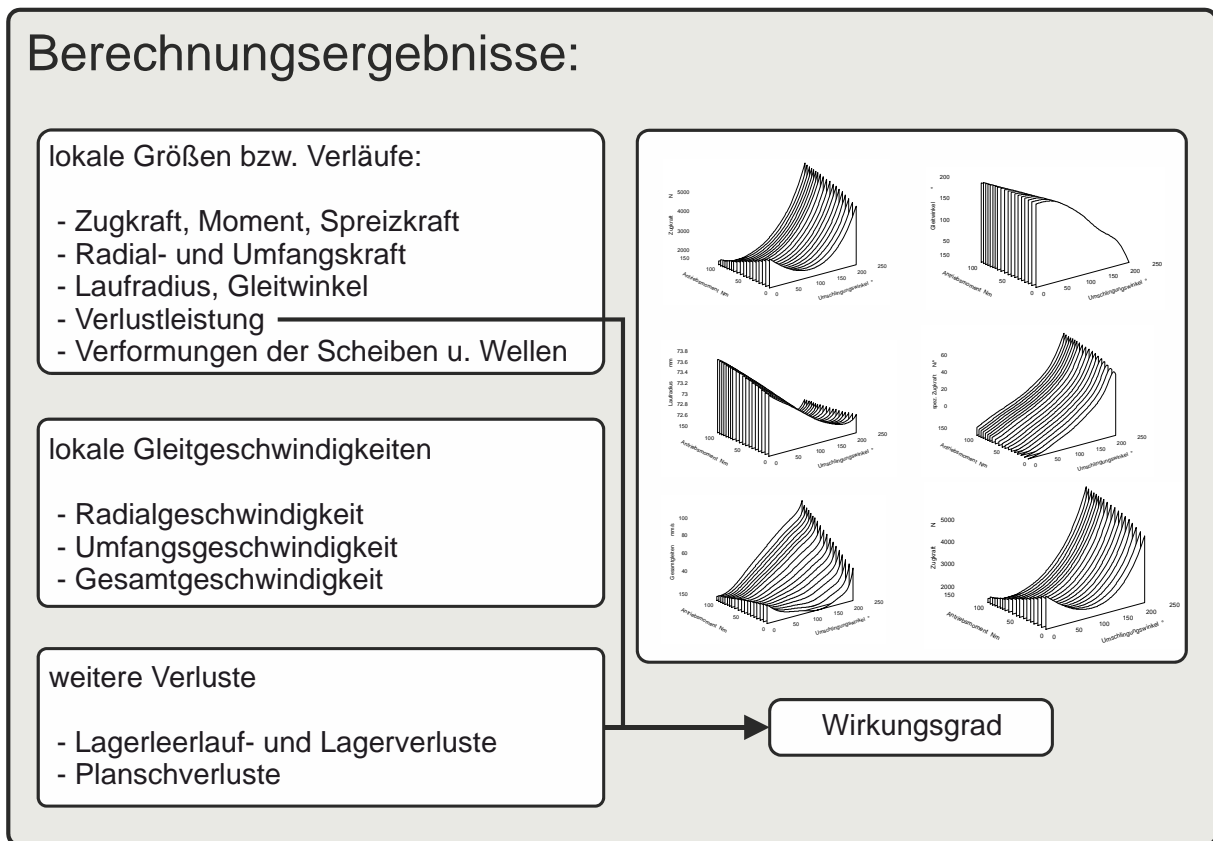


Abbildung 54: Ablauf der Iteration für An- und Abtrieb (gekürzt) nach [45]

Keilwinkel  $\beta$  und die Keilspaltaufweitung  $w$  wird die erste Berechnung des Differentialgleichungssystems (DGLS) gestartet. Bei jedem Durchlauf der Iteration erfolgt auf Basis der Ergebnisse eine Neuberechnung des Keilwinkels und der Keilspaltaufweitung mittels FE-Berechnungen sowie eine Neuberechnung der Zugkraft und des Startgleitwinkels. Die Iteration für den Abtriebsscheibensatz wird beendet, sobald die Vorgaben des Abtriebsmoments  $T_2$  und der Spreizkraft  $S_2$  mit den jeweiligen Berechnungsergebnissen übereinstimmen.

Als Berechnungsergebnisse stehen auch die Trumkräfte zur Verfügung, die als Sollwert bzw. als Randbedingung in die Berechnung der Antriebsseite einfließen, da die jeweiligen Last- und Leertrumkräfte an beiden Scheibensätzen identisch sind. Die Iteration für den Antrieb wird mit demselben Differentialgleichungssystem wiederum mittels FE-Berechnungen sofort durchgeführt bis die Vorgabe der Trumkraft  $F_2$  als Abbruchkriterium mit dem berechneten Wert erfüllt wird.

Der ungekürzte Berechnungsablauf sowie das Lösungsverhalten des Differentialgleichungssystems und die Verifikation mit experimentellen Ergebnissen werden von *Sue* detailliert be-



**Abbildung 55: Berechnungsergebnisse des numerischen Berechnungsverfahrens**

schrieben. Die Verifizierung erfolgte mit Ergebnisse sowohl von  $\zeta_{\max}$ -Versuchen als auch von Wirkungsgrad- und Verformungsmessungen der Scheiben sowie von Messungen der Lauf- radienänderungen über dem Umschlingungsbogen am An- und Abtrieb [45].

Als Ergebnis des iterativen Berechnungsverfahrens steht dem Anwender eine Vielzahl von Berechnungsgrößen für jeden einzelnen stationären Betriebspunkt zur Bewertung des Be-

triebsverhaltens zur Verfügung. Dies sind zum einen globale und zum anderen lokale Größen [Abbildung 55]. Zu den globalen Größen gehören die Spreiz-, Trum- und Lagerkräfte, sowie die Drehmomente. Lokale Ergebnisse sind die spezifischen Spreizkräfte und die Drehmomente sowie die spezifischen Zugkräfte, die spezifischen Verlustleistungen und die Laufradien. Ferner sind im Berechnungsprogramm Algorithmen hinterlegt, mit denen die einzelnen Verlustanteile ermittelt werden. Dies sind die Variatorverluste, die sich aus den Verlusten vom An- und Abtriebsscheibensatz berechnen lassen sowie die Verluste der Wälzlager und der Einspritzschmierung. Die Verluste der Umschlingungsmittel werden noch nicht berücksichtigt, da die Verluste der Wiegedruckstückkette aufgrund der Wälzbewegungen sehr gering sind. Für die Bestimmung der inneren Verluste des Schubgliederbandes soll auf die Arbeiten von *Sladek* sowie von *van Rooij* und *Schaerlaeckens* verwiesen werden [41],[31],[32],[33].

Außerdem werden die lokalen Radial- und Umfangsgeschwindigkeiten sowie die lokalen Gleitwinkel berechnet. Die lokalen Verformungen der Fest- und Losscheiben werden entweder mittels Verformungsmatrizen oder aus FE-Berechnungen an den jeweiligen Laufradien für An- und Abtrieb bestimmt, aus denen die lokalen Keilwinkel und die lokale Keilspaltaufweitung berechnet werden.

### 5.2 Kontaktverhältnisse im Umschlingungsbogen

Zur Beschreibung und Darstellung der Kontaktverhältnisse im Umschlingungsbogen dienen Berechnungsergebnisse für einen  $\zeta_{\max}$ -Versuch, die anhand des oben beschriebenen numerisch analytischen Berechnungsverfahrens für An- und Abtrieb berechnet wurden. Für die Berechnungen wurde als globaler Reibwert  $\mu = 0.11$  für beide Scheibensätze verwendet. In **Abbildung 56** sind die Mess- und Berechnungsergebnisse des Wirkungsgrades, der Gesamtverluste und des  $\zeta$ -Verlaufes über dem Antriebsmoment bis ca. 120 Nm der Variante WDK-1 aufgetragen, d.h. für die Berechnung wurde für die sekundäre Anpresskraft der Wert aus entsprechendem  $\zeta_{\max}$ -Versuch verwendet [vgl. **Tabelle 13**]. Der gemessene  $\zeta$ -Wert steigt bis 60 Nm Antriebsmoment annähernd linear und anschließend mit abnehmender Steigung weiter an. Die Berechnungen, die nur bis 100 Nm durchgeführt werden konnten, geben den  $\zeta$ -Verlauf qualitativ gut wieder, aber im mittleren Bereich des Nennmomentes steigen die Abweichungen zu den Messwerten. Die Gesamtverluste beinhalten die in **Kapitel 5.1.1** beschriebenen Variator-, Lager- und Planschverluste; die berechneten Verlustleistungen liegen unterhalb der Messergebnisse und weisen über dem Antriebsmoment einen annähernd konstanten Differenzbetrag zu den Messwerten auf. Demzufolge liegen die berechneten Wirkungsgrade insbesondere bei kleinen Antriebsmomenten oberhalb der Messergebnisse und bei einem Moment von über 100 Nm beträgt die Differenz nur 1.1 %.

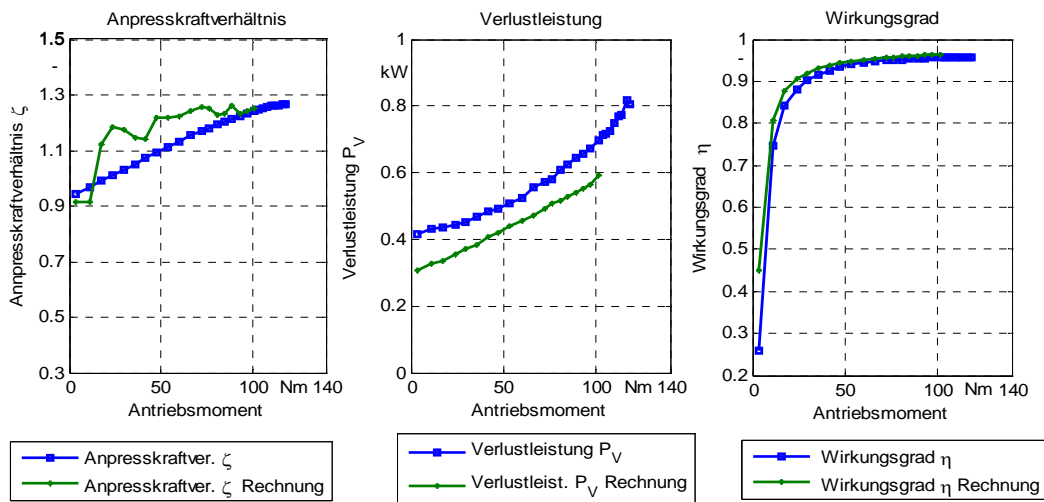


Abbildung 56:  $\zeta_{\max}$ -Versuch, Verlustleistung und Wirkungsgrad;

Messung – Rechnung mit  $\mu = 0.11$ ; WDK-1  $i = 2.37$

In **Abbildung 57** sind die Spreizkräfte für An- und Abtrieb über dem Umschlingungsbogen bei steigendem Moment dargestellt. Die Maximalwerte der Spreizkräfte am Abtrieb sind konstant bei ca. 23.5 kN und die Änderungen des Verlaufes bei steigendem Moment sind gering. Hingegen steigen die Endwerte am Antrieb von ca. 21.5 kN bei einem Antriebsmoment von 3 Nm auf einen Wert von 29.5 kN bei einem Antriebsmoment von ca. 100 Nm an.

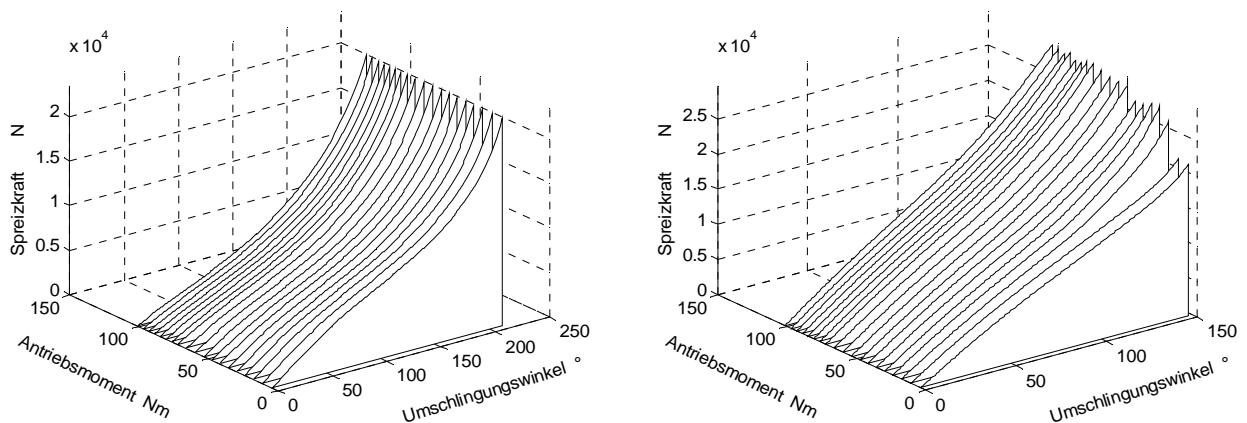


Abbildung 57: Spreizkraft am Ab- und Antrieb, WDK-1  $i = 2.37$

Die Unterschiede zwischen An- und Abtrieb sind in den Verläufen der spezifischen Spreizkraft deutlich erkennbar [**Abbildung 58**]. Am Abtrieb sind die Verläufe annähernd identisch mit steigendem Antriebsmoment.

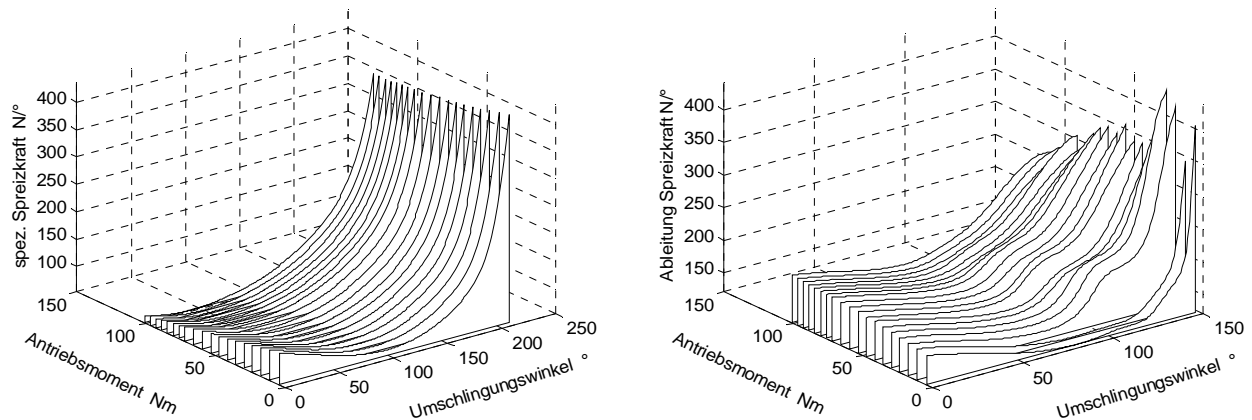


Abbildung 58: spezifische Spreizkraft am Ab- und Antrieb, WDK-1  $i = 2.37$

Die spezifische Spreizkraft nimmt dabei sowohl am Umschlingungsbogeneinlauf als auch am Umschlingungsbogenauslauf um annähernd denselben Betrag ab. Des Weiteren verschiebt sich das Minimum von der Mitte des Umschlingungsbogens in Richtung Einlauf.

Im Gegensatz hierzu steigt am Antrieb die spezifische Spreizkraft am Einlauf kontinuierlich an und am Auslauf fällt diese mit steigendem Moment ab. Insgesamt sind die Verläufe am Antrieb aber über einen großen Teil des Umschlingungsbogens auf einem höheren Niveau als am Abtrieb.

Die Zugkraft wird am Abtrieb über den Umschlingungsbogen aufgebaut und am Antriebscheibensatz wieder abgebaut [Abbildung 59]. Die Endwerte am Abtrieb sind die Zugkräfte im Lasttrum und mit den Anfangswerten am Antrieb identisch. Die Endwerte am Antrieb entsprechen somit den Anfangswerten am Abtrieb. Die Lasttrumkräfte steigen und die Leertrumkräfte fallen mit steigendem Moment.

Am Abtrieb fallen die Zugkräfte bei kleinen Antriebsmomenten bis ungefähr zur Hälfte des Umschlingungsbogens ab. Mit steigendem Antriebsmoment verschiebt sich dieses Minimum in Richtung Scheibeneinlauf. Im Gegensatz hierzu verlaufen die Zugkraftverläufe am An-

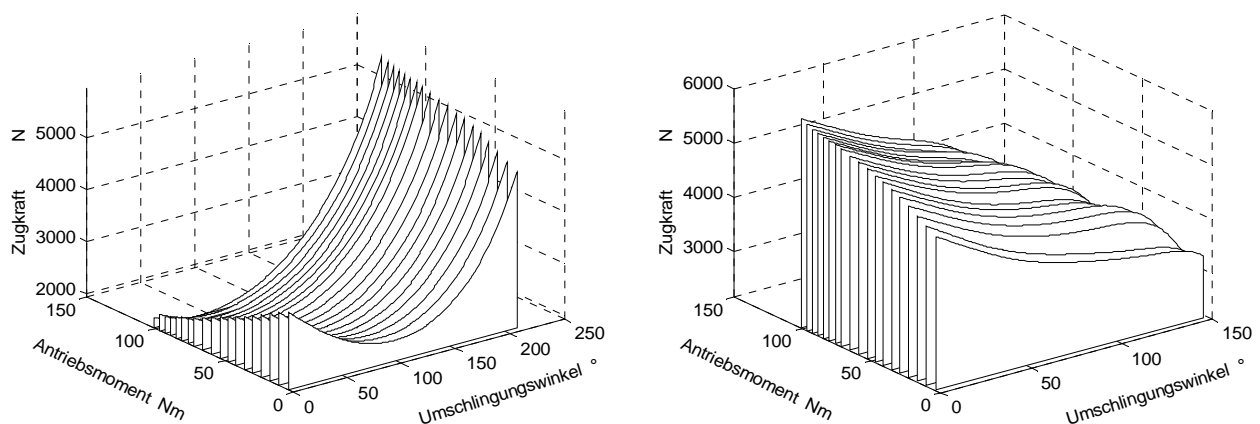
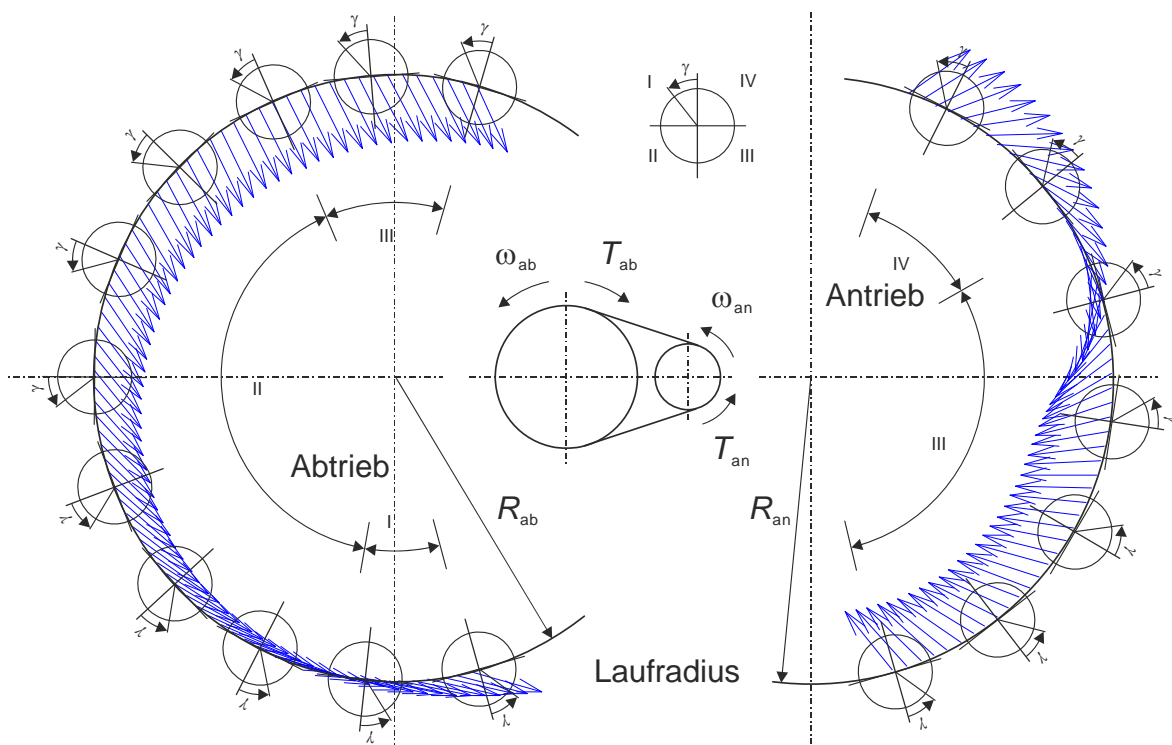


Abbildung 59: Zugkraftverlauf am Ab- und Antrieb, WDK-1  $i = 2.37$

trieb über dem Umschlingungsbogen auch bei steigendem Antriebsmoment monoton fallend.

Infolge der beschriebenen Kräfte im Umschlingungsbogen treten die in **Kapitel 3.2.2** beschriebenen Verformungen auf, die zu Gleitbewegungen zwischen dem Umschlingungsmittel und den Scheiben führen. Die Richtung dieser Gleitbewegungen wird durch den oben beschriebenen Gleitwinkel  $\gamma$  ausgedrückt.

In **Abbildung 60** sind die berechneten Gleitwinkelverläufe durch Pfeile für die An- und Abtriebsseite bei der Übersetzung  $i = 2.37$  für ein Antriebsmoment von  $T_{An} = 100 \text{ Nm}$  und einen Reibwert von  $\mu = 0.11$  über die Umschlingungsbögen aufgetragen. Am Abtrieb überwiegt eine nach innen gerichtete Gleitbewegung, die am Anfang des Umschlingungsbogens rückwärts gerichtet ist (3. Quadrant). Der Vektor der Gleitbewegung dreht kontinuierlich vom 3. in den 2. Quadranten und ca.  $30^\circ$ , nach dem Einlauf ist  $\gamma = 180^\circ$ , so dass an dieser Stelle ein rein radiales Gleiten vorliegt. Im 2. Quadranten ist die Gleitrichtung vorwärts gerichtet. In dem Bereich zwischen  $20^\circ$ -  $30^\circ$  vor Verlassen des Umschlingungsbogens ist die Gleitrichtung rein tangential und vorwärtsgerichtet. Am Ende des Umschlingungsbogens liegt eine vorwärts und nach außen gerichtete Gleitbewegung vor.



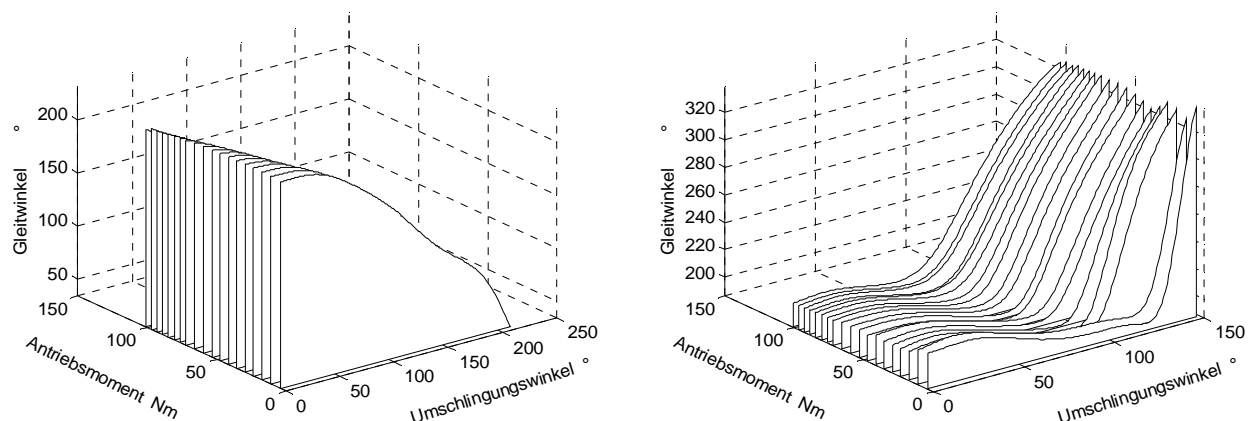
**Abbildung 60: Gleitwinkelverlauf am Ab- und Antrieb, WDK-1  $i = 2.37$ ,  
Antriebsmoment  $T_{An} = 100 \text{ Nm}$**

Am Antrieb verlaufen die Gleitbewegungen für diesen Betriebspunkt ausschließlich im 3. und 4. Quadranten. Am Einlauf ist die Bewegung ähnlich wie am Abtrieb nach innen und rückwärts gerichtet. Nach ca.  $2/3$  des Umschlingungsbogens tritt im Übergang vom 3. in den

4. Quadranten reines tangenciales Gleiten auf und zum Auslauf hin überwiegt der radiale Anteil der Gleitbewegung.

Die Gleitwinkelverläufe sind vom Moment abhängig [**Abbildung 61**]. Am Abtrieb tritt bei kleinen Momenten in den ersten 30° des Umschlingungsbogens ein Plateau mit beinahe konstantem Gleitwinkel mit einer nach innen und rückwärts gerichteter Gleitbewegung auf. Bei steigendem Moment wird dieser Bereich kleiner und bei maximalem Moment ist der Bereich des konstanten Gleitwinkels nicht mehr vorhanden. Parallel erhöht sich der Bereich des Umschlingungsbogens mit einer nach innen und vorwärts gerichteter Gleitbewegung um ca. 65° (2. Quadrant). Hingegen bleibt der Anteil am Umschlingungsbogen mit nach außen und vorwärts gerichteter Gleitbewegung vor dem Auslauf so gut wie konstant.

Für den Antrieb stellen sich die Gleitbewegungen bei steigendem Antriebsmoment annähernd identisch wie in **Abbildung 60** gezeigt dar. Vom Einlauf bis zu einem Umschlingungswinkel von ca. 100° ist der Gleitwinkel etwa konstant bei ca. 210°. Anschließend erhöht sich der Gleitwinkel und die Bewegungsrichtung ändert sich daher von einer nach innen zu einer nach außen gerichteten Gleitbewegung. Bei steigendem Moment reduziert sich der anfängliche Bereich konstanten Gleitwinkels.



**Abbildung 61: Gleitwinkelverlauf am Ab- und Antrieb, WDK-1  $i = 2.37$**

In **Abbildung 62** sind die zugehörigen Gleitgeschwindigkeiten in radialer und tangentialer Richtung sowie das Gesamtgleiten für den beschriebenen  $\zeta_{\max}$ -Versuch vorzeichenrichtig abgebildet:

- positive Gleitgeschwindigkeit: radiales Auswandern bzw. vorwärtsgerichtete Bewegung
- negative Gleitgeschwindigkeit: radiales Einwandern bzw. rückwärtsgerichtete Bewegung

Am Abtrieb treten weder beim Radial- noch bei Umfangsgleiten Bereiche auf, in denen die Gleitgeschwindigkeit konstant ist, dabei sind die Veränderungen mit steigendem Moment



beim Radialgleiten erheblich geringer als beim Umfangsgleiten. Die radialen Gleitgeschwindigkeiten steigen zum Auslauf deutlich an und auch die Umfangsgeschwindigkeiten erreichen zum Auslauf ihr Maximum.

Im Gegensatz zum Abtrieb treten am Antriebsscheibensatz die betragsmäßig höchsten Gleitgeschwindigkeiten sowohl in radialer als auch in tangentialer Richtung am Scheibenein- und -auslauf auf. Ein weiterer Unterschied zwischen beiden Scheibensätzen ist, dass am Antrieb gerade bei kleinen Antriebsmomenten Bereiche auftreten, in denen die Gesamtgleitgeschwindigkeit annähernd null ist.

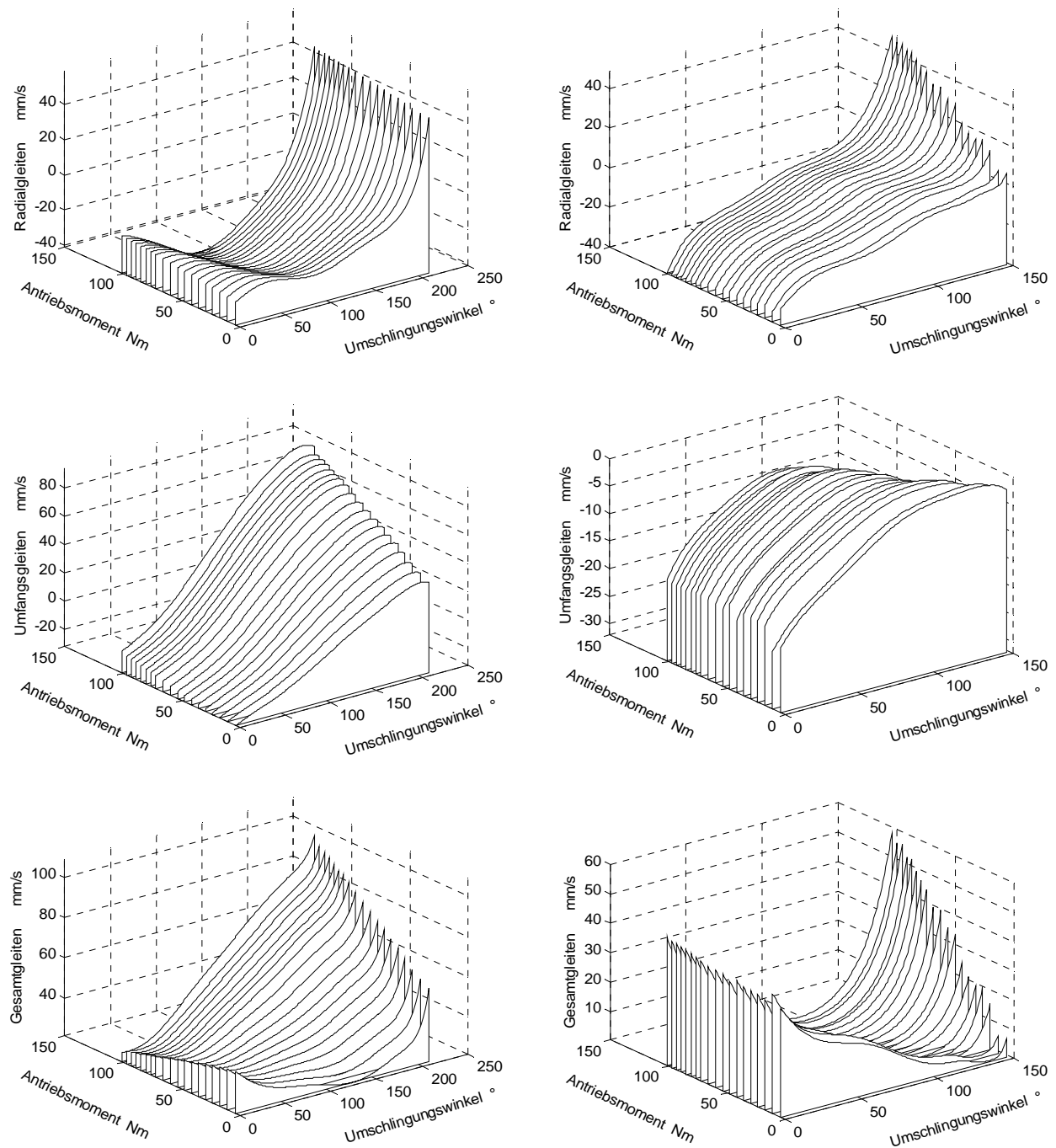


Abbildung 62: Gleitgeschwindigkeiten am Ab- und Antrieb, WDK-1  $i = 2.37$

Mittels der berechneten lokalen Werte der Gleitgeschwindigkeit und der Normalkraft sowie des vorgegebenen Reibwertes kann die lokale Verlustleistung an beiden Scheibensätzen berechnet werden [Abbildung 63]. Am Abtrieb steigen die spezifischen Verluste zum Scheibenauslauf hin aufgrund der steigenden Gleitgeschwindigkeit und der steigenden Normalkraft und sind lokal höher als am Antrieb.

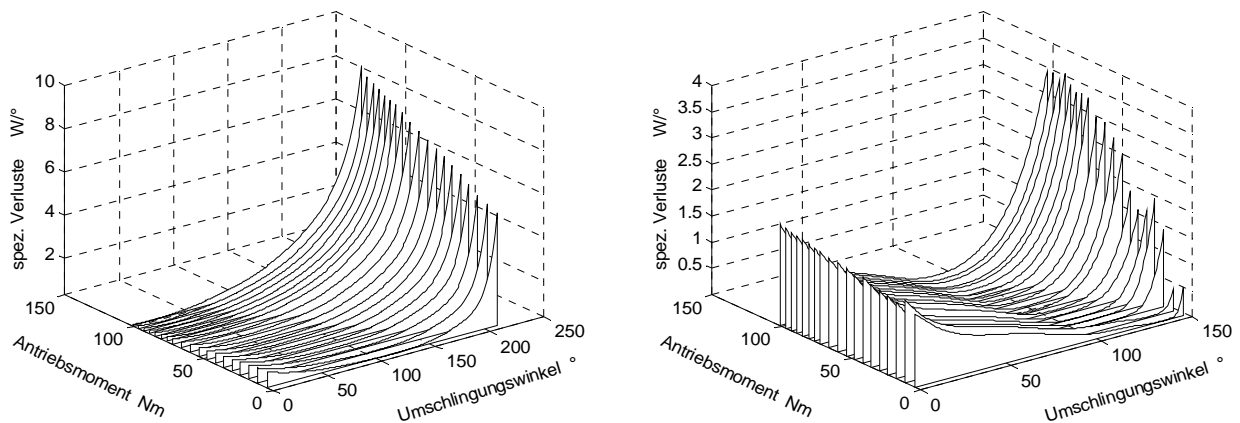


Abbildung 63: spez. Verluste am Ab- und Antrieb, WDK-1  $i = 2.37$

In dem bisher beschriebenen Berechnungsverfahren wird das Coulomb'sche Reibgesetz mit einem konstanten Reibwert über den Umschlingungsbögen verwendet. In Bereichen der Umschlingungsbögen, in denen kleine Gleitgeschwindigkeiten oder Vorzeichenwechsel der Gleitgeschwindigkeit auftreten, kommt es zum Haften. Es sind aber keine Algorithmen in dem Berechnungsverfahren implementiert, die eine Haftbedingung bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten prüfen. Um numerische Instabilitäten zu vermeiden, wird eine exponentielle Ansatzfunktion für den Reibwert verwendet, bei der der Reibwert bei kleiner werdenden Gleitgeschwindigkeiten gegen Null strebt, so dass immer ein - wenn auch kleiner - Schlupf vorhanden ist [43], [45]. In **Abbildung 64** ist sowohl die Exponentialfunktion als auch der konstante Coulomb'sche Reibwert beispielhaft für einen Reibwert  $\mu_0 = 0.09$  über der Gleitgeschwindigkeit dargestellt. Bei einer Gleitgeschwindigkeit kleiner als 0.5 mm/s reduziert sich der Reibwert mittels der stetigen Ansatzfunktion.

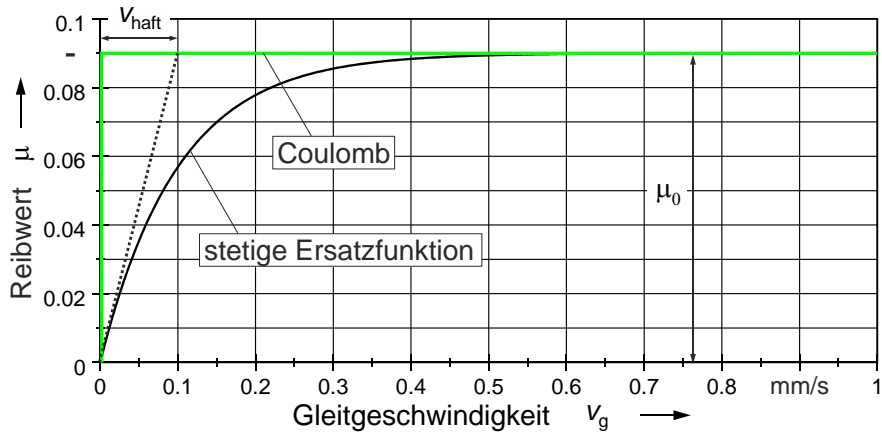


Abbildung 64: Exponentialfunktion zur Berechnung des Reibwertes bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten [45]

Wie in **Abbildung 62** gezeigt, treten gerade am Antrieb sehr kleine Gleitgeschwindigkeiten (Gesamtgleiten) auf, so dass der Reibwert infolge der beschriebenen Ansatzfunktion im letzten Drittel des Umschlingungsbogens deutlich abgesenkt wird [**Abbildung 65**]. Das Minimum des Reibwertes verlagert sich bei steigendem Antriebsmoment zum Einlauf. Im Gegensatz dazu ist die Anpassung des Reibwertes am Abtrieb vernachlässigbar, da die Gesamtgleitgeschwindigkeit in keinem Betriebspunkt kleiner 20 mm/s wird.

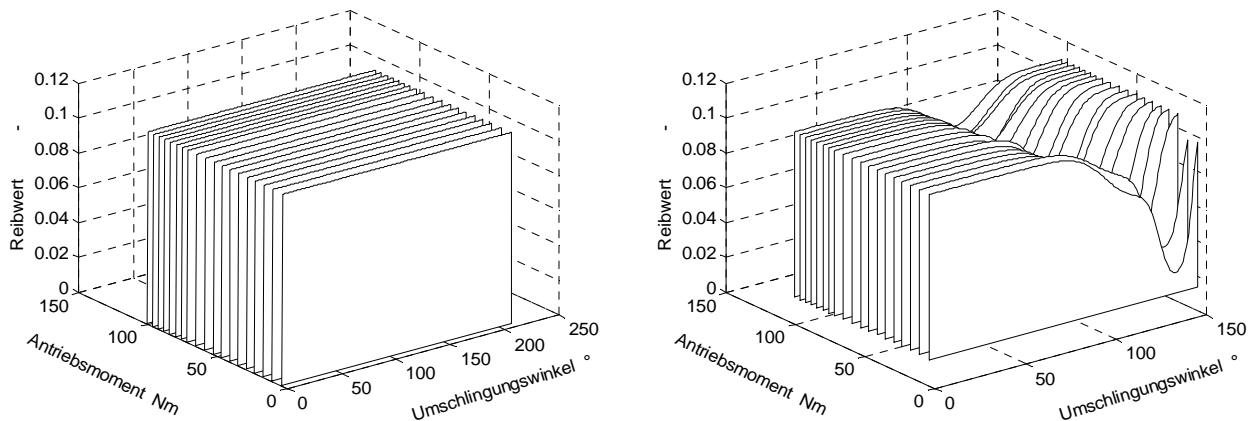


Abbildung 65: In der Berechnung wirksamer Reibwert am Ab- und Antrieb in Abhängigkeit der Lage auf dem Umschlingungsbogen

### 5.3 Erweiterung des Berechnungsverfahrens

Die im vorherigen Kapitel beschriebenen Berechnungsergebnisse des  $\zeta_{\max}$ -Versuchs zeigen für den gewählten Reibwert von  $\mu = 0.11$  den prinzipiellen Verlauf mit einer guten Übereinstimmung bei höheren Antriebsmomenten bis 100 Nm [Abbildung 66]. Ergebnisse für höhere Antriebsmomente liegen aufgrund numerischer Instabilitäten nicht vor. Bei kleineren Reibwerten liegt die numerisch berechnete  $\zeta_{\max}$ -Kurve unterhalb der Messergebnisse und fällt zu dem bei höheren Werten ab. Beim Reibwert von  $\mu = 0.10$  gibt es zwar eine höhere Überdeckung im mittleren Drehmomentenbereich, aber einen fast konstanten Verlauf ab ca. 80 Nm. Die für diese Berechnungen angewendeten lokalen Reibwerte entsprechen qualitativ den Reibwertverläufen aus **Abbildung 65** und sind Anhang im **Kapitel 8.2** dargestellt.

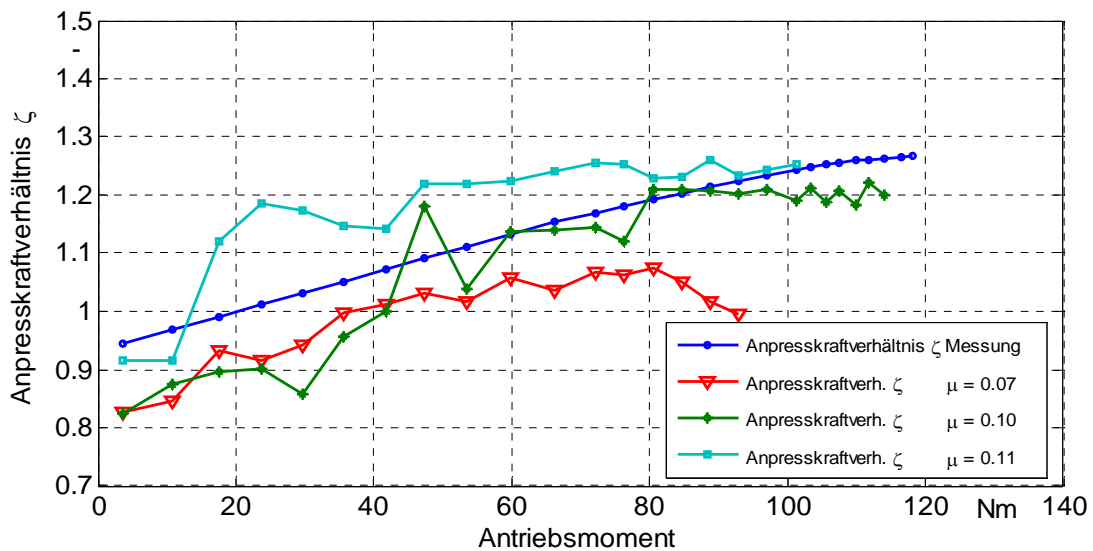


Abbildung 66:  $\zeta_{\max}$ ; Vergleich Messung – Rechnung mit verschiedenen Reibwerten, WDK-1 i = 2.37

Die in den oben beschriebenen Berechnungen verwendeten Reibwerte entsprechen auch den mittleren Reibwerten, die *Sauer* in seinen Untersuchungen über den gesamten Übersetzungsbereich ermittelt hat. In dessen Arbeit wird zwar erläutert, dass die Reibungsverhältnisse sowohl auf beiden Scheibensätzen unterschiedlich sind als auch dass der Reibwert von der Position des Umschlingungsmittels im Umschlingungsbogen abhängig ist. Bei den Berechnungen wird ein mittlerer Reibwert von  $\mu = 0.09$  angewendet und der Schwerpunkt auf die korrekte Erfassung der Verformungen von Umschlingungsmittel und Scheiben gelegt und nicht die Berechnung mit lokalen Reibwerten [36]. *Süssmuth* hat in seiner Arbeit mittlere Reibwerte mit einem Berechnungsprogramm von *Dr.-Ing. O. Dittrich* für verschiedene Schmierstoffe am Abtriebsscheibensatz ermittelt. Die Werte liegen zwischen  $\mu = 0.09$  und  $\mu = 0.11$  [47].

In den Arbeiten von *Wang* und *Rhode* werden u.a. die Reibwerte und die Spalthöhen berechnet und durch Messungen verifiziert, aber die globalen Verformungen der Scheiben nicht berücksichtigt. Die Spalthöhenverläufe zeigen am Scheibeneinlauf einen hohen Spalt, der sich über dem Umschlingungsbogen abbaut. Die lokalen Reibwerte sind infolge der Flüssigkeitsreibung am Scheibeneinlauf niedrig und steigen über dem Umschlingungsbogen aufgrund der Verdrängung des Schmierstoffes und des dadurch steigenden Anteils der Festkörperreibung an der Gesamtreibung an. Ab einem bestimmten Umschlingungswinkel sind sowohl der Schmierpalt als auch die lokalen Reibwerte bis zum Scheibenauslauf annähernd konstant [50], [30].

*Carbone* hat in seinen Arbeiten Reibwertmodelle sowohl für Verstellvorgänge als auch für Betriebszustände mit konstanter Übersetzung verwendet bzw. entwickelt. Für konstante Betriebspunkte sind die Reibwerte an An- und Abtriebsseite vom Gesamtschlupf abhängig. Die Reibwerte sind bis zu einem Schlupf von knapp 2% für drei verschiedene Übersetzungen ermittelt worden und liegen bei einer Übersetzung ins Langsame bei maximal  $\mu = 0.09$  für die Abtriebsseite und bei maximal  $\mu = 0.07$  für die Antriebsseite [4].

In **Abbildung 67** sind die verschiedenen Reibungszustände vom Ein- bis zum Auslauf des Umschlingungsmittels prinzipiell über dem Umschlingungsbogen dargestellt. Die Scheibenoberflächen sind durch den Schmierfilm benetzt, der durch das in den Umschlingungsbogen einlaufende Umschlingungsmittel verdrängt wird. Solange kein metallischer Kontakt zwischen Scheiben und Umschlingungsmittel auftritt, liegt reine Flüssigkeitsreibung vor. Ab dem ersten metallischen Kontakt beider Reibpartner beginnt mit steigendem Umschlingungswinkel das Mischreibungsgebiet. In diesem treten sowohl Festkörper- als auch Flüssigkeitsreibung auf, wobei Letztere sich nicht nur aus der Scherströmung, sondern auch aus der EHD-Strömung zusammensetzt. Die Scherströmung tritt bei parallelem, die EHD-Strömung bei in Bewegungsrichtung konvergierendem Schmierpalt auf. Die drei Reibungsanteile überlagern sich, wobei die Festkörperreibung im Mischreibungsgebiet einen dominierenden Anteil an der Gesamtreibung hat.

Vor diesem Hintergrund soll im Folgenden ein Reibwertverlauf entwickelt und beschrieben werden, mit dem es möglich ist, gerade bei höheren Drehmomenten die entscheidenden Größen im Umschlingungsbogen genauer zu berechnen, um die Aussagefähigkeit von Simulationen schon bei der Auslegung eines stufenlosen Umschlingungsgetriebes weiter verbessern zu können.

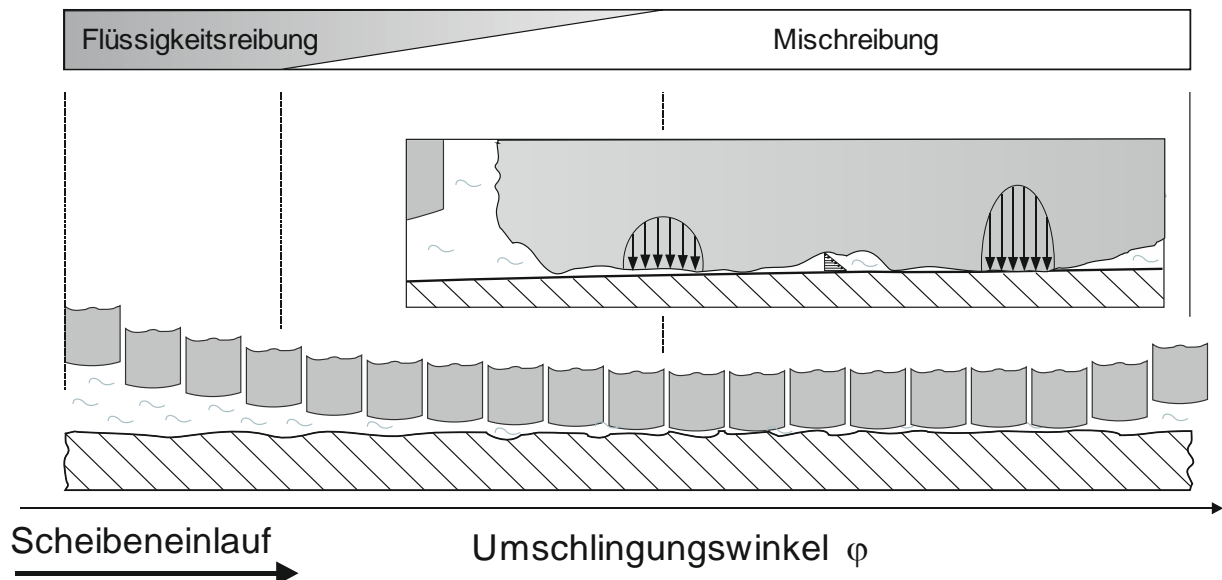
Folgende Anforderungen werden an den verbesserten Reibwertverlauf gestellt:

- Der prinzipielle Reibwertverlauf soll auf den An- und Abtriebscheibensatz angewandt werden können.
- Die Reibwerte von An- und Abtriebscheibensatz sollen unterschiedlich sein
- Der Squeeze-Effekt (Flüssigkeitsverdrängung) beim Einlauf des Umschlingungsmittels in den Scheibenkeil soll berücksichtigt werden.

- Der Reibwertanstieg kann belastungs- und geschwindigkeitsabhängig sein.

Zu Vereinfachung werden folgende Annahmen getroffen:

- Im Mischreibungs- und im Flüssigkeitsreibungsgebiet wird ein konstanter Reibwert verwendet.
- Der Übergang von der reinen Flüssigkeits- zur Mischreibung sei linear steigend.



**Abbildung 67: Prinzipielle Darstellung der verschiedenen Reibungszustände im Umschlingungsbogen**

In **Abbildung 68** ist der verbesserte Reibwertverlauf über dem Umschlingungsbogen qualitativ dargestellt. Der Reibwertverlauf ist in drei Bereiche eingeteilt. Am Eintritt des Umschlingungsmittels in die Keilscheiben hat der lokale Reibwert im Bereich der reinen Flüssigkeitsreibung bis zum Umschlingungswinkel  $\varphi_{\text{Squeeze}}$  den Wert  $\mu_{\text{Start}}$ . Anschließend steigt der Reibwert linear bis zum Winkel  $\varphi_{\text{Mischreib.}}$  um  $\Delta\mu$  an und ab  $\varphi_{\text{Mischreib.}}$  beträgt der Reibwert bis zum Ende des Umschlingungsbogens  $\mu_{\text{Mischreib.}}$ . Eine Belastungsabhängigkeit des Reibwertes kann durch eine schrittweise Reduzierung von  $\varphi_{\text{Mischreib.}}$  um  $\Delta\varphi$  bei steigender Belastung erfolgen.

Die Höhe der Reibwerte  $\mu_{\text{Start}}$  und  $\mu_{\text{Mischreib.}}$  sowie die Werte für die Winkel  $\varphi_{\text{Squeeze}}$  können zwischen Versuchsvarianten abweichen. In den folgenden Berechnungen soll die Eignung des beschriebenen prinzipiellen Reibwertverlaufs für zwei untersuchte Varianten demonstriert werden. Die Varianten WDK 1 und WDK 2 ( $i = 2.37$ ) eignen sich hierfür gut, da für beide Varianten Messergebnisse hinsichtlich der notwendigen Anpresskraft und für den Dauerlauf vorliegen. Ein weiterer Grund ist, dass beide Varianten aufgrund unterschiedlicher Scheibenoberflächen in ihrem Reibverhalten sehr unterschiedlich sind und demzufolge die Eignung des beschriebenen Reibwertverlaufes mittels deutlicher Reibwertdifferenzen zwischen den Varianten verifiziert werden kann.

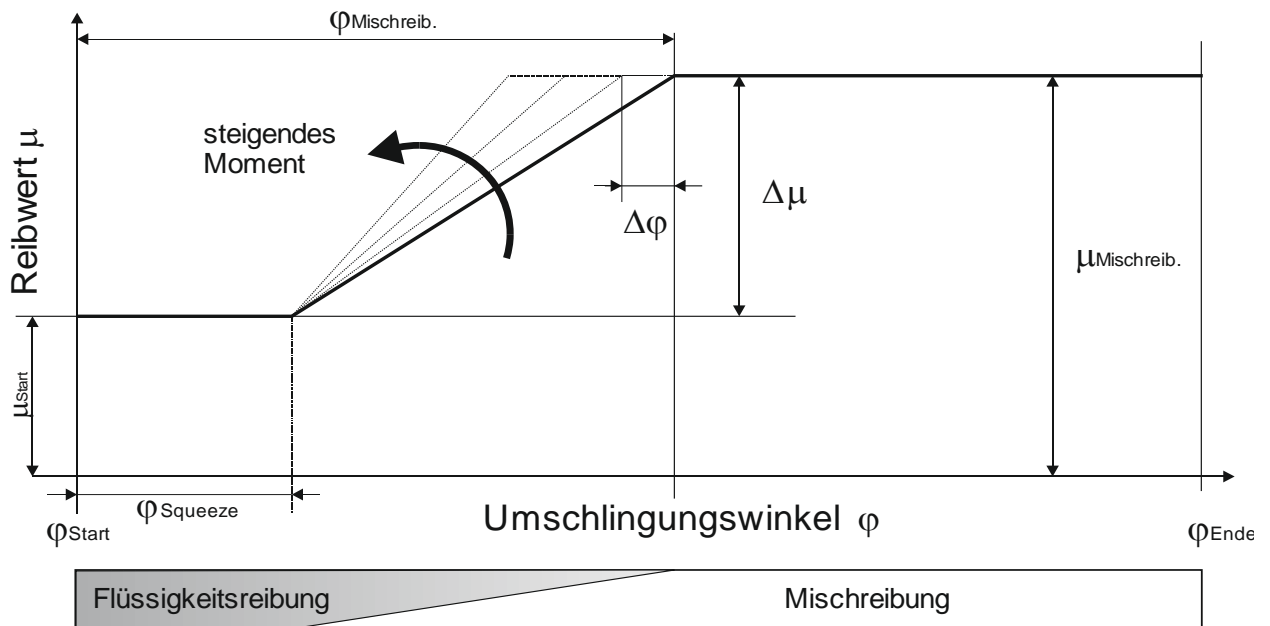


Abbildung 68: neuer Reibwertverlauf für An- und Abtriebscheibensatz

Des Weiteren wird bei beiden Varianten die Wiegedruckstückkette verwendet und somit der Einfluss des Umschlingungsmittels auf die Verifizierung ausgeschlossen.

Die Integration des neuen Reibwertverlaufs in die Simulationsumgebung des numerisch-iterativen Berechnungsverfahrens ist beispielhaft für die Abtriebsseite in **Abbildung 69** dargestellt und gilt analog auch für den Antrieb. An den Vorgaben am Beginn und am Verlauf der Berechnung sowie an den Abbruchkriterien ändert sich nichts (vgl. auch **Abbildung 54**).

Die Erweiterung um die neuen Reibwertverläufe ist in der Lösung des Differentialgleichungssystems integriert. Bei jedem Berechnungsschritt wird für einen definierten Punkt auf dem Umschlingungsbogen ein dazugehöriger Reibwert entsprechend der vorgegebenen Verläufe berechnet und mit diesem anschließend eine Lösung des Gleichungssystems berechnet. Eine Änderung der Verläufe innerhalb eines Betriebspunktes erfolgt nicht, jedoch können die Verläufe der Reibwerte zwischen An- und Abtrieb unterschiedlich sein. Allerdings können die vorgegeben Reibwertverläufe zwischen zwei Betriebspunkten angepasst werden.

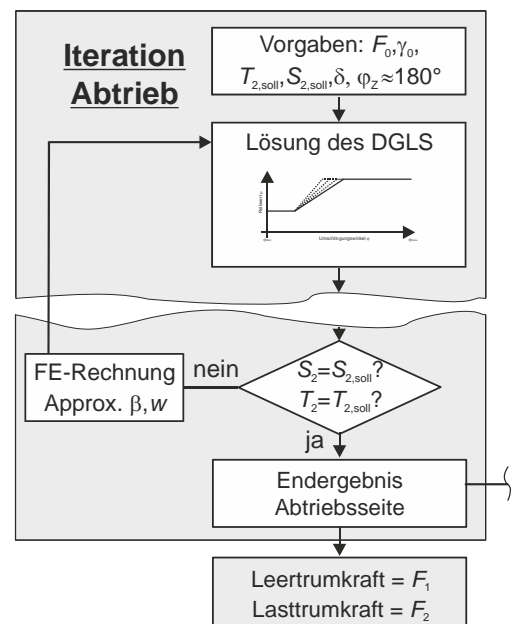


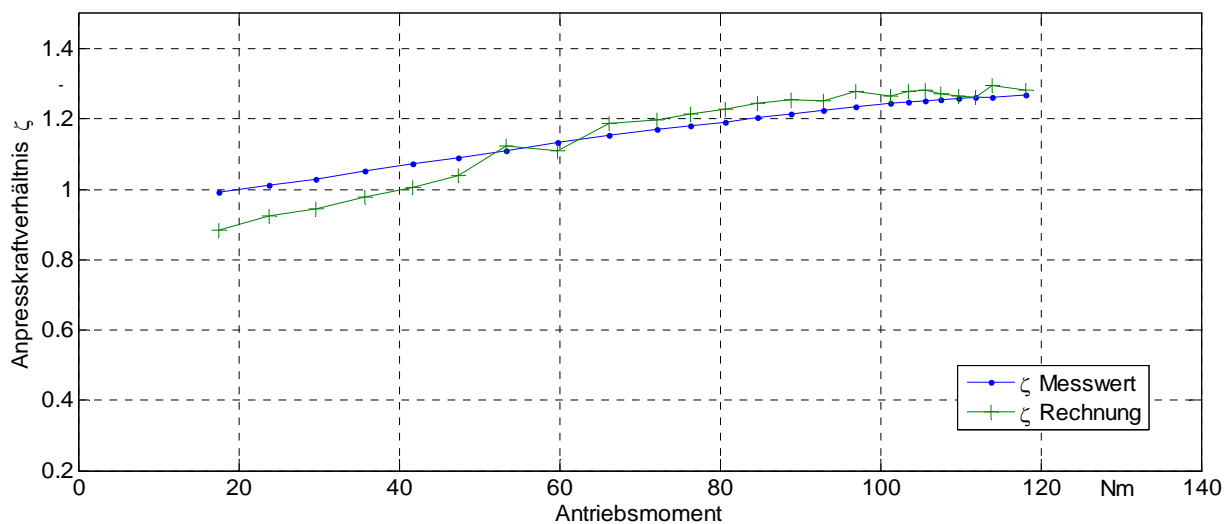
Abbildung 69: Integration des neuen Reibwertverlaufs

## 5.4 WDK-1 mit neuem Reibwertverlauf

Im Folgenden werden die Berechnungsergebnisse mit dem neuen, eben beschriebenen Reibwertverlauf und die Messergebnissen der WDK-1-Variante miteinander verglichen. Es wird sowohl auf den  $\zeta_{\max}$ -Versuch als auch auf den Dauerlauf eingegangen. Für den Vergleich dienen für den  $\zeta_{\max}$ -Versuch die spezifischen Spreizkräfte und Verluste sowie die Gleitgeschwindigkeiten und die Gleitwinkelverläufe. Die Berechnungen für den Dauerlauf basieren auf den Reibwertverläufen, mit denen bei der vorherigen Berechnung des  $\zeta_{\max}$ -Versuchs der Betriebspunkt mit maximalem Antriebsmoment ermittelt wurde. Zur Bewertung dienen hierzu das Anpresskraftverhältnis, die Anpresskräfte, der Wirkungsgrad und die Verlustleistung.

### 5.4.1 Berechnung $\zeta_{\max}$ Verlauf der WDK-1 mit neuem Reibwertverlauf

In **Abbildung 70** ist der gemessene  $\zeta_{\max}$ -Verlauf aus **Abbildung 66** und der berechnete  $\zeta_{\max}$ -Verlauf mit dem neuen Reibwertverlauf dargestellt. Im Vergleich zu den berechneten Ergebnissen mit konstanten Reibwerten gibt die berechnete Kurve gerade ab einem Antriebsmoment von 60 Nm deutlich besser die gemessene Kurve wieder. Des Weiteren können Werte bis zu dem Nennmoment von 120 Nm berechnet werden.

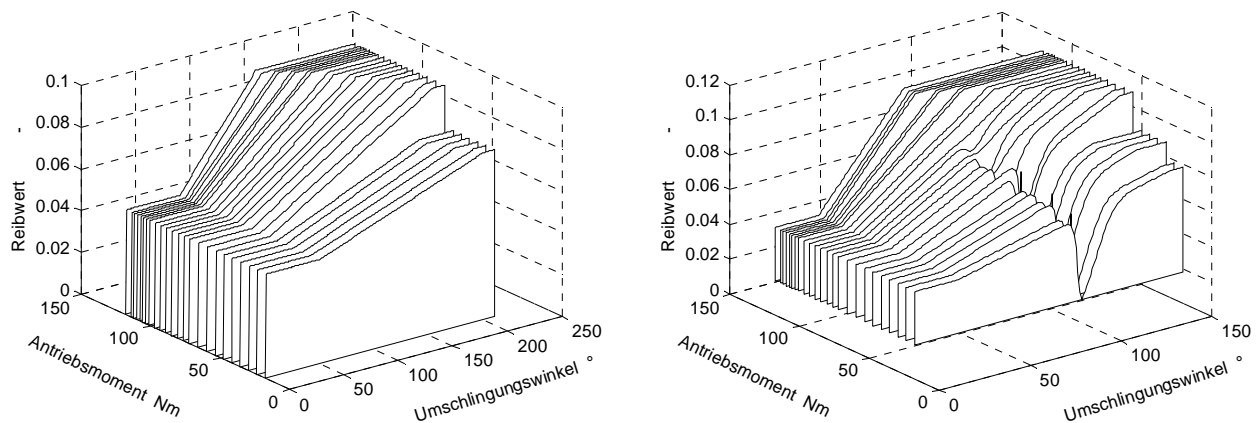


**Abbildung 70:** Vergleich Messung mit neu berechnetem  $\zeta_{\max}$ -Verlauf; WDK-1,  $i = 2.37$

Die für diesen  $\zeta_{\max}$ -Verlauf an An- und Abtriebsscheibensatz verwendeten lokalen Reibwerte sind in **Abbildung 71** dargestellt. Am Abtrieb beträgt  $\mu_{\text{Start}} = 0.05$  und ist über einen Umschlingungsbogen von  $\varphi_{\text{squeeze}} = 50^\circ$  für alle Betriebspunkte konstant. Für die ersten 6 Betriebspunkte wird ein maximaler Reibwert  $\mu_{\text{Mischreib.}} = 0.08$  verwendet; der Anfang dieses konstanten Bereiches beginnt kurz vor Ende des Umschlingungsbogens und wird mit steigendem Moment größer. Die übrigen Betriebspunkte bis zum maximalen Antriebsmoment



werden mit einem Reibwert  $\mu_{\text{Mischreib.}} = 0.1$  berechnet, dabei wird wiederum mit steigendem Moment der Bereich des Umschlingungsbogen mit konstantem  $\mu_{\text{Mischreib.}}$  größer. Am Abtrieb wird ähnlich vorgegangen. Am Anfang des Umschlingungsbogens sind sowohl der Startreibwert als auch der Winkel  $\varphi_{\text{Squeeze}}$  im Umschlingungsbogen konstant ( $\mu_{\text{Start}} = 0.04$ ,  $\varphi_{\text{Squeeze}} = 25^\circ$ ). Der Reibwert  $\mu_{\text{Mischreib.}}$  wird in 3 Stufen von 0.06-0.11 gesteigert und der Bereich mit konstantem  $\mu_{\text{Mischreib.}}$  wird ebenfalls mit steigendem Moment größer. Wie an den Reibwerten am Antrieb zu sehen ist, wird zur Vermeidung von numerischen Instabilitäten bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten der lokale Reibwert ebenfalls über dieselbe beschriebene exponentielle Funktion reduziert [vgl. **Abbildung 65**]. Im Gegensatz zu den Berechnungen mit konstantem Reibwert müssen durch den neuen Reibwertverlauf die Reibwerte nur bis zu einem Antriebsmoment von ca. 75 Nm und nicht bis zum maximalen Antriebsmoment durch diesen Algorithmus reduziert werden. Des Weiteren verschiebt sich dieser Bereich mehr zur Mitte des Umschlingungsbogens.



**Abbildung 71: neue Reibwertverläufe für Ab- und Antrieb für  $\zeta_{\text{max}}$  Berechnung;  
WDK-1 i = 2.37**

Die mit diesen Reibwertverläufen ermittelten Berechnungsergebnisse werden im Folgenden beschrieben und mit den vorherigen Ergebnissen verglichen. Die Verläufe der spezifischen Spreizkraft haben sich qualitativ wenig verändert [**Abbildung 73**]. Die Startwerte am Abtrieb fallen über den gesamten Drehmomentenbereich kontinuierlich ab. Während bis zu mittleren Belastungen die Ergebnisse jeweils ein Minimum aufweisen, geht die Spreizkraft bei höheren Belastungen in einen stetig steigenden Verlauf über. Die Werte am Auslauf sind aufgrund des gestuften Reibwertverlaufs ebenfalls in 2 Bereiche geteilt. Die Endwerte der neuen Lösung liegen bei einem Reibwert  $\mu_{\text{Mischreib.}} = 0.1$  minimal unterhalb der Werte der herkömmlichen Berechnung.

Unterschiede infolge der Reibwertvorgabe sind an der Antriebseite deutlicher. Zum einen sind die Werte am Scheibeneinlauf höher als bei konstantem Reibwert und zum anderen sind die Minima in der Mitte des Umschlingungsbogens bei höheren Antriebsmomenten ausgeprägter. Des Weiteren sind die Gradienten zum Scheibenauslauf höher als bei der bis-

herigen Berechnung. Die relativen Maxima bei ca. 100° Umschlingungswinkel bei den ersten acht Berechnungspunkten mit dem sprunghaften Anstieg der spezifischen Spreizkraft resultieren aus geringen Gleitgeschwindigkeiten bzw. von Vorzeichenwechsel der Gleitgeschwindigkeit und einem dabei fast zu null werdenden lokalen Reibwert (vgl. oben und im Anhang **Kapitel 8.3**).

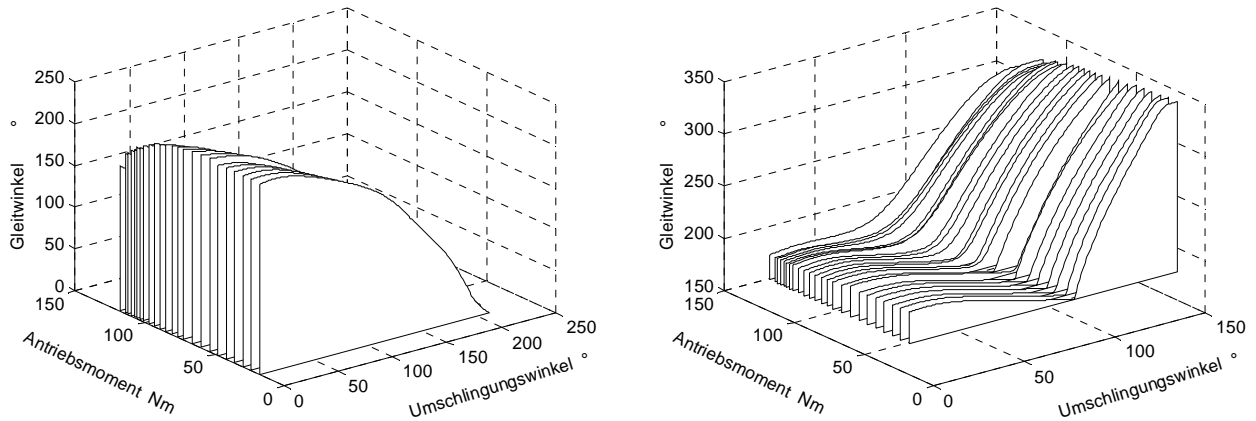


Abbildung 72: Gleitwinkelverlauf am Ab- und Antrieb mit neuem Reibwertverlauf,

WDK-1  $i = 2.37$

Die Startwerte beim Scheibeneinlauf der neuen Gleitwinkelverläufe beginnen bei kleinen Antriebsmomenten am Abtrieb auf demselben Niveau wie die vorherigen Ergebnisse [Abbildung 72]. Ab einem mittleren Antriebsmoment fällt dieser Startgleitwinkel von 220° auf 170° ab. Gleichzeitig steigt der Gleitwinkel zum Scheibenauslauf aufgrund der Scheibenverformungen an.

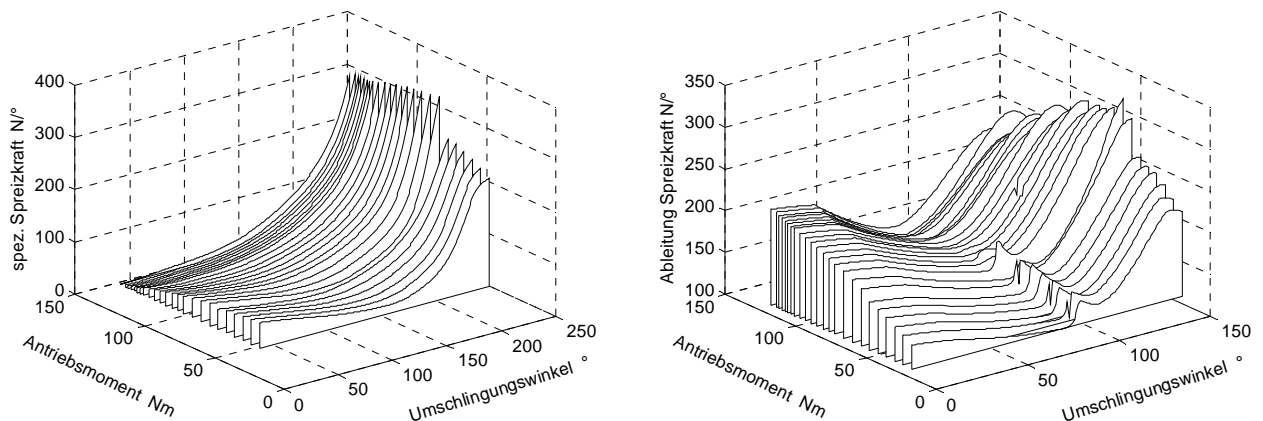


Abbildung 73: spezifische Spreizkraft am Ab- und Antrieb mit neuem Reibwertverlauf,

WDK-1  $i = 2.37$

Die lokalen Verluste im Umschlingungsbogen sind für An- und Abtrieb geringer als bei der ersten Berechnung [Abbildung 74]. Die Maximalwerte der spezifischen Verluste am Abtrieb sind dabei um  $2 \text{ W/}^\circ$  geringer. Am Antrieb beträgt die Differenz am Scheibeneinlauf ca.  $1 \text{ W/}^\circ$  und am Scheibenauslauf sind die Ergebnisse beider Berechnungen in gleicher Größenordnung. In die Verlustberechnung gehen die lokalen Größen der Gleitgeschwindigkeit, der Normalkraft und des Reibwertes ein und bei reduzierten Startreibwerten hat dies auch direkt Einfluss auf die berechneten lokalen Verlustleistungen.

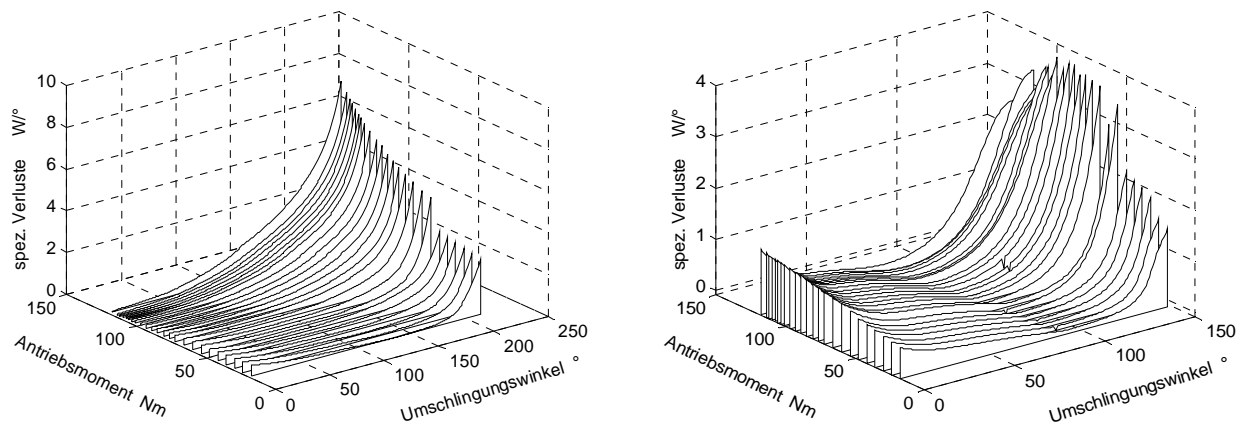
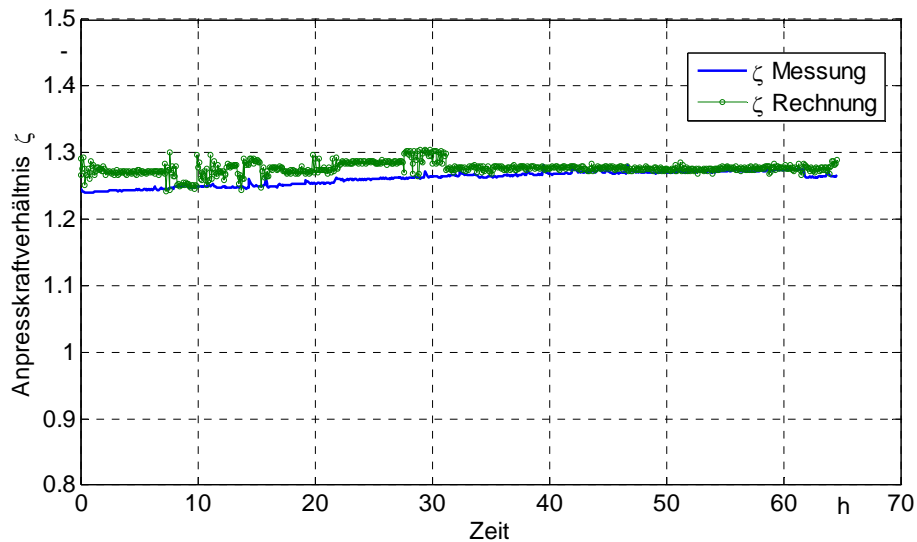


Abbildung 74: spez. Verluste am Ab- und Antrieb mit neuem Reibwertverlauf,  
WDK-1  $i = 2.37$

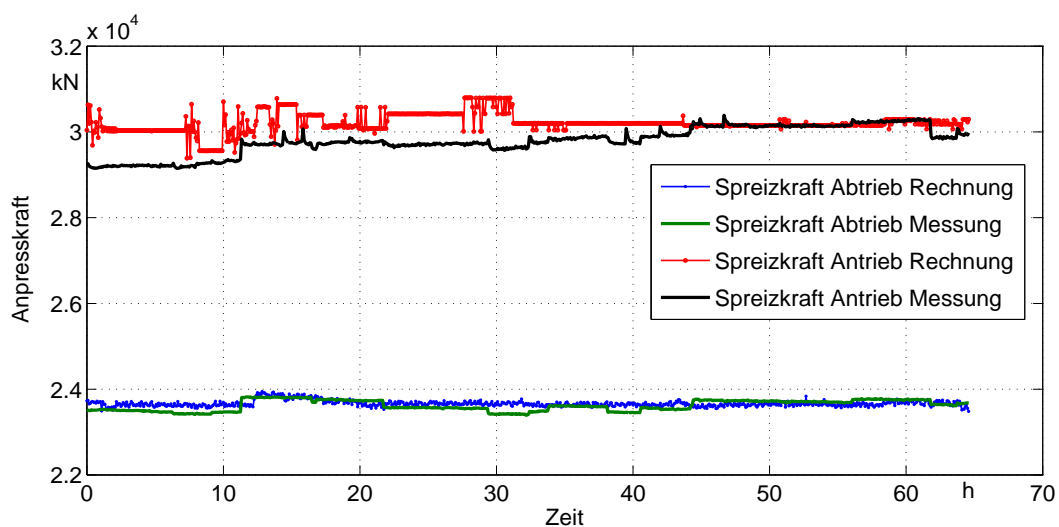
### 5.4.2 Berechnung des Dauerlaufs der WDK-1 mit neuem Reibwertverlauf

In **Abbildung 75** und **Abbildung 76** sind die Mess- und Berechnungsergebnisse sowohl des Anpresskraftverhältnisses  $\zeta$  als auch der Anpresskräfte vom An- und Abtrieb über die Versuchszeit von über 65 h des Versuches WDK-1 aufgetragen [vgl. **Kap. 4.5.2**]. Für alle der über 780 Betriebspunkte dieses Versuchslaufes wird der Reibwertverlauf verwendet, mit dem im oben beschriebenen  $\zeta_{\max}$  Versuch der Betriebspunkt bei maximalem  $T_{AN}$  berechnet wurde.



**Abbildung 75: Vergleich Anpresskraftverhältnis  $\zeta$ ; Messung – Rechnung mit neuem Reibwertverlauf, WDK-1  $i = 2.37$**

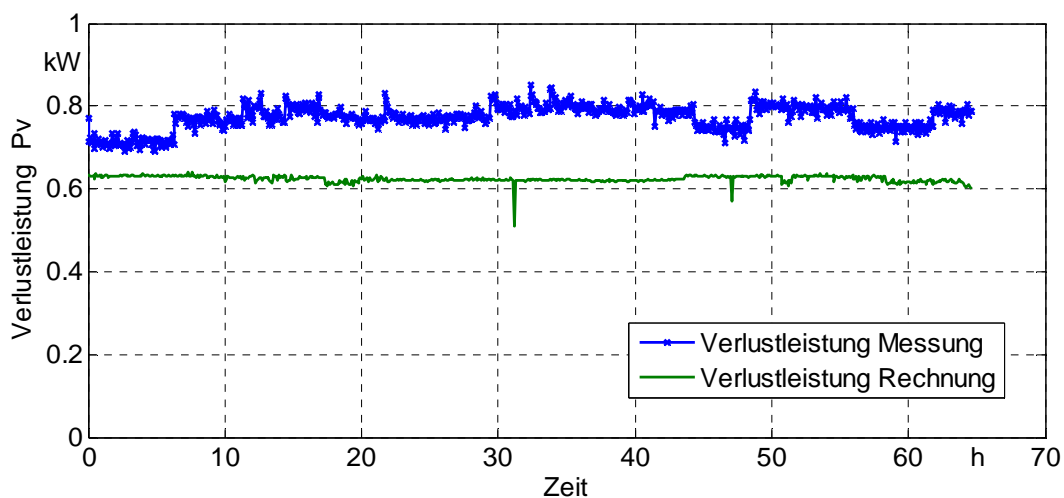
Die gemessene  $\zeta$ -Kurve steigt über der Versuchsdauer kontinuierlich an und die Berechnungsergebnisse liegen für die erste Hälfte der Versuchsdauer über den Messwerten. Da dies



**Abbildung 76: Vergleich Anpresskräfte; Messung – Rechnung mit neuem Reibwertverlauf, WDK-1  $i = 2.37$**

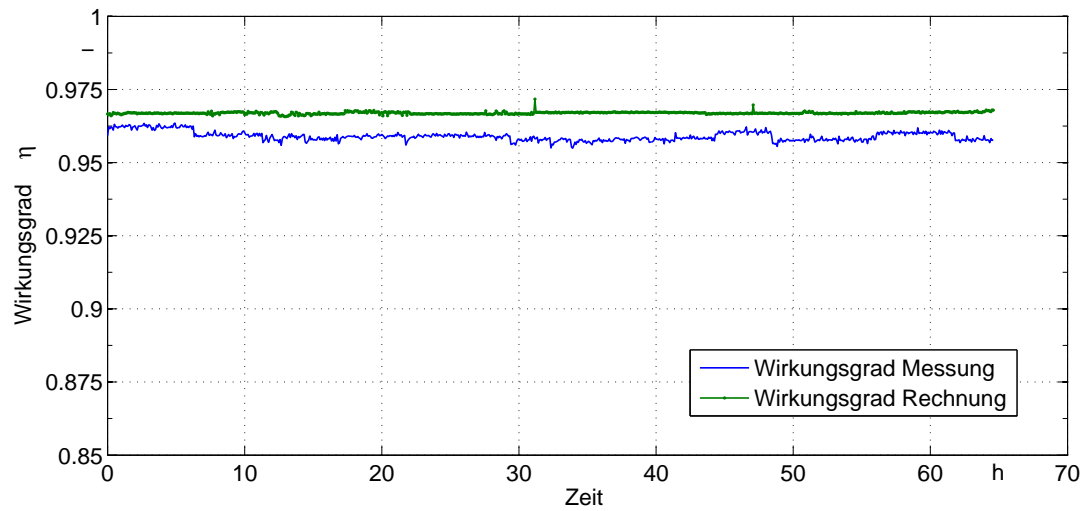
auch für den letzten Betriebspunkt der berechneten  $\zeta_{\max}$  Kurve der Fall ist, kann eine gute Übereinstimmung festgestellt werden. Die Differenz der Berechnungs- zu den Versuchsergebnissen liegt zu Beginn bei ca. 2.5%. Für die zweite Hälfte der Versuchszeit liegen beide Kurven teilweise übereinander. Dieser Verlauf spiegelt sich vor allem in den Anpresskräften des Antriebs wider, da beim Berechnungsverfahren die vorgegebenen Anpresskräfte für den Abtriebsscheibensatz als Abbruchkriterium der Iteration dienen [vgl. **Kap. 5.1.1** bzw. **Abbildung 54**]. Weil am Antrieb der Vergleich der berechneten Trumkräfte zwischen Ab- und Antriebsscheibensatz das Abbruchkriterium darstellt, spiegelt sich die Qualität der Reibwertverläufe sowohl für den An- als auch für Abtriebsscheibensatz in den Berechnungsergebnisse der Anpresskräfte des Antriebs wider. Die anfängliche Abweichung zwischen Messung und Rechnung bei der Anpresskraft am Antrieb von ca. 0.8 kN reduziert sich und liegt im letzten Drittel der Versuchsdauer bei annähernd null.

Die berechneten Wirkungsgrade liegen im Durchschnitt bei 96.7 % und 0.8% über den gemessenen Wirkungsgraden und bei der Verlustleistung liegen die berechneten Werte bei ca. 0.63 kW und somit ca. 0.15 kW unterhalb der Messwerte [**Abbildung 77** und **Abbildung 78**]. Die Vergleiche der Wirkungsgrade und der Verlustleistung zeigen im Gegensatz zum Anpresskraftverlauf  $\zeta$  nahezu konstante Verläufe der Mess- und Berechnungsergebnisse über der Versuchsdauer.



**Abbildung 77: Vergleich Verlustleistung; Messung – Rechnung mit neuem Reibwertverlauf, WDK-1  $i = 2.37$**

Der Anteil der Verluste am Antrieb an den Gesamtverlusten ist aufgrund des kleineren Laufradius und der damit geringeren Verformungen im Umschlingungsbogen deutlich geringer als am Abtrieb. Daher haben Veränderungen der Anpresskraft am Antrieb bei der Übersetzung  $i = 2.37$  einen geringeren Einfluss auf den Wirkungsgrad. Der Einfluss des Abtriebsscheibensatzes ist 2.5-3-mal höher als der des Antriebsscheibensatzes.



**Abbildung 78: Vergleich Wirkungsgrad; Messung – Rechnung mit neuem Reibwertverlauf, WDK-1  $i = 2.37$**

## 5.5 WDK-2 mit neuem Reibwertverlauf

Die Eignung des neuen Reibwertverlaufs auch für beschichtete Varianten mit einem deutlich unterschiedlichen Reibungsverhalten zu Stahl-Stahl-Paarungen soll anhand der Messdaten der Variante WDK-2 dargestellt werden. Es wird gezeigt, dass durch geänderte Parameter des Reibwertverlaufes im Vergleich zu der Variante WDK-1 sowohl der  $\zeta_{\max}$ -Versuch als auch die Ergebnisse des Dauerlaufes gut abgebildet werden können.

### 5.5.1 Berechnung $\zeta_{\max}$ Verlauf der WDK-2 mit neuem Reibwertverlauf

Der Versuch zur Bestimmung des Anpresskraftbedarfs für die Variante WDK-2 wurde bis zu einem Antriebsmoment von 104 Nm durchgeführt. Die resultierenden  $\zeta$ -Werte liegen zwischen 0.9 und 1.2. Der berechnete  $\zeta$ -Verlauf mit dem neuen Reibwertverlauf liegt bis dahin geringfügig darüber [Abbildung 79]. Zum Vergleich ist in dem Diagramm ebenfalls ein  $\zeta$ -Verlauf dargestellt, der mit herkömmlichen Reibwertvorgaben von  $\mu = 0.11$  berechnet wurde. Diese Kurve liegt in dem gemessenen Bereich deutlich über diesen Werten und fällt ab einem Antriebsmoment von 90 Nm kontinuierlich ab. Die zugehörigen Reibwertverläufe sind im Anhang abgebildet [Abbildung 96, Kap. 8.4].

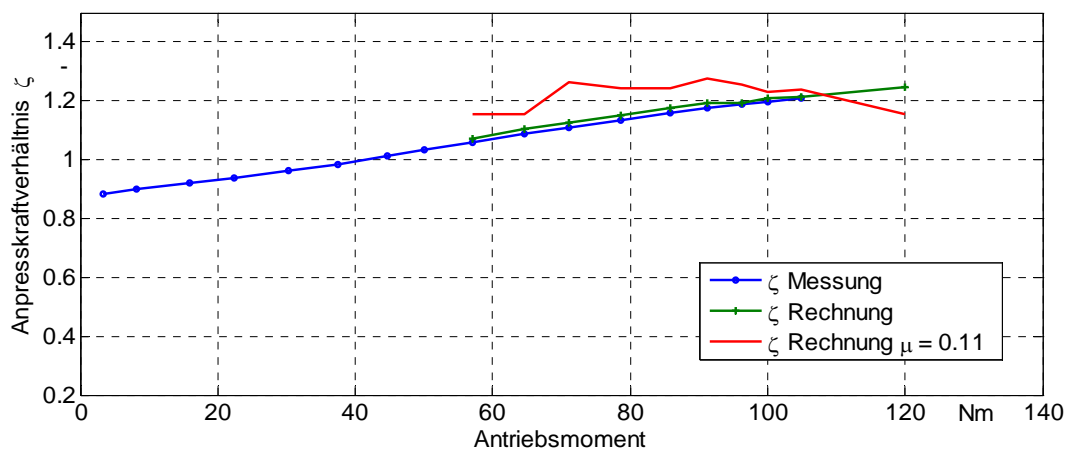
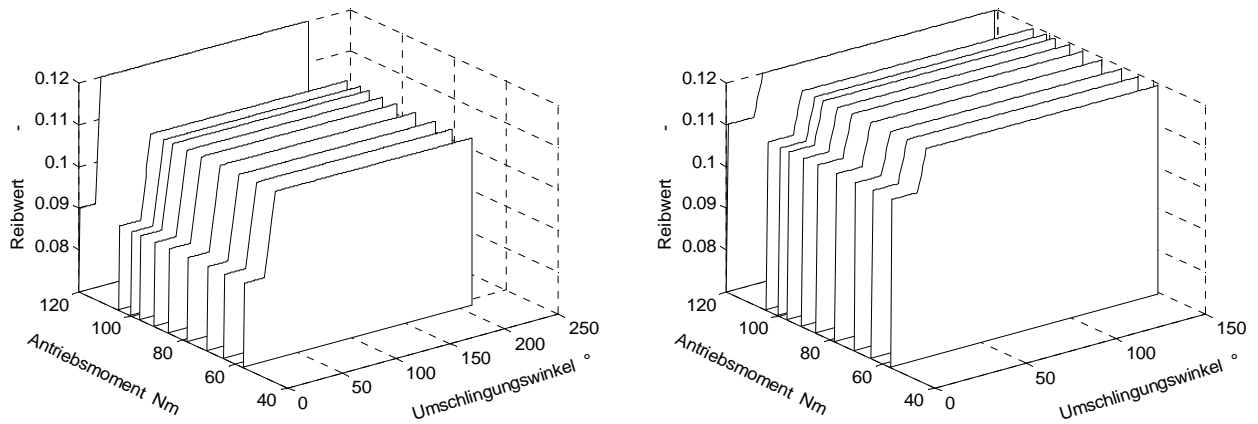


Abbildung 79: Vergleich Messung mit neu berechnetem  $\zeta_{\max}$ -Verlauf; WDK-2,  $i = 2.37$

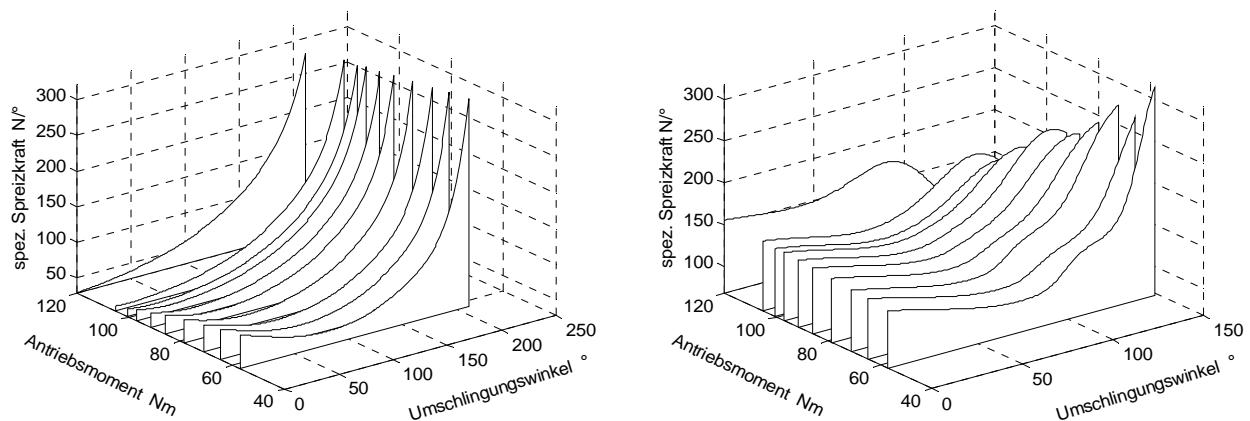
Die für diese Berechnungen verwendeten neuen Reibwertverläufe unterscheiden sich gegenüber denen der Variante WDK-1 sowohl in den Reibwertbeträgen als auch in dem Anstieg zwischen Startreibwert und Mischreibungsreibwert [Abbildung 80]. Die Startreibwerte  $\mu_{\text{Start}}$  der WDK-2 betragen für den Antrieb  $\mu_{\text{Start}} = 0.11$  und für den Abtrieb  $\mu_{\text{Start}} = 0.09$  und sind daher um 0.04 bzw. 0.07 erhöht im Vergleich zu den Startreibwerten der Variante WDK-1. Der Bereich des Umschlingungsbogens mit konstantem Startreibwert ist mit  $\varphi_{\text{Squeeze}} = 25^\circ$  nur halb so hoch. Des Weiteren erfolgt der Anstieg von  $\mu_{\text{Start}}$  auf  $\mu_{\text{Mischreib.}}$  innerhalb eines kleineren Intervalls des Umschlingungsbogens und wird im Gegensatz zur WDK-1-Variante nicht lastabhängig verändert. Die Werte für  $\mu_{\text{Mischreib.}}$  betragen am Antrieb 0.12 und am Abtrieb

0.11. Am Abtrieb beträgt die Spannweite 0.09-0.11 für die Berechnung des gemessenen  $\zeta$ -Verlaufs bis 104 Nm. Der verkürzte Einlaufbereich in Verbindung mit höheren Startreibwer-



**Abbildung 80: neue Reibwertverläufe für An- und Abtrieb für  $\zeta_{\max}$  Berechnung;  
WDK-2  $i = 2.37$**

ten  $\mu_{\text{Squeeze}}$  und der schnellere Anstieg auf jeweils  $\mu_{\text{Mischreib}}$  kann mit der hohen Porosität der Beschichtung begründet werden, durch die sowohl die Bildung eines geschlossenen Schmierfilms auf der Scheibenoberfläche verhindert als auch die Verdrängung des Schmierfilms aus dem Kontakt beschleunigt wird [vgl. Kap. 3.4].



**Abbildung 81: spez. Spreizkraft am Ab- und Antrieb mit herkömmlichem Reibwertverlauf,  
WDK-2  $i = 2.37$**

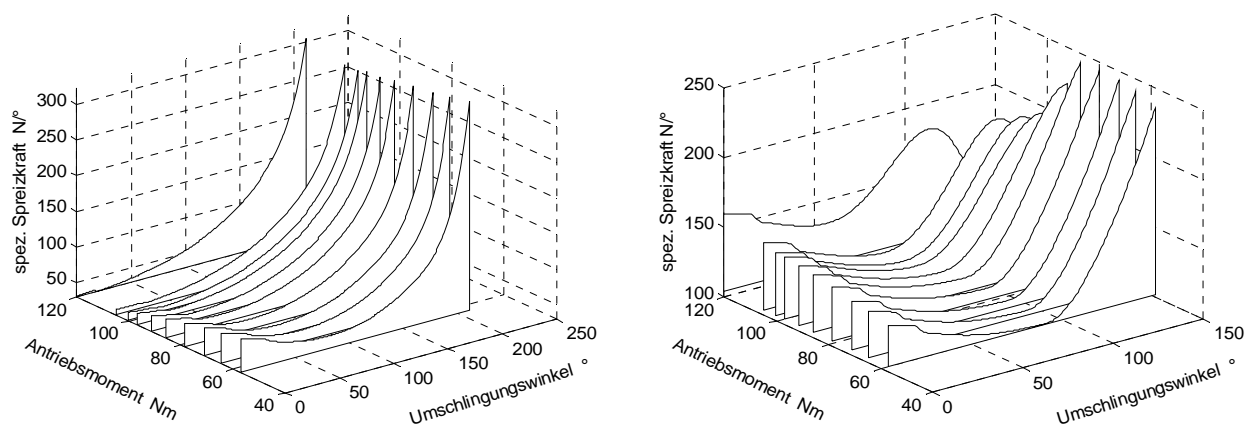
Auf Basis dieser Reibwertverläufe muss für den Dauerlauf, der mit einem Antriebsdrehmoment von  $T_{AN} = 120$  Nm durchgeführt wurde, ein Reibwertverlauf festgelegt werden, mit dem eine Anpresskraft am Antrieb von 22.3 kN und folglich ein Anpresskraftverhältnis von  $\zeta = 1.25$  erzielt werden kann [vgl. **Abbildung 32**]. Es hat sich gezeigt, dass durch eine geringe Erhöhung des Wertes  $\mu_{\text{Mischreib}}$  am Abtrieb um 0.01 auf 0.12 ausreichend ist, um diese not-



wendigen Werte zu erreichen. Das Anpresskraftverhältnis, das mit den konstanten Reibwerten berechnet wurde, hat bei dem Antriebsmoment nur einen Wert von  $\zeta = 1.157$ .

Die Unterschiede in den Reibwerten führen zu Veränderungen in den Verläufen, die am deutlichsten wiederum am Antrieb zu erkennen sind. Beim Vergleich der spezifischen Spreizkräfte mit neuem und herkömmlichem Reibwertverlauf sind die Berechnungsergebnisse am Antrieb zwar annähernd identisch, aber sowohl die Veränderungen über dem Umschlingungsbogen als auch die Endwerte unterscheiden sich deutlich [**Abbildung 81** und **Abbildung 82**]. Am Abtrieb treten hauptsächlich Veränderungen im Bereich der niedrigeren Startreibwerte und des Übergangsbereichs bis zum Ende von  $\varphi_{\text{Mischreib}}$  auf, die zu geringen Veränderungen der weiteren Verläufe führen.

Diese Veränderungen zwischen den beiden Berechnungsergebnissen der Spreizkraft insbesondere am Antrieb liegen zwischen 3 und 9 %, was ebenfalls Einfluss auf die berechneten Werte der Laufradien, der Gleitgeschwindigkeiten in radialer und tangentialer Richtung, der Gleitwinkel sowie der lokalen Verluste hat.



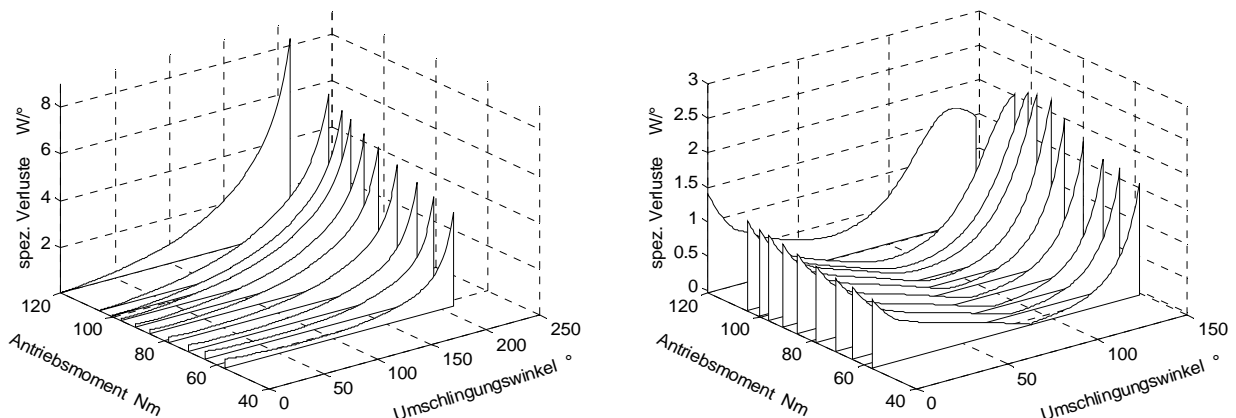
**Abbildung 82: spez. Spreizkraft am Ab- und Antrieb mit neuem Reibwertverlauf,  
WDK-2  $i = 2.37$**

Die lokalen Gleitgeschwindigkeiten weisen für den Abtrieb über einen großen Teil des Umschlingungsbogens eine radial einwärts gerichtete Gleitbewegung auf, die zwischen  $50^\circ$  und  $100^\circ$  auf dem Umschlingungsbogen ein Minimum der Gleitgeschwindigkeiten haben [s. Anhang **Abbildung 92**]. Die Maxima liegen abhängig vom Drehmoment zwischen 25 - 40 mm/s. Zum Auslauf verändert die radiale Gleitbewegung ihre Richtung in eine auswärtsgerichtete und erreicht Gleitgeschwindigkeiten von über 40 mm/s. Auf der Antriebsseite fallen die radialen Gleitgeschwindigkeiten über  $2/3$  des Umschlingungsbogens ab. Bei kleineren Antriebsmomenten kommt die radiale Gleitbewegung für einen kleinen Winkelbereich annähernd zum Stillstand und zum Scheibenauslauf steigen diese auf Werte von ca. 20-40 mm/s an. Die tangentialen Gleitbewegungen sind bei kleineren Antriebsmomenten zu Beginn

rückwärts gerichtet, bei steigenden Momenten und Umschlingungswinkel wandeln sie sich in eine vorwärts gerichtete Bewegung mit jeweiligem Maximum am Scheibenauslauf mit Geschwindigkeiten zwischen 40 und über 100 mm/s. Hingegen ist die Gleitbewegung auf der Antriebsseite für die berechneten Antriebsmomente eine rein rückwärts gerichtete Bewegung mit maximalen Geschwindigkeiten an den Scheibenein- und -ausläufen sowie mit jeweils einem Bereich in der Mitte des Umschlingungsbogens, in dem die Gleitgeschwindigkeit nahe null ist.

Bei der Überlagerung der beiden Gleitgeschwindigkeitsanteile zeigt sich, dass auf der Abtriebsseite in keinem Bereich des Umschlingungsbogens die Gesamtgleitgeschwindigkeit zu null bzw. annähernd zu null wird. Im Gegensatz hierzu treten am Antrieb gerade bei kleinen Antriebsmomenten im mittleren Bereich des Umschlingungsbogens Bereiche auf, in denen die Gesamtgleitgeschwindigkeit fast zu null wird. Der Vergleich der Gleitgeschwindigkeiten zwischen der Variante mit der neuen Reibwertvorgabe [vgl. **Abbildung 80**] und der herkömmlichen Reibwertvorgabe mit  $\mu_{\text{Vorgabe}} = 0.11$  zeigt qualitativ ähnliche Verläufe, die sich aber in den Beträgen unterscheiden [vgl. **Abbildung 93**].

Der Vergleich der spezifischen Verluste zeigt ebenfalls qualitativ identische Verläufe zwischen den Ergebnissen der beiden unterschiedlichen Reibwertvorgaben [**Abbildung 83** und **Abbildung 97**]. Quantitativ sind die jeweiligen Differenzen der lokalen Verluste am Abtrieb bis auf die Bereiche nach dem Scheibeneinlauf und vor dem Scheibenauslauf gering. Aufgrund der geänderten Spreizkräfte und der unterschiedlichen lokalen Reibwerte sind die Differenzen am Antrieb deutlich höher. Insgesamt liegen die Verluste jeweils für An- und Abtrieb der  $\zeta_{\text{max}}$ -Berechnung unter den Berechnungsergebnissen mit der herkömmlichen



**Abbildung 83: spez. Verluste am Ab- und Antrieb mit neuem Reibwertverlauf,  
WDK-2  $i = 2.37$**

Reibwertvorgabe und unterhalb der Messergebnisse. Dies wird im folgenden Kapitel beim Vergleich der Dauerlaufergebnisse mit den Berechnungsergebnissen ebenso deutlich.

### 5.5.2 Berechnung des Dauerlaufs der WDK-2 mit neuem Reibwertverlauf

Der  $\zeta$ -Wert der Variante WDK-2 liegt zu Beginn bei  $\zeta = 1.25$  und zum Ende des Dauerlaufs hat sich ein Wert von  $\zeta = 1.27$  eingestellt [Abbildung 84]. Die Berechnungsergebnisse der 208 gemessenen Betriebspunkte, die mit den oben beschriebenen neuen Reibwertverläufen berechnet worden sind, liegen ebenfalls auf einem Niveau von  $\zeta = 1.25$ . Der leichte Anstieg des  $\zeta$ -Verlaufs ab 13h Versuchsdauer wird durch die Simulation nicht erfasst, da hierfür die Reibwertverläufe für An- und Abtriebsseite variiert werden müssten.

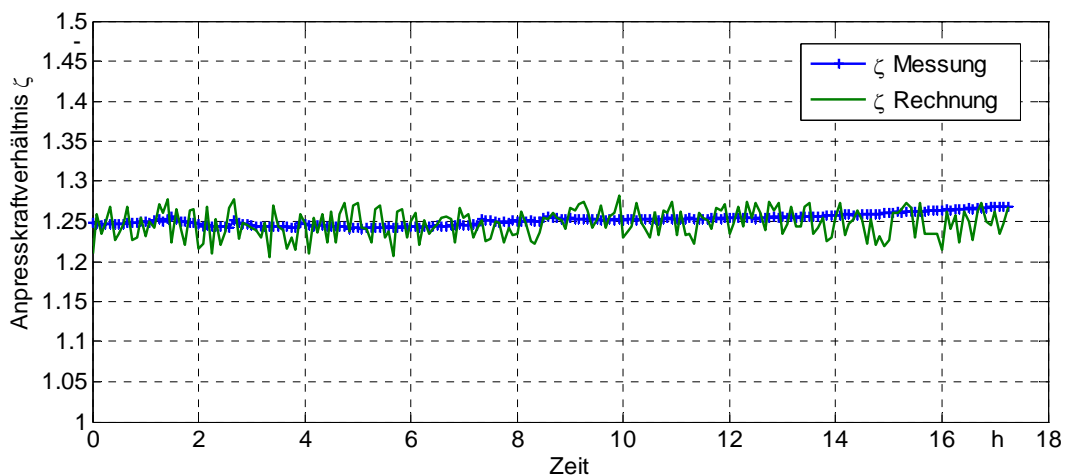


Abbildung 84: Vergleich Anpresskraftverhältnis  $\zeta$ ; Messung – Rechnung mit neuem Reibwertverlauf, WDK-2  $i = 2.37$

Die Anpresskräfte werden analog zur Variante WDK-1 für die beschichtete Variante berechnet. Die maximale Abweichung zwischen Mess- und Berechnungswert beträgt 3,7 % [Abbildung 85]. Die Anpresskräfte der Variante WDK-2 sind deutlich geringer als bei der

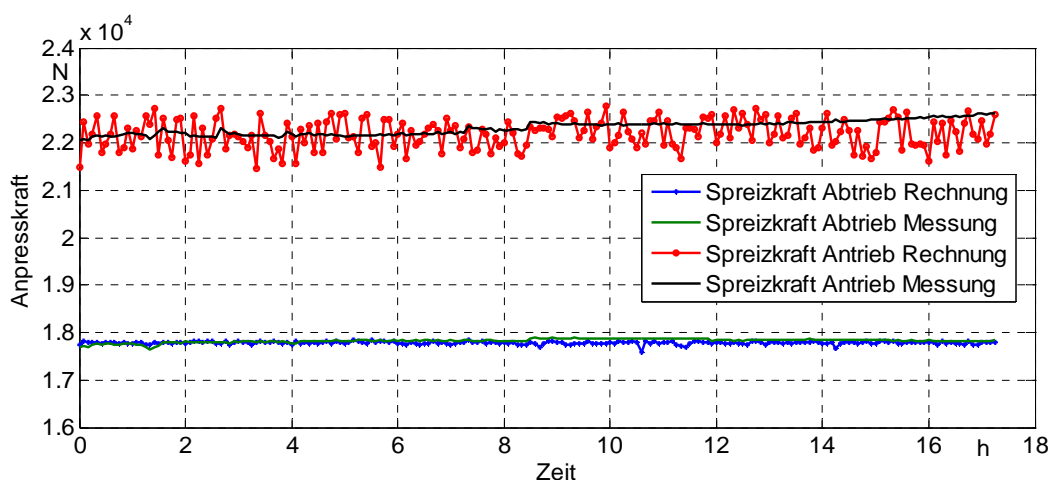
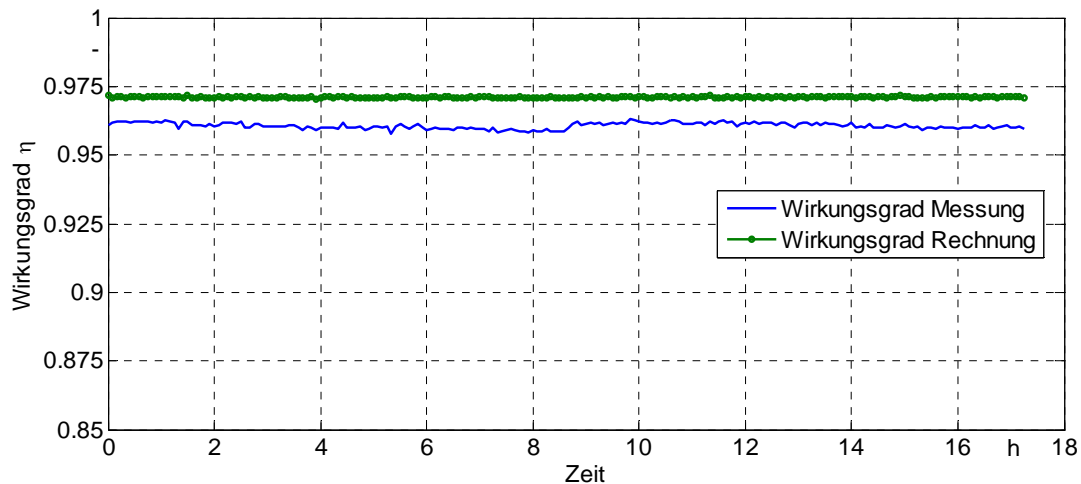


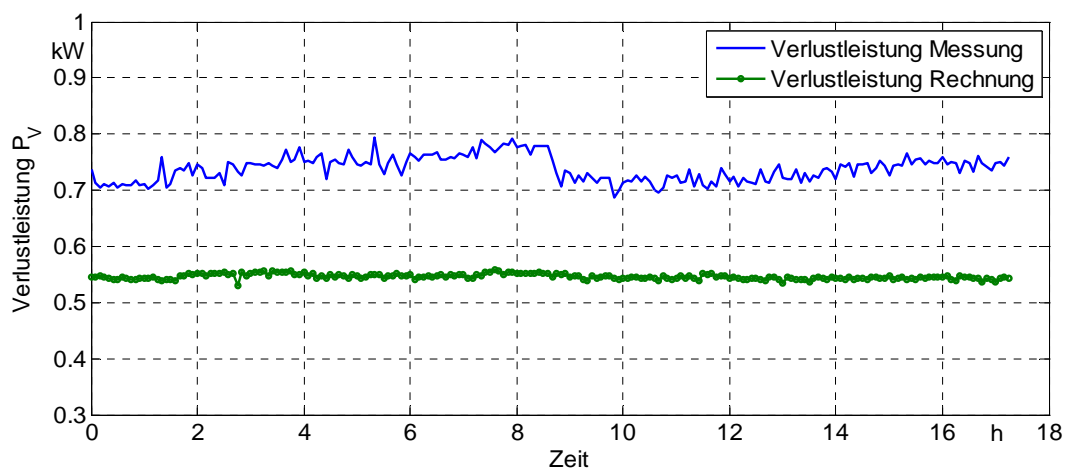
Abbildung 85: Vergleich Anpresskräfte; Messung – Rechnung mit neuem Reibwertverlauf, WDK-2  $i = 2.37$

Variante WDK-1. Am Abtrieb beträgt die Differenz über 7 kN und an der Antriebsseite über 6 kN. Trotz dieser Differenz der Anpresskräfte und der damit verbundenen geringeren Verformungen, die zu geringeren Verlusten führen, liegen die gemessenen Verlustleistungen beider Varianten in gleicher Größenordnung zwischen 0.7 und 0.85 kW [Abbildung 87].



**Abbildung 86: Vergleich Wirkungsgrad; Messung – Rechnung mit neuem Reibwertverlauf, WDK-2  $i = 2.37$**

Die höheren Verluste der Variante WDK-2 werden durch die aufgrund erhöhten Verschleißes geänderte Kontaktgeometrie zwischen Wiegedruckstücken und Scheiben verursacht. Der Punktkontakt hat sich zu einem Linienkontakt verändert und verursacht somit höhere Verluste. Des Weiteren werden durch den Linienkontakt die Abwälzbewegungen der Wiegedruckstücke gestört und auf diese Weise die inneren Verluste der Kette erhöht [vgl. Kap.4.6.]. Da die inneren Verluste der Wiegedruckstückkette bei unbeschichteten Scheiben



**Abbildung 87: Vergleich Verlustleistung; Messung – Rechnung mit neuem Reibwertverlauf, WDK-2  $i = 2.37$**

vernachlässigbar gering sind, werden diese im Simulationsprogramm nicht berücksichtigt und daher liegen die berechneten Verluste bei der Variante WDK-1 im Mittel bei 0.62 kW und bei der Variante WDK-2 aufgrund der geringeren Anpresskräfte bei 0.55 kW.

Die geringen inneren Verluste führen zu einem rechnerisch höheren Wirkungsgrad, der im Mittel über allen berechneten Betriebspunkten bei 97.1 % liegt und somit 1% über den gemessenen Werten [Abbildung 86].

### 5.6 Bewertung der Reibwertvorgabe für das Berechnungsverfahren

Die bisherigen Berechnungsmodelle basieren bzgl. des Reibwertes entweder auf konstanten Reibwerten über dem Umschlingungsbogen oder auf schlupfabhängigen Reibwerten. Die Ergebnisse mit diesen Ansätzen sind hinsichtlich der Wirkungsgradberechnung gut und mit ausreichend hoher Anzahl experimenteller Ergebnisse verifiziert [45], [34], [35]. Differenzen zu Messergebnissen dieser Ansätze bestehen in der Berechnung der Anpresskräfte. Dies zeigt sich, wie oben dargestellt, in den Berechnungen der  $\zeta_{\max}$ -Kurven mit verschiedenen Reibwerten. Die Ergebnisse können zwar qualitativ den  $\zeta$ -Verlauf gut abbilden. Aber nur für eine geringe Anzahl von einzelnen Betriebspunkten der  $\zeta_{\max}$ -Kurven konnten auch quantitativ sehr gute Ergebnisse erzielt werden. Des Weiteren kann mit konstanten Reibwerten nicht der gesamte Momentenbereich bis  $T_{\text{Nenn}}$  berechnet werden.

Mit dem neuen beschriebenen Reibwertverlauf, mit dem die Umschlingungsbögen an beiden Scheibensätzen in drei Bereiche eingeteilt und lastabhängig variiert werden, kann prinzipiell gezeigt werden, dass die Messwerte, insbesondere die Anpresskräfte, wesentlich besser abgebildet werden können. Die Abweichungen zu den Messwerten der  $\zeta_{\max}$ -Kurven sind geringer. Darüber hinaus können Ergebnisse bis zum Nennmoment berechnet werden. Wie die Resultate der Dauerlaufversuche zeigen, treten über die Versuchsdauer Veränderungen der Messwerte auf. Sind diese Veränderungen bekannt, so kann im Berechnungsprogramm ein Algorithmus implementiert werden, mit dem diese zeitlichen Veränderungen in den Reibwertverläufen abgebildet werden und der darüber hinaus auch lastabhängig sein kann.

Auch wenn die Anpresskräfte in den beiden beschriebenen Fällen gut mit den Messergebnissen übereinstimmen, so sind die Differenzen im Vergleich der Wirkungsgrade bzw. der Verlustleistung doch höher. Dies kann bedeuten, dass entweder nicht alle Verlustanteile vom Berechnungsprogramm erfasst werden, oder dass lokale Verluste infolge der Gleitbewegungen zwischen Umschlingungsmittel und Scheiben durch die vorgegebenen lokalen Reibwerte quantitativ nicht in voller Höhe wiedergegeben werden. Das kann durch Variation der Reibwerte  $\mu_{\text{Mischreib}}$  bzw.  $\mu_{\text{Start}}$  sowie der Winkel optimiert werden.

Die entwickelte und verifizierte prinzipielle Möglichkeit der Reibwertvorgabe kann für andere Drehzahlbereiche, Übersetzungen und Belastungen angepasst werden. Die für den neuen vorgestellten Reibwertverlauf verwendeten Reibwerte für  $\mu_{\text{Mischreib}}$  liegen in der Größen-

ordnung, die u.a. von *Sauer* ermittelt wurden [36]. Die Werte für  $\mu_{\text{start}}$  und den Übergangsbereich auf  $\mu_{\text{Mischreib.}}$  sind qualitativ von den Ergebnissen von *Wang* und *Rhode* abgeleitet und wurden an den beschriebenen Reibwertverlauf angepasst. Zur quantitativen Bestimmung von  $\mu_{\text{start}}$  und des Übergangsbereiches wurde jeweils für beide beschriebenen WDK-Varianten in mehreren Berechnungen die relevanten Werte des neuen Reibwertverlaufes variiert, bis eine hohe Übereinstimmung mit den gemessenen Ergebnissen erzielt werden konnte. Eine explizite Berechnung der Reibwerte ist in dem verwendeten numerisch iterativen Berechnungsprogramm nicht enthalten.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde zum einen die Eignung von Oberflächenbeschichtungen auf das Reib- und Verschleißverhalten von stufenlosen Umschlingungsgetrieben untersucht, zum anderen ein bestehendes numerisch iteratives Simulationsprogramm um einen neuen Reibwertansatz erweitert und dieser anhand von Messergebnissen verifiziert.

Die Leistungsübertragung zwischen zwei Kegelscheibenpaaren und dem Umschlingungsmittel erfolgt über Kraftschluss. Das Reibwertverhalten hat eine hohe Bedeutung für die Funktion stufenloser Umschlingungsgetriebe, weil die notwendige Anpresskraft von der Höhe des Reibwertes abhängig ist. Ist der Reibwert zu gering steigt der notwendige Anpresskraftbedarf, was zu erhöhten Verformungen und so zu höheren Verlusten im Variator sowie zu größeren Leistungsaufnahme des Anpresssystems führt. Bei weiter steigendem Schlupf kommt es zum Durchrutschen und zur Zerstörung des Getriebes.

Für die experimentellen Untersuchungen des Reib- und Verschleißverhaltens wurden mehrere unterschiedliche Beschichtungen, die jede für sich in tribologisch hoch beanspruchten Anwendungen eingesetzt werden, ausgewählt und die Kegelscheiben mit diesen beschichtet. Es handelte sich dabei um PVD-Beschichtungen und eine Flammsspritzbeschichtung. Bei den PVD-Beschichtungen wurden eine WC/C-, eine CrN- sowie eine TiAlN-Beschichtung mit einer WC/C Deckschicht ausgewählt, bei der Flammsspritzbeschichtung eine CrC-NiCr-Beschichtung.

Für die Beurteilung der unterschiedlichen Beschichtungen wurden Bauteiluntersuchungen sowohl mit unbeschichteten als mit beschichteten Scheiben vorgenommen. Die unbeschichteten Varianten dienten hierbei als Referenz hinsichtlich des Reib- und Verschleißverhaltens. Die Umschlingungsmittel entsprachen dem Serienstand. Die Höhe des notwendigen Anpresskraftbedarfes wurde für jede Variante mit einem  $\zeta_{\max}$ -Versuch ermittelt. Die so ermittelten Anpresskräfte wurden für die anschließenden Dauerläufe verwendet.

Beim Vergleich der notwendigen Anpresskräfte zeigten sich sowohl deutliche Unterschiede im Reibverhalten der Beschichtungen untereinander als auch zu den Referenzergebnissen der unbeschichteten Varianten. Die sehr offenporige Flammsspritzbeschichtung benötigt ca. 25% weniger Anpresskraft als die unbeschichtete Variante. Im Gegensatz hierzu benötigt die CrN-Beschichtung über 30% mehr Anpresskraft bei gleichen Betriebsparametern. Die übrigen Ergebnisse liegen zwischen diesen Extrema.

Deutliche Unterschiede sind bei den Dauerläufen und entsprechend auch im Reibwertverhalten aufgetreten. Es gab Dauerverläufe mit hohen Schwankungen im Anpresskraftverhältnis, wie bei der WC/C-Beschichtung, Verläufe mit einer kontinuierlichen Abnahme sowie Zunahme. Das Verschleißverhalten der Beschichtungen bzw. der unbeschichteten Kegelscheiben sowie der Umschlingungsmittel war ebenfalls sehr unterschiedlich. Es kam zu Fres-

serscheinungen, zu Graufleckigkeit an den unbeschichteten Kegelscheiben und zu Abtrag und Abplatzungen bei den Beschichtungen. Bei einigen Beschichtungen trat ein sehr hoher Verschleiß an den Flanken der Umschlingungsmittel auf, der einen vorzeitigen Versuchsabbruch notwendig machte.

Folglich sind nach heutigem Stand die eingesetzten Beschichtungen trotz einzelner Vorteile gegenüber unbeschichteter Oberflächen nicht für den tribologisch hochbeanspruchten Kontakt in Umschlingungsgetrieben geeignet. Im Fokus der Weiterentwicklung sollte das Verschleißverhalten stehen.

Im zweiten Teil dieser Arbeit wurde ein erweitertes Reibwertmodell entwickelt und anhand der experimentellen Ergebnisse der Anpresskraft- und Dauerlaufversuche verifiziert. Die bisherigen Reibwertmodelle verwenden einen konstanten Reibwert über dem gesamten Umschlingungsbogen an beiden Scheibensätzen. Bei dem neuen Reibwertmodell wird der Umschlingungsbogen in drei Bereiche eingeteilt, in denen der Reibwert jeweils unterschiedlich ist. Am Scheibeneinlauf wird aufgrund des Squeezeeffektes ein geringer Reibwert verwendet. In einem Übergangsbereich steigt dieser linear auf einen Endreibwert an. Die Werte des Start- und Endreibwertes sind von der Beschichtung abhängig und die Länge des Übergangsbereiches kann lastabhängig variieren. Ferner wird der neue Reibwertansatz an An- und Abtriebsscheibensatz mit unterschiedlichen Werten verwendet. Der Vergleich zwischen Berechnungsergebnissen mit dem neuen Ansatz und Messergebnissen der Anpresskraftversuche zeigt eine hohe Übereinstimmung, die mit dem herkömmlichen konstanten Reibwert nicht erreicht wird.

Der Abgleich zwischen Messung- und Rechnung mit dem neuen Reibwertansatz wurde bisher nur für eine Antriebsdrehzahl und eine Übersetzung vorgenommen. Hier ist als nächster Schritt zu prüfen, ob dieses Reibwertmodell auch für andere Übersetzungen und Antriebsdrehzahlen eingesetzt werden kann. Ein Abgleich fand bisher nur für die Wiegedruckstückkette statt, die inneren Bandverluste des Schubgliederbandes wurde bisher nicht berücksichtigt. Mit einer Erweiterung um ein solches Berechnungsmodell in Verbindung mit dem neuen Reibwertmodell zwischen Umschlingungsmittel und Scheiben könnten Schubgliederbänder ebenfalls komplett berechnet werden.



## 7 Literaturverzeichnis

- [1] Balzer Produktinformation, unter: <http://www.oerlikonbalzerscoating.com/bfl/ger>; abgerufen am 06.04.2013
- [2] Behrendt, M.: Entwicklung eines Systemtribometers mit Abbildung mehrachsiger instationärer Beanspruchungskollektive zur Analyse von Reibung und im Mischreibungsgebiet im Kontext nasslaufender Umschlingungs-CVT, Dissertation Karlsruhe 2009
- [3] Bullinger, M.; Dynamik von Umschlingungsgetrieben mit Schubgliederband, Fortschritt Berichte VDI Reihe 12, Nr. 593, VDI-Verlag, Düsseldorf 2005
- [4] Carbone, G; De Novellis, L.; Commissaris, G.; Steinbuch, M. An Enhanced CMM Model for the Accurate Prediction of Steady-State Performance of CVT Chain Drives, Journal of Mechanical Design, Vol.132 (2010), pp.
- [5] Czichos, H.; Habig K.-H.; Tribologie-Handbuch. 2. Auflage Vieweg Verlag 2003
- [6] Dittrich, O.: Theorie des Umschlingungstriebes mit keilförmigen Reibflanken. Dissertation TH Karlsruhe 1953
- [7] Dittrich, O.: Anwendung der Theorie des keilförmigen Umschlingungstriebes auf stufenlose Getriebe. Bad Homburg, 1992
- [8] Eytelwein, J. A.: Handbuch der Statik fester Körper, Bd. 1. Berlin, Reiner 1808
- [9] Faust, H.; Linnenbrügger, A.: CVT-Entwicklung bei LuK,6. LuK Kolloquium,19-20.3.1998, S.159-181, 1998
- [10] Frick, P. MAN HydroDrive – Serienerfahrungen, VDI-Berichte Nr. 1943, S. 967-980. Düsseldorf, VDI-Verlag 2006
- [11] Gerbert, B. G.: Force and Slip Behaviour in V-Belt Drives. Acta Polytechnica Scandinavica, Mech. Eng. Series No. 67, Helsinki 1972

- [12] Gerbert, B. G.: Influence of Band Friction on Metal V-Belt Mechanics. Report No. 1985-08-25, Division of Machine Elements. Göteborg, Chalmers University of Technology 1985
- [13] Gerbert, B. G. (Hrsg.); Olsson, J.: Deformation of Pulley in a V-Belt Transmission. Report 1989-01-27, Machine and Vehicle Design. Göteborg, Chalmers University of Technology, 1989
- [14] Gerbert, B. G.: Skew V-Belt Pulleys. Proceedings of the International Conference on Continuously Variable Power Transmissions, CVT '96, Paper 101. Yokohama, JSAE 1996
- [15] Gitt C.: Analyse und Synthese leistungsverzweigter Stufenlosgetriebe, Dissertation Universität Stuttgart, 2004
- [16] Grashof, F.: Theoretische Maschinenlehre, Bd. 2. S. 304-324. Hamburg, Leopold Voss 1883
- [17] Greiner, J.; Kiesel, J.; Veil, A. Strenkert, J; Front-CVT Automatikgetriebe (WFC280) von Mercedes Benz; VDI-Berichte Nr. 1827, S. 421-445. Düsseldorf, VDI-Verlag 2004
- [18] Hirschmann, V.: Tragfähigkeitsuntersuchungen an stufenlosen Umschlingungsgetrieben. Dissertation TU München 1997
- [19] Hofmann, L.: Optimierung trockenlaufender CVT-Getriebe für die Anwendung in Kraftfahrzeugen. Dissertation Technische Universität Dresden 2000
- [20] Kuhn, M.; Verschleißschutzkonzepte für Wälzlager mittels PVD-Beschichtungen, Dissertation RWTH Aachen, IME 2006
- [21] Küçükay,F.; Getriebe im Automobil, Modul 1- Einführung in die Fahrzeug und Getriebetechnik, IIR CTI Fernlehrgang, IIR-Verlag 2006
- [22] Loos, J.; Leistungsfähige Wälzlager für umweltverträgliche Schmierstoffe durch PVD-Verschleißschutzschichten, Dissertation RWTH Aachen, IME 2001
- [23] Leistner, E.; Gefügetlas zur Präparation und Auswertung thermischer Spritzschichten, Düsseldorf Verl. für Schweißen und Verwandte Verfahren, DVS-Verl., 2001

- [24] Lutz, O.; Schlums, K.-D.: Selbsthemmung im kraftschlüssigen Keilscheiben-Umschlingungsgetriebe. Konstruktion Bd. 17 (1965) Nr. 9, S. 365-368
- [25] Naunheimer, H.; Bertsche, B.; Lechner, G.: Fahrzeuggetriebe, Springer, 2007
- [26] N.N.: GfT; Arbeitsblatt 7 Tribologie – Verschleiß, Reibung, Definitionen, Begriffe, Prüfung, Gesellschaft für Tribologie, 2002
- [27] N.N.:[http://www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/kfz-erstausruestung/hybridring\\_de.html](http://www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/kfz-erstausruestung/hybridring_de.html)
- [28] Paul, M.; Grumbach, M.; Pelchen C., Der Antriebsstrang als vernetztes System im Fahrzeug. VDI-Berichte Nr. 1827 (2004), S. 5-18. Düsseldorf, VDI-Verlag 2004
- [29] Poll, G.; Getriebe in Automobil, Modul 3 - Stufenlose Getriebe CVT, IIR CTI Fernlehrgang, IIR Verlag 2006
- [30] Rohde, J. Simulation des Tribokontakts zwischen Kette und Variatorscheibe im CVT-Getriebe, TU Clausthal, 2006
- [31] Rooij, J. v.; Schaerlaeckens, W.: Kräfte und Wirkungsgrad beim Schubgliederband. Teil I: Allgemeine Kräftebetrachtungen. Antriebstechnik Bd. 32 (1993) Nr. 8, S. 55-58
- [32] Rooij, J. v.; Schaerlaeckens, W.: Kräfte und Wirkungsgrad beim Schubgliederband. Teil II: Im Band auftretende Kräfte. Antriebstechnik Bd. 32 (1993) Nr. 9, S. 57-60
- [33] Rooij, J. v.; Schaerlaeckens, W.: Kräfte und Wirkungsgrad beim Schubgliederband. Teil III: Leistungsverluste im Schubgliederband und CVT-Getriebe. Antriebstechnik Bd. 32 (1993) Nr. 10, S. 83-86
- [34] Sattler, H.: Mess- und Prüfverfahren für eine Wirkungsgradbestimmung von stufenlos verstellbaren Umschlingungsgetrieben. FVA-Forschungsheft Nr. 561. Frankfurt/Main, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. 1998
- [35] Sattler, H.: Stationäres Betriebsverhalten stufenlos verstellbarer Metallumschlingungsgetriebe. Dissertation Universität Hannover, IMKT 1999

- [36] Sauer, G.: Grundlagen und Betriebsverhalten eines Zugketten-Umschlingungsgetriebes. VDI-Fortschritt-Bericht Nr. 293 (1996) Reihe 12, Düsseldorf, VDI-Verlag 1996 / Dissertation TU München, 1996
- [37] Schönnenbeck, G.; Wagner, P.: Gesichtspunkte und spezielle Prüfmethode zur Schmierstoffauswahl für stufenlose Kettenwandler. Tribologie 2000, 8. Int. Kolloquium, Technische Akademie Esslingen 3 (1992), S. 1-20
- [38] Schaufler, C.: Beitrag zur Entwicklung von PVD-Festschmierstoffsystemen für den Betrieb von Maschinenelementen unter extremen Umgebungsbedingungen (Vakuum und hohe Temperaturen), Dissertation Uni Erlangen-Nürnberg 2002
- [39] Sedelmayr M.; Räumliche Dynamik von CVT-Keilkettengeometrie, Fortschritt Berichte, VDI Reihe 12, Nr. 558, VDI-Verlag, Düsseldorf 2003
- [40] Sedelmayr M.; Bullinger M.; Pfeiffer F.: Spatial Dynamics of CVT Chain Drives, VDI-Berichte Band 1709 (CVT 2002 Congress), S. 511-527., Düsseldorf, VDI-Verlag, 2002
- [41] Sladek, W.: Möglichkeiten zur Wirkungsgradoptimierung von Stufenlosgetrieben. Dissertation Universität Hannover 2001
- [42] Srnik, J.: Dynamik von CVT-Keilkettengeräten. VDI-Fortschritt-Bericht Nr. 372 Reihe 12, Düsseldorf, VDI-Verlag 1999 / Dissertation TU München 1998
- [43] Srnik, J.: Der Einfluss von Keilscheibenelastizitäten auf das Betriebsverhalten von CVT-Keilkettengeräten. VDI-Berichte Band 1467 (Umschlingungsgetriebe), S. 291-311, Düsseldorf, VDI-Verlag 1999
- [44] Stuffer, A.: Prototyp eines stufenlos verstellbaren Getriebes als Technologieträger für die Potentialabschätzung von ingenieurkeramischen Werkstoffen in geschmierten Friktionssystemen, Dissertation Universität Karlsruhe 2007
- [45] Sue, A.: Stationäres Betriebsverhalten stufenloser verstellbarer Umschlingungsgetriebe unter Einfluss des Kippspiels und elastischer Verformungen Dissertation Universität Hannover 2003

- [46] Sue, A; Dittrich, O.; Poll, G.: CVT-Wirkungsgradberechnung aus der Verformung beim Umschlingungstrieb. VDI-Berichte Band 1709 (CVT 2002 Congress), Düsseldorf, VDI-Verlag 2002, S. 69-88
- [47] Süßmuth, J.-F.: Eignungsbeurteilung von Schmierstoffen für stufenlose Umschlingungsgetriebe, Technische Universität München 2003
- [48] Takashi, I.; Emamdjomeh, N.: Development of a Highly Efficient Half-Toroidal IVT System with Geared-Neutral and Power-Split Technologies. 4. Internationales CTI-Symposium Innovative Fahrzeuggetriebe, Berlin, Dezember 2005.
- [49] Tenberge, P.: Wirkungsgrade von Zug- und Schubgliederketten in einstellbaren Umschlingungsgetrieben. Dissertation Ruhr Universität Bochum 1986
- [50] Wang, G.: Untersuchungen an stufenlos einstellbaren Zug- und Schubgliedergetrieben. Dissertation TU Clausthal 1991

Im Rahmen des Forschungsvorhabens wurden von mir folgende Studien- und Laborarbeiten betreut, deren Ergebnisse in dieser Arbeit mit verwendet worden sind:

Kellner, F.; Wittek, E.; Untersuchung des Verschleißverhaltens beschichteter und unbeschichteter Kegelscheiben in einem stufenlosen Umschlingungsgetriebe, unveröffentlichte Laborarbeit, IMKT, Leibniz Universität Hannover, 2006

Kruse, M.; Untersuchung des Verschleißverhaltens von Kegelscheiben und Schubgliederbändern in einem stufenlosen Getriebe, unveröffentlichte kleine Studienarbeit, IMKT, Leibniz Universität Hannover, 2004

## 8 Anhang

## 8.1 Messergebnisse der Scheibenoberflächen

SGB-1 unbeschichtet		Kenngröße	R <sub>a</sub>	R <sub>z</sub>	R <sub>pk</sub>	R <sub>vk</sub>	R <sub>k</sub>	M <sub>R1</sub>	M <sub>R2</sub>
			μm	μm	μm	μm	μm	%	%
Antrieb	Festscheibe	Versuchsbeginn	0,211	1,816	0,197	0,395	0,634	9,22%	87,03%
		Versuchsende	0,148	1,253	0,124	0,302	1,253	0,124	83,60%
		<b>Veränderung</b>	<b>-30%</b>	<b>-31%</b>	<b>-37%</b>	<b>-24%</b>	<b>-35%</b>	<b>-28%</b>	<b>-4%</b>
	Losscheibe	Versuchsbeginn	0,288	2,426	0,291	0,556	0,794	8,59%	83,12%
		Versuchsende	0,216	1,625	0,119	0,467	1,625	0,119	85,19%
		<b>Veränderung</b>	<b>-25%</b>	<b>-33%</b>	<b>-59%</b>	<b>-16%</b>	<b>-19%</b>	<b>-43%</b>	<b>2%</b>
Abtrieb	Festscheibe	Versuchsbeginn	0,262	2,080	0,225	0,467	0,784	8,50%	86,25%
		Versuchsende	0,178	1,518	0,126	0,391	1,518	0,126	85,08%
		<b>Veränderung</b>	<b>-32%</b>	<b>-27%</b>	<b>-44%</b>	<b>-16%</b>	<b>-36%</b>	<b>-8%</b>	<b>-1%</b>
	Losscheibe	Versuchsbeginn	0,229	1,796	0,170	0,425	0,702	6,29%	86,41%
		Versuchsende	0,179	1,509	0,105	0,419	1,509	0,105	82,02%
		<b>Veränderung</b>	<b>-22%</b>	<b>-16%</b>	<b>-38%</b>	<b>-1%</b>	<b>-34%</b>	<b>-5%</b>	<b>-5%</b>

Tabelle 25: SGB-1 unbeschichtet -  $n_{AN} = 3000 \text{ min}^{-1}$  und  $i = 0.47$ 

SGB-2 WC/C		Kenngröße	R <sub>a</sub>	R <sub>z</sub>	R <sub>pk</sub>	R <sub>vk</sub>	R <sub>k</sub>	M <sub>R1</sub>	M <sub>R2</sub>
			μm	μm	μm	μm	μm	%	%
Antrieb	Festscheibe	Versuchsbeginn	0,291	2,252	0,245	0,485	0,919	7,45%	87,34%
		Versuchsende	0,067	1,142	0,044	0,326	1,142	0,044	83,56%
		<b>Veränderung</b>	<b>-77%</b>	<b>-49%</b>	<b>-82%</b>	<b>-33%</b>	<b>-87%</b>	<b>46%</b>	<b>-4%</b>
	Losscheibe	Versuchsbeginn	0,298	2,536	0,267	0,507	0,909	8,88%	86,91%
		Versuchsende	0,110	1,309	0,052	0,441	1,309	0,052	78,79%
		<b>Veränderung</b>	<b>-63%</b>	<b>-48%</b>	<b>-81%</b>	<b>-13%</b>	<b>-81%</b>	<b>-4%</b>	<b>-9%</b>
Abtrieb	Festscheibe	Versuchsbeginn	0,229	2,155	0,266	0,373	0,691	8,25%	86,78%
		Versuchsende	0,154	1,634	0,106	0,374	1,634	0,106	84,55%
		<b>Veränderung</b>	<b>-33%</b>	<b>-24%</b>	<b>-60%</b>	<b>0%</b>	<b>-39%</b>	<b>-19%</b>	<b>-3%</b>
	Losscheibe	Versuchsbeginn	0,368	2,745	0,304	0,650	1,127	8,06%	86,54%
		Versuchsende	0,236	2,088	0,097	0,743	2,088	0,097	76,77%
		<b>Veränderung</b>	<b>-36%</b>	<b>-24%</b>	<b>-68%</b>	<b>14%</b>	<b>-62%</b>	<b>-24%</b>	<b>-11%</b>

Tabelle 26: SGB-2 WC/C -  $n_{AN} = 3000 \text{ min}^{-1}$  und  $i = 0.47$ 

SGB-3 WC/C		Kenngröße	R <sub>a</sub>	R <sub>z</sub>	R <sub>pk</sub>	R <sub>vk</sub>	R <sub>k</sub>	M <sub>R1</sub>	M <sub>R2</sub>
			μm	μm	μm	μm	μm	%	%
Antrieb	Festscheibe	Versuchsbeginn	0,290	2,443	0,305	0,420	0,897	9,97%	88,43%
		Versuchsende	0,161	1,555	0,069	0,481	1,555	0,069	80,07%
		<b>Veränderung</b>	<b>-45%</b>	<b>-36%</b>	<b>-77%</b>	<b>15%</b>	<b>-60%</b>	<b>-48%</b>	<b>-9%</b>
	Losscheibe	Versuchsbeginn	0,275	2,324	0,279	0,448	0,831	8,84%	86,71%
		Versuchsende	0,163	1,355		0,478	1,355	0,056	80,54%
		<b>Veränderung</b>	<b>-41%</b>	<b>-42%</b>	<b>-80%</b>	<b>7%</b>	<b>-55%</b>	<b>-42%</b>	<b>-7%</b>
Abtrieb	Festscheibe	Versuchsbeginn	0,206	1,816	0,224	0,425	0,627	8,04%	87,09%
		Versuchsende	0,139	1,280	0,058	0,404	1,280	0,058	78,44%
		<b>Veränderung</b>	<b>-33%</b>	<b>-30%</b>	<b>-74%</b>	<b>-5%</b>	<b>-53%</b>	<b>-27%</b>	<b>-10%</b>
	Losscheibe	Versuchsbeginn	0,379	2,886	0,319	0,629	1,153	7,27%	86,76%
		Versuchsende	0,261	2,071	0,097	0,302	2,071	0,097	75,81%
		<b>Veränderung</b>	<b>-31%</b>	<b>-28%</b>	<b>-70%</b>	<b>1%</b>	<b>-54%</b>	<b>-33%</b>	<b>-13%</b>

Tabelle 27: SGB-3 WC/C -  $n_{AN} = 1500 \text{ min}^{-1}$  und  $i = 2.37$

SGB-4 TiAlN-WC/C		Kenngröße	R <sub>a</sub>	R <sub>z</sub>	R <sub>pk</sub>	R <sub>vk</sub>	R <sub>k</sub>	M <sub>R1</sub>	M <sub>R2</sub>
			µm	µm	µm	µm	µm	%	%
Antrieb	Festscheibe	Neuzustand	0,65	5,90	1,08	0,86	1,99	10,82	89,64
		Versuchsende	0,16	1,69	0,18	0,66	0,21	8,87	74,66
		<b>Veränderung</b>	<b>-75%</b>	<b>-71%</b>	<b>-83%</b>	<b>-23%</b>	<b>-89%</b>	<b>-18%</b>	<b>-17%</b>
	Losscheibe	Neuzustand	0,65	5,90	1,08	0,86	1,99	10,82	89,64
		Versuchsende	0,09	1,35	0,04	0,42	0,12	6,37	78,35
		<b>Veränderung</b>	<b>-86%</b>	<b>-77%</b>	<b>-96%</b>	<b>-51%</b>	<b>-94%</b>	<b>-41%</b>	<b>-13%</b>
Abtrieb	Festscheibe	Neuzustand	0,73	5,13	0,87	1,06	2,39	8,40	88,78
		Versuchsende	0,11	1,61	0,20	0,66	0,28	3,90	74,66
		<b>Veränderung</b>	<b>-85%</b>	<b>-69%</b>	<b>-77%</b>	<b>66%</b>	<b>-88%</b>	<b>-54%</b>	<b>-16%</b>
	Losscheibe	Neuzustand	0,73	5,13	0,87	1,06	2,39	8,40	88,78
		Versuchsende	0,12	1,56	0,06	0,51	0,19	5,89	80,28
		<b>Veränderung</b>	<b>-84%</b>	<b>-70%</b>	<b>-93%</b>	<b>-52%</b>	<b>-92%</b>	<b>-30%</b>	<b>-10%</b>

Tabelle 28: SGB-4 TiAlN + WC/C - n<sub>AN</sub> = 1500 min<sup>-1</sup> und i = 2.37

SGB-5 TiAlN-WC/C		Kenngröße	R <sub>a</sub>	R <sub>z</sub>	R <sub>pk</sub>	R <sub>vk</sub>	R <sub>k</sub>	M <sub>R1</sub>	M <sub>R2</sub>
			µm	µm	µm	µm	µm	%	%
Antrieb	Festscheibe	nach 1. Versuch	0,16	1,69	0,18	0,66	0,21	8,87	74,66
		Versuchsende	0,08	1,01	0,04	0,25	0,16	4,34	80,77
		<b>Veränderung</b>	<b>-52%</b>	<b>-40%</b>	<b>-80%</b>	<b>-62%</b>	<b>-22%</b>	<b>-51%</b>	<b>8%</b>
	Losscheibe	nach 1. Versuch	0,09	1,35	0,04	0,42	0,12	6,37	78,35
		Versuchsende	0,08	1,21	0,05	0,30	0,16	6,97	80,84
		<b>Veränderung</b>	<b>-15%</b>	<b>-11%</b>	<b>17%</b>	<b>-29%</b>	<b>36%</b>	<b>9%</b>	<b>3%</b>
Abtrieb	Festscheibe	nach 1. Versuch	0,11	1,61	0,20	0,66	0,28	3,90	74,66
		Versuchsende	0,14	1,76	0,27	0,56	0,20	14,63	77,99
		<b>Veränderung</b>	<b>30%</b>	<b>10%</b>	<b>35%</b>	<b>-16%</b>	<b>-29%</b>	<b>275%</b>	<b>4%</b>
	Losscheibe	nach 1. Versuch	0,12	1,56	0,06	0,51	0,19	5,89	80,28
		Versuchsende	0,09	1,35	0,19	0,28	0,18	13,96	88,45
		<b>Veränderung</b>	<b>-28%</b>	<b>-13%</b>	<b>211%</b>	<b>-45%</b>	<b>-5%</b>	<b>137%</b>	<b>10%</b>

Tabelle 29: SGB-5 TiAlN + WC/C - n<sub>AN</sub> = 1500 min<sup>-1</sup> und i = 2.37

WDK-1 unbeschichtet		Kenngröße	R <sub>a</sub>	R <sub>z</sub>	R <sub>pk</sub>	R <sub>vk</sub>	R <sub>k</sub>	M <sub>R1</sub>	M <sub>R2</sub>
			µm	µm	µm	µm	µm	%	%
Antrieb	Festscheibe	Versuchsbeginn	0,24	1,88	0,32	0,39	0,72	8,14	86,90
		Versuchsende	0,10	0,73	0,14	0,21	0,26	8,70	81,50
		<b>Veränderung</b>	<b>-58%</b>	<b>-61%</b>	<b>-56%</b>	<b>-46%</b>	<b>-64%</b>	<b>7%</b>	<b>-6%</b>
	Losscheibe	Versuchsbeginn	0,27	1,85	0,24	0,42	0,83	7,96	85,86
		Versuchsende	0,13	0,72	0,15	0,24	0,29	8,42	84,92
		<b>Veränderung</b>	<b>-52%</b>	<b>-61%</b>	<b>-38%</b>	<b>-43%</b>	<b>-65%</b>	<b>6%</b>	<b>-1%</b>
Abtrieb	Festscheibe	Versuchsbeginn	0,29	2,00	0,40	0,41	0,93	8,32	89,48
		Versuchsende	0,11	0,85	0,11	0,26	0,29	7,05	86,05
		<b>Veränderung</b>	<b>-62%</b>	<b>-58%</b>	<b>-73%</b>	<b>-37%</b>	<b>-69%</b>	<b>-15%</b>	<b>-4%</b>
	Losscheibe	Versuchsbeginn	0,27	1,94	0,40	0,42	0,77	10,67	85,86
		Versuchsende	0,08	0,49	0,07	0,24	0,19	10,23	84,92
		<b>Veränderung</b>	<b>-70%</b>	<b>-75%</b>	<b>-83%</b>	<b>-43%</b>	<b>-75%</b>	<b>-4%</b>	<b>-1%</b>

Tabelle 30: WDK-1 unbeschichtet - n<sub>AN</sub> = 1500 min<sup>-1</sup> und i = 2.37

WDK-2 CrC/NiCr		Kenngröße	R <sub>a</sub>	R <sub>z</sub>	R <sub>pk</sub>	R <sub>vk</sub>	R <sub>k</sub>	M <sub>R1</sub>	M <sub>R2</sub>
			µm	µm	µm	µm	µm	%	%
Antrieb	Festscheibe	Versuchsbeginn	4,13	24,58	8,12	5,89	11,91	13,84	90,46
		Versuchsende	0,88	6,97	0,58	4,03	1,24	10,41	73,94
		<b>Veränderung</b>	<b>-79%</b>	<b>-71%</b>	<b>-93%</b>	<b>-32%</b>	<b>-91%</b>	<b>-25%</b>	<b>-18%</b>
	Losscheibe	Versuchsbeginn	4,17	27,33	11,29	3,16	13,49	9,71	91,66
		Versuchsende	0,77	6,54	0,44	4,89	1,01	7,34	70,22
		<b>Veränderung</b>	<b>-82%</b>	<b>-76%</b>	<b>-96%</b>	<b>55%</b>	<b>-93%</b>	<b>-24%</b>	<b>-23%</b>
Abtrieb	Festscheibe	Versuchsbeginn	4,05	23,52	8,26	3,95	13,15	10,47	90,38
		Versuchsende	1,16	7,76	0,51	4,09	1,70	6,15	84,51
		<b>Veränderung</b>	<b>-71%</b>	<b>-67%</b>	<b>-94%</b>	<b>4%</b>	<b>-87%</b>	<b>-41%</b>	<b>-6%</b>
	Losscheibe	Versuchsbeginn	4,60	26,13	11,15	7,08	13,10	13,71	88,73
		Versuchsende	1,55	9,57	0,43	5,03	2,58	5,55	91,65
		<b>Veränderung</b>	<b>-66%</b>	<b>-63%</b>	<b>-96%</b>	<b>-29%</b>	<b>-80%</b>	<b>-60%</b>	<b>3%</b>

Tabelle 31: WDK-1 CrC/NiCr - n<sub>AN</sub> = 1500 min<sup>-1</sup> und i = 2.37

WDK-3 CrN + a-C:H		Kenngröße	R <sub>a</sub>	R <sub>z</sub>	R <sub>pk</sub>	R <sub>vk</sub>	R <sub>k</sub>	M <sub>R1</sub>	M <sub>R2</sub>
			µm	µm	µm	µm	µm	%	%
Antrieb	Festscheibe	Versuchsbeginn	0,26	2,40	0,46	0,39	0,78	12,24	89,67
		Versuchsende	0,18	1,16	0,20	0,24	0,57	8,68	87,22
		<b>Veränderung</b>	<b>-44%</b>	<b>-107%</b>	<b>-130%</b>	<b>-63%</b>	<b>-37%</b>	<b>-41%</b>	<b>-3%</b>
	Losscheibe	Versuchsbeginn	0,25	2,23	0,41	0,33	0,75	12,30	90,28
		Versuchsende	0,17	1,21	0,16	0,76	0,57	7,07	88,56
		<b>Veränderung</b>	<b>-47%</b>	<b>-84%</b>	<b>-156%</b>	<b>57%</b>	<b>-32%</b>	<b>-74%</b>	<b>-2%</b>
Abtrieb	Festscheibe	Versuchsbeginn	0,38	3,08	0,51	0,37	1,22	9,60	90,34
		Versuchsende	0,24	1,79	0,12	0,51	0,66	5,82	83,20
		<b>Veränderung</b>	<b>-58%</b>	<b>-72%</b>	<b>-325%</b>	<b>27%</b>	<b>-85%</b>	<b>-65%</b>	<b>-9%</b>
	Losscheibe	Versuchsbeginn	0,33	2,88	0,63	0,39	1,02	10,97	90,14
		Versuchsende	0,19	1,40	0,20	0,37	0,55	7,54	85,12
		<b>Veränderung</b>	<b>-74%</b>	<b>-106%</b>	<b>-215%</b>	<b>-5%</b>	<b>-85%</b>	<b>-45%</b>	<b>-6%</b>

Tabelle 32: WDK-3 CrN - n<sub>AN</sub> = 1500 min<sup>-1</sup> und i = 2.37

WDK-4 TiAlN-WC/C		Kenngröße	R <sub>a</sub>	R <sub>z</sub>	R <sub>pk</sub>	R <sub>vk</sub>	R <sub>k</sub>	M <sub>R1</sub>	M <sub>R2</sub>
			µm	µm	µm	µm	µm	%	%
Antrieb	Festscheibe	Versuchsbeginn	0,65	5,90	1,08	0,86	1,99	10,82	89,64
		Versuchsende	0,14	1,47	0,085	0,535	0,29	8,905	79,5
		<b>Veränderung</b>	<b>-78%</b>	<b>-75%</b>	<b>-92%</b>	<b>-38%</b>	<b>-85%</b>	<b>-18%</b>	<b>-11%</b>
	Losscheibe	Versuchsbeginn	0,65	5,90	1,08	0,86	1,99	10,82	89,64
		Versuchsende	0,17	1,577	0,327	0,346	0,42	13,457	91,49
		<b>Veränderung</b>	<b>-74%</b>	<b>-73%</b>	<b>-70%</b>	<b>-60%</b>	<b>-79%</b>	<b>24%</b>	<b>2%</b>
Abtrieb	Festscheibe	Versuchsbeginn	0,73	5,13	0,87	1,06	2,39	8,40	88,78
		Versuchsende	0,153	1,027	0,223	0,2	0,39	11,653	84,25
		<b>Veränderung</b>	<b>-79%</b>	<b>-80%</b>	<b>-74%</b>	<b>-81%</b>	<b>-84%</b>	<b>39%</b>	<b>-5%</b>
	Losscheibe	Versuchsbeginn	0,73	5,13	0,87	1,06	2,39	8,40	88,78
		Versuchsende	0,18	1,5	0,237	0,45	0,467	11,307	89,14
		<b>Veränderung</b>	<b>-75%</b>	<b>-71%</b>	<b>-73%</b>	<b>-58%</b>	<b>-80%</b>	<b>35%</b>	<b>0%</b>

Tabelle 33: WDK-3 TiAlN + WC/C - n<sub>AN</sub> = 1500 min<sup>-1</sup> und i = 2.37



## 8.2 Reibwertverläufe für $\zeta$ -Berechnung

In den folgenden Abbildungen sind die lokalen Reibwertverläufe für die  $\zeta_{\max}$ -Berechnung aus Kapitel 5.2 dargestellt. Die Berechnungen wurden am An- und Abtrieb mit der gleichen Reibwertvorgabe berechnet. Die Abweichungen von den Vorgaben resultieren aus notwendigen Anpassungen des Reibwerts bei lokal niedrigen Gleitgeschwindigkeiten.

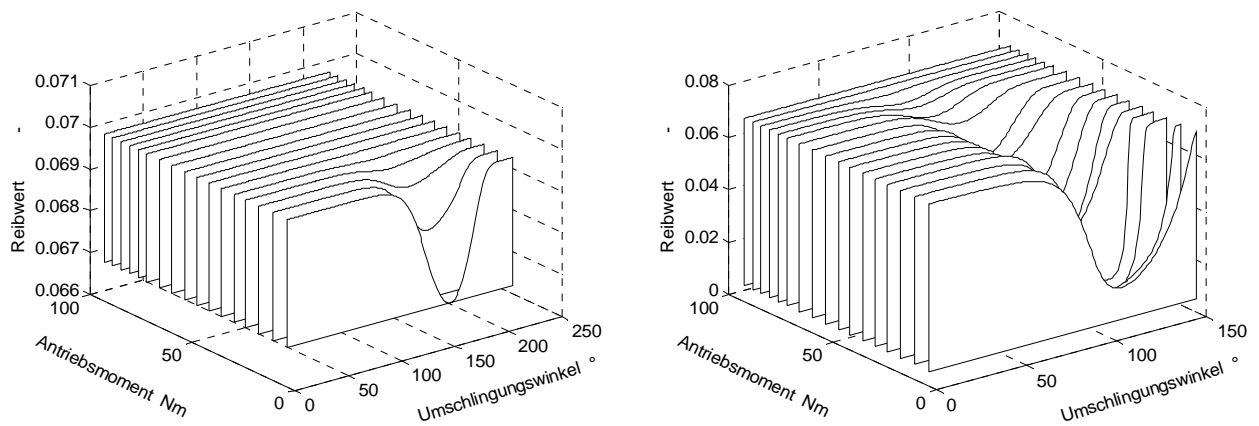


Abbildung 88: Für  $\zeta_{\max}$  Kurve benutzte Reibwerte am Ab- und Antrieb mit  $\mu_{\text{Vorgabe}} = 0.07$

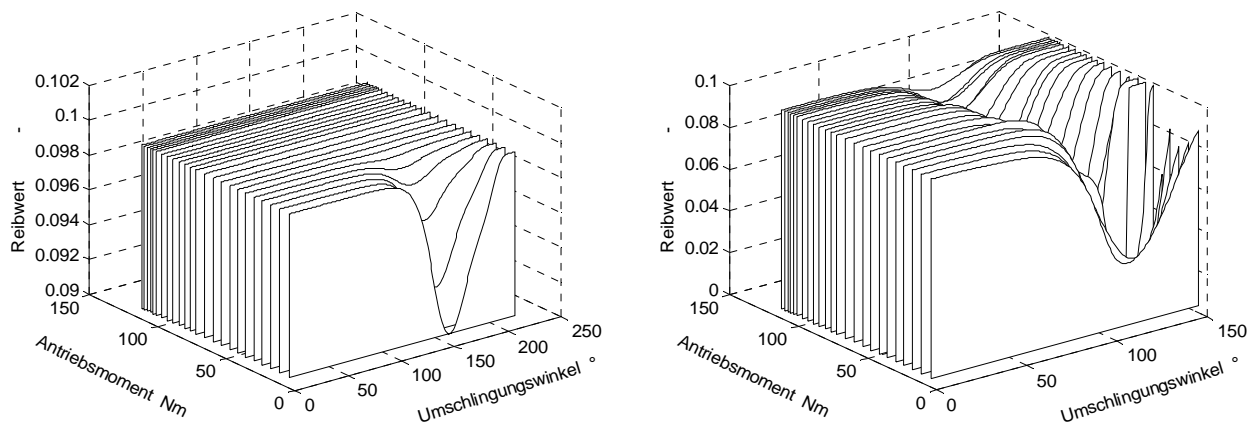


Abbildung 89: Für  $\zeta_{\max}$  Kurve benutzte Reibwerte am Ab- und Antrieb mit  $\mu_{\text{Vorgabe}} = 0.10$

## 8.3 Berechnungsergebnisse für WDK-1 mit neuem Reibwertverlauf

Gleitgeschwindigkeiten:

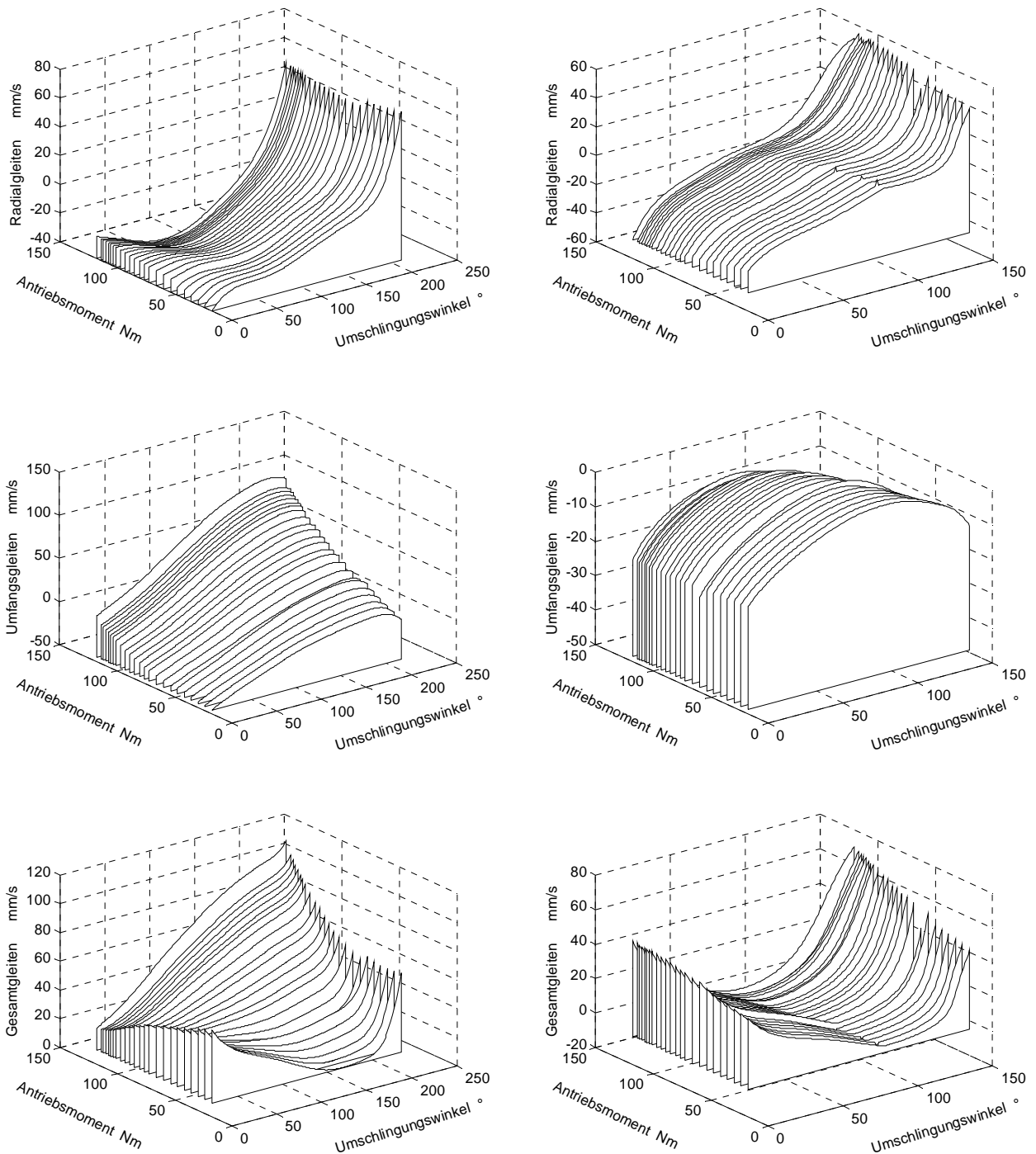
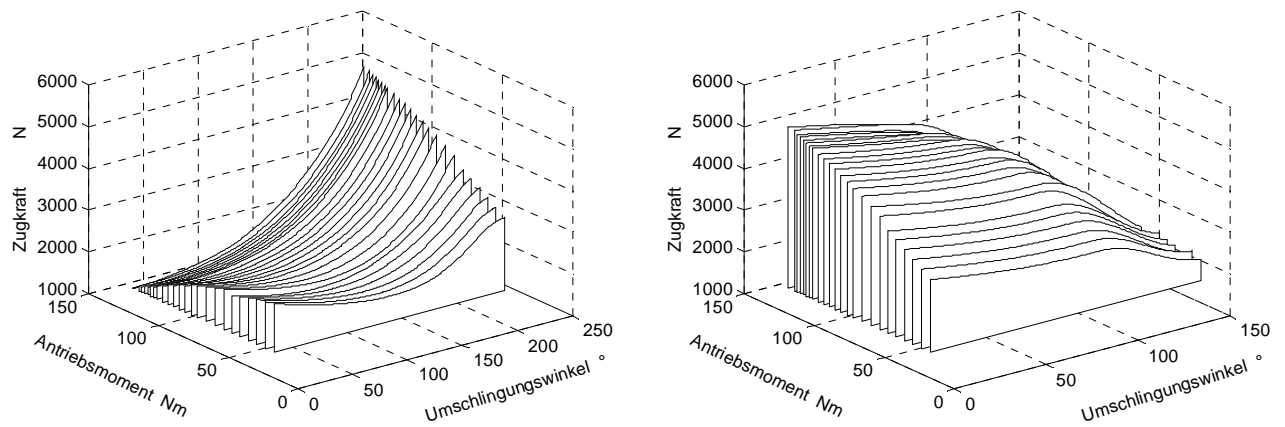


Abbildung 90: Gleitgeschwindigkeiten am Ab- und Antrieb mit neuem Reibwertverlauf,  
WDK-1  $i = 2.37$

Zugkraftverlauf:



**Abbildung 91: Zugkraftverlauf am Ab- und Antriebmit neuem Reibwertverlauf,  
WDK-1  $i = 2.37$**

## 8.4 Berechnungsergebnisse für WDK-2 mit neuem Reibwertverlauf

Gleitgeschwindigkeiten:

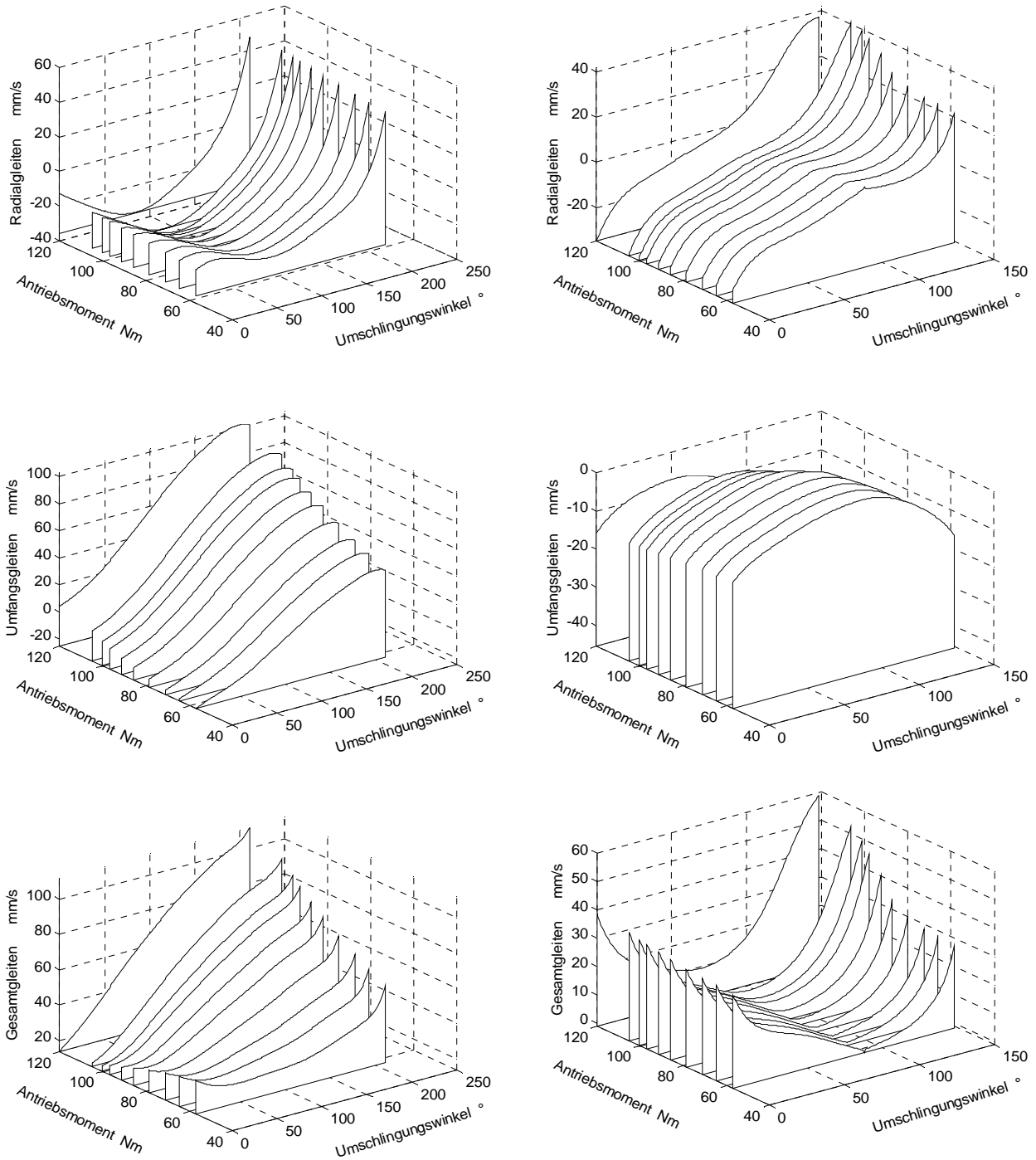


Abbildung 92: Gleitgeschwindigkeiten am Ab- und Antrieb mit neuem Reibwertverlauf,  
WDK-2  $i = 2.37$

Gleitgeschwindigkeiten der WDK-2-Variante mit einer **Reibwertvorgabe** von  $\mu = 0.11$  auf beiden Scheibensätzen und einer sekundäre Anpresskraft  $S_2 = 17.5 \text{ kN}$ :

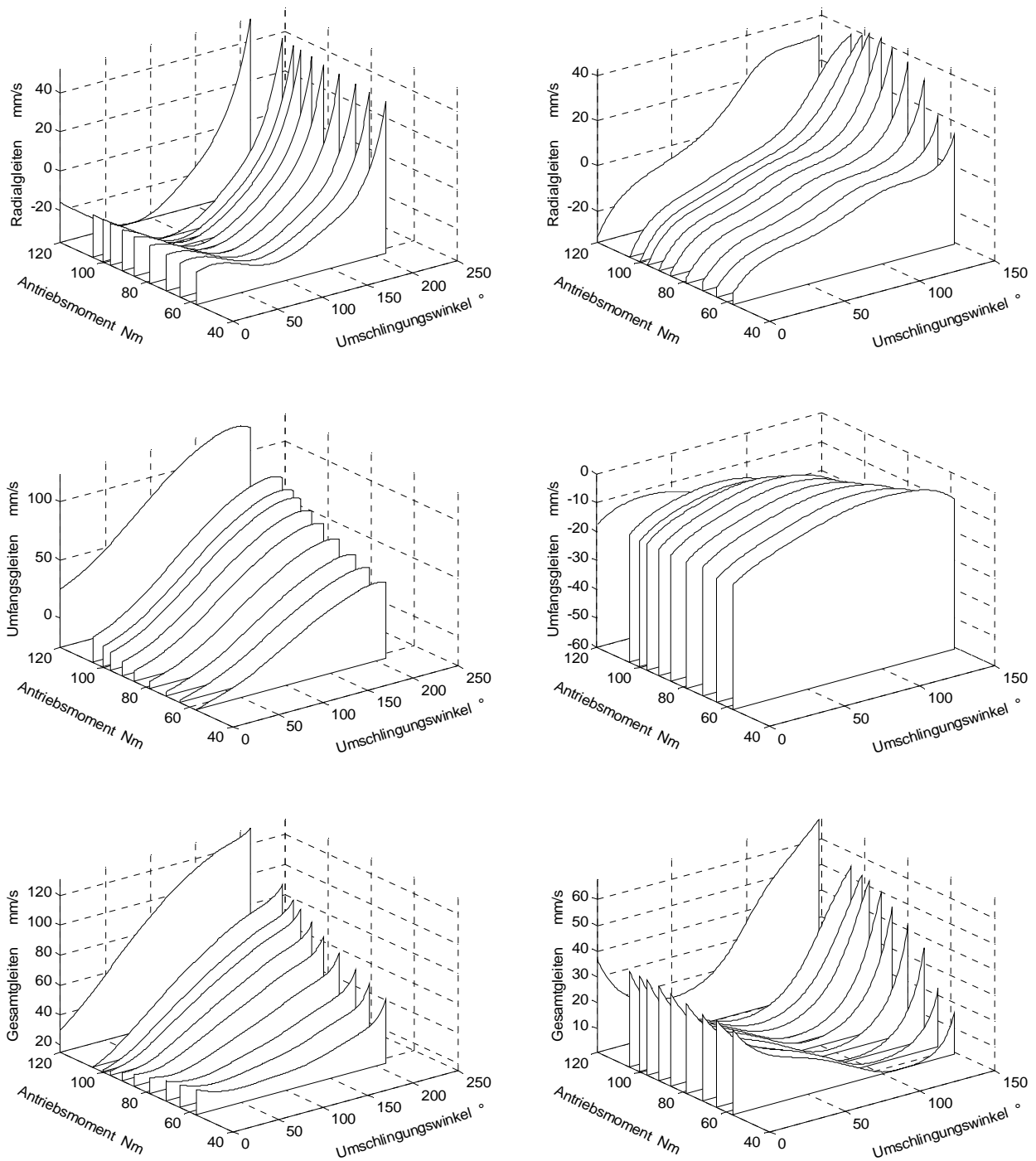


Abbildung 93: Gleitgeschwindigkeiten am Ab- und Antrieb mit  $\mu_{\text{Vorgabe}} = 0.11$ ,  
WDK-2  $i = 2.37$

Zugkraftverlauf:

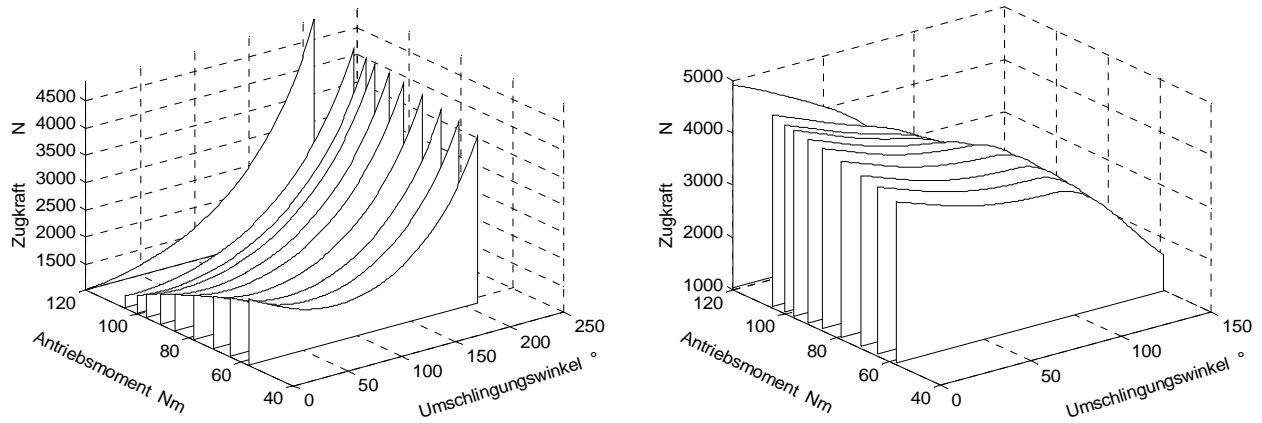


Abbildung 94: Zugkraftverlauf am Ab- und Antrieb mit neuem Reibwertverlauf,  
WDK-2  $i = 2.37$

Gleitwinkelverlauf:

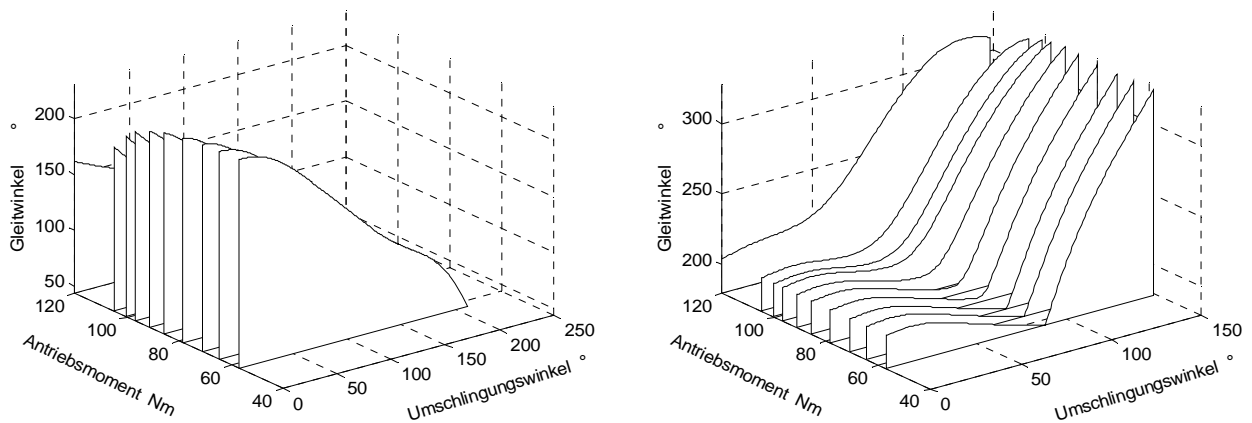
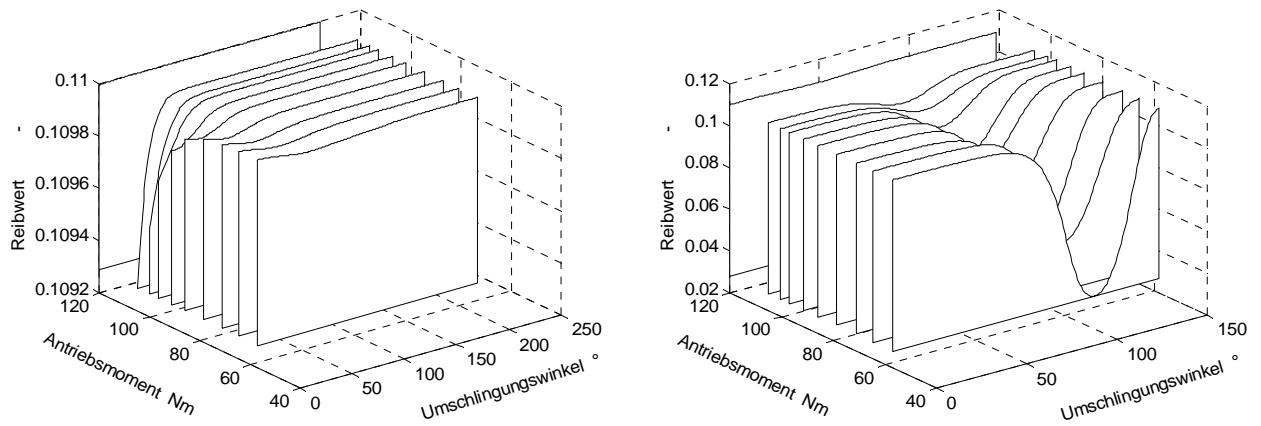


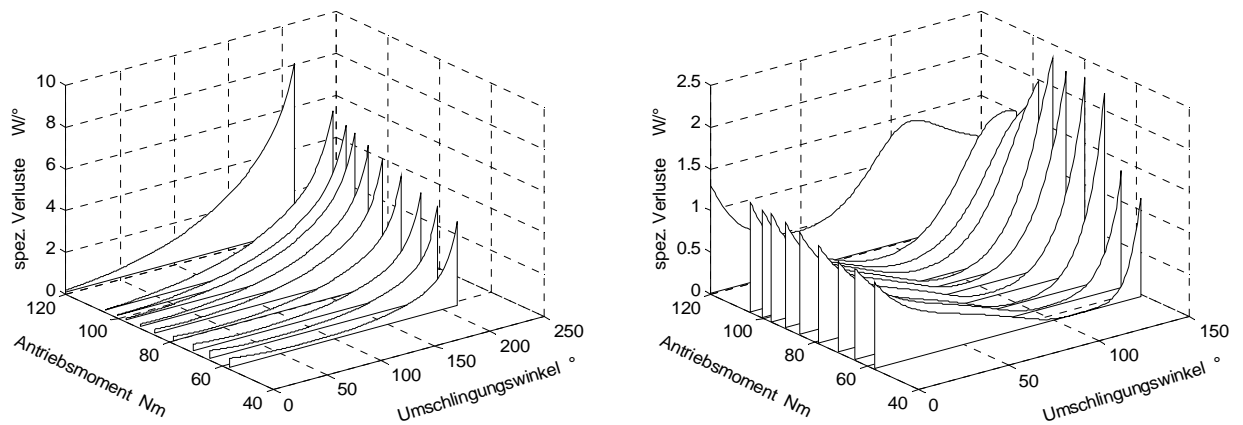
Abbildung 95: Gleitwinkelverlauf am Ab- und Antrieb mit neuem Reibwertverlauf,  
WDK-2  $i = 2.37$

Reibwerte für die Berechnung der WDK-2-Variante mit einer **Reibwertvorgabe** von  $\mu = 0.11$  auf beiden Scheibensätzen und einer sekundäre Anpresskraft  $S_2 = 17.5 \text{ kN}$ :



**Abbildung 96: Für  $\zeta_{\max}$  Kurve benutzte Reibwerte am Ab- und Antrieb mit  $\mu_{\text{Vorgabe}} = 0.11$ ,  
WDK-2,  $i = 2.37$**

Lokale Verluste:



**Abbildung 97: spez. Verluste Ab- und Antrieb mit  $\mu_{\text{Vorgabe}} = 0.11$ ,  
WDK-2,  $i = 2.37$**

---

## Lebenslauf

### Persönliche Daten

Name: Thomas Kruse  
Geburtsdatum, -ort: 01.02.1971, Springe am Deister  
Familienstand: ledig

### Schulbildung

07/77 - 07/81 Grundschule, Bredenbeck  
08/81 - 07/83 Orientierungsstufe, Wennigsen  
08/81 - 07/87 Kooperative Gesamtschule, Barsinghausen  
08/87 - 05/90 Ganztagsgymnasium am Spalterhals, Barsinghausen

### Wehrdienst

07/90 - 06/91 Grundwehrdienst

### Studium

10/91 - 10/98 Studium des Maschinenbaus an der Leibniz Universität Hannover,  
Fachrichtung „Entwicklung- und Konstruktionstechnik“  
09/94 Diplomvorprüfung  
10/98 Diplomprüfung, Diplomarbeit bei ContiTech Antriebssysteme GmbH,  
Hannover

### Berufstätigkeit

10/98 - 12/00 Projektingenieur Vorentwicklung, ContiTech Antriebssysteme GmbH,  
Hannover  
01/01 - 12/06 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente,  
Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT), der Leibniz Universität  
Hannover  
seit 06/07 Mitarbeiter der REINTJES GmbH, Hameln