

**Einfluss von Oberflächenstrukturen auf das Betriebs-
verhalten stufenloser Umschlingungsgetriebe**

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

von

Dipl.-Ing. Jan-Niklas Mach

geboren am 01.04.1983

in Hannover

2016

1. Referent:

2. Referent:

Vorsitzender:

Tag der Promotion:

Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll

Prof. Dr.-Ing. Hubert Schwarze

Prof. Dr.-Ing. habil. Peter Nyhuis

30.06.2016

VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie (IMKT) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.

Die praktischen Untersuchungen der Arbeit wurden von der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) im Rahmen des Forschungsvorhabens „Verbesserter Kraftschluss im Umschlingungs-CVT durch optimierte Oberflächenmikrostrukturierung“ unterstützt. Das IGF-Vorhaben 16273 N wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung und -entwicklung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll, dem Leiter des IMKT, für die fachliche Unterstützung und das entgegengebrachte Vertrauen, die ich während meiner Tätigkeit am Institut erfahren habe.

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

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Peter Nyhuis danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Darüber hinaus danke ich meinen Kolleginnen und Kollegen des Instituts sowie meinen studentischen Hilfskräften und Studienarbeitern, die mich immer überaus engagiert unterstützt haben und mir mit Rat und Tat zur Seite standen. Die freundschaftliche Atmosphäre am Institut wird mir immer in Erinnerung bleiben.

Hannover, den 30.06.2016

Jan-Niklas Mach

ZUSAMMENFASSUNG

Einfluss von Oberflächenstrukturen auf das Betriebsverhalten stufenloser Umschlingungsgetriebe

Stufenlose Umschlingungsgetriebe bieten den Vorteil einer unterbrechungsfreien Leistungsübertragung bei der Möglichkeit einer kontinuierlichen Variation der Übersetzung. Diese Eigenschaft bietet neben dem Vorteil, verbrennungsmotorisch angetriebene Fahrzeuge im optimalen Betriebspunkt zu betreiben, auch eine Vielzahl an Freiheiten bei der Entwicklung neuartiger Antriebskonzepte. Nachteilig wirkt sich bisher der im Vergleich zu gestuften Getrieben schlechtere Wirkungsgrad aus. Einen wesentlichen Anteil an den auftretenden Verlusten haben die Gleitbewegungen des Umschlingungsmittels im Variator und die Erzeugung der notwendigen Anpresskraft zur reibschlüssigen Leistungsübertragung.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde untersucht, inwiefern sich eine Strukturierung der Variatorscheiben auf das Reibverhalten des Traktionskontakts Scheibe / Umschlingungsmittel auswirkt und dadurch eine Steigerung des Getriebewirkungsgrades erreichen lässt. Dazu wurden zunächst Variatorscheibensätze mit unterschiedlichen Strukturvarianten gefertigt und auf einem Getriebeprüfstand einem umfangreichen Versuchsprogramm unterzogen.

Um die Ursachen für das im Versuch beobachtete Verhalten zu ergründen, wurden im zweiten Teil der Arbeit Simulationsrechnungen zur Schmierstoffverdrängung durchgeführt. Im Weiteren wurden aus den Ergebnissen der Schmierstoffverdrängung Reibwertverläufe für den Umschlingungsbogen im Getriebe abgeleitet. Diese Reibwertverläufe konnten wiederum als Eingangsdaten für ein bestehendes, numerisch iteratives Berechnungsverfahren dienen. Ein Abgleich der Berechnungsergebnisse mit den Messergebnissen zeigte sowohl für die Anpresskraftverhältnisse als auch für die Wirkungsgrade eine gute Übereinstimmung. Die Ergebnisse der Berechnungen liefern darüber hinaus detaillierte Informationen zu den lokalen Zustandsgrößen des Umschlingungsmittel-Scheibe-Kontakts des Variator im Verlauf des Umschlingungsbogens.

Schlagworte:

stufenlose Getriebe, Wirkungsgrad, Oberflächenstrukturen

ABSTRACT

Influences of surface structures on the operational behavior of continuously variable transmissions

Continuously variable transmissions allow for operating combustion engines and eventually also electric traction motors in vehicles always without interruption of the power flow by gear shifting. A disadvantage in comparison with mechanical transmissions based on interlocking of gears with a fixed number of transmission ratios is the lower efficiency. A significant proportion of the additional losses occur due to sliding of the belt or the chain in the torque converter and there is additional power required for the hydraulic generation of the clamping forces necessary for power transmission by friction.

In the research work presented here it was investigated how far intentional structuring of the torque converter surfaces can influence the traction behavior of the disc-belt/chain contact in a way that efficiency increases and/or higher torques may be transmitted safely. The hypothesis is that proper structuring will enhance lubricant drainage out of the contact and thereby help to quickly remove the initial thick squeeze films responsible for poor traction.

The approach was both empirical and theoretical. At first, three different methods of intentional structuring were applied to experimental discs: shot peening as well as laser texturing with both radially and circumferentially aligned grooves. Subsequently, these discs were combined with push belts in a real CVT and then were subjected to extensive short term performance measurements as well as to long term tests on a special bench with additional performance measurements thereafter. The evaluated performance data were power in- and output and thereby losses and efficiency, slip and the ratio of clamping forces on the input and output side.

In the second part of this work, simulations of CVT performance including the variation in lubrication regime and hence in friction coefficient along the arc of contact were performed with the aim of identifying the causes for the performance observed in the experimental investigations. At first, it was attempted to simulate the squeeze film decay in the contacts along the first part of the contact arc, based on flow factors determined at the University of Magdeburg for the different combinations of surface textures. From the results of these simulations, coefficients of friction were derived which vary alongside the contact arc depending on the

film thickness respectively on the amount of solid to solid contact. These friction coefficients served as input data for a numerical iterative calculation procedure for the motions and forces in the experimental CVT which also delivered the same above mentioned performance data as in the experimental investigations.

A comparison of the calculated results with the measured results showed a good agreement for both the axial clamping forces as well as for the efficiency of the transmission. The results of the calculations also deliver detailed information about the local state variables of the belt-disc-contact in the contact arc of the torque converter. The most noticeable benefits resulted from the laser structures. The shot peened surfaces proved less durable in the long term test and showed no significant effects in the performance tests.

Keywords:

continuously variable transmission, efficiency, surface structures

INHALTSVERZEICHNIS

1	EINLEITUNG UND PROBLEMSTELLUNG	1
2	ZIELSETZUNG	5
3	STAND DER FORSCHUNG	9
3.1	Tribologische Grundlagen	9
3.1.1	Reibung	9
3.1.2	Verschleiß	14
3.1.3	Schmierstoffeigenschaften	15
3.1.4	Reynolds'sche Differenzialgleichung	17
3.1.5	Flussfaktoren	21
3.2	Grundlagen der stufenlosen Getriebe	22
3.2.1	Anforderungen an Fahrzeuggetriebe	22
3.2.2	Einteilung der verschiedenen Getriebebauformen	26
3.2.3	Aufbau und Funktion stufenloser Umschlingungsgetriebe	29
3.2.4	Umschlingungsmittel	30
3.2.5	Betriebsverhalten und Wirkungsgrad stufenloser Umschlingungsgetriebe	34
3.2.6	Die ζ_{\max} -Methode zur Bestimmung des Anpresskraftbedarfs	37
3.3	Forschungsarbeiten	39
3.3.1	Stufenlose Umschlingungsgetriebe	39
3.3.2	Wirkung von mikrostrukturierten Oberflächen auf das tribologische Verhalten	43
4	EXPERIMENTELLE AUSSTATTUNG	45
4.1	Prüfstandsaufbau	45
4.2	Versuchsgetriebe	47
4.3	Umschlingungsmittel und Kegelscheiben	48
4.4	Oberflächenvarianten	50
5	EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN	55
5.1	Versuchsprogramm und Durchführung der experimentellen Untersuchungen	55
5.2	Zeta-Max-Versuche	57
5.2.1	ζ_{\max} -Versuche der geschliffenen und kugelgestrahlten Varianten	57
5.2.2	ζ_{\max} -Versuche der laserstrukturierten Varianten	60
5.3	Dauerläufe	63
5.3.1	Dauerlaufversuche der geschliffenen und kugelgestrahlten Varianten	63
5.3.2	Dauerlaufversuche der laserstrukturierten Varianten	65
5.4	Verschleißuntersuchungen	67
5.4.1	Verschleißuntersuchungen der geschliffenen und kugelgestrahlten Varianten	67

INHALTSVERZEICHNIS

5.4.2 Verschleißuntersuchungen der laserstrukturierten Varianten	71
5.5 Bewertung der experimentellen Untersuchungen	78
6 MODELLBILDUNG UND SIMULATION	83
6.1 Ansatz zur Abschätzung der Schmierstoffverdrängung	83
6.2 Flussfaktoren der untersuchten Oberflächen	90
6.2.1 Flussfaktoren der stochastischen Strukturvarianten	91
6.2.2 Flussfaktoren der deterministischen Strukturvarianten	93
6.3 Berechnungsergebnisse der Schmierstoffverdrängung	96
6.4 Überführung der Berechnungsergebnisse in das numerisch-iterative Berechnungsverfahren für stufenlose Getriebe	102
6.4.1 Grundlagen und Ablauf des numerisch iterativen Berechnungsverfahrens	103
6.4.2 Bestimmung der Reibwertverläufe	107
6.5 Berechnungsergebnisse des numerisch iterativen Berechnungsverfahrens	113
6.5.1 Berechnungsergebnisse für den Underdrive-Betriebspunkt	114
6.5.1 Berechnungsergebnisse für den Overdrive-Betriebspunkt	119
6.6 Bewertung der Berechnungsergebnisse	125
7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	127
8 LITERATURVERZEICHNIS	131

ABKÜRZUNGEN UND SYMBOLE

SYMBOL	EINHEIT	BEZEICHNUNG
A	m^2	Fläche
a	m	Achsabstand
B	m	Breite
c_w	-	Strömungswiderstands- koeffizient
F	N	Kraft
f_R	-	Rollwiderstandskoeffizient
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
h	m	Spaltweite / Höhe
i	-	Übersetzung
L	m	Länge des Umschlingungsmit- tels
L	m	Länge
m	kg	Masse
m^*	kg/m	Massebelegung
N	N	Normalkraft
n	$1/min$	Drehzahl
p	N/m^2	Druck
P	W	Leistung
p_{cA}	N/m^2	Festkörperkontaktdruck
R, r	m	Laufradius
S	N	Spreizkraft
S	-	Schlupf
S	-	Sicherheit
s	m	Schmierspalthöhe
T	K	Temperatur
t	s	Zeit
T	Nm	Drehmoment
T	-	Teilung
U, u	m/s	Geschwindigkeit in x-Richtung
v	m/s	Geschwindigkeit
V	m^3	Volumen
V, v	m/s	Geschwindigkeit in y-Richtung
w	m	axiale Scheibenverformung
W, w	m/s	Geschwindigkeit in z-Richtung
x	m	kartesische Koordinate
y	m	kartesische Koordinate

ABKÜRZUNGEN UND SYMBOLE

GRIECHISCHE SYMBOLE	EINHEIT	BEZEICHNUNG
z	m	kartesische Koordinate
$\dot{\gamma}$	$1/s$	Schergeschwindigkeit
μ	-	Reibbeiwert
α	m^2/N	Viskositätsdruckkoeffizient
α_{st}	$^\circ$	Steigungswinkel
β	rad	geometrischer Keilwinkel
β_s	rad	effektiver Keilwinkel
γ	rad	Gleitwinkel
δ	rad	Kippwinkel der Scheibenachsen
ζ	-	Anpresskraftverhältnis / Stützung
η	$Pa \cdot s$	dynamische Viskosität
η	-	Wirkungsgrad
η_0	$Pa \cdot s$	dynamische Viskosität bei Umgebungsdruck
λ	-	Massenfaktor, der die Trägheitsmomente des Antriebsstrang berücksichtigt
ν	m^2/s	kinematische Viskosität
ρ	kg/m^3	Dichte
σ	N/m^2	Spannung
τ	N/m^2	Schubspannung
φ	rad	Winkelkoordinate im Umschlingungsbogen
Φ^P	-	Druckflussfaktor
Φ^S	-	Scherflussfaktor
φ_z	rad	Winkellage maximaler Keilöffnung
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit

INDEX	BEDEUTUNG
o	Ausgangszustand
a	Beschleunigung
ab	Abtriebsseite
an	Antriebsseite
def	deformiert
Einheit	vereinheitlicht
F	Fahrzeug
g	Gleiten

ABKÜRZUNGEN UND SYMBOLE

ges	Gesamt
id	ideal
krit	kritisch
L	Luft
max	maximal
meß	messtechnisch
mittel	Mittelwert
N	Normal
R	Reibung
R	Roll
R	Rutschen
ref	Referenz
St	Steigung
v	Verlust
x	x-Richtung
y	y-Richtung
z	z-Richtung
z	Zugkraft

ABKÜRZUNG	BEDEUTUNG
ASG	Automatisiertes Schaltgetriebe
CVT	continuously variable transmission / stufenloses Getriebe
DAF	Van Doorne's Automobiel Fabriek N.V.
DKG	Doppelkupplungsgetriebe
EG	Europäische Gemeinschaft
FEM	Finite-Elemente-Methode
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.
GfT	Gesellschaft für Tribologie e.V.
HSG	Handschaltgetriebe
IMK	Institut für Maschinenkonstruktion der Otto von Guericke Universität Magdeburg
Kfz	Kraftfahrzeug
KIT	Karlsruher Institut für Technologie
LS	Laserstruktur
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
Pkw	Personenkraftwagen
PTFE	Polytetrafluorethylen
SGB	Schubgliederband
WDK	Wiegedruckkette

1

EINLEITUNG UND PROBLEMSTELLUNG

Das Bedürfnis nach individueller Mobilität steigt weltweit stetig an. Der Straßenverkehr stellt damit seit Jahrzehnten einen wesentlichen Anteil am weltweiten CO₂-Ausstoß dar. Viele Regierungen haben erkannt, dass eine zunehmende Begrenzung des CO₂-Ausstoßes bei Personenkraftwagen unumgänglich ist und haben entsprechende Gesetze verabschiedet. So wurde 2009 vom europäischen Parlament beschlossen, dass der CO₂-Ausstoß von Neufahrzeugen bis zum Jahr 2020 auf 95 g/km reduziert werden soll [Euro9].

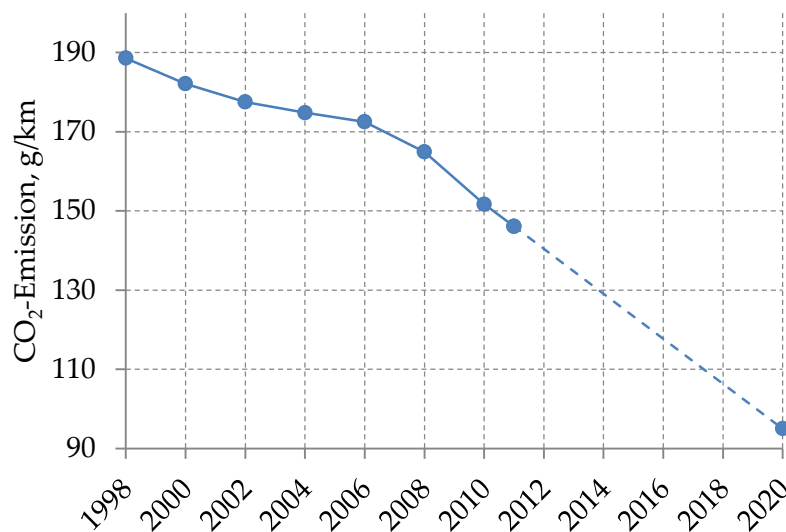


Abbildung 1.1: CO₂-Emissionen bei Pkw-Neuzulassungen in Deutschland (2020: Zielvorgabe der EG) [Umw12]

Die steigenden Energiepreise und ein zunehmendes Umweltbewusstsein der Kunden unterstützt die Forderung nach sparsamen Fahrzeugen. Die Herausforderungen an die Automobilindustrie, effiziente und Ressourcen schonende Fahrzeuge anzubieten, steigen damit stetig an.

In jüngster Vergangenheit konnten beachtliche Kraftstoffeinsparungen durch die Einführung neuer Motorentechnologien wie zum Beispiel der Direkteinspritzung realisiert werden. Auf der Suche nach weiteren Einsparpotentialen rückt zunehmend auch der, dem Motor nachgeschaltete, Antriebsstrang in den Fokus der aktuellen Forschung. Parallel dazu wird auch die Entwicklung von hybriden oder rein elektrischen Antriebskonzepten intensiviert.

Aufgrund ihrer Eigenschaft, eine zugkraftunterbrechungsfreie und kontinuierliche Variation der Übersetzung zu ermöglichen, bieten sich stufenlose Getriebe sowohl für konventionelle Antriebsstrangtopologien, als auch für elektrisch angetriebene Fahrzeuge an. Verbrennungsmotorisch angetriebene Fahrzeuge können so über große Fahrbereiche bei einem optimalen Motorwirkungsgrad betrieben werden. Der Kundenwunsch nach einer kontinuierlichen, ruckfreien Beschleunigung ist insbesondere bei elektrisch angetriebenen Fahrzeugen sehr stark ausgeprägt und kann durch diese Art von Getriebe prinzipbedingt ebenfalls sehr gut erfüllt werden. Diese und weitere Gründe, haben dazu geführt, dass die Anzahl der im Pkw eingesetzten stufenlosen Getriebe in den vergangenen Jahren kontinuierlich zugenommen hat. Es hat sich hierbei fast ausnahmslos die Bauform der stufenlosen Umschlingungsgetriebe durchgesetzt.

Zentrales Element bei diesen Getrieben ist der so genannte Variator, der im Wesentlichen aus zwei Kegelscheibenpaaren und einem Umschlingungsorgan besteht. Grundprinzip ist die reibschlüssige Leistungsübertragung zwischen den Scheibenpaaren und dem Umschlingungsorgan. Durch die axiale Verstellung der Kegelscheiben lassen sich die Laufradien der Kette variabel einstellen. Das Funktionsprinzip der reibschlüssigen Kraftübertragung erfordert das Aufbringen einer Anpresskraft um ein Durchrutschen des Umschlingungsmittels zu vermeiden. Diese Anpresskraft wird in der Regel hydraulisch aufgebracht und führt zu einem zu Reibungsverlusten im Variator und zum anderen zu Verlusten im erforderlichen Hydraulikaggregat selbst. Abbildung 1.2 zeigt beispielhaft die Anteile der Getriebekomponenten am Verbrauch eines Fahrzeugs mit stufenlosem Umschlingungsgetriebe. Es wird daraus deutlich, dass der Variator und das Hydraulikaggregat für einen Großteil der Verluste im Getriebe verantwortlich sind. Ein Hauptaugenmerk der aktuellen Forschung zur Steigerung des Wirkungsgrades liegt daher auf einer Reduzierung der notwendigen Anpresskraft im Variator des Getriebes.

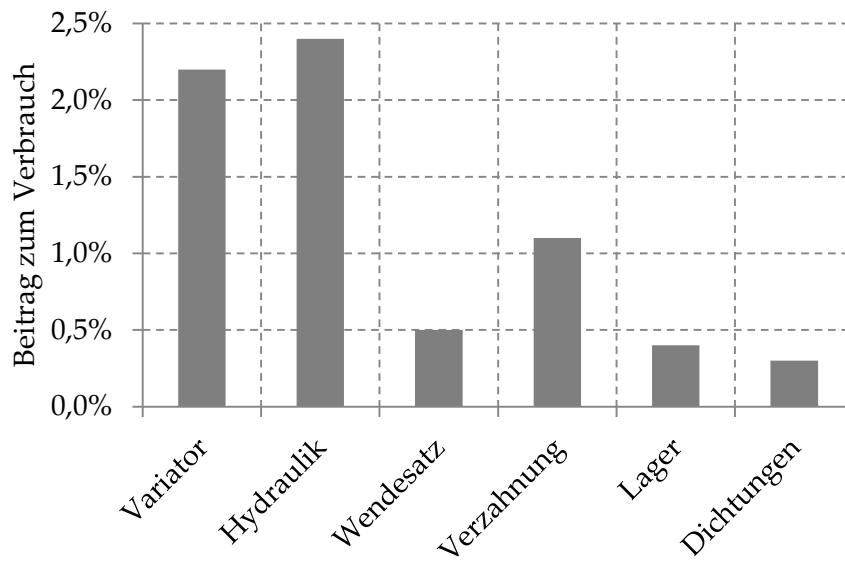


Abbildung 1.2: Beitrag der Baugruppen im stufenlosen Umschlingungsgetriebe zum Verbrauch im NEFZ [Slao1]

ZIELSETZUNG

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, den Reibkontakt stufenloser Umschlingungsgetriebe durch das gezielte Einbringen von Mikrostrukturen zu optimieren und den Einfluss der Strukturen auf das Betriebsverhalten zu analysieren. Beabsichtigt ist es, eine Steigerung des Leistungsübertragungsvermögens bei gleichbleibender oder sinkender Anpresskraft zu erzielen und dadurch den Gesamtwirkungsgrad des Getriebes zu erhöhen.

Es ist bekannt, dass Mikrostrukturen einen wesentlichen Einfluss auf das Reibverhalten von ölgeschmierten Kontakten haben können. Ziel der meisten Anwendungen ist dabei eine Reduktion des Reibwerts. Zumeist wird dies durch geschlossene Strukturformen, wie zum Beispiel Näpfcchen erreicht, die den Schmierstoff in der Kontaktzone halten. Im Gegensatz hierzu ist im vorliegenden Fall der stufenlosen Umschlingungsgetriebe eine möglichst hohe Leistungsübertragung gewünscht. Erreicht werden kann dies möglicherweise durch offene Strukturen, die ein Abfließen des Schmierstoffs begünstigen und dadurch die Ausbildung eines höheren Reibwertniveaus unterstützen. Positive Effekte sind hierdurch insbesondere zu Beginn des Kontakts, im Bereich des Scheibeneinlaufs, zu erwarten.

Nach dem ersten Inkontakttreten des Umschlingungsmittels mit den Variatorscheiben besteht zunächst ein Schmierfilm der sich im weiteren Verlauf abbaut. Aufgrund dieses Schmierfilms können sich nur geringe Reibwerte im Kontakt ausbilden und es können dementsprechend auch nur unwesentliche Reibleistungen übertragen werden.

Ziel soll es daher sein, den Abbau des anfänglichen Schmierfilms durch bestimmte Oberflächentopographien zu beschleunigen und damit den Anteil des Umschlingungsbogens, an dem nur geringe Reibleistungen übertragen werden können, zu verkleinern. Dies soll schließlich zu einer Zunahme der über den gesamten Umschlingungsbogen übertragbaren Leistung führen.

Um die genannten Ziele zu erreichen, werden zunächst die erforderlichen Grundlagen sowie der aktuelle Stand der Forschung zu den stufenlosen Getrieben und aus dem Gebiet der Tribologie aufgearbeitet. Der daran anschließende Teil der Arbeit gliedert sich in einen experimentellen und einen theoretischen Abschnitt (siehe Abbildung 2.1).

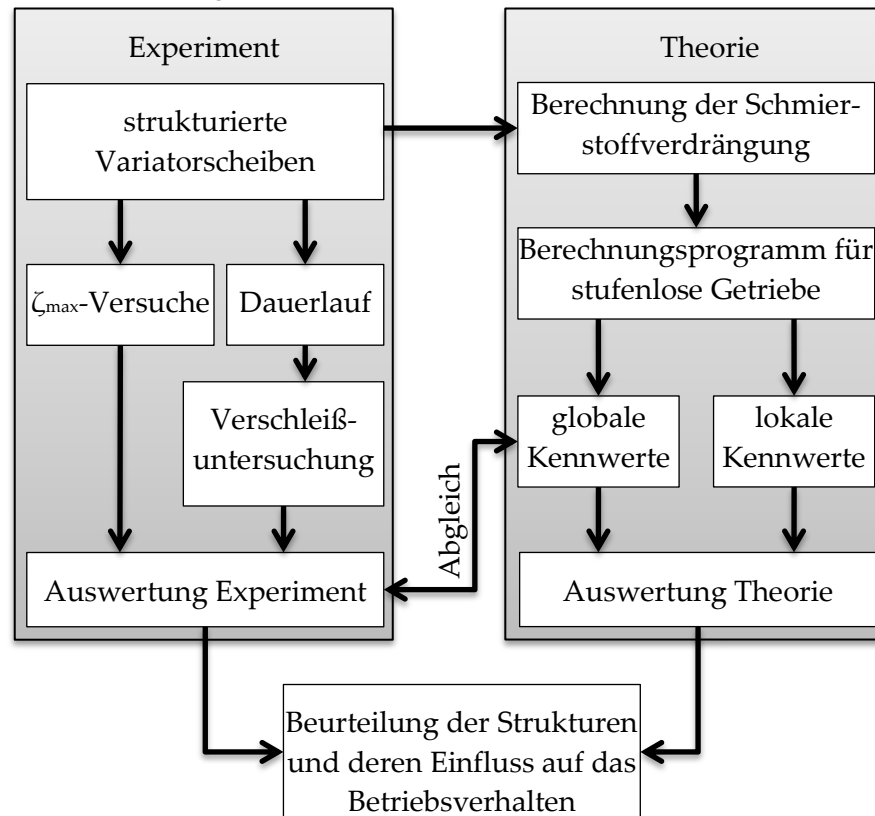


Abbildung 2.1: Vorgehensweise der Arbeit

Um den Einfluss von Oberflächenstrukturen auf das Systemverhalten stufenloser Umschlingungsgetriebe zu untersuchen, werden im experimentellen Teil Variatorscheiben mit unterschiedlichen Strukturen gefertigt. Als forschungsleitende Hypothese gilt es hierbei, Strukturen zu schaffen, die insbesondere beim Einlauf des Umschlingungsmittels in den Scheibenkeil ein Aufschwimmen verhindern bzw. einen raschen Abfluss des Schmiermittels ermöglichen. Die Prüfteile werden auf einem Getriebeprüfstand einem umfangreichen Prüfprogramm unterzogen. Es werden zum einen sogenannte ζ_{\max} -Versuche durchgeführt, deren Ziel die Ermittlung des Wirkungsgrads und der benötigten Anpresskraft des Variators ist. Zum anderen steht in Dauerlaufversuchen und anschließenden Verschleißuntersuchungen die Haltbarkeit der Strukturen im Fokus.

Im theoretischen Teil wird zunächst ein Ansatz entwickelt der es erlaubt, die unterschiedlichen Oberflächen hinsichtlich ihrer Schmierstoffverdrängung im Scheibeneinlauf miteinander zu vergleichen. Im Weiteren werden hieraus Reibwertverläufe abgeleitet, die als Eingangsdaten für ein bestehendes Berechnungsprogramm für stufenlose Umschlingungsgetriebe dienen. Die Berechnungsergebnisse dieses Programms können wiederum mit den Messwerten der Prüfstandversuche abgeglichen werden und liefern darüber hinaus zusätzliche Informationen, die am Prüfstand nicht ohne weiteres zugänglich sind.

Die Ergebnisse der theoretischen und der experimentellen Untersuchungen ermöglichen schließlich eine Beurteilung der untersuchten Strukturen hinsichtlich ihrer Eignung und deren Einfluss auf das Betriebsverhalten im stufenlosen Umschlingungsgetriebe.

3

STAND DER FORSCHUNG

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich vornehmlich mit dem ölgeschmierten Kontakt von stufenlosen Umschlingungsgetrieben. Aus diesem Grund werden im Folgenden zunächst die tribologischen Grundlagen ölgeschmierter Kontaktpaarungen erläutert. Im Anschluss wird auf den Aufbau und die Funktion stufenloser Umschlingungsgetriebe eingegangen. Abschließend wird eine Auswahl der für diese Arbeit wichtigsten Forschungsarbeiten der vergangenen Jahre zusammenfasst.

3.1 TRIBOLOGISCHE GRUNDLAGEN

Die Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung [GfTo2]. Sie beschäftigt sich mit Reibung, Verschleiß und Schmierung, sowie Grenzflächenwechselwirkungen zwischen Festkörpern, Flüssigkeiten und Gasen. Ein tribotechnisches System besteht immer aus einem Grund- und einem Gegenkörper. In den meisten Fällen ist darüber hinaus auch ein Zwischenmedium, sowie einem Umgebungsmedium vorhanden. Ziel bei der Auslegung eines tribotechnischen Systems ist es immer, das Reibungs- und Verschleißverhalten hinsichtlich der jeweiligen Anforderungen zu optimieren.

3.1.1 Reibung

Bewegungsreibung tritt immer dort auf, wo sich berührende Körper bzw. Stoffbereiche relativ zueinander bewegen. Sie ist der Bewegungsrichtung stets entgegengerichtet und führt zu einer Umwandlung von mechanischer Energie in Wärme. Man unterscheidet zwischen innerer und äußerer Reibung. Bei der äußeren Reibung berühren sich Flächen unterschiedlicher Körper. Von innerer Reibung spricht man, wenn die sich berührenden Stoffbereiche einem Körper angehören. Im Gegensatz zu der Bewegungsrei-

bung spricht man von Haftreibung, wenn sich die Reibpartner nicht relativ zu einander bewegen. In diesem Fall reicht die angreifende Kraft nicht aus, um eine Bewegung hervorzurufen.

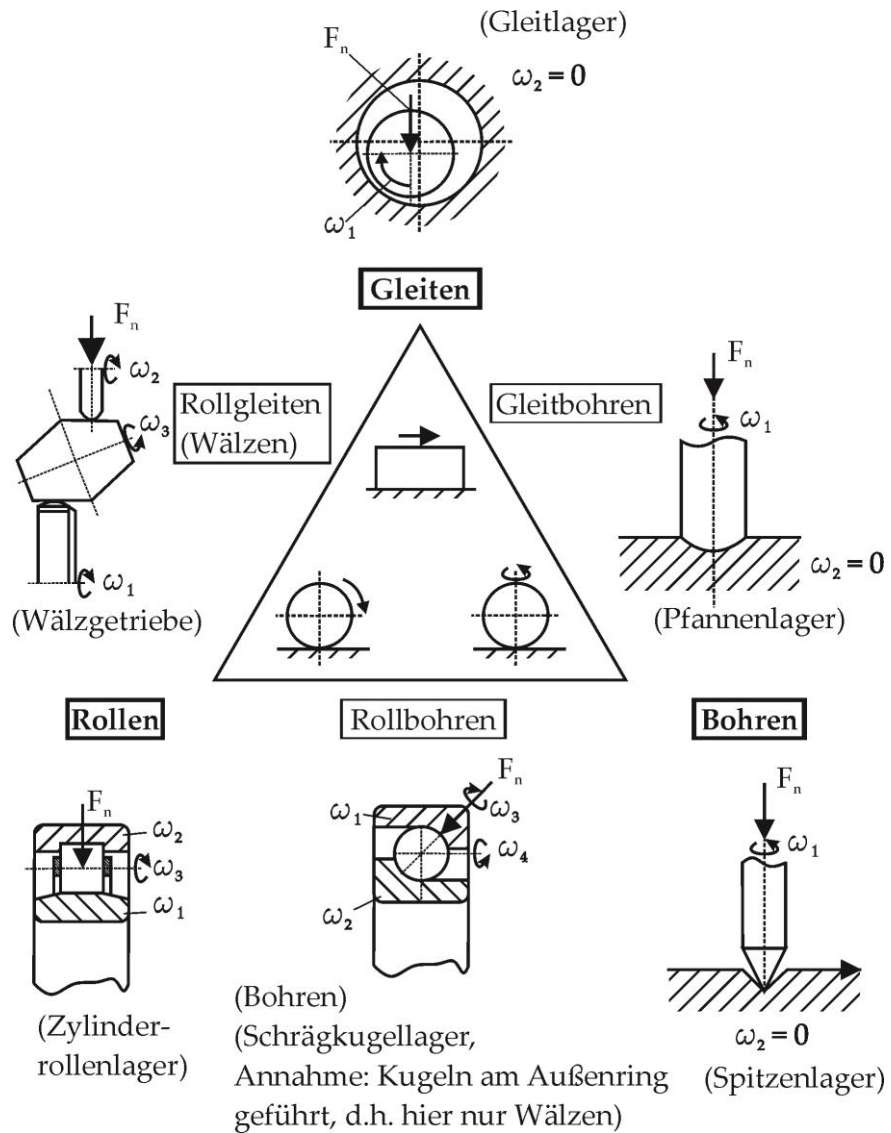


Abbildung 3.1: Arten der Bewegungsreibung [Deto8]

Reibung wird im Allgemeinen durch den Reibungskoeffizient μ charakterisiert. Er beschreibt das Verhältnis von Reibungskraft F_R und der Normalkraft F_N :

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} \quad 3.1$$

Einteilen lässt sich Reibung nach der Art der Relativbewegung, die Grund- und Gegenkörper zueinander ausführen. Es existieren folgende Grundreibungsarten:

- Gleitreibung
- Rollreibung
- Bohrreibung

In der Praxis treten meist Mischformen dieser drei Reibungsarten auf. Die wohl wichtigste ist hierbei die sogenannte Wälzreibung, eine Kombination aus Rollen und Gleiten (siehe Abbildung 3-1).

Unabhängig von der vorliegenden Reibungsart ist es möglich Reibung nach dem vorliegenden Kontaktzustand der beteiligten Reibpartner zu klassifizieren. Man spricht von Festkörper-, Grenz-, Misch-, Flüssigkeits- und Gasreibung [Baroo]. Mit Ausnahme der Gasreibung, die im Folgenden nicht weiter relevant ist, wird nachstehend kurz auf die einzelnen Reibungszustände eingegangen:

Festkörperreibung

Von Festkörperreibung spricht man, wenn sich im Reibkontakt keinerlei Schmierstoff befindet. Es sind also zwei Stoffbereiche mit Festkörpereigenschaften in direktem Kontakt. Dabei besteht, im speziellen bei hohen Flächenpressungen, die Tendenz, dass die beiden Körper aneinander haften, verschleifen und es zum sogenannten Fressen kommen kann.

Grenzreibung

Grenzreibung ist der Festkörperreibung sehr ähnlich. Die Oberflächen der Reibpartner befinden sich jedoch nicht direkt in Berührung, sondern werden von einer wenige Moleküle hohen Schicht getrennt. Diese Schicht kann zum Beispiel durch Oxidation, Adsorption oder chemische Reaktionen entstanden sein und kann die Reibung im Vergleich zur Festkörperreibung erheblich mindern.

Mischreibung

Bei der Mischreibung werden die Oberflächen des Grund und Gegenkörpers zum Teil durch ein flüssiges Zwischenmedium (Schmierfilm) getrennt. Diese Trennschicht ist jedoch nicht hoch genug um ein vollständiges Trennen zu erreichen. Es kommt noch immer zur Berührung von Rauheitserhebungen der Flächen. Die Reibkräfte bei der Mischreibung sind deutlich geringer als die der Grenzreibung und können auch geringer als die der Flüssigkeitsreibung sein. Der Verschleiß liegt allerdings, aufgrund der sich berührenden Rauheitserhebungen, bedeutend über dem der Flüssigkeitsreibung.

Flüssigkeitsreibung

Tritt kein direkter Kontakt zwischen Grund und Gegenkörper auf, so spricht man von Flüssigkeitsreibung oder Gasreibung. Der flüssige Schmierstoff sorgt für eine vollständige Trennung der Flächen. Selbst die Rauigkeitserhebungen berühren sich hierbei nicht mehr. Es handelt sich bei der Flüssigkeitsreibung um rein innere Reibung des Fluids, welche durch die Scherbeanspruchung des Schmierstoffs hervorgerufen wird. Der Aufbau des Schmierfilms erfolgt hydrodynamisch, elastohydrodynamisch oder hydrostatisch. Hydrostatisch aufgebaute Schmierfilme werden extern durch Pumpen oder ähnliche Vorrichtungen aufgebaut. Bei der hydrodynamischen Schmierung wird der Schmierfilm durch die Relativbewegung der Reibpartner aufgebaut. Man spricht im Allgemeinen nur bei konformen Kontaktpaarungen von einer hydrodynamischen Schmierung. Mit konformen Kontaktpaarungen bezeichnet man Paarungen, bei denen die beiden Kontaktkörper dieselbe Form haben, sich also auf einer Fläche berühren. Eine Verformung der Oberflächen spielt hierbei keine oder nur eine geringe Rolle, da die Pressungen aufgrund der großen Kontaktflächen vergleichsweise gering sind. Im Gegensatz dazu ist bei der elastohydrodynamischen Schmierung die Flächenpressung von entscheidender Bedeutung für den Aufbau einer tragenden Schicht. Die Kontaktpaarungen sind hierbei im Allgemeinen kontraform. Das heißt ihre Flächen berühren sich idealer Weise nur in einem Punkt oder einer Linie. Diese hohen lokalen Drücke führen in der Regel zu einer nicht unerheblichen Verformung der Oberflächen und zu einer Zunahme der Viskosität des Schmierstoffs im Kontakt (siehe dazu Abschnitt 3.1.3).

Die beschriebenen Reibungszustände haben erheblichen Einfluss auf den sich ausbildenden Reibwert des tribotechnischen Systems. Anschaulich lässt sich dies anhand der Stribeck-Kurve [Stro3] darstellen (siehe Abbildung 3.2)

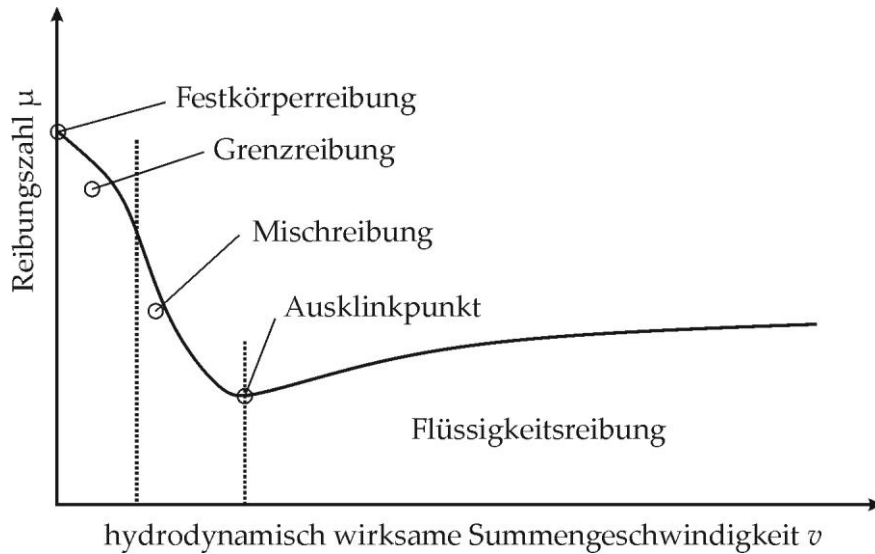


Abbildung 3.2: Stribeck-Kurve für Gleitreibung

Die Kurve zeigt die Reibungszahl eines geschmierten Gleitlagers in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit. Im Stillstand tritt zunächst reine Haftreibung auf. Nachdem das Lager anläuft, befindet sich zunächst kein Schmierstoff im Reibkontakt. Es kommt zur Grenzreibung. Mit zunehmender Relativgeschwindigkeit zwischen Lagerinnen- und Außenring wird zunehmend Schmierstoff in den Lagerspalt gefördert, wodurch es zur Mischreibung kommt und die Reibungszahl weiter abnimmt. Bei weiter zunehmender Drehzahl steigt der Schmierfilm soweit an, bis es ab dem Ausklinkpunkt zu reiner Flüssigkeitsreibung kommt. Nun berühren sich Lagerinnen- und Außenring nicht mehr. Aufgrund der sich berührenden Rauigkeitsspitzen vor dem Ausklinkpunkt und der zunehmenden inneren Reibung im Schmierstoff nach dem Ausklinkpunkt liegt an dieser Stelle ein Minimum der Reibungszahl vor. Typische Reibungszahlen für die verschiedenen Reibungszustände sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Reibungszustand	Reibungszahl
Festkörperreibung	0,1 ... 1
Grenzreibung	0,1 ... 0,2
Mischreibung	0,01 ... 0,1
Flüssigkeitsreibung	0,001 ... 0,01
Gasreibung	0,0001

Tabelle 3.1: Reibungszahlen bei Gleitreibung unterschiedlicher Reibungsarten [Hab07]

3.1.2 Verschleiß

Als Verschleiß wird gemeinhin der fortschreitende Materialverlust aus einem Grundkörper in Folge von tribologischer Beanspruchung bezeichnet [CH10]. Die auf den Grundkörper ausgeübte Beanspruchung kann dabei durch Kontakt und Relativbewegung mit einem Gegenkörper verursacht werden. Der Aggregatzustand des Gegenkörpers ist dabei beliebig, er kann also fest, flüssig oder gasförmig sein. Die dem Verschleiß zugrundeliegenden Verschleißmechanismen sind die *Abrasion*, *Adhäsion*, *Oberflächenzerrüttung* und *tribochemische Reaktionen*.

Abrasion

Abrasiver Verschleiß kann auftreten, wenn Grund und Gegenkörper unterschiedliche Härten aufweisen bzw. wenn sich im Zwischenmedium harte Partikel befinden. Bei Relativbewegung unter Belastung kann es zum Eindringen und Abtrennen von Material des weicheren Körpers kommen. Man unterscheidet hierbei zwischen *Mikrofurchen*, *Mikrospanen* und *Mikrobrechen*.

Adhäsion

Beim adhäsiven Verschleiß kommt es infolge der Beanspruchung zunächst zu lokalen Kaltverschweißungen (atomare Bindungen), welche insbesondere an den Rauheitsspitzen der Oberflächen auftreten. Diese Bindungen können höhere Festigkeiten aufweisen als das restliche Material der Reibpartner und bei einer weiteren Relativbewegung zu einem Ausbruch von Material aus der Oberfläche führen.

Oberflächenzerrüttung

Durch periodische/wechselnde Beanspruchungen kann es zu einer Werkstoffermüdung der oberflächennahen Bereiche kommen. Die durch die tribologische Beanspruchung eingebrachten Spannungen können im Weiteren zu Rissbildung und Materialausbrüchen führen.

Tribochemische Reaktionen

Bei Verschleiß durch tribochemische Reaktionen kommt es infolge der tribologischen Beanspruchung zu einer Reaktion der Reibpartner mit dem Zwischen- oder Umgebungsmedium. Insbesondere die Temperaturerhöhung im Kontakt begünstigt hierbei den Ablauf solcher Reaktionen. Die sich bildenden Reaktionsprodukte weisen in der Regel eine vom Grundmaterial abweichende Belastbarkeit auf, was zu einer erhöhten Abtragsrate führt.

3.1.3 *Schmierstoffeigenschaften*

Schmierstoffe sollen den direkten Kontakt von Grund- und Gegenkörper verhindern bzw. vermindern und damit in erster Linie Reibung und Verschleiß reduzieren. Zusätzlich können Sie weitere Aufgaben erfüllen wie z.B. den Reibkontakt kühlen, vor Korrosion schützen oder Kräfte übertragen. Als Schmierstoff können Festschmierstoffe, flüssige und gasförmige Schmierstoffe sowie Schmierfette zum Einsatz kommen. Festschmierstoffe kommen im Maschinenbau nur in Ausnahmefällen zum Einsatz, wenn der Einsatz anderer Schmierstoffe aufgrund der Umgebungsbedingungen nicht möglich ist. Ein typischer Festschmierstoff ist beispielsweise Graphit oder PTFE (auch bekannt unter dem Handelsnamen „Teflon“). Zu den flüssigen Schmierstoffen zählen vor allem mineralische und synthetische Öle. Sie sind aufgrund ihrer vielseitigen Eigenschaften im Maschinenbau am weitesten verbreitet. Schmierfette bestehen aus einem Schmieröl und einem Eindicker (meist einer Seife). Das gebundene Öl tritt unter Belastung aus der Seife aus und gelangt so in den Reibkontakt.

Da es sich bei dem in dieser Arbeit betrachteten tribologischen System, dem Reibkontakt in stufenlosen Umschlingungsgetrieben, um einen Öl geschmierten Kontakt handelt, sollen im Folgenden die wesentlichen rheologischen Eigenschaften von Schmierölen betrachtet werden.

Die *Viskosität* eines Schmierstoffs hat wesentlichen Einfluss auf die Ausbildung eines Schmierfilms und ist damit eine der wichtigsten Kenngrößen bei der Charakterisierung von Ölen. Die dy-

namische Viskosität η eines Schmierstoffs gibt an, wie hoch die innere Reibung des Fluid ist, das heißt, wie hoch sein Widerstand gegen eine von außen aufgezwungene Bewegung ist. Bei der Definition des Begriffs Viskosität hilft die Modellvorstellung zweier parallel angeordneter Platten, deren Spalt vollständig mit einer Flüssigkeit, dem Schmierstoff, gefüllt ist. Wird eine der Platten durch eine Kraft F in Bewegung versetzt, während die zweite Platte festgehalten wird, so bildet sich aufgrund der Geschwindigkeitsdifferenz dv ein Geschwindigkeitsgradient in der Flüssigkeit aus. Dabei beträgt die Geschwindigkeit des Fluids aufgrund von Haften an der ruhenden Platte $v = 0$ während es an der bewegten Platte ebenfalls haftet und sich mit der Geschwindigkeit dieser bewegt. Betrachtet man den Schmierpalt als verschiedene Fluidschichten, so kommt es zu einem Impulsaustausch zwischen diesen einzelnen Schichten, wodurch die Geschwindigkeit des Fluids von der ruhenden bis zur bewegten Platte kontinuierlich zunimmt (siehe Abbildung 3.3).

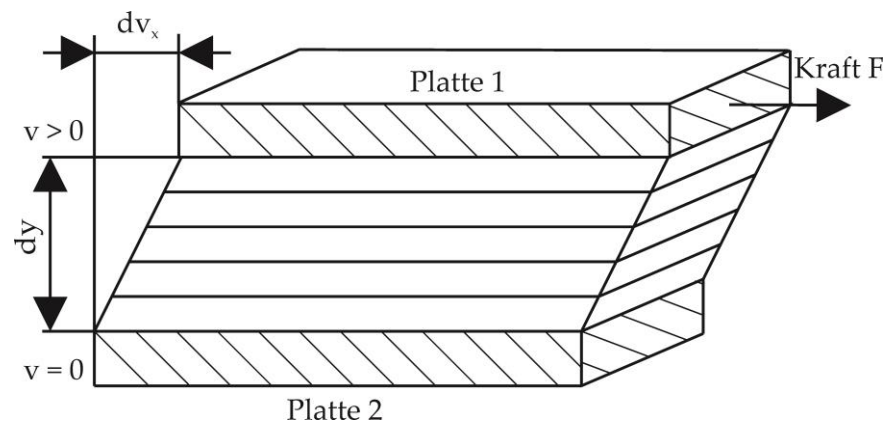


Abbildung 3.3: Definition der dynamischen Viskosität

Die zur Bewegung der Platte erforderliche Kraft F ist dabei proportional zur Fläche A der Platten, der Geschwindigkeitsdifferenz dv der Platten und umgekehrt proportional zu deren Abstand dy . Die dynamische Viskosität des Fluids stellt dabei den Proportionalitätsfaktor dieser Beziehungen dar. Es gilt also:

$$F = \eta \cdot \frac{A \cdot dv}{dy} \quad 3.2$$

Mit der Schubspannung $\tau = F/A$ (häufig auch „Scherspannung“) und dem Geschwindigkeitsgradienten $\dot{\gamma} = dv/dy$ ergibt sich:

$$\eta = \frac{F}{A} \cdot \frac{dy}{dv} = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \quad 3.3$$

Für dünne Spalthöhen kann das Verhalten vieler Flüssigkeiten nach Formel 3.2 beschrieben werden. Bei diesen bildet sich unter Scherung also ein linearer Geschwindigkeitsverlauf über der Spalthöhe aus. Flüssigkeiten mit diesem Verhalten werden als *newtonsche Fluide* bezeichnet. Darüber hinaus existieren auch eine Vielzahl an sogenannten *nicht-newtonschen Fluiden*, die beispielsweise eine von der Scherrate abhängige Viskosität aufweisen.

Neben der dynamischen Viskosität wird häufig die kinematische Viskosität ν genannt. Sie ist das Verhältnis aus dynamischer Viskosität η und Dichte ρ :

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad 3.4$$

Die Viskosität weist in der Regel eine starke Abhängigkeit von der Temperatur und dem Druck auf. Mit steigender Temperatur nimmt die Viskosität ab. In der Praxis wird die Temperaturabhängigkeit häufig nach dem Ansatz von *Vogel* bestimmt [CH10]:

$$\eta(T) = A \cdot e^{\left(\frac{B}{C+T}\right)} \quad 3.5$$

Die Faktoren A , B und C sind Schmierstoffkonstanten, die experimentell ermittelt werden müssen. T ist die absolute Temperatur in Kelvin.

Zur Beschreibung der Druckabhängigkeit der Viskosität wird häufig der Ansatz von *Barus* benutzt:

$$\eta(p) = \eta_0 \cdot e^{(\alpha p)} \quad 3.6$$

Hierbei ist p der lokale Druck und η_0 die dynamische Viskosität bei einem Druck von 1 bar. α ist der sogenannte Viskositätsdruckkoeffizient und stellt einen für den jeweiligen Schmierstoff charakteristischen Wert dar.

3.1.4 Reynolds'sche Differenzialgleichung

Die im Jahr 1886 von Osborne Reynolds [Rey86] hergeleitete Reynolds'sche Differenzialgleichung liefert die Druckverteilung im geschmierten Kontakt in Abhängigkeit von den Geschwindigkeiten der Kontaktpartner und der dynamischen Viskosität des Schmierstoffs.

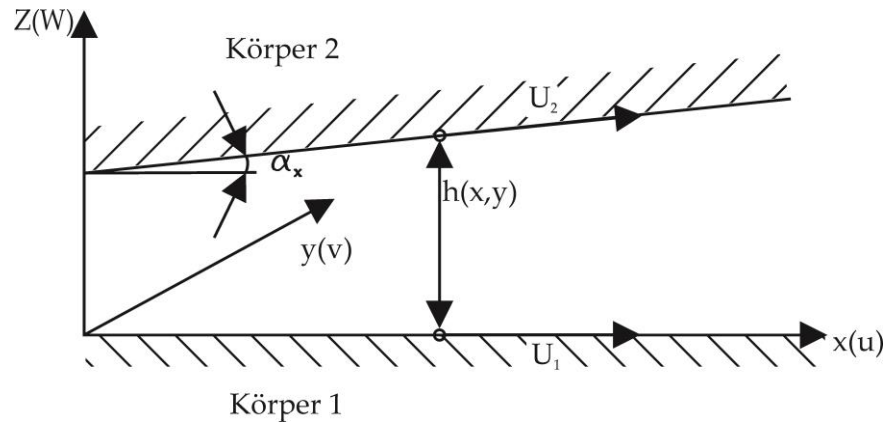


Abbildung 3.4: Koordinaten und Bezeichnungen im Schmierpalt [Baro9]

Sie lässt sich aus den Navier-Stokes Gleichungen für inkompressible Strömungen bei konstanter Viskosität η (Gleichung 3.7 bis 3.9) herleiten, indem die für den Anwendungsfall des ölgeschmiereten Kontakts (siehe Abbildung 3.4) kleine bzw. unwesentliche Terme vernachlässigt werden.

x -Richtung

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho \cdot g_x + \eta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad 3.7$$

y -Richtung

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho \cdot g_y + \eta \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad 3.8$$

z -Richtung

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho \cdot g_z + \eta \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad 3.9$$

Unter der Annahme, dass die auf ein Fluidvolumenelement wirkenden Gravitationskräfte und Massenträgheitskräfte im tribologischen System vernachlässigt werden können, lassen sich die Gleichung 3.7 bis 3.9 zunächst wie folgt vereinfachen:

x -Richtung

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad 3.10$$

y -Richtung

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \eta \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad 3.11$$

z -Richtung

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \eta \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad 3.12$$

Da darüber hinaus die Schmierpalhöhe h deutlich kleiner als die Breite und die Länge des Kontakts ist, kann davon ausgegangen werden, dass die Geschwindigkeitsgradienten in x - und y -Richtung deutlich kleiner sind, als die in z -Richtung und somit ebenfalls vernachlässigbar sind. Aufgrund der geringen Spaltweite h , lässt sich ferner begründen, dass der Druck in z -Richtung als konstant anzunehmen ist und damit $\partial p / \partial z = 0$ gilt. Die Gleichungen 3.10 bis 3.12 lassen sich somit weiter vereinfachen:

x -Richtung

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad 3.13$$

y -Richtung

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \eta \left(\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad 3.14$$

z -Richtung

$$\frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad 3.15$$

Nach zweimaliger Integration von u bzw. v nach z der Gleichungen 3.13 und 3.14 folgt schließlich:

$$u(z) = \frac{z^2}{2\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) + z \cdot c_1 + c_2 \quad 3.16$$

und

$$v(z) = \frac{z^2}{2\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right) + z \cdot c_1 + c_2 \quad 3.17$$

Unter Anwendung der Haftbedingung mit $u(0) = U_1$ und $u(h) = U_2$ sowie der Randbedingung, dass Relativbewegung der Kontaktpartner nur in x -Richtung vorliegt ($v(0) = v(h) = 0$), gilt:

$$u(z) = \frac{1}{2\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) (z^2 - h \cdot z) + (U_1 - U_2) \frac{z}{h} + U_2 \quad 3.18$$

und

$$v(z) = \frac{1}{2\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right) \cdot (z^2 - h \cdot z) \quad 3.19$$

Die Integration über die Schmier-spalthöhe h und die anschließende Multiplikation mit der Länge dx bzw. die Breite dy des betrachteten Volumens liefert schließlich die austretende Volumenströme dV_x/dt und dV_y/dt an den Rändern des betrachteten Volumenelements in Abhängigkeit der lokalen Druckgradienten.

$$\dot{V}_x = \left(-\frac{h^3}{12\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) + \left(\frac{U_1+U_2}{2} \right) h \right) \cdot dy \quad 3.20$$

$$\dot{V}_y = \left(-\frac{h^3}{12\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right) \right) \cdot dx \quad 3.21$$

Die Multiplikation der Spalthöhenänderung dh/dt mit der Breite dy und der Länge dx des Volumenelements liefert die Ab- bzw. Zunahme des Gesamtvolumens und muss bei konstanter Dichte ρ gleich der zu bzw. Abströmenden Volumina an den Rändern des betrachteten Bereichs sein.

$$\dot{V}_x + \dot{V}_y = \frac{\partial h}{\partial t} \cdot dx \cdot dy \quad 3.22$$

Durch das Einsetzen von Gleichung 3.20 und 3.21 in Gleichung 3.22 erhält man die Reynolds'sche Differenzialgleichung in ihrer wohl am häufigsten anzutreffenden Form:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{U_1+U_2}{2} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad 3.23$$

Die beiden Terme auf der linken Seite der Gleichung stellen die Druckströmung nach *Hagen Poisseuille* dar. Auf der rechten Seite sind die geschwindigkeitsabhängigen Terme zu finden. Der erste Term beschreibt die Druckentwicklung, die durch eine Änderung der Spalthöhe hervorgerufen wird (*Couette*-Strömung, hier nur in x -Richtung). Der zweite Term ist der sogenannte Quetschterm. Er beschreibt die Verdräng infolge sich annähernder Oberflächen.

Für die Herleitung der Reynolds'schen Differenzialgleichung wurden im Wesentlichen folgende vereinfachende Annahmen getroffen:

- Vernachlässigung von Trägheit und Masse des Öls
- Inkompressibilität des Fluids
- Laminare Strömung
- Ideal glatte Oberflächen

- Vollständig gefüllter Schmierpalt
- Konstanter Kontaktdruck über der Schmierpalthe

3.1.5 Flussfaktoren

In der Reynolds'sche Differentialgleichung, wie sie in Abschnitt 3.1.4 vorgestellt wurde, werden Rauheiten und Mikrostrukturen in den Oberflächen der Kontaktpartner nicht berücksichtigt. Diese können jedoch einen wesentlichen Einfluss auf das tribologische Verhalten haben. Insbesondere bei sehr geringen Schmierpalthehöhen, die sich in der Größenordnung der Oberflächenrauheiten bewegen, führt die Vernachlässigung dieser Strukturen zu großen Abweichungen. Um diesen Einfluss abzubilden, besteht die Möglichkeit, die Oberflächen bis hin zur mikroskopischen Ebene abzubilden und in der Berechnung direkt zu berücksichtigen. Der Vorteil dieser Methode ist, eine entsprechend hohe Auflösung der Kenntnisse über die Druck- und Flussverhältnisse im berechneten Kontakt. Sie erfordert jedoch einen erheblichen Rechenaufwand und lässt sich praktisch nur für sehr kleine Kontaktbereiche anwenden. Eine weitere, weniger rechenintensive, Möglichkeit den Einfluss der Oberflächenstrukturen in der Reynolds'sche Differentialgleichung zu berücksichtigen ist mittels zusätzlicher Faktoren.

Mit der Methode der Flussfaktoren nach *Patir* und *Cheng* [Pat78] lassen sich Oberflächen hinsichtlich ihres Strömungsverhaltens charakterisieren. Sie stellen Kennzahlen dar, die den Strömungseinfluss von rauen Oberflächen in der Reynold'schen Differentialgleichung berücksichtigen. Sie sind dimensionslos und als eine Art Korrekturfaktor für die Strömungsbegünstigung oder Strömungshinderung rauer Oberflächen im Vergleich zur ideal glatten Oberfläche zu verstehen. Durch die Differenzierung von Druckfluss- Φ^P und Scherflussfaktoren Φ^S wird dem Strömungseinfluss auf die Druck- und Scherströmung Rechnung getragen.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Phi_x^P \frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Phi_y^P \frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{U_1 + U_2}{2} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{U_1 + U_2}{2} \sigma \frac{\partial \Phi^S}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad 3.24$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Phi_x^P h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Phi_y^P h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta(U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t} + 6\eta(U_1 + U_2) \sigma \frac{\partial \Phi^S}{\partial x} \quad 3.25$$

Für große Schmierpalthehöhen h streben die Flussfaktoren gegen 1 bzw. 0. Für diesen Fall ist das Strömungsverhalten mit dem von

ideal glatten Oberflächen identisch. Typische Verläufe von Druck- und Scherflussfaktoren zeigt Abbildung 3.5.

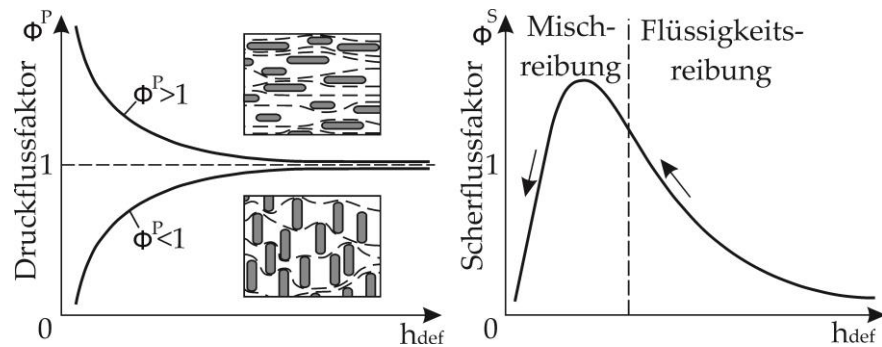


Abbildung 3.5: Prinzipielle Verläufe von Druck- und Scherflussfaktoren [Baro9]

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit verwendeten Flussfaktoren wurden am Institut für Maschinenkonstruktion der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg bestimmt.

3.2 GRUNDLAGEN DER STUFENLOSEN GETRIEBE

3.2.1 Anforderungen an Fahrzeuggetriebe

Trotz intensiver Bemühungen konnten sich bis dato alternative Energiequellen in Kraftfahrzeugen nur in Nischen und in eher geringen Stückzahlen durchsetzen. Nahezu alle Kraftfahrzeuge weltweit werden heutzutage von Otto- oder Dieselmotoren angetrieben. Diese Antriebsarten haben sich unter anderem auf Grund ihres geringen Leistungsgewichts und hohen Wirkungsgrads sowie der hohen Energiedichte des Kraftstoffs durchgesetzt. Prinzipbedingt bringt die Verwendung von Verbrennungsmotoren jedoch auch einige Nachteile mit sich:

- Sie entwickeln im Stillstand kein Drehmoment, wie etwa Elektromotoren.
- Die Motoren haben in der Regel nur eine Drehrichtung. Eine Rückwärtsfahrt ist somit nicht ohne weiteres möglich.
- Der Betriebsbereich ist durch Leerlauf- und Maximaldrehzahl begrenzt.
- Der Kraftstoffverbrauch hängt in erheblichem Maße von der Motordrehzahl ab.
- Es steht nur bei einer bestimmten Drehzahl die maximale Leistung zur Verfügung.

Um ein Fahrzeug in Bewegung zu versetzen, müssen die so genannten Fahrwiderstände überwunden werden. Der Gesamtfahrwiderstand setzt sich zusammen aus dem Rollwiderstand F_R , dem Steigungswiderstand F_{St} , dem Luftwiderstand F_L und dem Beschleunigungswiderstand F_a . Die benötigte Zugkraft an den angetriebenen Rädern ist folglich gleich der Summe der einzelnen Fahrwiderstände und lässt sich wie folgt berechnen:

$$F_Z = F_R + F_{St} + F_L + F_a \quad 3.26$$

Darin sind:

$$F_R = f_R \cdot m_F \cdot g \cdot \cos \alpha_{St} \quad 3.27$$

$$F_{St} = m_F \cdot g \cdot \sin \alpha_{St} \quad 3.28$$

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot c_w \cdot A \cdot v^2 \quad 3.29$$

$$F_a = m_F \cdot a \cdot \lambda \quad 3.30$$

Trägt man die Fahrwiderstände für verschiedene Steigungen über der Geschwindigkeit auf, so ergibt sich ein Verlauf wie er in Abbildung 3.6 dargestellt ist. Legt man die Achsübersetzung eines Fahrzeugs dementsprechend aus, so dass mit der zur Verfügung stehenden Motorleistung in der Ebene eine maximale Geschwindigkeit erreicht wird, so ergibt sich der ebenfalls in Abbildung 3.6 dargestellte Motormomentenverlauf.

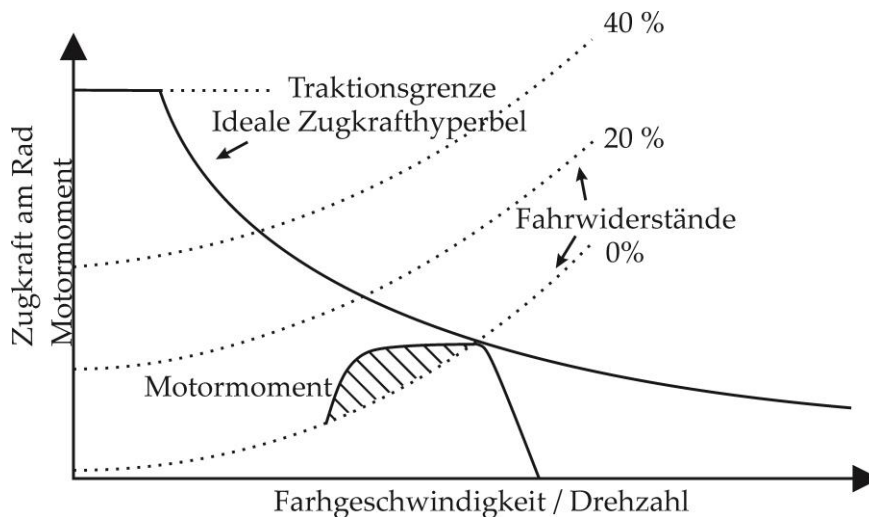


Abbildung 3.6: Zugkraftdiagramm mit Motormoment und idealer Zugkrafthyperbel (nach [Kle07])

Die dargestellte Kurve der idealen Zugkrafthyperbel $F_{z\,id}$ ergibt sich aus der maximalen Motorleistung P_{max} und der Geschwindigkeit v des Fahrzeugs:

$$F_{z\,id} = \frac{P_{max}}{v} \quad 3.31$$

Sie stellt somit eine Kurve konstanter Leistung dar. Das Zugkraftangebot des Motors und der Verlauf der effektiven Zugkrafthyperbel berühren sich nur in einem Punkt. Das bedeutet, dass nur in diesem einen Punkt die maximale Leistung des Motors abrufbar ist. Es ist zu sehen, dass ohne ein schaltbares Getriebe also lediglich der schraffierte Bereich nutzbar ist. Steigungsfahrten, Anfahren aus dem Stillstand sowie starke Beschleunigungen sind wegen des stark eingegrenzten Betriebsbereichs nicht ohne weiteres möglich.

Unter Zuhilfenahme eines schaltbaren Getriebes wird nun das Zugkraftangebot dem Bedarf angenähert. Durch die Anpassung des Getriebes an die Zugkrafthyperbel wird es möglich, das Leistungspotenzial des Motors besser zu nutzen und damit die Bereiche der unmöglichen Fahrzustände zu minimieren. Abbildung 3.7 zeigt das Zugkraftdiagramm eines Verbrennungsmotors mit nachgeschaltetem 4-Gang-Getriebe. Auf eine Darstellung der Fahrwiderstände bei Steigungsfahrten wurde in dieser Abbildung der Übersicht halber verzichtet.

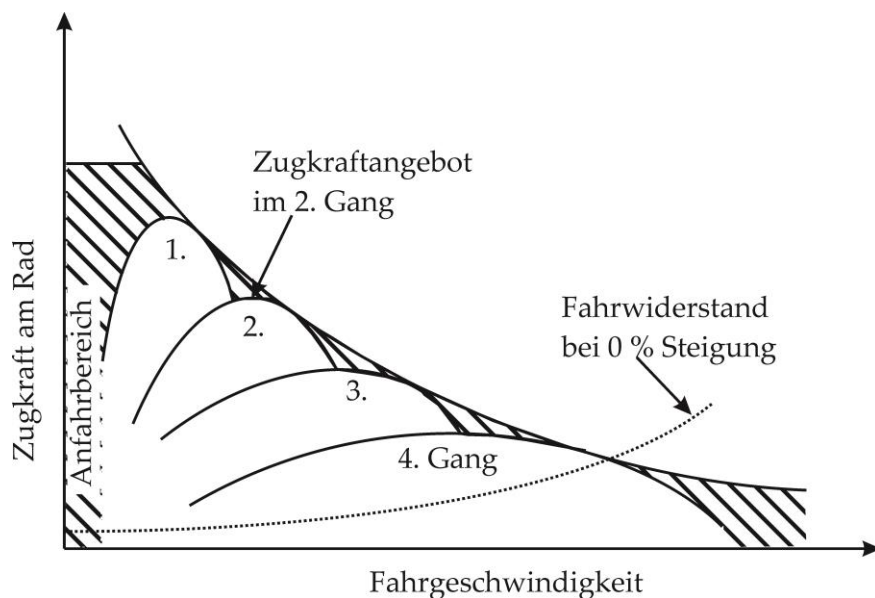


Abbildung 3.7: Zugkraftdiagramm eines Verbrennungsmotors mit 4-Gang-Getriebe (nach [Nau07])

Mithilfe eines Getriebes lässt sich also das Zugkraft-Angebot dem Bedarf anpassen. Abbildung 3.7 zeigt dabei deutlich, dass mit einer größeren Anzahl von Gängen auch eine bessere Annäherung an die Zugkrafthyperbel möglich ist. Die nicht befahrbaren Bereiche (schraffierten Flächen) fallen deutlich kleiner aus.

Da ein Verbrennungsmotor aus dem Stillstand heraus kein Drehmoment entwickeln kann, wird das Getriebe mit einem Anfahrerelement kombiniert, mit welchem ein Schlupfbetrieb realisiert werden kann. Dies ermöglicht auch das Befahren des in Abbildung 3.7 gekennzeichneten Anfahrbereichs.

Neben der Möglichkeit, mit verschiedenen Übersetzungen das volle Leistungspotenzial eines Motors besser auszunutzen, gestatten diese selbstverständlich auch den Betrieb an verbrauchsgünstigen Betriebspunkten. Bei Leistungen unterhalb der Maximalleistung kann die geforderte Leistung durch verschiedene Drehzahl-Drehmoment-Kombinationen erreicht werden. Zur Verdeutlichung ist in Abbildung 3.8 ein so genanntes Muscheldiagramm dargestellt. Eingezeichnet sind neben den namengebenden, muschelförmigen Kurven konstanten Verbrauchs, auch eine Linie konstanter Leistung unterhalb der Maximalleistung sowie das maximale Motormoment über der Drehzahl.

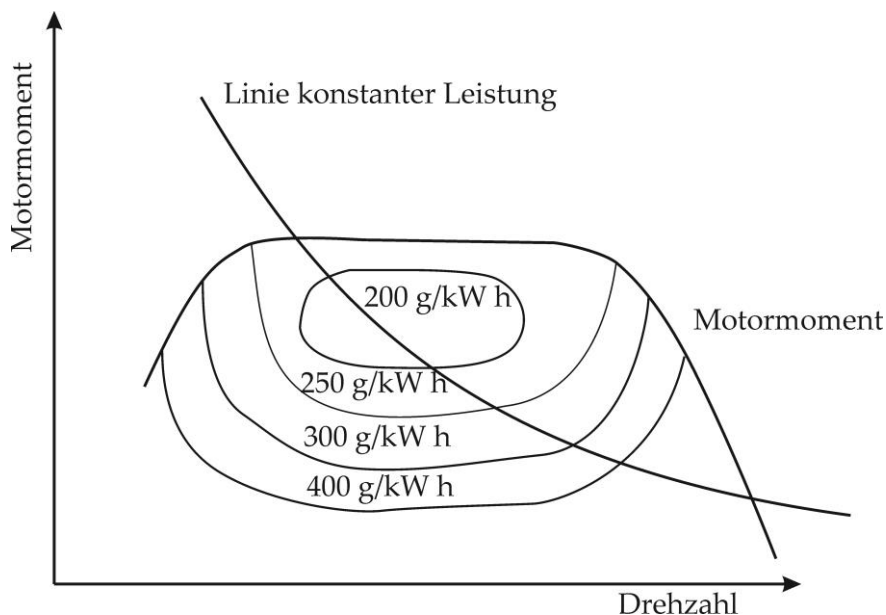


Abbildung 3.8: Abhängigkeit des Verbrauchs von der Drehzahl (nach [Kle07])

Deutlich zu sehen ist, dass auf der Linie konstanter Leistung die Verbrauchswerte stark variieren. Dies korrespondiert mit dem schwankenden Wirkungsgrad des Motors. Die Wahl einer geeig-

neten Getriebeübersetzung ermöglicht also ein erhebliches Kraftstoffeinsparpotenzial bei gleicher abgegebener Leistung.

3.2.2 Einteilung der verschiedenen Getriebebauformen

Aufgrund der in Abschnitt 3.2.1 beschriebenen Anforderungen an ein Fahrzeuggetriebe handelt es sich bei den eingesetzten Getrieben zumeist um Verstellgetriebe. Diese wiederum lassen sich einteilen in Stufengetriebe und Stufenlosgetriebe. Während es bei Stufengetrieben manuell oder automatisiert betätigte Formen gibt, werden Stufenlosgetriebe ausnahmslos automatisiert geschaltet. Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal der Getriebebauformen stellt die Zugkraftunterbrechung während eines Schaltvorganges dar. Beispielsweise können konventionelle Handschaltgetriebe (HSG) und automatisierte Schaltgetriebe (ASG) für die Dauer eines Schaltvorganges keine Leistung übertragen. Planeten-, Doppelkupplungs- (DKG) sowie die gesamte Gruppe der stufenlosen Getriebe hingegen ermöglichen eine Änderung der Übersetzung ohne Zugkraftunterbrechung. Abbildung 3.9 zeigt eine Auswahl der am häufigsten eingesetzten Getriebe sowie deren Einordnung.

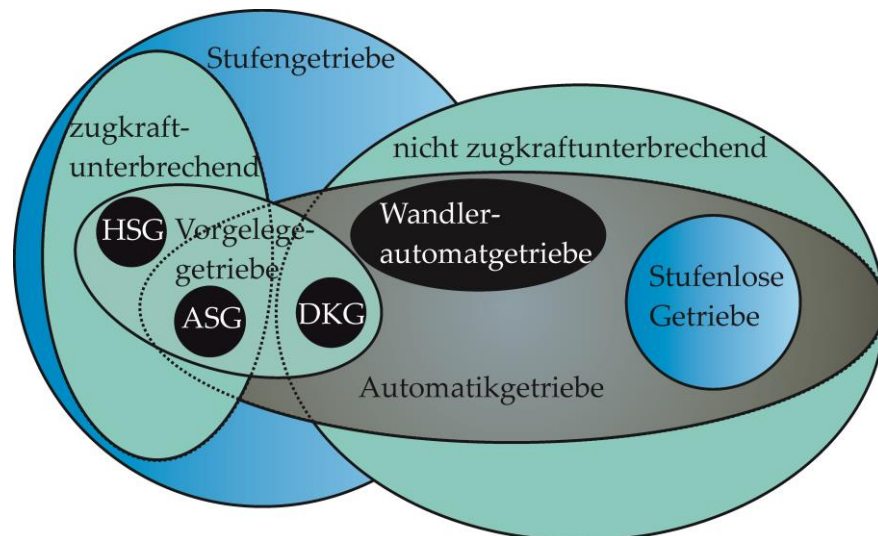


Abbildung 3.9: Einteilung der Kfz-Getriebe (nach [Wieo2])

Der Marktanteil der einzelnen Getriebebauformen hängt stark vom regionalen Markt ab. Tabelle 3.2 zeigt die Anteile der verschiedenen Pkw-Getriebe auf den wichtigsten Märkten

Region	Pkw-Gesamtproduktion [Mio]	Anteil Handschaltgetriebe	Anteil Wandlerautomatgetriebe	Anteil stufenlose Getriebe	Anteil automatisierte Getriebe	Anteil Doppelkupplungsgetriebe
Welt	90,6	50,2 %	36,9 %	7,7 %	1,8 %	3,4 %
Nordamerika	15,3	7,5 %	83,5 %	7,0 %	0 %	2,0 %
Japan	10,0	18,3 %	43,3 %	38,1 %	<1 %	<1 %
Westeuropa	17,7	72,5 %	17,1 %	<1 %	2,3 %	7,6 %
Deutschland	7,2	54,5 %	29,8 %	<1 %	<1 %	14,8 %

Tabelle 3.2: Anteil der Pkw-Getriebearten 2015 [Bra13]

In Westeuropa wird am häufigsten das Handschaltgetriebe verbaut. Einen ebenfalls noch recht hohen Anteil haben hier die Wandlerautomat- und Doppelkupplungsgetriebe. Die restlichen Bauformen spielen mit unter 3 % Marktanteil aktuell keine große Rolle. In Nordamerika wird mit über 80 % Marktanteil traditionell das Wandlerautomatgetriebe favorisiert. In Japan hingegen bilden die Wandlerautomatgetriebe, gefolgt von den stufenlosen und handgeschalteten Getrieben, den größten Anteil.

Als stufenlose Getriebe (engl.: Continuously Variable Transmission; kurz: CVT) werden dabei alle Getriebebauformen bezeichnet, bei denen die Übersetzung zwischen An- und Abtriebswelle innerhalb eines definierten Bereichs unendlich viele Werte einnehmen kann. In der Praxis wird der Begriff CVT häufig mit Umschlingungsgetrieben verbunden. Tatsächlich gibt es jedoch noch erheblich mehr Getriebekonzepte, die eine stufenlose Anpassung der Übersetzung ermöglichen. Abbildung 3.10 gibt einen Überblick über die verschiedenen Konzepte.

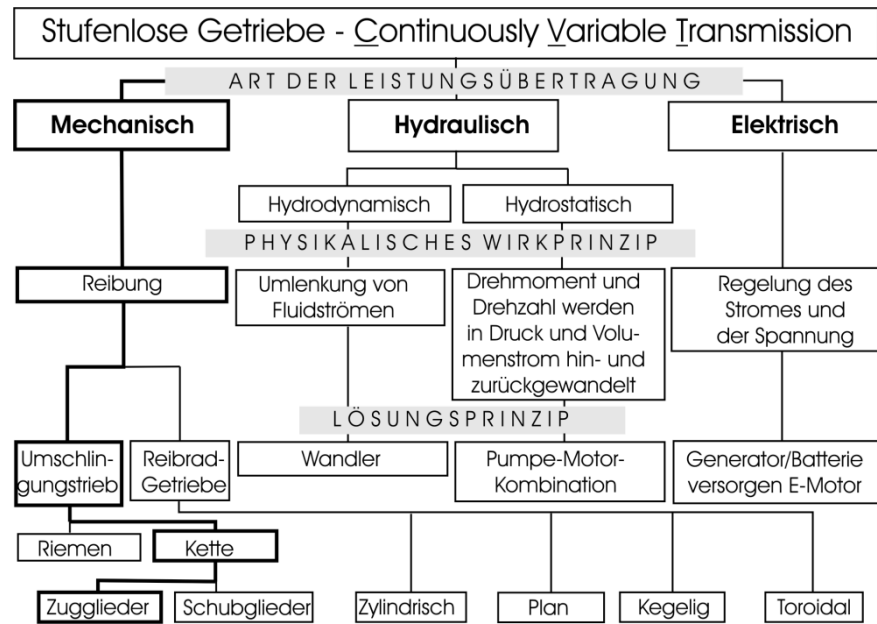


Abbildung 3.10: Überblick über die verschiedenen CVT-Konzepte (nach [Nau07])

Typischerweise lassen sich die Getriebebauformen hierbei nach der Art der Leistungsübertragung einteilen. Da im Pkw-Bereich fast ausnahmslos mechanische Umschlingungsgetriebe zum Einsatz kommen und diese auch Thema der vorliegenden Arbeit sind, wird im Folgenden nur auf diese eingegangen.

Wie in Abschnitt 3.2.1 dargestellt wurde, ist eine möglichst hohe Ganganzahl bzw. eine stufenlose Einstellung der Übersetzung wünschenswert, um den Antriebsmotor optimal betreiben zu können. Stufenlose Getriebe ermöglichen eben diese Betriebsstrategie. Abbildung 3.11 zeigt zur Veranschaulichung den Beschleunigungsvorgang eines Fahrzeugs mit einem stufenlosen Getriebe im Vergleich zu einem Fahrzeug mit gestuftem Getriebe.

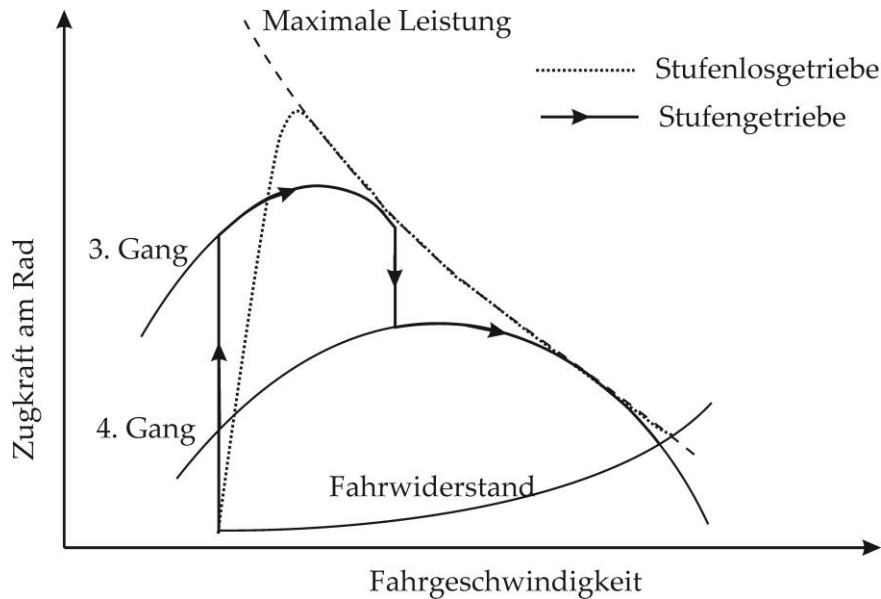


Abbildung 3.11: Beschleunigungsvorgang eines Fahrzeugs mit stufenlosen Umschlingungsgetriebe und gestuftem Getriebe (nach [Kle07])

Ein entscheidender Nachteil von CVT-Getrieben ist jedoch vor allem ihr verhältnismäßig schlechter Wirkungsgrad. Trotz der Möglichkeit den Motor in weiten Bereichen im Betriebspunkt geringsten Kraftstoffverbrauchs zu betreiben, liegen die erreichten Verbrauchswerte von Kraftfahrzeugen mit Umschlingungs-CVT bisweilen nur geringfügig unter konventionell geschalteten Fahrzeugen.

3.2.3 Aufbau und Funktion stufenloser Umschlingungsgetriebe

Die im Pkw-Bereich eingesetzten stufenlosen Getriebe sind heute fast ausschließlich Umschlingungsgetriebe. Hauptbestandteil eines solchen Getriebes ist der Variator. Dieser besteht im Wesentlichen aus zwei Kegelscheibenpaaren und einem Riemen bzw. einer Kette, die zur Übertragung der Leistung dient. Der eine Scheibensatz ist dabei mit dem Antrieb und der andere mit dem Abtrieb verbunden. Je eine der beiden Scheiben ist dabei axial verschiebbar während die andere fest mit der Welle verbunden ist. Wird nun der Abstand der Kegelscheiben variiert, so ändert sich auch der Laufradius des Zugmittels. Beim Zusammenführen der Scheiben stellt sich ein größerer, beim Öffnen ein kleinerer Radius ein. Abbildung 3.12 zeigt das Funktionsprinzip eines solchen Getriebes.

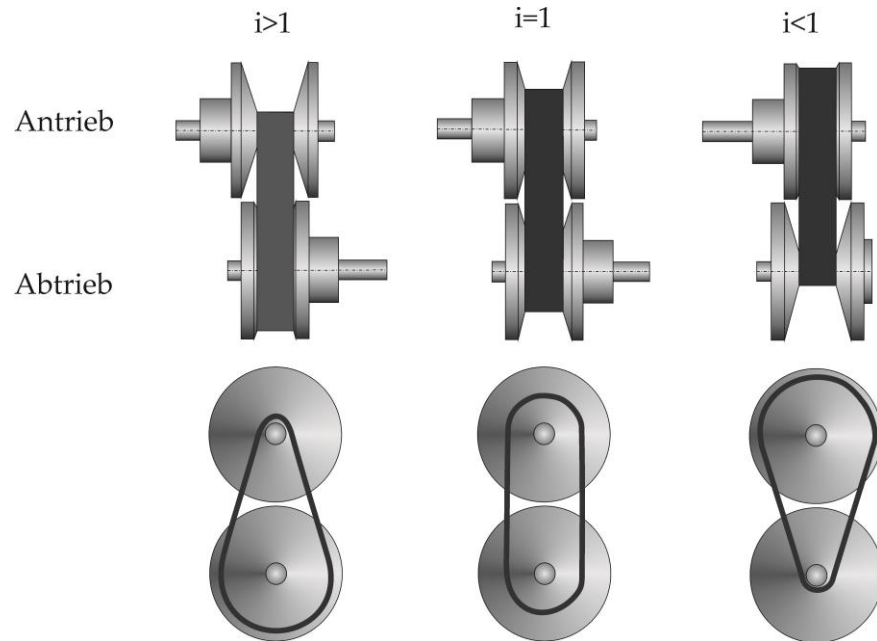


Abbildung 3.12: Funktionsprinzip eines stufenlosen Umschlingungsgetriebe (nach [Sue03])

Bei einer Übersetzung $i = 1$ haben beide Kegelscheibenpaare denselben Abstand zueinander und das Zugmittel folgt somit am Antrieb und am Abtrieb denselben Radius. Wird die Übersetzung verändert schließt sich ein Kegelscheibenpaar während sich das andere öffnet. Die gegenläufige Bewegung ermöglicht damit bei konstantem Achsabstand, konstanter Zugmittellänge und konstanter Vorspannung eine stufenlose Änderung der Übersetzung.

3.2.4 Umschlingungsmittel

Die in CVTs verbauten Umschlingungsmittel unterscheiden sich in Material und Bauform je nach Einsatz- und Leistungsbereich. Zu denen am häufigsten eingesetzten Umschlingungselementen gehören

- die Lamellenkette,
- der Keilriemen,
- die Laschenkette und
- das Schubgliederband.

Bei der *Lamellenkette* bestehen die einzelnen Kettenglieder aus seitlich verschiebbaren Blechlamellen. Die Kette läuft zwischen gezahnten Kegelscheiben, so dass sich beim Einlaufen in die Scheibensätze Zähne in der Kette formen. Zahn und Zahnücke sind bei einem Scheibenpaar dabei versetzt zueinander angeordnet. Die Lamellen ermöglichen somit einen Formschluss zwischen

Kette und Kegelscheiben. Die Lamellenkette ist damit die einzige, der oben erwähnten Methode, die die Kraft zwischen den Kegelscheiben formschlüssig übertragen kann. Für den Einsatz im Pkw eignen sich diese Ketten aufgrund der relativ hohen Drehzahlen jedoch nicht, da sich die Zähne auf der Kette bei jedem Einlauf neu bilden müssen, was zu hohen Querbeschleunigungen an den Lamellen führt.

Bei dem Einsatz eines *Keilriemens* als Zugmittel sind die Kegelscheiben flach ausgeführt und eine Leistungsübertragung erfolgt durch Kraftschluss. Da der Reibwert von Keilriemen und Kegelscheibe (Elastomer-Stahl) relativ hoch ist, können die Anpresskräfte der Scheiben verhältnismäßig gering ausfallen. In den meisten Fällen kann deshalb auch auf eine Schmierung und Kühlung verzichtet werden. Dies kommt dem Gesamtwirkungsgrad zugute. Zumeist wird bei keilriemengetriebenen CVTs die Axialkraft abtriebsseitig durch Federn aufgebracht. Antriebsseitig wird die Axialkraft mechanisch durch Fliehkraft variiert. Die Übersetzung ist infolgedessen Drehzahlabhängig und nicht steuerbar. Im Gegensatz zu Umschlingungsmitteln aus Stahl ist beim Durchrutschen eines Keilriemens kein Schaden an den Scheibenpaaren zu erwarten, sondern am Riemen selbst. Der daraus resultierende Reparaturaufwand fällt damit deutlich niedriger aus. Ein weiterer Vorteil gegenüber Umschlingungsmitteln aus Stahl stellt das relativ geringe Betriebsgeräusch dar. Zum Einsatz kamen Keilriemen-CVTs in den 60er Jahren beispielsweise in Pkws der Firma DAF unter dem Namen Variomatic. Entwicklungsziel war in erster Linie ein Gewinn an Fahrkomfort. Zusätzliche Anforderungen z.B. an den Kraftstoffverbrauch wie sie heute an Getriebe gestellt werden, konnten damals jedoch, unter anderem auf Grund nicht vorhandener Mikrokontroller, nicht erfüllt werden. Bedingt durch die vorhandene Reibpaarung erweisen sich jedoch ein maximal übertragbares Moment von 130 Nm sowie eine hohe Verlustleistung als nachteilig bei der Wahl dieses Zugmittels. Im Pkw-Bereich konnte es sich deshalb nicht weiter durchsetzen. In Motorrollern, Quads und Schneemobilen werden Keilriemen-CVTs jedoch flächendeckend eingesetzt. [Kle07] [Wie02]

Im Gegensatz dazu ist die *Laschenkette* eines von zwei Umschlingungsmitteln, die sich im Serieneinsatz für Pkw-Getriebe bewährt haben. Abbildung 3.13 zeigt eine solche Laschenkette der Firma LuK.



Abbildung 3.13: Laschenkette der Firma LuK

Die einzelnen Kettenlaschen sind bei der hier abgebildeten speziellen Bauform nicht wie üblich durch Bolzen, sondern durch, seitlich überstehende, so genannte Wiegedruckstücke, verbunden. Diese geben der Kette zum einen ihre Verformbarkeit und dienen zum anderen der Kraftübertragung. Aufgrund dieser Besonderheit wird die Kette häufig auch *Wiegedruckstück-* oder *Wiegegelenkkette* (WDK) genannt. Im Gegensatz zu herkömmlichen Ketten wird die Kraft nicht über Formschluss zwischen den Bolzen und einem Zahnrad übertragen, sondern über Kraftschluss. Die Wiegedruckstücke sind an ihren Enden ballig ausgeführt und werden zwischen den ebenfalls ballig ausgeführten Variatorscheiben zusammengepresst. Durch die so im Kontaktpunkt erzeugte Reibkraft wird die Kette von den Scheiben mitgeführt. Die Übertragung der Umfangskräfte der beiden Variatorscheiben erfolgt mittels Zugkraft über die Laschen der Kette. Um das Akustikverhalten der Kette zu verbessern, kommen hierbei unterschiedlich lange Laschen in einer gezielten Abfolge zum Einsatz. Durch die Zweiteilung der Bolzen können sich diese gegeneinander bewegen und ermöglichen so eine reibungsarme Änderung des Krümmungsradius beim Ein- und Auslauf der Kette an den Variatorscheiben. Der große Vorteil einer Laschenkette ist die Trennung von Kontaktstellen und Kraftübertragung. Die kleinen Kontaktstellen der Wiegedruckstücke mit den Variatorscheiben minimieren die Reibung und die Laschen ermöglichen die Übertragung von hohen Leistungen. Außerdem gewährleisten die Wiegedruckstücke kleine Laufradien und damit eine große Getriebespreizung [Bra13]. Als nachteilig erweisen sich die hohen, erforderlichen Anpresskräfte. Grund dafür ist vor allem der geringe Reibbeiwert einer Stahl-Stahl-Paarung. Erzeugt werden die Anpresskräfte typischerweise hydraulisch, was allerdings zu einer Verminderung des Gesamtwirkungsgrades eines solchen Getriebes führt. Da das

Produkt aus zulässiger Normalkraft und dem Reibkoeffizient bei einer nass laufenden Stahl-Stahl-Paarung höher ist als bei trocken laufenden Elastomerriemen, können mit Umschlingungsmitteln aus Stahl generell höhere Leistungen übertragen werden.

Ein weiteres, im Serieneinsatz befindliches Umschlingungsmittel stellt das *Schubgliederband* (SGB) dar. Wie der Name schon sagt, werden hier die Umfangskräfte nicht nur durch Zug-, sondern zum Teil auch durch Schubkraft übertragen. Abbildung 3.14 zeigt einen Teil eines solches Bandes im Hintergrund sowie einzelne Elemente im Vordergrund.



Abbildung 3.14: geöffnertes Schubgliederband (Hintergrund) und Elemente eines Schubgliederbandes (Vordergrund)

Auf zwei mehrlagigen Metallbändern befinden sich frei bewegliche Klemmstücke aus Stanzblech, an deren Flanken die Variatorscheiben ihre Kraft einleiten. Die Kraftübertragung zwischen Antriebs- und Abtriebsscheibe geschieht dabei auch durch Schubkräfte über die Klemmstücke und nicht nur durch Zug an den Metallbändern. Wegen des geringen Reibbeiwerts zwischen den Variatorscheiben und dem Umschlingungsmittel wird, wie auch bei den Laschenkettens, die Axialkraft mittels einer Hydraulik aufgebracht, um die Umfangskräfte übertragen zu können. Da sich aufgrund der extrem kleinen Teilung ständig eine große Anzahl Glieder im Eingriff befinden, ist die Belastung jedes einzelnen Gliedes geringer als bei der Laschenkette, was sich unter anderem positiv auf das Geräuschverhalten eines Schubgliederbandes auswirkt. Das maximal übertragbare Moment von stufenlosen Getrieben, die mit einem Schubgliederband ausgerüstet sind liegt aktuell bei 450 Nm [Bos14]. Beschränkt wird der Einsatzbereich hauptsächlich durch die maximal zulässige Vorspannung der Metallbänder.

3.2.5 Betriebsverhalten und Wirkungsgrad stufenloser Umschlingungsgetriebe

Wie in Kapitel 3.2.3 beschrieben, besteht ein Umschlingung-CVT im Wesentlichen aus zwei Wellen mit dem festen Achsabstand a , auf denen sich je eine Fest- und eine Wegscheibe befinden. Die beiden Scheibenpaare sind durch ein Umschlingungsmittel miteinander verbunden wobei die Leistungsübertragung über Kraftschluss erfolgt. Durch das Öffnen eines Scheibenpaares und das gleichzeitige Schließen des jeweiligen anderen Scheibenpaares ändern sich auch die Laufradien und damit die Übersetzung i . Nach [Sat99] lassen sich die Laufradien näherungsweise mit Gleichung 3.32 und 3.33 bestimmen.

$$R_{Antrieb} = \frac{1}{2} \left(-\frac{\pi \cdot a \cdot (i+1)}{(i-1)^2} + \sqrt{\left(\frac{\pi \cdot a \cdot (i+1)}{(i-1)^2}\right)^2 - \frac{4 \cdot a \cdot (2 \cdot a - L)}{(i-1)^2}} \right) \quad 3.32$$

$$R_{Abtrieb} = i \cdot R_{Antrieb} \quad 3.33$$

Die sich einstellenden Umschlingungsbögen φ lassen sich nach Formel 3.34 und 3.35 aus den Laufradien berechnen.

$$\varphi_{Antrieb} = \pi - 2 \cdot \arcsin\left(\frac{R_{Antrieb} - R_{Abtrieb}}{a}\right) \quad 3.34$$

$$\varphi_{Abtrieb} = 2\pi - \varphi_{Antrieb} \quad 3.35$$

Abbildung 3.15 zeigt dazu eine entsprechende Prinzipskizze eines keilförmigen Umschlingungsgetriebes.

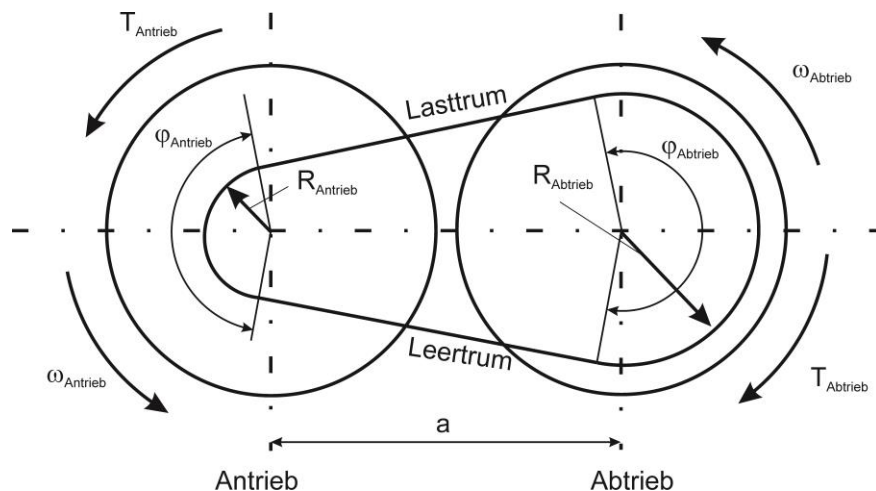


Abbildung 3.15: Geometrie im Umschlingungs-CVT

Bei einem vorgespannten, lastfrei arbeitenden Getriebe sind die Kräfte im *Last-* und im *Leertrum* etwa gleich groß. Wird nun ein äußeres Moment aufgebracht, so nimmt die Kraft im Lasttrum proportional zu. Die Differenz von Last- und Leertrumkraft gleicht dabei gerade das äußere Moment aus. Die Zugkraft im Leertrum bleibt dabei konstant und hängt nur von der Vorspannung ab. Da die Differenzzugkraft der Trume direkt der Leistungsübertragung im Getriebe dient, wird sie auch *Nutzzug* genannt. Drehrichtung und angreifendes Moment sind dementsprechend am Antrieb gleichgerichtet, während sie am Abtrieb entgegengerichtet sind. Der Nutzzug im Umschlingungsmittel baut sich beim Umlaufen des Abtriebs auf und beim Umlaufen des antriebsseitigen Scheibenpaares wieder ab. Diese führen zu einer Gleitbewegung bzw. Schlupf zwischen Umschlingungsmittel und den Variatorscheiben.

Mit Schlupf wird bekanntermaßen die Geschwindigkeitsabweichung von zwei Elementen bezeichnet, die miteinander im Reibkontakt stehen. Einerseits ist Schlupf die Voraussetzung für die Übertragung von Leistung im Reibkontakt, andererseits führt zu großer Schlupf zu hohen Verlustleistungen. Im Umschlingungs-CVT wird mit dem Schlupf S nur die in Umfangsrichtung gerichtete Gleitbewegung zwischen Umschlingungsmittel und Variatorscheibe bezeichnet. Er ist definiert als.

$$S = \frac{\omega_{2\text{ ref}} - \omega_{2\text{ meß}}}{\omega_{2\text{ ref}}} = 1 - \frac{\omega_{2\text{ meß}}}{\omega_{2\text{ ref}}} \quad 3.36$$

Im Umschlingungs-CVT entspricht die Referenz Ausgangsdrehzahl $\omega_{2\text{ ref}}$ der Ausgangsdrehzahl im lastfreien d.h. schlupffreien Betrieb. Unter Last resultiert eine Gleitbewegung in Umfangsrichtung. Was bei konstanter Eingangsdrehzahl zu einer geringeren Getriebeausgangsdrehzahl $\omega_{2\text{ meß}}$ führt.

Aus der Zugkraftänderung folgt eine kontinuierliche Änderung der angreifenden Kräfte über den Umschlingungsbogen. Angesichts der endlichen Steifigkeit des Umschlingungsorgans und des Variators kommt es zu elastischen Verformungen der Bauteile. Insbesondere ein Verkippen der Scheiben zueinander führt dazu, dass sich in der Folge nicht nur ein Gleiten in Umfangsrichtung einstellt, sondern ein spiralförmiger Lauf des Umschlingungsorgans an den Variatorscheiben ausbildet. Abbildung 3.16 zeigt mögliche Verformungen des Variators, die zu dieser Gleitbewegung des Umschlingungsmittels führen.

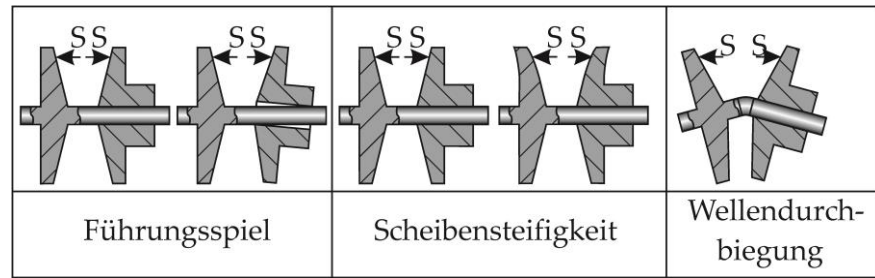


Abbildung 3.16: Verformungen des Variators

Die sich einstellenden Gleitbewegungen sind nicht nur tangential orientiert, sondern auch in radialer sowie axialer Richtung. Abbildung 3.17 zeigt schematisch den Gleitweg eines Umschlingungsorgans an einer abtriebsseitigen Variatorscheibe sowie die resultierenden Reibkräfte bei einem Einlaufen in den Scheibenkeil. Die Normalkraft dN steht senkrecht auf der Mantelfläche der Kegelscheibe.

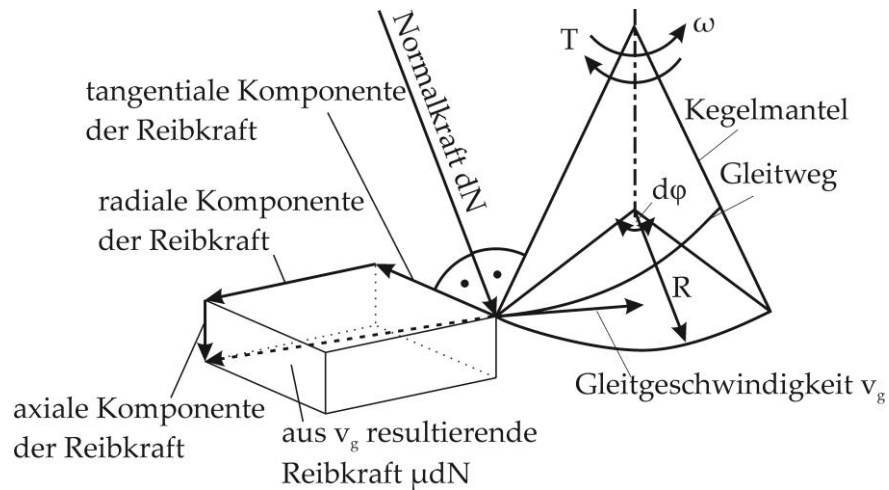


Abbildung 3.17: Gleitgeschwindigkeit und Reibkräfte im Scheibenkeil (nach [Sat99])

In der Abbildung sind die Gleitbewegungen dargestellt, wie sie typischerweise in großen Bereichen am abtriebsseitigen Scheibensatz auftreten. Beim Gleiten des Umschlingungsmittels auf einen kleineren Radius treten dabei nicht nur die angesprochenen, zugkraftfördernde Reibkräfte in tangentialer Richtung auf, sondern auch axiale und radiale Komponenten. Insbesondere diese Komponenten sind für die Verlustleistungen im Variator verantwortlich.

Eine Reduzierung der ungewollten Reibleistungen ist durch eine Reduzierung der Anpresskraft und damit durch eine Reduzierung der Verformung des Variators möglich. Eine zu geringe Anpresskraft würde jedoch zu einer Zunahme des Schlupf führen,

was bei Umschlingungsorganen aus Stahl zwangsläufig zu einer Zerstörung des Variators führt. Um dies unter allen Umständen zu vermeiden, werden in der Praxis Strategien zur Anpresskraftregelung gewählt, die Makroschlupf im Variator in allen Betriebspunkten ausschließen. Im Nennlastbetrieb ist die Anpresskraft aus diesem Grund häufig höher, als eigentlich notwendig. Dies führt zu erhöhten Verlusten im Variator sowie in der Hydraulikeinheit. Ziel ist es daher, diese Überanpressung so gering wie möglich auszuführen. Um dennoch ein Durchrutschen des Umschlingungsmittels bei plötzlichen Drehmomentsprüngen, beispielsweise aufgrund eines Fahrbahnbelagwechsels des Fahrzeugs, zu vermeiden, werden hydromechanische Mechanismen (sogenannte Momentenfühler) in den direkten Kraftfluss des Getriebes integriert, die mit einem Anpresskraftanstieg auf Drehmomentsprünge reagieren.

Abbildung 3.18 gibt beispielhaft einen Überblick über die Verlustanteile in Umschlingungs-CVT.

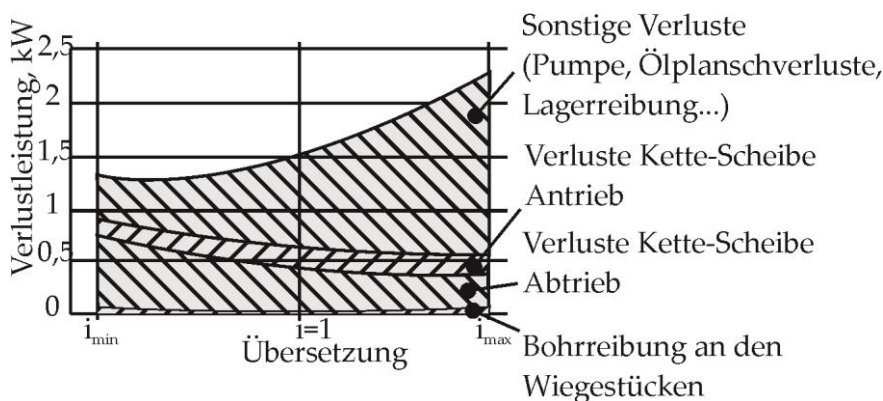


Abbildung 3.18: Beispielhafte Verlustleistungen eines Umschlingungs-CVTs mit 55 kW Nennleistung und WDK nach [Rat91]

Nennenswert sind außer den bereits erwähnten Gleitbewegungen zwischen Scheibe und Umschlingungsmittel auch die Verluste im Anfahrlelement und falls vorhanden, im Vorgelegegetriebe. Auch im Umschlingungsmittel selbst treten Verluste z.B. in Form von Gelenkreibungsverlusten auf. Die Verluste in Lagern, Wellendichtungen und Öleinführungen sowie die Planschverluste im Ölsumpf sind bei der Betrachtung des Gesamtwirkungsgrades ebenfalls nicht zu vernachlässigen.

3.2.6 Die ζ_{\max} -Methode zur Bestimmung des Anpresskraftbedarfs

Wie im vorherigen Abschnitt beschrieben, ermöglicht der Betrieb von Umschlingungs-CVTs nahe der Haftgrenze einen mög-

lichst hohen Wirkungsgrad. Mittels der sogenannten ζ_{\max} -Methode ist es möglich ein kurz bevorstehendes Durchrutschen des Umschlingungsorgans zu detektieren. Als Indikator dafür dient der so genannte ζ -Wert, welcher das Verhältnis der Anpresskräfte am Antrieb F_1 und Abtrieb F_2 beschreibt (häufig auch Stützung genannt).

$$\zeta = \frac{F_1}{F_2} \quad 3.37$$

Bei der Durchführung dieses Verfahrens wird die Getriebeeingangsdrehzahl konstant gehalten und der abtriebsseitige Zylinderdruck auf einen festen Wert eingestellt. Von der Prüfstandsteuerung wird die aus den Drehzahlen ermittelte Übersetzung über den antriebsseitigen Zylinderdruck auf einen festen Wert geregelt. In Abhängigkeit von Drehmoment und Übersetzung stellt sich ein entsprechendes ζ ein.

Bei ansonsten unveränderten Parametern wird nun das Getriebeeingangsmoment gesteigert. Damit die Übersetzung gehalten werden kann und nicht abdriftet wird der antriebsseitige Zylinderdruck von der Prüfstandsteuerung entsprechend angepasst. Abbildung 3.19 zeigt einen typischen ζ -Verlauf.

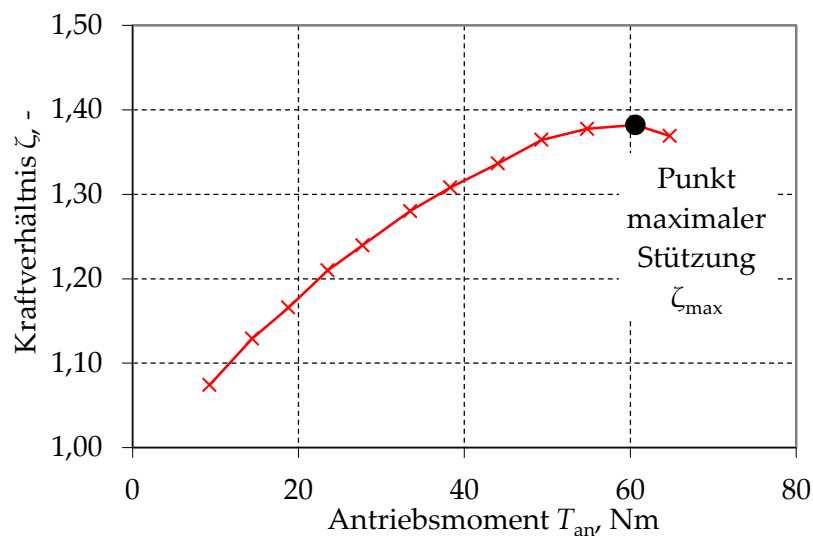


Abbildung 3.19: Messschrieb eines Versuchs nach der ζ_{\max} -Methode

Das Druckverhältnis steigt bis zum Erreichen eines Maximalwertes an und fällt danach wieder leicht ab. Bei einer weiteren Erhöhung des Moments kommt es zu Makroschlupf und damit zu einer Beschädigung des Variators. Es hat sich gezeigt, dass im

Punkt der maximalen Stützung (ζ_{\max} -Punkt) ein besonders hoher Variatorwirkungsgrad vorliegt.

Mit der ζ_{\max} -Methode lässt sich der Anpresskraftbedarf besonders bauteilschonend bestimmen. Die recht umfangreiche, erforderliche Messtechnik lässt jedoch nur den Einsatz als reine Prüfstandsmethode zu.

3.3 FORSCHUNGSARBEITEN

3.3.1 *Stufenlose Umschlingungsgetriebe*

Eytelwein beschreibt bereits Anfang des 19. Jahrhunderts in dem Kapitel „*Von der Reibung eines um einen unbeweglichen Zylinder gespannten Seiles*“ [Eyt32] wie sich beim Umschlingen eines Zylinders die Zugkräfte der beiden Seilenden aufgrund von Reibung in Abhängigkeit des Umschlingungswinkels bestimmen lassen. Die von ihm vorgestellte Exponentialgleichung bildet die Grundlage zur Berechnung des maximal übertragbaren Moments eines Riemtriebs in Abhängigkeit von dessen Vorspannkraft.

Da bei Umschlingungsgetrieben typischerweise nicht auf dem gesamten Umschlingungsbogen Schlupf auftritt unterteilte *Grashof* [Gra83] den Umschlingungsbogen in einen Teil mit konstanten Kraftverhältnissen, der nicht an der Leistungsübertragung beteiligt ist, sowie einen Teil auf dem sich das Umschlingungsmittel relativ zur Scheibe bewegt.

Dittrich stellte 1953 in seiner Dissertation [Dit53] fest, dass sich die Eytelweinschen Gleichungen für Umschlingungsgetriebe mit Flachriemen nicht auf die Verhältnisse im Keilscheibenumschlingungsgetriebe übertragen lassen. Unter der Berücksichtigung der Zugkraftänderung und der Quer- und Längssteifigkeiten des Umschlingungsmittels entwickelte er eine Theorie, mit der sich die Abweichungen des Umschlingungsmittels von der idealen Kreisbahn im Umschlingungsbogen erklären lassen. Er führte in diesem Zusammenhang den Begriff des „spiraligen Laufs“ ein und teilte den Umschlingungsbogen in einen Ruhe- und einen Funktionsbogen ein.

Gerbert formulierte 1972 ein Differentialgleichungssystem [Ger72] für Keilriementriebe, dass Aussagen über die radialen und tangentialen Gleitbewegungen des Umschlingungsmittels unter Berücksichtigung dessen Quer- und Längssteifigkeiten ermöglicht. 1985 erweiterte er sein Modell um einen Ansatz, der auch die spezifischen Eigenschaften von Schubgliederbändern berücksichtigt [Ger85]. Er teilt deren Betriebsverhalten dazu in einen Betrieb bei

niedriger Last, bei der es sich wie ein reines Zugmittel verhält, und bei hoher Last, bei der auch Schubkräfte berücksichtigt werden, ein.

Tenberge beschäftigt sich in seiner Arbeit [Ten86] mit den Gleit- und Reibverhältnissen von verschiedenen Umschlingungsmitteln in verstellbaren Keilscheibenumschlingungsgetrieben. Er betrachtet sowohl Zug- als auch Schubgliederketten und unterteilt ihre Bewegung im Umschlingungsbogen in unterschiedliche Phasen, die er getrennt voneinander betrachtet.

Wang betrachtete 1991 im Rahmen seiner Dissertation [Wan91] den tribologischen Kontakt in CVT-Getrieben mit Zuggliederketten. Er entwickelte ein instationäres Berechnungsverfahren, welches den Punktkontakt vom Umschlingungsmittel mit den Variatorscheiben durch die EHD-Theorie beschreibt. Der spiralförmige Verlauf über den Umschlingungsbogen wird von *Wang* nach dem Ansatz von *Dittrich* berücksichtigt.

Die Kraft- und Reibverhältnisse im Schubgliederband wurden von *van Rooij* und *Schaerlaeckens* [Roo931] [Roo932] [Roo93] detailliert betrachtet. Sie stellten eine Methode zur Berechnung der Verlustleistungen im Band vor, in der die Reibverluste der einzelnen Bänder untereinander, die Reibverluste zwischen den Bändern und den Schubelementen sowie die in Umfangsrichtung auftretende Reibung der Schubelemente an den Variatorscheiben berücksichtigt werden. *Akehurst et al.* [Ake041] [Ake042] [Ake043] führten umfangreiche Versuche zur Wirkungsgradanalyse von Schubgliederbändern durch und führten dazu ähnliche Berechnungen wie *van Rooij* und *Schaerlaeckens* durch. Sie konnten dabei eine gute Übereinstimmung der ermittelten Versuchsdaten mit den Berechnungsansätzen feststellen.

Srnik stellt 1998 ein System aus Bewegungsgleichungen auf, mit denen es möglich ist, das dynamische Systemverhalten von CVT-Keilkettengeräten zu beschreiben [Srn98]. Er berücksichtigt dabei insbesondere die Keilscheibensätze und die Kette. Das Modell erlaubt unter anderem Aussagen über die Getriebschwingungen aufgrund des Polygoneffekts der Kette, die Zugkräfte, Anpressdrücke und den Wirkungsgrad. In der Arbeit werden umfangreiche Vergleichsrechnungen von starren und elastischen Scheibensätzen vorgestellt.

Sattler stellte in seiner Dissertation [Sat99] einen Ansatz vor, der eine Aussage über die lokalen Spreiz- und Zugkräfte sowie die Gleitbewegungen im Umschlingungsbogen erlaubt. Er berücksichtigt dabei sowohl die Längs- und Quersteifigkeiten des Umschlingungsmittels als auch die Elastizitäten der Wellen und

Scheiben des Variators, welche er mittels einer FEM-Analyse an ein Differentialgleichungssystem koppelt. Zur Lösung des Differentialgleichungssystems betrachtete Sattler das Problem als Anfangswertproblem, welches er für Betriebspunkte nahe dem Volllastpunkt mit dem Verfahren nach *Runge-Kutta* lösen konnte. Die Ergebnisse des Berechnungsverfahrens konnte er durch umfangreiche Prüfstandsversuche bestätigen.

Sladek befasste sich in seiner Dissertation [Sla01] mit der Analyse des Wirkungsgrades eines Umschlingungs-CVTs mit einem Schubgliederband. Er bildet in seinem Programm zur Wirkungsgradbestimmung alle Komponenten des Getriebes über Kennfelder oder mathematische Modelle ab und stellt verschiedene Optimierungsmaßnahmen vor. Die Gleitbewegungen im Variator bildet er dabei nach dem Ansatz von *Dittrich* ab. Dabei bestimmte er das Maß der Einwanderung mit einer FEM-Berechnung des Variators in Abhängigkeit der Spreizkraft. Die Verluste im Schubgliederband beschreibt er nach dem Ansatz von *van Rooij* und *Schaerlaeckens*.

Sue untersuchte in seiner Arbeit [Sue03] den Einfluss der Verformung und Verkippung der Variatorscheiben auf den Wirkungsgrad des Variators. Er konnte dabei an praktischen Versuchen zeigen, dass die maximale Laufradienänderung einen annähernd linearen Zusammenhang zur Verlustleistung aufweist. Er unterscheidet dabei zwischen einem Durchbiegen der Wellen, einem Verkippen des Variators in der Führung sowie einem Stülpen der Variatorscheiben. Während er bei den ersten beiden Effekten einen starken Einfluss auf den Wirkungsgrad feststellen konnte, führt ein Stülpen der Scheiben nur zu einem geringen Einfluss auf den Wirkungsgrad, da dies nur eine geringfügige Laufradienänderung nach sich zieht. Zur Bestätigung seiner experimentell ermittelten Ergebnisse führte er Simulationsrechnungen durch, für die er den Ansatz von *Sattler* verwendete und diesen um die Möglichkeit, Berechnungen auch unter Teillast durchzuführen, erweiterte.

Da ein Großteil der Verluste im CVT auf die Überanpressung zurückzuführen sind, beschäftigen sich diverse Arbeiten mit deren Reduzierung. Nennenswert sind hier beispielsweise die Arbeiten von *Sauer* [Sau96], *Bonsen* [Bono6] und *Wiesner* [Wie02]. Verfolgt wird jeweils der dauerhafte Betrieb des Variators an der Haftgrenze. Dies führt neben einem verbesserten Wirkungsgrad auch zu einer geringeren Bauteilbelastung. In umfangreichen Versuchen wurden von *Sauer* die verschiedenen Betriebsparameter hinsichtlich ihres Einflusses auf den Anpresskraftbedarf untersucht.

Rhode beschäftigte sich in seiner Dissertation [Roh07] intensiv mit der Berechnung des tribologischen Kontakts von Kettenpin und Variatorscheibe. Er berücksichtigt dabei sowohl die elastischen Verformungen der Kontaktpartner als auch den lokalen Wärmeeintrag. Durch eine Variation verschiedener Kontaktparameter kann er Aussagen über den jeweiligen Einfluss auf die Schmierfilthöhe und den Reibwert treffen. Er konnte zeigen, dass insbesondere die Anpresskraft, die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit, die Ölviskosität und die Oberflächenrauigkeit einen entscheidenden Einfluss auf die Schmierfilmbildung und den daraus resultierenden Reibwert haben.

Um die Reib- und Verschleißbedingungen im Umschlingungs-CVT mit den relevanten Einflussparameter systemtribologisch abbilden zu können, entwickelte *Behrendt* [Beh09] 2009 eine Prüfmethode, mit der er durch eine Parametervariation die wichtigsten Einflussfaktoren auf das Reib- und Verschleißverhalten von stufenloser Umschlingungs-CVT ermittelt konnte.

Kruse untersuchte im Rahmen seiner Dissertation [Kru13] verschiedene Beschichtungsverfahren hinsichtlich ihres Reib- und Verschleißverhaltens im tribologischen Kontakt zwischen Umschlingungsmittel und Variatorscheiben. Im zweiten Teil seiner Arbeit führte er Simulationsrechnungen mit dem Ansatz von *Sattler* durch und konnte dabei zeigen, dass sich das tatsächliche Betriebsverhalten stufenloser Umschlingungsgetriebe mit einem über den Umschlingungsbogen variablen Reibwert besser abbilden lässt als mit einem konstanten Reibwert. Er teilte den Umschlingungsbogen dazu in drei Bereiche unterschiedlicher Reibwerte auf.

Idler [Idl14] beschäftigte sich im Rahmen seiner Dissertation mit dem Fressverhalten stufenloser Umschlingungsgetriebe. Er führte dazu umfangreiche Prüfstandsversuche unter Zwangsschlupf durch und entwickelte ein theoretisches Modell, mit welchem sich die lokalen Kräfte und Gleitgeschwindigkeiten bestimmen lassen. Die Grundlage seines Modells bildet dabei das Differentialgleichungssystem von *Sattler*. Darüber hinaus stellte er ein Verfahren zur Bestimmung der Kontakttemperatur vor und leitete aus seinen Erkenntnissen konstruktive Hinweise ab, die zu einer Erhöhung der Fresssicherheit beitragen können.

3.3.2 Wirkung von mikrostrukturierten Oberflächen auf das tribologische Verhalten

Insbesondere die Fortschritte im Bereich der Hochleistungslaser ermöglichen es, gezielte und hoch exakte Strukturen bis in den Bereich einiger weniger μm in die Oberflächen verschiedenster Werkstoffe einzubringen. Deren Einfluss auf das tribologische Verhalten wurde in mehreren Versuchen evaluiert.

Im Gegensatz zur Anforderung im Umschlingungs-CVT ist bei den meisten tribologischen Anwendungen eine Reduktion des Reibwertes zur Wirkungsgrad- bzw. Verschleißoptimierung erwünscht. Diesbezüglich gibt es eine Reihe von Untersuchungen bei denen insbesondere die Wirksamkeit nicht miteinander kommunizierende Strukturen wie Poren, Näpfe, Taschen oder Kanäle untersucht wurden und deren Wirksamkeit belegen. In diesem Zusammenhang sind beispielsweise die Arbeiten von *Andersson et al.* [Ando7] oder *Voevodin* und *Zabinski* [Voeo6] zu nennen, die das Verschleißverhalten in Reibkontakten durch das Einbringen von Poren in die Kontaktflächen deutlich verbessern konnten. Die Poren dienten dabei als Schmiermittelreservoir für flüssige als auch feste Schmierstoffe.

Untersuchungen mit Kanalstrukturen im wassergeschmierten Kontakt führte *Kahraman et al.* [Kah04] durch. Ziel der Untersuchungen war auch hier eine gezielte Reduzierung der Reibungszahl. Es wurden linienförmige Strukturen unter Mischreibungsbedingungen untersucht die senkrecht, parallel und gekreuzt zur Gleitrichtung orientiert waren. Dabei zeigten alle untersuchten Strukturen eine Verringerung der Reibungszahl. Begründet wurde das beobachtete Verhalten mit einer Aufnahme von Verschleißpartikeln in der Kanalstruktur und damit, dass sich infolge dessen die Anzahl an Verschleißpartikeln im Kontakt reduzierte.

Wahl untersuchte im Rahmen seiner Dissertation [Wah10] ebenfalls den Einfluss paralleler und gekreuzter Kanäle sowie runder Näpfchen unter verschiedenen Orientierungen auf das Reibverhalten. Er betrachtete dabei den ölgeschmierten Kontakt einer Stahl / Saphir-Paarung und verglich die strukturierten Proben mit polierten Oberflächen. Im Gegensatz zu den Versuchen von *Kahraman et al.* zeigte sich dabei, dass die gekreuzten Kanäle stets zu einer Reibwerterhöhung führten. Bei der Betrachtung paralleler Kanäle konnte er eine starke Abhängigkeit der Schmierfilmbildung und des daraus resultierende Reibwert von der Strukturausrichtung zur Gleitrichtung nachweisen. Die untersuchten Näpfchenstrukturi-

ren führten wie auch bei *Andersson et al.* zu einer Reibwertreduzierung.

Nakano et al. [Nako7] untersuchten ebenfalls verschiedene Strukturen hinsichtlich ihres Reibverhaltens im ölgeschmierten Kontakt. Sie folgerten aus den Ergebnissen, dass Linienstrukturen den hydrodynamischen Druckaufbau behindern, was zu einer Zunahme des Mischreibungsanteils führt. Weiter folgerten sie, dass es beim Übergleiten von kreisrunden Vertiefungen an deren Rändern zu einem hydrodynamischen Druckaufbau kommt, welcher die Schmierfilmbildung unterstützt und damit zu einer Reibwertabnahme führt. Es konnte darüber hinaus beobachtet werden, dass der ermittelte Reibwert deutlich stabilere Werte an nahm als der Reibwert polierter Oberflächen.

Es bleibt festzuhalten, dass bei den genannten Untersuchungen starke Unterschiede in den Versuchsdurchführungen vorlagen. Insbesondere die Kontaktgeometrie, Kontaktdruck sowie die Schmierstoffparameter variieren stark. Es kann jedoch festgestellt werden, dass eine Reibwertabnahme der verwendeten Strukturen dabei entweder im Verschleißaufnahmevermögen, in der Bereitstellung von Schmierstoff oder in der Ausbildung eines hydrodynamischen Schmierfilms infolge eines sich verengenden Spalts in Bewegungsrichtung begründet lag. Eine Reibwerterhöhung konnte in erster Linie bei der Verwendung von offenen Strukturen beobachtet werden und wird damit begründet, dass Schmierstoff dem Kontakt entzogen wird und ein hydrodynamischer Druckaufbau behindert wird.

4

EXPERIMENTELLE AUSSTATTUNG

Im folgenden Kapitel wird auf die für die vorliegende Arbeit verwendeten Versuchseinrichtungen sowie auf die verwendeten Prüfteile eingegangen. Zunächst wird der CVT-Prüfstand sowie das darauf eingesetzte Versuchsgetriebe näher beschrieben. Im Anschluss werden die untersuchten Bauteile sowie deren untersuchte Varianten vorgestellt.

4.1 PRÜFSTANDSAUFBAU

Das Versuchsgetriebe befindet sich zwischen zwei identischen Gleichstrommaschinen, wobei die antriebsseitige Maschine motorisch und die abtriebsseitige Maschine generatorisch betrieben wird. Getriebe und Maschinen sind auf einem Spannplattenverbund montiert, der mit Luftbälgen und Schwingungsdämpfern auf dem Gehäusefundament verankert ist. Abbildung 4.1 zeigt den schematischen Aufbau des CVT-Getriebeprüfstands.

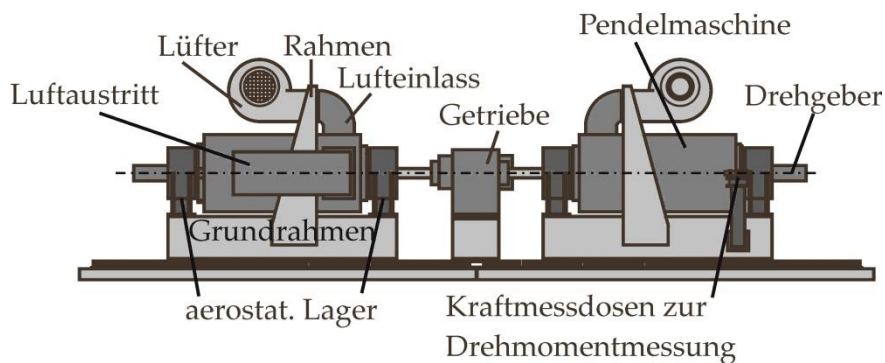


Abbildung 4.1: Aufbau des CVT-Getriebeprüfstands

Durch eine Drehzahlvorgabe am Antrieb und eine Momentenregelung am Abtrieb wird das Getriebe verspannt. Die Ausführung der Motoren als sogenannte Pendelmaschinen ermöglicht eine freie Drehbewegung der Statoren in den Luftlagern. Mittels Abstützung gegen Kraftmesszellen über einen definierten Hebel-

arm lassen sich die Reaktionsmomente bestimmen. Mit den gemessenen Drehzahlen kann man die Antriebs- und Abtriebsleistung, und daraus wiederum der Wirkungsgrad des Variators bestimmen. Zur Minderung von Reibungseinflüssen in den Lagerungen der Maschinen sind diese aerostatisch gelagert. Die erforderliche Kühlung der Maschinen erfolgt über externe Lüfter. Einflüsse auf die Momentenmessung durch Kreiseffekte werden durch eine gehäusefeste Montage der Lüfter vermieden. Die Daten der Gleichstrommaschinen lassen sich wie folgt zusammenfassen:

Belastungsmaschinen	
Leistung	115 kW
Nenn Drehzahl	3000 min ⁻¹
Maximaldrehzahl	8000 min ⁻¹
Maximalmoment	425 Nm

Tabelle 4.1: Kenndaten der Belastungsmaschinen

Um die notwendigen Anpress- und Verstellkräfte am Getriebe aufzubringen, gehört zum Prüfstands Aufbau ein leistungsstarkes Hydraulikaggregat. Mit diesem sind auch hohe Druckgradienten darstellbar, wodurch es möglich wird, dynamische Vorgänge abzubilden. Neben einem Hochdruckkreislauf verfügt die Hydraulik auch über einen angeschlossenen Niederdruckkreislauf, der zur Schmierung der Lagerstellen und Variatorscheiben dient.

Eine gleichmäßige Leistungsübertragung des Getriebes wird durch die Ankopplung der Motoren mittels Gleichlaufgelenkwellen gewährleistet. Da die verfügbare Drehzahl- und Momentenbereiche der Pendelmaschinen für das verbaute Getriebe ausreichend sind, ist keine weitere Übersetzung notwendig.

Die am Prüfstand erfassten Messgrößen sind in Tabelle 4.2 dargestellt.

Messgröße	Bezeichnung	Einheit
Antriebsmoment	T_{an}	Nm
Abtriebsmoment	T_{ab}	Nm
Druck antriebsseitig	p_1	bar
Druck abtriebsseitig	p_2	bar
Drehzahl antriebsseitig	n_1	min ⁻¹
Drehzahl abtriebsseitig	n_2	min ⁻¹
Axiale Position der Wegscheibe antriebsseitig	s_1	mm
Axiale Position der Wegscheibe abtriebsseitig	s_2	mm
Öleinspriztemperatur	$T_{\text{öl}}$	°C

Tabelle 4.2: Erfasste Messdaten am CVT-Prüfstand

4.2 VERSUCHSGETRIEBE

Die Antriebs- und Abtriebswellensätze des Getriebes sind baugleich und gegensinnig zueinander mit einem Achsabstand von 155 mm in einem verschraubten Gehäuse angeordnet. Abbildung 4.2 zeigt einen der beiden Wellensätze im Detail.

Jede Welle ist mit je einem Rillenkugellager sowie einem Zylinderrollenlager zweifach gelagert. Um eine Beeinflussung der Messergebnisse durch Reibung berührender Dichtungen zu vermeiden, sind die Wellen nach außen mit jeweils einer berührungslösen Labyrinthdichtung versehen. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden so genannte „geschraubte Wellen“ verwendet. Im Gegensatz zu Seriengerieben werden die Kegelscheiben des Variators nicht als Vollwellen ausgeführt, sondern werden mit der Welle verschraubt. Diese Variante bietet vor allem einen deutlich reduzierter Fertigungsaufwand und vereinfacht die Handhabung bei weiterführenden Untersuchungen der Kegelscheiben. Die Festscheibe wird hierbei axial an die Getriebewelle angeflanscht. Die Losscheibe ist axial mit der Führungshülse und dem Druckzylinder verschraubt. Die axiale Beweglichkeit bei einer gleichzeitigen

Momentenübertragung der Losscheibe auf die Welle wird durch eine Verzahnung auf der Welle und Führungshülse gewährleistet.

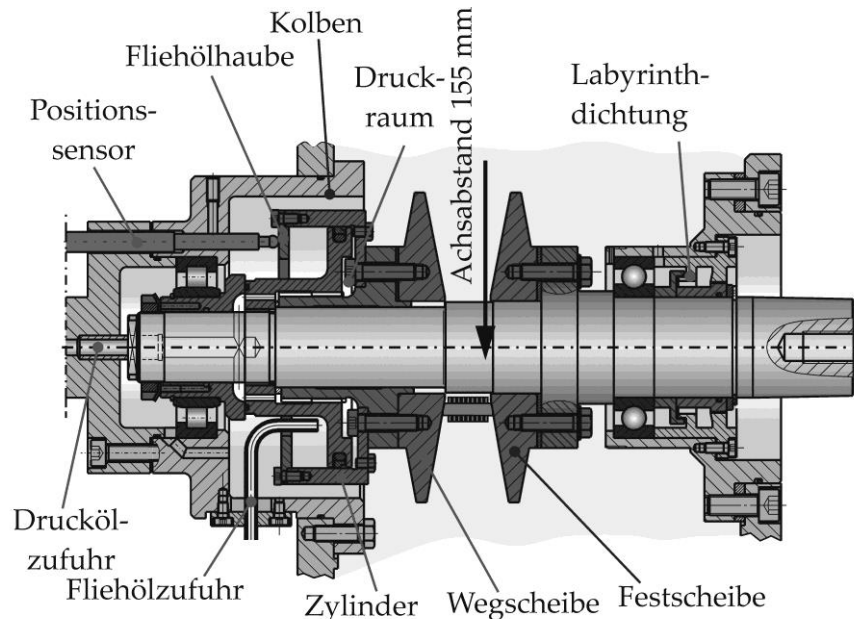


Abbildung 4.2: Wellensatz des Prüfgetriebes

Die Anpresskraft wird hydraulisch durch einen hinter der Variatorscheibe verschraubten Zylinder erzeugt. Das erforderliche Drucköl wird axial innerhalb der Welle zugeführt und gelangt über radiale Bohrungen in den Druckraum. Einflüsse auf den Druck, bedingt durch die Rotation der Zylinder, werden mithilfe so genannter Fliehölhauben minimiert. Zur Kühlung und Schmierung der Variatorscheiben werden diese zusätzlich über eine nicht abgebildete Einspritzung mit Öl versorgt. Dies stellt sicher, dass bei allen durchgeführten Versuchen eine konstante Ölmenge auf die Variatorscheiben gelangt. Eine weitere Öleinspritzung an den Lagerstellen reduziert gleichzeitig die Planschverluste auf ein Minimum.

4.3 UMSCHLINGUNGSMITTEL UND KEGELSCHEIBEN

Bei allen im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Versuchen kamen als Umschlingungsmittel Schubgliederbänder (SGB) der Firma *Bosch Transmission Technology B.V.* zum Einsatz. Wie bereits in Kapitel 3.2.4 beschrieben, besteht ein solches Schubgliederband im Wesentlichen aus mehreren Hundert Stahlelementen, die auf zwei Stahlringpaketen aneinandergereiht werden.

4.3 UMSCHLINGUNGSMITTEL UND KEGELSCHLEIBEN

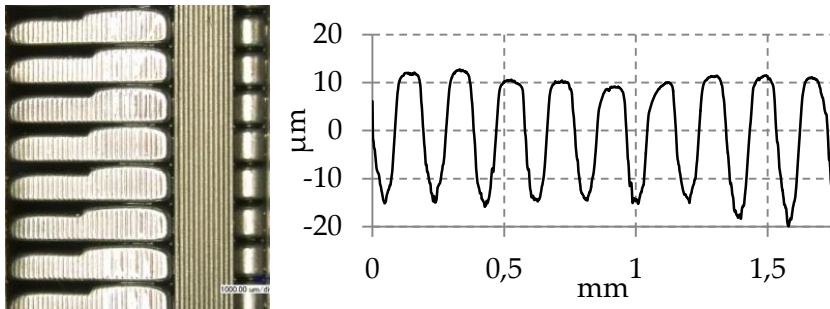


Abbildung 4.3: Rillen der Schubgliederflanken links: Mikroskopaufnahme; rechts: Profilschrieb

Die einzelnen Elemente des Schubgliederbandes sind zur Optimierung des Einlaufverhaltens an ihren Flanken mit Rillen versehen. Im Neuzustand weisen diese eine Tiefe von etwa $25\ \mu\text{m}$ auf (Abbildung 4.3). Es hat sich herausgestellt, dass diese Rillen im ölgeschmierten Kontakt eine Drainagewirkung auf das Fluid haben, welche nicht zu vernachlässigen ist. Im Folgenden werden diese Rillen daher als *Drainagerillen* bezeichnet.

Das Schubgliederband arbeitet mit kegeligen Scheiben bei einem Kegelwinkel von 11° . Die Daten des verwendeten Schubgliederbandtyps sind in Tabelle 4.3 zusammengefasst.

Hersteller	Bosch Transmission Technology B.V.
Herstellerbezeichnung	24/12/1,50/208,8
Bauform	Schubgliederband
Achsabstand	155 mm
Kegelwinkel	11°
Kontaktflächen pro Scheibe	432
Länge	656 mm
Teilung	1,50 mm
Breite	24,3 mm
Höhe	13,1 mm
Masse	1050 g

Tabelle 4.3: Daten des verwendeten Schubgliederbandes

Alle in dieser Arbeit eingesetzten Variatorscheiben wurden entsprechend der konventionellen Fertigung zunächst einsatzgehärtet und anschließend geschliffen. Die Schliffrichtung der hier untersuchten Scheiben verläuft dabei in Umfangsrichtung. Die weiteren Fertigungsparameter der Variatorscheiben sind in Tabelle 4.4 zusammengefasst. Abbildung 4.4 zeigt die Zeichnung einer Variatorscheibe wie sie im Rahmen der Arbeit verwendet wurden.

Material	18 CrNiMoS 6
Härte	700 - 760 HV
Einhärttiefe	0,8 + 0,4 mm
Winkel	$11^\circ \pm 0,01^\circ$
Gemittelte Rauhtiefe R_z	$R_z = 2$

Tabelle 4.4: Fertigungsparameter der Variatorscheiben

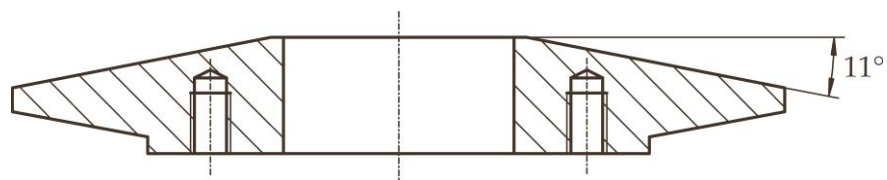


Abbildung 4.4: Variatorscheibe mit 11° Kegelwinkel

4.4 OBERFLÄCHENVARIANTEN

Da, wie im vorherigen Kapitel beschrieben, bereits die Ausgangsvariante der Variatorscheiben eine gerichtete Strukturierung der Oberfläche aufweist, wurde als erste Variation mittels Kugelstrahlen eine ungerichtete, stochastische Struktur geschaffen. Den Ausgangszustand für diese kugelgestrahlte Variante bildete, wie eingangs erwähnt, die konventionell geschliffene Variante, welche nach dem Schleifen zusätzlich mit folgenden Parametern kugelgestrahlt wurde:

- Strahlintensität 0,5-0,55 mmA
- Strahlmittel StD-G3-0,6 mm 700 HV

Abbildung 4.5 zeigt Mikroskopaufnahmen der geschliffenen und der kugelgestrahlten Variante im direkten Vergleich.

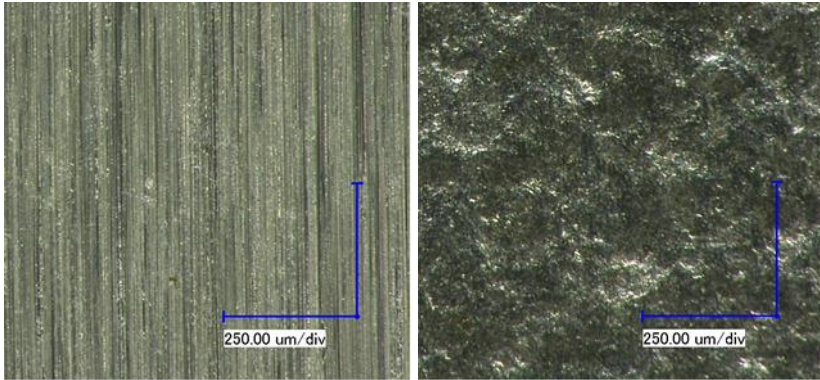


Abbildung 4.5: Mikroskopaufnahmen der Variatorscheibenoberflächen; links: geschliffen; rechts: kugelgestrahlt

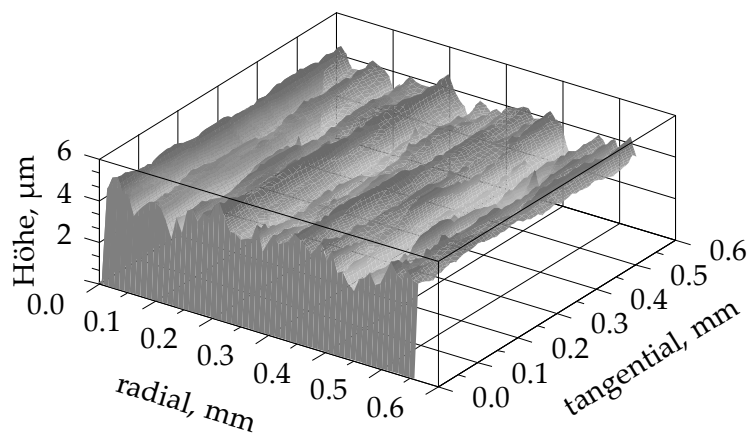


Abbildung 4.6: Topographie der geschliffenen Variatorscheibenoberflächen

Die Mikroskopaufnahmen und die Topographieaufnahmen (Abbildung 4.6 und Abbildung 4.7) zeigen deutlich den Einfluss des Kugelstrahlens auf die Oberfläche. Im Gegensatz zur gerichteten Schleifstruktur sind keine gerichteten Strukturen zu finden. Die ursprünglich gerichtete Struktur wurde also vollständig aufgelöst.

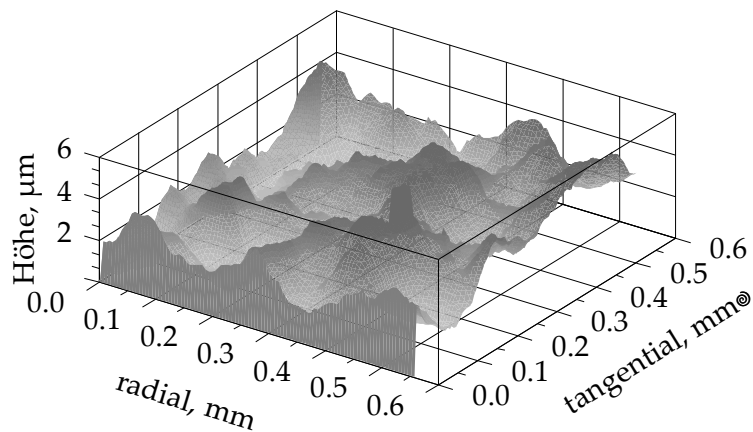


Abbildung 4.7: Topographie der kugelgestrahlten Variatorscheibenoberflächen

Bei der Ermittlung der Oberflächenkennwerte der beiden Strukturen zeigte sich, dass die Rautiefe R_z sowie der Mittenrauwert R_a der kugelgestrahlten Oberfläche leicht über denen der geschliffenen liegen. Bei den Kennwerten der Materialanteilskurve fällt insbesondere eine stärker ausgeprägte Kernrautiefe R_k ins Auge, während die reduzierte Spitzenhöhe R_{pk} nur einen leichten Anstieg zeigt und die Reduzierte Riefentiefe R_{vk} ähnliche Werte aufweist. Abbildung 4.8 zeigt die Materialanteilskurven der beiden Varianten im Detail.

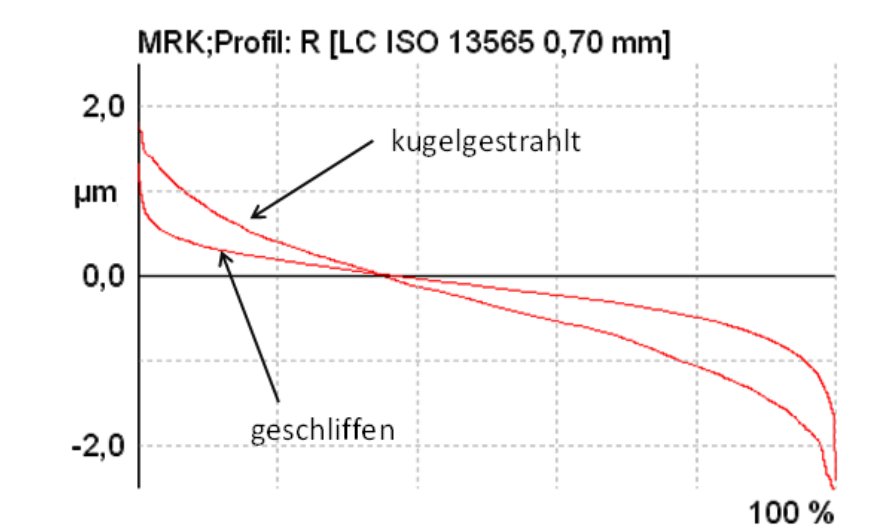


Abbildung 4.8: Materialanteilskurven der kugelgestrahlten und der geschliffenen Oberflächen

Zusätzlich zu der stochastischen, kugelgestrahlten Variante wurde in Zusammenarbeit mit dem Institut für Angewandte Materialien des Karlsruher Institut für Technologie (KIT) mittels lasergestützter Oberflächenstrukturierung je ein Satz Variatorscheiben mit radial und tangential verlaufenden Kanälen gefertigt. Als erklärtes Ziel galt es hierbei eine möglichst offene Struktur zu schaffen, die den Schmierstoffabfluss begünstigt und so zu einem Anstieg des Reibwerts, insbesondere am Scheibeneinlauf, beiträgt. Den Ausgangszustand für diese beiden Variante bildeten wieder die konventionell geschliffenen Variatorscheiben. Die Strukturen wurden dabei nach folgenden Parametern gefertigt:

- Kanalbreite 100 μm
- Kanaltiefe 30 μm
- Flächenanteil der Kanäle 30%

Da sich ohne Nachbearbeitung erhebliche Aufwerfungen am Rand der Kanäle bildeten, waren weitere Bearbeitungsschritte nötig um die gewünschte Oberflächentopographie zu erhalten. Abbildung 4.9, Abbildung 4.10 und Abbildung 4.11 zeigen deutlich den Einfluss der Nachbearbeitung auf die Struktur, beispielhaft anhand tangential verlaufender Kanäle. Neben den sich deutlich abzeichnenden Kanälen, die mittels der Laserstrukturierung erzeugt wurden, ist auch die deutlich kleinere, parallel dazu verlaufende, Schleifstruktur auf den Plateaus gut zu erkennen.

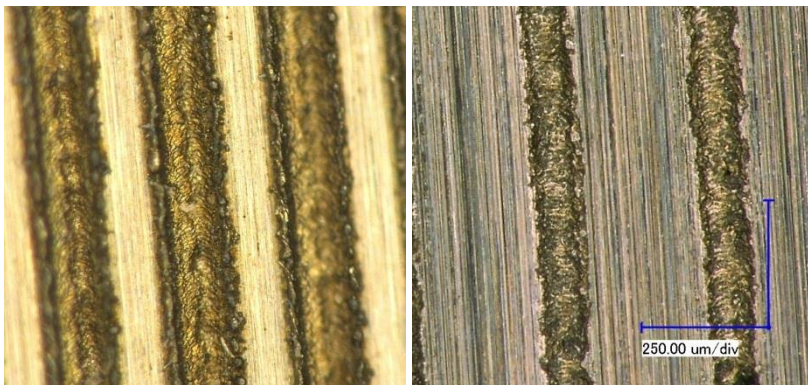


Abbildung 4.9: Mikroskopaufnahmen der laserstrukturierten Oberfläche vor-(links) und nachbearbeitet (rechts)

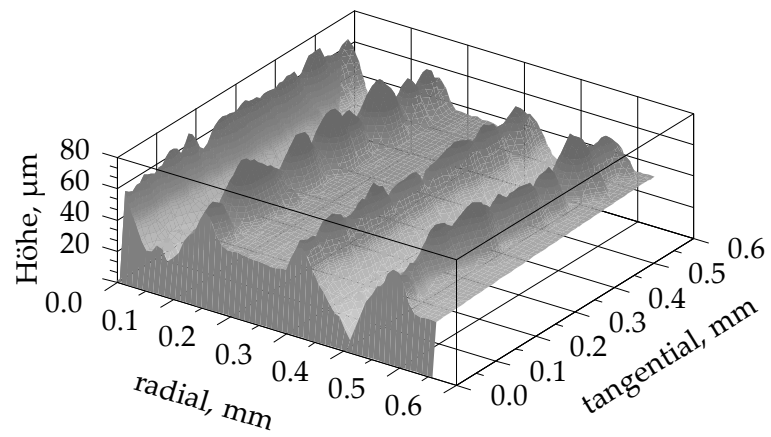


Abbildung 4.10: Topographie der laserstrukturierten Oberfläche vor der Nachbearbeitung

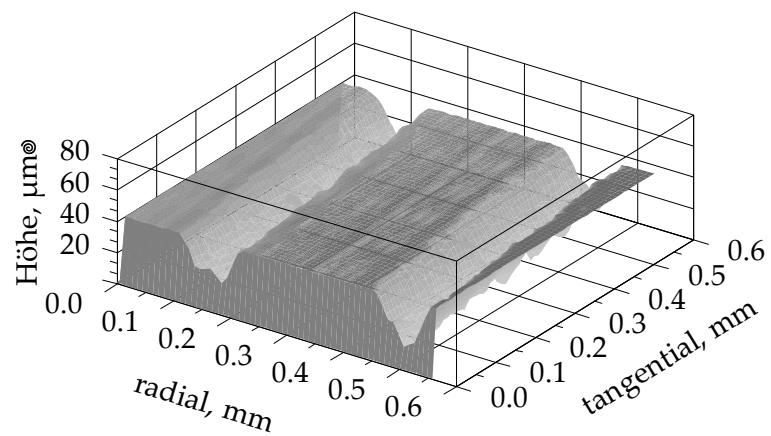


Abbildung 4.11: Topographie der laserstrukturierten Oberfläche im nachbearbeiteten Zustand

Es standen somit im Rahmen der vorliegenden Arbeit Variator-scheiben mit folgenden Strukturvarianten zur Verfügung:

- in Umfangsrichtung geschliffen (konventionelle Fertigung)
- kugelgestrahlt (ungerichtet)
- laserstrukturiert mit tangential verlaufenden Kanälen
- laserstrukturiert mit radial verlaufenden Kanälen

5

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN

Im experimentellen Teil der Arbeit wurden die bereits vorgestellten Versuchsteile auf dem CVT-Prüfstand einem umfangreichen Prüfprogramm unterzogen. Ziel der Untersuchungen war es, zum einen den Einfluss der unterschiedlichen Strukturen auf das Systemverhalten zu analysieren und zum anderen ihren Einfluss auf das Verschleißverhalten der Bauteile abzuklären. Es wird dazu zunächst das zugrunde liegende experimentelle Prüfprogramm vorgestellt. Im Anschluss daran wird auf die Ergebnisse der Versuche und auf die Verschleißuntersuchungen eingegangen.

5.1 VERSUCHSPROGRAMM UND DURCHFÜHRUNG DER EXPERIMENTELLEN UNTERSUCHUNGEN

Das Versuchsprogramm umfasst die Bestimmung der optimalen Anpresskräfte nach der ζ_{\max} -Methode, des Wirkungsgrads und des Schlupfes, auch unter Volllast, sowie Dauerversuche. Dadurch soll einerseits eine Beurteilung der Oberfläche hinsichtlich ihres System- und ihres Langzeitverhaltens ermöglicht werden und andererseits eine Aussage über ihre Haltbarkeit getroffen werden.

Um den Einfluss der Oberflächenvarianten auf das Systemverhalten untersuchen zu können, wurde ζ_{\max} -Versuche bei den beiden Grenzübersetzungen $i = 2,37$ (bei $n_{\text{an}} = 1500$ 1/min) und $i = 0,47$ (bei $n_{\text{an}} = 3000$ 1/min) ausgewählt. Damit wird ein weiter Drehzahl- und Momentenbereich abgedeckt. Es ergeben sich hieraus vier unterschiedliche Drehzahlen sowie drei unterschiedlichen Momenten an den Scheibensätzen (siehe Tabelle 5.1). Damit einhergehen auch unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten im Kontakt. Da höchste Flächenpressungen und höchste Gleitgeschwindigkeiten nicht gemeinsam bei einem einzigen Betriebspunkt auftreten

ergibt sich hierdurch ein weites Spektrum an Parametern und zugehörigen Ergebnissen.

Um das Langzeitverhalten und die Haltbarkeit der Strukturen zu untersuchen, wurden Dauerlaufversuche bei einem Antriebsmoment von $T_{An} = 120 \text{ Nm}$ und einer Übersetzung $i = 2,37$ durchgeführt. Insbesondere am Antriebsscheibensatz ist bei diesem Betriebspunkt durch das Zusammentreffen einer hohen Anpresskraft mit einer kleinen Kontaktfläche (kleiner Laufradius) mit hohen lokalem Drücken und damit den höchsten Verschleißraten zu rechnen.

Zur Schmierung des Kontakts zwischen Umschlingungsmittel und Kegelscheiben wurde das Getriebeöl *Fuchs Titan EG 28 CVT* bei einer Temperatur von $T_{Öl} = 90 \text{ °C}$ senkrecht auf die Kegelscheiben gespritzt.

Art der Untersuchung	Übersetzung [-]	Antriebsdrehzahl [1/min]	Abtriebsdrehzahl [1/min]	Antriebsmoment [Nm]	Abtriebsmoment [Nm]
ζ_{\max} - Versuche	2,37	1500	633	bis ca. 140	bis ca. 332
	0,47	3000	6383		bis ca. 66
Dauerlauf- versuche	2,37	1500	633	120	284

Tabelle 5.1: Versuchsmatrix

Zu Beginn der Versuchsdurchführung wurden die zu untersuchenden Scheiben montiert und einem mehrere Stunden andauernden Einlaufzyklus mit reduzierter Last und variierender Übersetzung unterzogen. Anschließend wurden mehrere ζ_{\max} -Versuche durchgeführt um die notwendige Anpresskraft zu ermitteln. Mit dieser Anpresskraft wurden anschließend Dauerlaufversuche über ca. 45 Stunden bei den erwähnten Betriebsparametern durchgeführt. Während des Dauerlaufs wurden in regelmäßigen Abständen erneut ζ_{\max} -Versuche durchgeführt um Veränderungen im Reibungsverhalten frühzeitig zu erkennen. Des Weiteren wurden

die Scheibenoberflächen sowie die Schubgliederbänder regelmäßig visuell auf Schäden untersucht.

Vor Beginn und nach Abschluss der Versuche wurden die Topographien der Variatorscheiben und der Umschlingungsmittel mittels Tastschnittverfahren erfasst.

5.2 ZETA-MAX-VERSUCHE

5.2.1 ζ_{\max} -Versuche der geschliffenen und kugelgestrahlten Varianten

Es wurden zunächst die geschliffenen und kugelgestrahlten Varianten der Variatorscheiben montiert und, wie bereits beschrieben, einem mehrere Stunden dauernden Einlaufzyklus mit reduzierter Last ausgesetzt. Nach dem Einlaufvorgang wurden mit diesen Varianten ζ_{\max} -Versuche zur Bestimmung der notwendigen Anpresskraft durchgeführt. Es zeigte sich dabei, dass zur Übertragung eines Antriebsmoments von 120 Nm bei einer Übersetzung von $i = 2,37$ (zuzüglich einer Sicherheit gegen Durchrutschen von $S_R = 1,3$) bei beiden Varianten ein abtriebsseitiger Zylinderdruck von etwa 38 bis 39 bar erforderlich ist. Bei gegebenem Zylinderdurchmesser des Prüfgetriebes und unter Berücksichtigung der Fliehkräfte auf das Hydrauliköl entspricht dies einer sekundärseitigen Anpresskraft von ca. 39 kN. Abbildung 5.1 und Abbildung 5.2 zeigen die Ergebnisse der Versuche bei folgenden Betriebsparametern.

- Übersetzung: $i = 2,37$
- Antriebsdrehzahl: $n_1 = 1500$ 1/min
- Ausgangsdrehzahl: $n_2 = 633$ 1/min
- Öltemperatur: $T_{\text{öl}} = 90^\circ\text{C}$
- abtriebsseitiger Zylinderdruck: $p_2 = 38,5$ bar
- sekundärseitigen Anpresskraft: $F_2 = 38,9$ kN

Dargestellt ist jeweils der ζ -Verlauf über dem Antriebsmoment, sowie der Schlupf und der Wirkungsgrad:

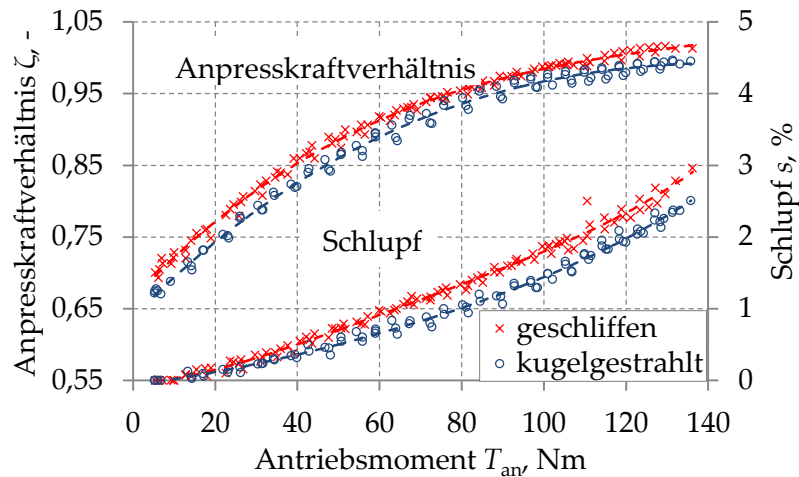


Abbildung 5.1 : Anpresskraftverhältnis und Schlupfverlauf in Abhängigkeit des Antriebsmoments bei $i = 2,37$ und $n_1 = 1500$ 1/min

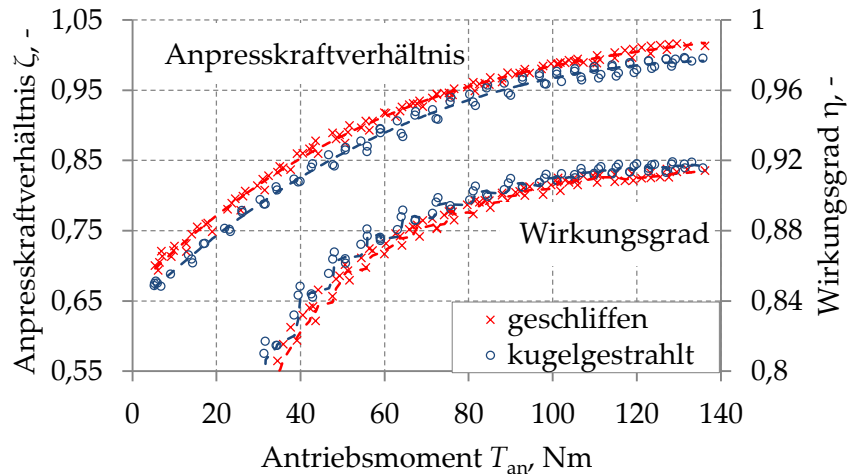


Abbildung 5.2: Anpresskraftverhältnis und Wirkungsgradverlauf bei $i = 2,37$ und $n_1 = 1500$ 1/min

Es ist zu erkennen, dass bei gleichen Betriebsverhältnissen der Schlupf und der ζ -Wert der kugelgestrahlten Variante etwas unterhalb der konventionell geschliffenen Variante liegt. Die Wirkungsgradverläufe der beiden Varianten unterscheiden sich indes kaum.

Um neben dem oben dargestellten Betriebspunkt auch eine Übersetzung ins Schnelle zu untersuchen wurden außerdem ζ_{\max} -Versuche bei folgenden Parametern durchgeführt.

- Übersetzung: $i = 0,47$
- Antriebsdrehzahl: $n_1 = 3000$ 1/min
- Ausgangsdrehzahl: $n_2 = 6383$ 1/min
- Öltemperatur: $T_{\text{öl}} = 90^\circ\text{C}$

- abtriebsseitiger Zylinderdruck: $p_2 = 13$ bar
- sekundärseitigen Anpresskraft: $F_2 = 16,0$ kN

Abbildung 5.3 und Abbildung 5.4 zeigen die Ergebnisse der Versuche. Es sind erneut jeweils der ζ -Verlauf über dem Antriebsmoment sowie der Schlupf und der Wirkungsgrad dargestellt:

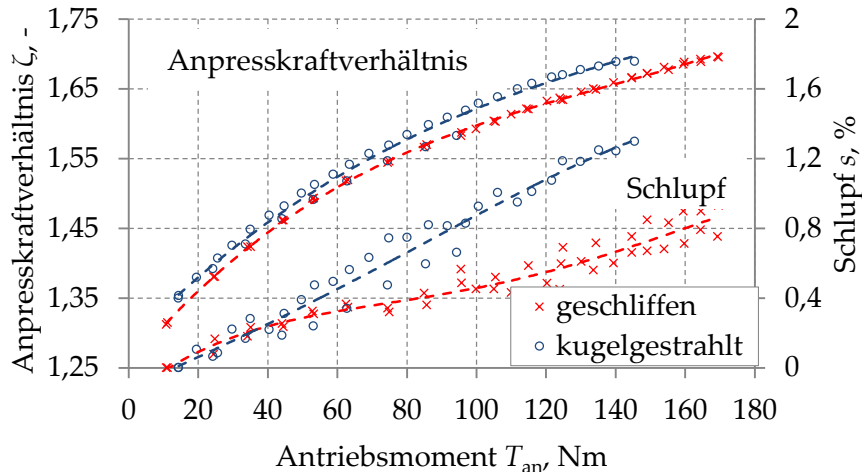


Abbildung 5.3: Anpresskraftverhältnis und Schlupfverlauf in Abhängigkeit des Antriebsmoments bei $i = 0,47$ und $n_1 = 3000$ 1/min

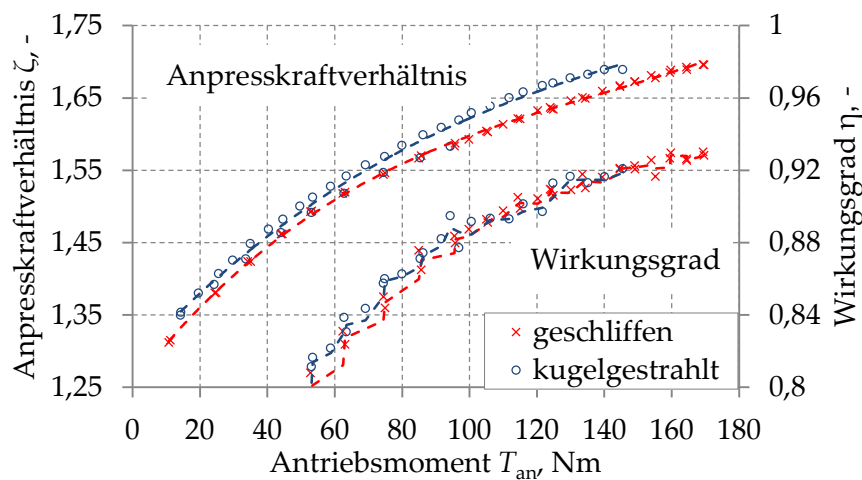


Abbildung 5.4: Anpresskraftverhältnis und Wirkungsgradverlauf bei $i = 0,47$ und $n_1 = 3000$ 1/min

Im Gegensatz zu der zuvor untersuchten Übersetzung liegen bei $i = 0,47$ das Anpresskraftverhältnis und der Schlupf der kugelgestrahlten Variante über den Werten der geschliffenen Variatorscheiben. Die Wirkungsgradverläufe unterscheiden sich wie bei dem zuvor untersuchten Betriebspunkt kaum.

5.2.2 ζ_{\max} -Versuche der laserstrukturierten Varianten

Ebenso wie die geschliffenen und kugelgestrahlten Variator-scheiben wurden die laserstrukturierten Scheiben nach der Montage zunächst einem mehrere Stunden andauernden Einlaufzyklus mit reduzierter Last unterzogen. Nach dem Einlaufvorgang wurden mit beiden Varianten ζ_{\max} -Versuche zur Bestimmung der notwendigen Anpresskraft durchgeführt. Da sich auch bei diesen Versuchen zeigte, dass die ermittelte Anpresskraft nur gering von den zuvor untersuchten Strukturierungen abwich, wurde beschlossen auch die folgenden Versuche zu Gunsten einer besseren Vergleichbarkeit mit einem sekundären Zylinderdruck von 38,5 bar bzw. 38,9 kN Anpresskraft durchzuführen.

- Übersetzung: $i = 2,37$
- Antriebsdrehzahl: $n_1 = 1500$ 1/min
- Ausgangsdrehzahl: $n_2 = 633$ 1/min
- Öltemperatur: $T_{\text{öl}} = 90^\circ\text{C}$
- Abtriebsseitiger Zylinderdruck $p_2 = 38,5$ bar
- sekundärseitigen Anpresskraft: $F_2 = 38,9$ kN

Abbildung 5.5 und Abbildung 5.6 zeigen die Ergebnisse der ζ_{\max} -Versuche bei einer Übersetzung von $i = 2,37$. Dargestellt ist wie zuvor jeweils der ζ -Verlauf über dem Antriebsmoment sowie der Schlupf und der Wirkungsgrad. Zum Vergleich sind in den Diagrammen ebenfalls die Ergebnisse der Versuche mit geschliffenen Scheiben aufgetragen:

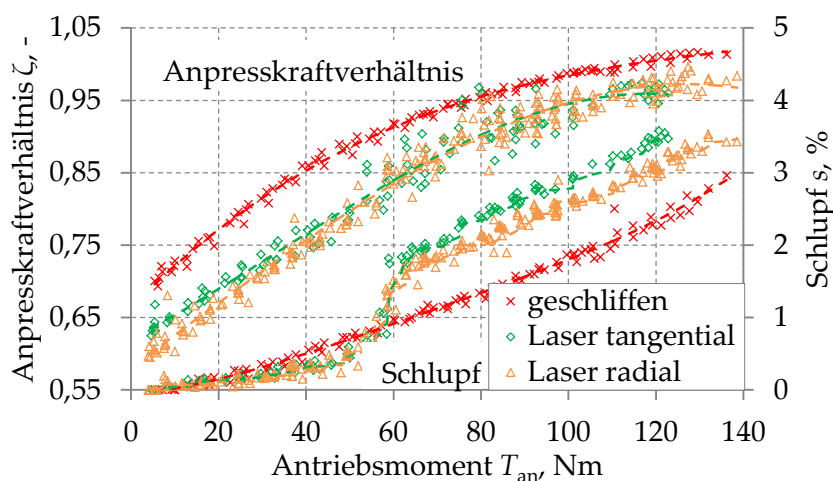


Abbildung 5.5: Anpresskraftverhältnis und Schlupfverlauf bei $i = 2,37$ und $n_1 = 1500$ 1/min

Die Verläufe der laserstrukturierten Variatorscheiben liegen sehr nah beieinander, jedoch verläuft das Stützkraftverhältnis ζ etwas unterhalb des Niveaus der geschliffenen Variante. Das Maximum scheint ebenfalls etwas früher erreicht zu werden, wobei das Maximum der radial strukturierten Variante bei etwas höheren Momenten liegt, als das der tangential strukturierten.

Die Schlupfwerte, die mit den laserstrukturierten Variatorscheiben ermittelt wurden, liegen ebenfalls nahe beieinander, ändern sich jedoch bei etwa 50 Nm sprunghaft und liegen anschließend oberhalb der geschliffenen Varianten.

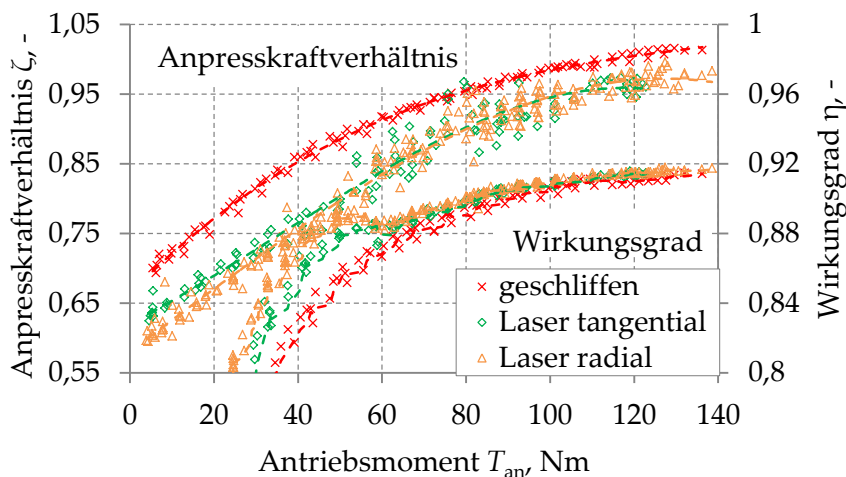


Abbildung 5.6: Anpresskraftverhältnis und Wirkungsgradverlauf bei $i = 2,37$ und $n_1 = 1500$ 1/min

Die in Abbildung 5.6 dargestellten Wirkungsgradverläufe zeigen im unteren Lastbereich noch leichte Unterschiede. Hier schneidet insbesondere die Variante mit radialen Kanälen etwas besser als die übrigen Varianten ab. Bei etwa 50 – 60 Nm bricht der Wirkungsgrad bei den laserstrukturierten Scheiben zunächst leicht ein. Wie oben beschrieben, zeigte sich in diesem Bereich auch ein Anstieg des Umfangsschlupfes. Im weiteren Verlauf nähern sich die Wirkungsgradverläufe einander an und unterscheiden sich bis zum maximalen Moment kaum.

Auffällig bei allen Versuchen dieser Übersetzung ist die deutlich größere Streuung der Messwerte bei den laserstrukturierten Varianten. Schon während der Versuchsdurchführung machte sich dies durch Schwankungen der Übersetzung bemerkbar. Eine mögliche Erklärung hierfür bietet der nach den ζ_{max} -Versuchen festgestellte Verschleiß am Antriebsscheibensatz dieser beiden Varianten (siehe dazu Abschnitt 5.4).

Die ebenfalls durchgeführten Versuche bei einer Übersetzung ins Schnelle wurden bei folgenden Parametern durchgeführt:

- Übersetzung: $i = 0,47$
- Antriebsdrehzahl: $n_1 = 3000$ 1/min
- Ausgangsdrehzahl: $n_2 = 6383$ 1/min
- abtriebsseitiger Zylinderdruck: $p_2 = 13$ bar
- sekundärseitigen Anpresskraft: $F_2 = 16,0$ kN

Bei einer Übersetzung von $i = 0,47$ liegt das ermittelte Stützkraftverhältnis der laserstrukturierten Varianten leicht über dem der konventionell geschliffenen Variante, wobei die Verläufe alle recht nah zusammen liegen (Abbildung 5.7). Der ermittelte Umfangsschlupf war bei den Versuchen mit den tangential strukturierten Scheiben am höchsten und bei den geschliffenen Scheiben am niedrigsten. Die radial strukturierten Variatorscheiben lagen dazwischen auf etwa demselben Niveau wie die kugelgestrahlten Variatorscheiben. Deutliche Sprünge wie bei der Underdrive-Übersetzung traten bei keiner der untersuchten Varianten auf.

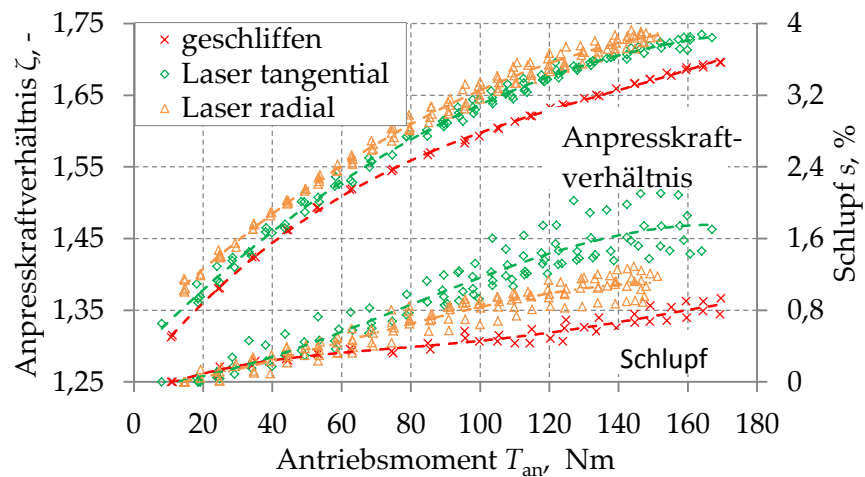


Abbildung 5.7: Anpresskraftverhältnis und Schlupfverlauf bei $i = 0,47$ und $n_1 = 3000$ 1/min

Wie schon bei der Underdrive-Übersetzung, ergaben sich auch bei der Overdrive-Übersetzung für die radial laserstrukturierte Variante, insbesondere bei niedrigen Lasten, die höchsten Wirkungsgrade. Im weiteren Verlauf näherten sich die Wirkungsgrade allerdings wieder an. Es bleibt jedoch, im Gegensatz zum Underdrive-Betriebspunkt, noch ein Wirkungsgradvorteil erhalten.

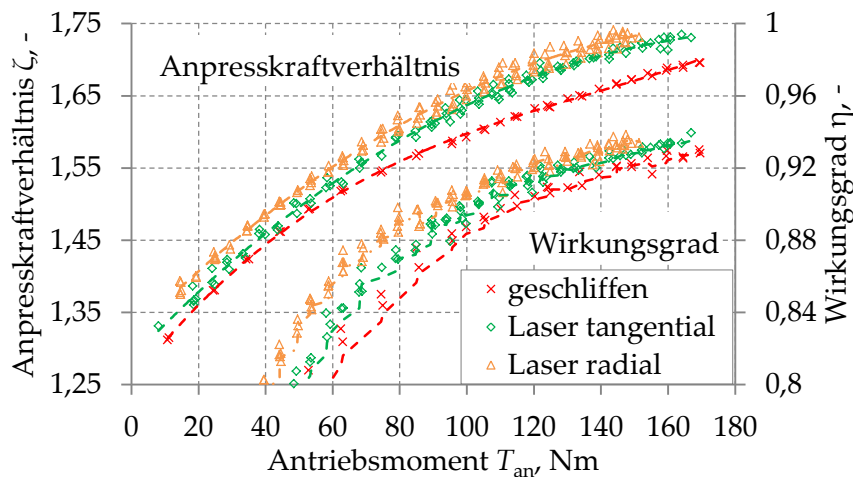


Abbildung 5.8: Anpresskraftverhältnis und Wirkungsgradverlauf bei $i = 0,47$ und $n_1 = 3000$ 1/min

5.3 DAUERLÄUFE

5.3.1 Dauerlaufversuche der geschliffenen und kugelgestrahlten Varianten

In Dauerlaufversuchen wurden die verschiedenen Strukturvarianten hinsichtlich ihrer Haltbarkeit untersucht. Als Betriebspunkt wurde die Anfahrübersetzung $i = 2,37$ bei einem Antriebsmoment von 120 Nm und einer Antriebsdrehzahl von 1500 1/min gewählt. Die abtriebsseitige Anpresskraft betrug über die gesamte Versuchsdauer ebenfalls 38,9 kN.

- Übersetzung: $i = 2,37$
- Antriebsdrehzahl: $n_1 = 1500$ 1/min
- Ausgangsdrehzahl: $n_2 = 633$ 1/min
- Antriebsmoment: $T_{an} = 120$ Nm
- Abtriebsmoment: $T_{ab} = 284,5$ Nm
- Öltemperatur: $T_{öl} = 90^\circ\text{C}$
- abtriebsseitiger Zylinderdruck: $p_2 = 38,5$ bar
- sekundärseitigen Anpresskraft: $F_2 = 38,9$ kN

Es wurden über die Versuchszeit im Abstand von fünf Minuten Messwerte ermittelt. Die Ergebnisse der Versuche sind in Abbildung 5.9 dargestellt. Die Markierungen auf der Y-Achse geben dabei den ermittelten Ausgangswert der vorangegangenen ζ_{\max} -Versuchen, wie sie in Abschnitt 5.2 vorgestellt wurden, wieder.

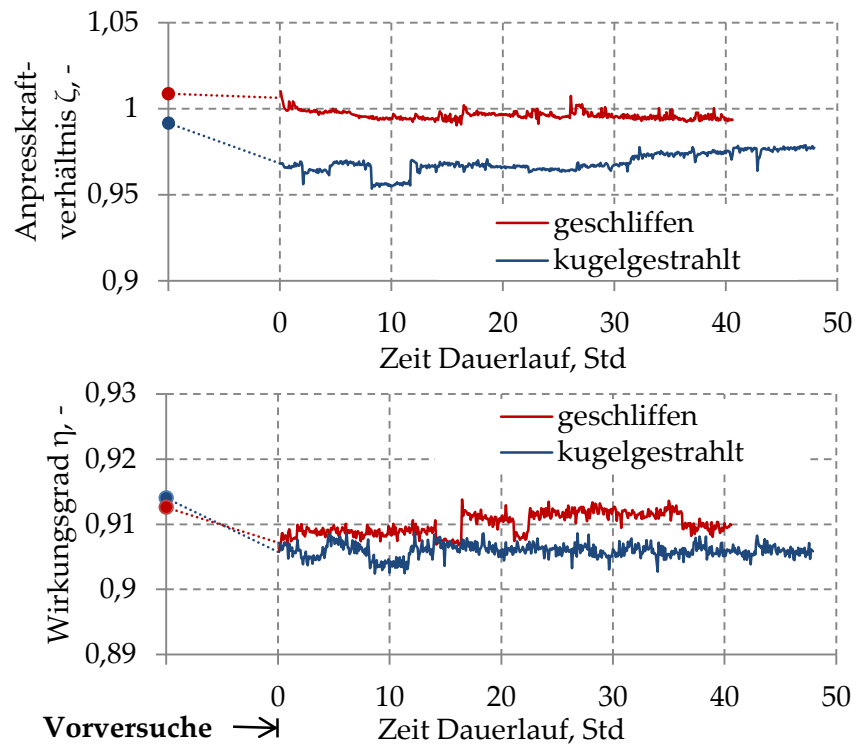


Abbildung 5.9: Dauerlaufversuch mit geschliffenen und kugelgestrahlten Scheiben

Bei der geschliffenen Variante fielen zu Beginn des Dauerlaufs die ζ -Werte leicht ab, blieben im Weiteren aber annähernd konstant. Die ζ -Werte der kugelgestrahlten Variante fallen schon während der Vorversuche deutlich ab, um dann ebenfalls annähernd konstant zu bleiben. Wie schon die vorangegangenen ζ_{\max} -Versuche gezeigt haben, liegt das Anpresskraftverhältnis dabei leicht unter dem der geschliffenen Variatorscheiben.

Der Wirkungsgrad beider Varianten fällt zu Beginn leicht ab. Im weiteren Verlauf sind die Werte annähernd konstant. Die ermittelten Unterschiede der beiden Varianten zueinander fallen dabei jedoch eher gering aus und liegen im Bereich der Messgenauigkeit.

Die auftretenden Sprünge beim Anpresskraftverhältnis und beim Wirkungsgrad resultieren aus Versuchsunterbrechungen, bei denen der Variator visuell auf Schäden untersucht wurde.

Während des Dauerlaufversuchs wurden regelmäßig ζ_{\max} -Versuche bis zum Erreichen des Dauerlaufbetriebspunktes durchgeführt. Die geschliffenen Variatorscheiben wiesen hierbei keine nennenswerten Abweichungen zu den Versuchen vor Versuchsbeginn auf. Die Ergebnisse der ζ_{\max} -Versuche mit kugelgestrahlten

Variatorscheiben wichen jedoch deutlich von den ursprünglichen Verläufen (siehe Abbildung 5.10) ab.

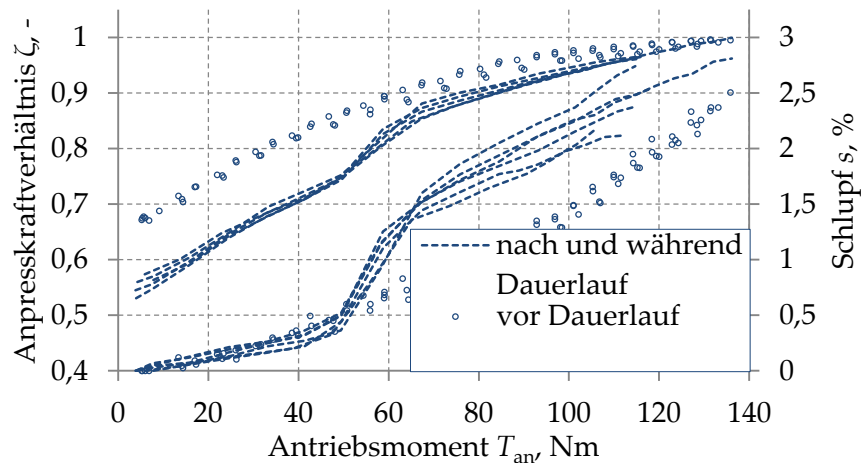


Abbildung 5.10: Anpresskraftverhältnis und Schlupfverlauf der kugelgestrahlten Variante vor und während/nach dem Dauerlauf

Es ist zu sehen, dass die Verläufe während des Dauerlaufversuchs allesamt einen ähnlichen Verlauf aufwiesen, obwohl sie über die gesamte Versuchsdauer verteilt aufgenommen wurden. Auffällig ist außerdem, dass sie sich deutlich von den Verläufen vor Versuchsbeginn unterscheiden und deutliche Knicke aufweisen. Vermutlich ist dies auf einen schon zu Versuchsbeginn auftretenden Verschleiß an den Scheiben und Bändern zurückzuführen, welcher sich im weiteren Versuchsablauf stark verlangsamte.

5.3.2 Dauerlaufversuche der laserstrukturierten Varianten

Analog zu den Versuchen mit stochastischen Strukturen wurden auch mit den laserstrukturierten Variatorscheiben Dauerlaufversuche durchgeführt.

Es wurden erneut über die Versuchszeit im Abstand von fünf Minuten Messwerte ermittelt. Die Ergebnisse der Versuche sind in Abbildung 5.11 dargestellt. Zum Vergleich wurden zusätzlich die vorangegangenen Versuche mit konventionell geschliffenen Scheiben aufgetragen.

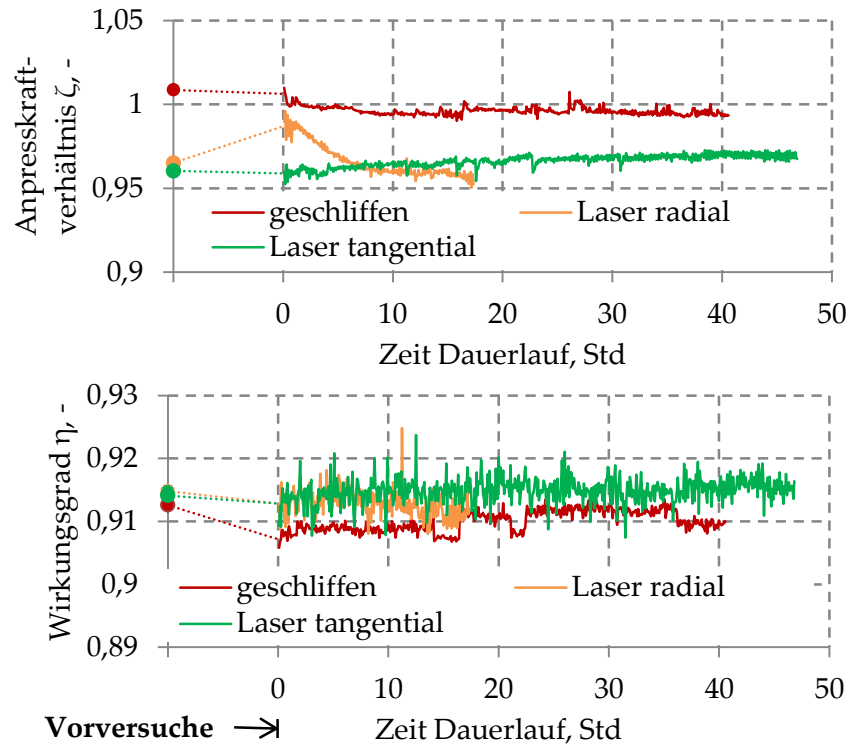


Abbildung 5.11: Dauerlaufversuch mit radial und tangential laserstrukturieren Scheiben

Bei Dauerlaufversuche mit tangential laserstrukturierten Variatorscheiben blieb das Anpresskraftverhältnis ζ über die gesamte Versuchsdauer nahezu konstanten. Auch der Wirkungsgrad liegt über die gesamte Versuchsdauer in etwa auf einem Niveau. Es ist allerdings festzustellen, dass die Messwertstreuung im Vergleich zu der geschliffenen Variante deutlich größer ist.

Die Versuche mit den radialen Kanalstrukturen wiesen zu Beginn der Dauerlaufversuche zunächst einen deutlich höheren ζ -Wert auf als bei den zuvor durchgeführten ζ_{\max} -Versuchen. Danach fielen diese wieder auf das auch zuvor ermittelte Niveau. Die ab etwa 8 Std. Dauerlauf ermittelten ζ_{\max} -Verläufe unterschieden sich nicht von den zuvor ermittelten Verläufen. Vermutlich ist dieses Verhalten auf einen zweiten Einlauf nach der erneuten Montage nach den ζ_{\max} -Versuchen zurückzuführen, der nach etwa 8 Std. abgeschlossen war. Danach stellte sich wieder der Beharungszustand ein.

Nach etwa 18 Std. Dauerlauf musste der Versuch wegen Reißens des Schubgliederbandes abgebrochen werden. Der Grund hierfür war eine Fehlfunktion der Hydraulik des Prüfstands, durch die es zu einem Druckabfall im Anpresssystem des Getriebes kam. Infolge dessen wurde das Schubgliederband im Bereich

des Makroschlupfes betrieben. Der ermittelte Wirkungsgrad über die Versuchsdauer von 18 Std. ist unauffällig und verlief annähernd auf einem konstanten Niveau. Er lag dabei stets über dem der geschliffenen Variante.

5.4 VERSCHLEIßUNTERSUCHUNGEN

5.4.1 Verschleißuntersuchungen der geschliffenen und kugelgestrahlten Varianten

Nach Ende des Dauerlaufes wurden die Oberflächen der gelaufenen Scheiben erneut untersucht. Alle Scheiben wiesen deutliche Laufspuren von ca. 6 mm Breite auf. Die ermittelten Oberflächenkennwerte weisen wie zu erwarten auf eine deutliche Abnahme der Rauheit hin. Insbesondere die reduzierte Spitzenhöhe Rpk fällt im gelaufenen Zustand ab. Dies spricht für einen Abtrag der Spitzen im Profil der Variatorscheiben. Die im Folgenden dargestellten Materialanteilskurven der gelaufenen und ungelaufenen Scheiben bestätigen dies (Abbildung 5.12 und Abbildung 5.13).

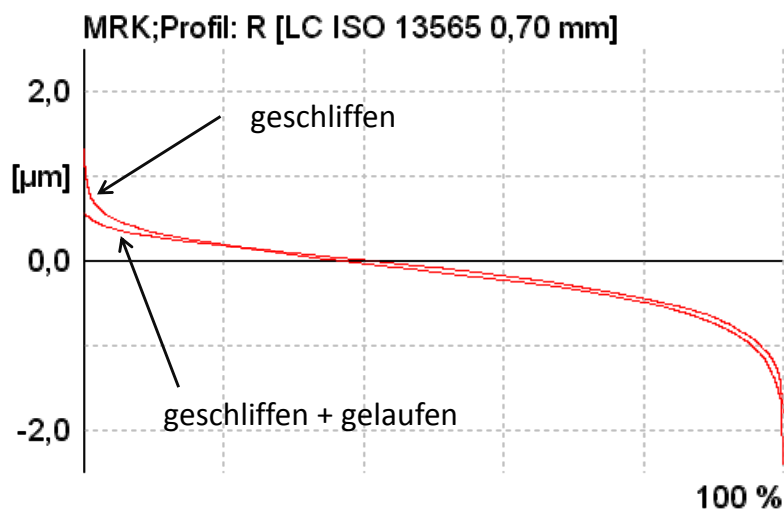


Abbildung 5.12: Materialanteilskurven der gelaufenen und ungelaufenen Variatorscheiben im Vergleich (geschliffen)

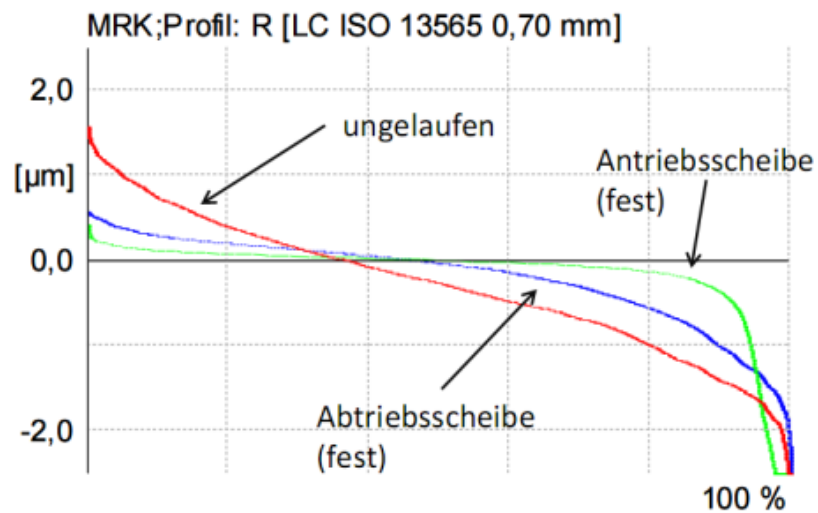


Abbildung 5.13: Materialanteilskurven der gelaufenen und ungelauften Variatorscheiben im Vergleich (kugelgestrahlt)

Während die ermittelten Kennwerte bei der geschliffenen Variante am Antriebs- und Abtriebsscheibensatz annähernd identisch sind, zeigen sich bei den kugelgestrahlten Variatorscheiben deutliche Unterschiede. Die Topographieaufnahmen der Oberflächen ergeben ein ähnliches Bild (siehe Abbildung 5.14, Abbildung 5.15 und Abbildung 5.16).

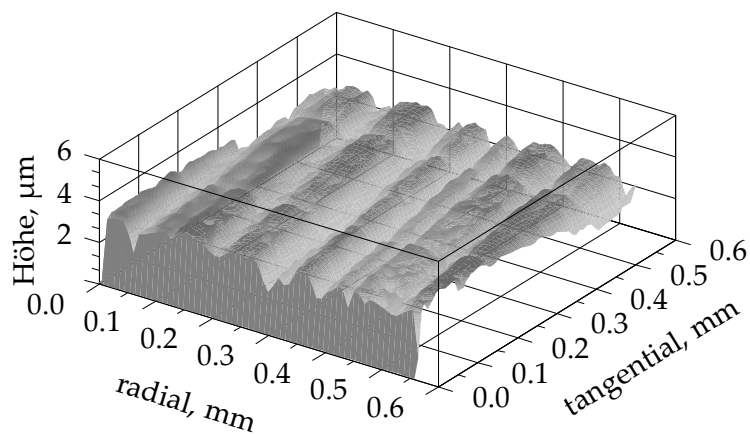


Abbildung 5.14: Topographien gelaufener Variatorscheibe (geschliffen abtriebsseitig)

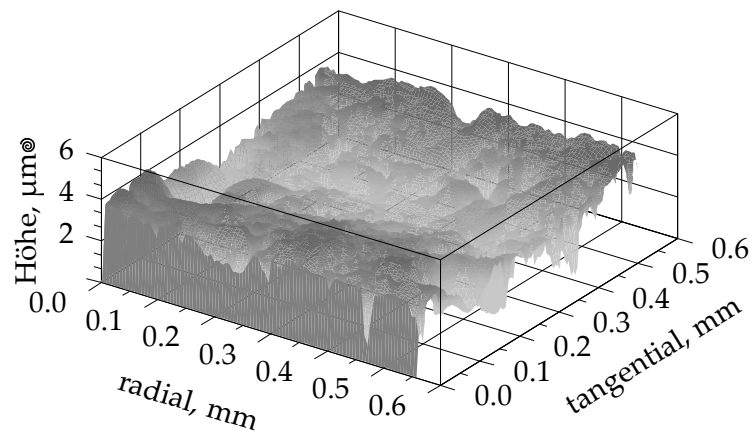


Abbildung 5.15: Topographien gelaufener Variatorscheibe (kugelgestrahlt abtriebsseitig)

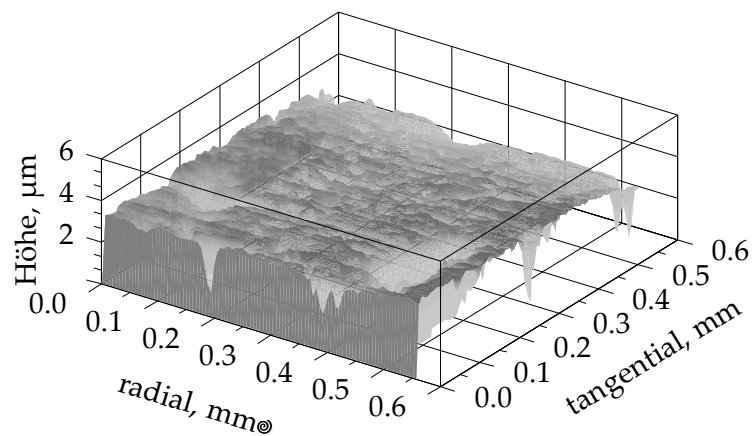


Abbildung 5.16: Topographien gelaufener Variatorscheibe (kugelgestrahlt antriebsseitig)

Bei den geschliffenen Variatorscheiben ist nach dem Dauerlauf noch deutlich die ursprüngliche Struktur des Schleifens auszumachen. Die kugelgestrahlte Variante zeigt hingegen nur am abtriebsseitigen Scheibensatz noch die ursprüngliche, wenn auch stark geglättete, Struktur. Am Antriebscheibensatz (kleiner Laufradius) ist hingegen keine solche Struktur mehr auszumachen. Ein ebenfalls durchgeführter Tastschnitt über die Laufspur am Antrieb zeigt hier eine deutliche Mulde (Abbildung 5.17).

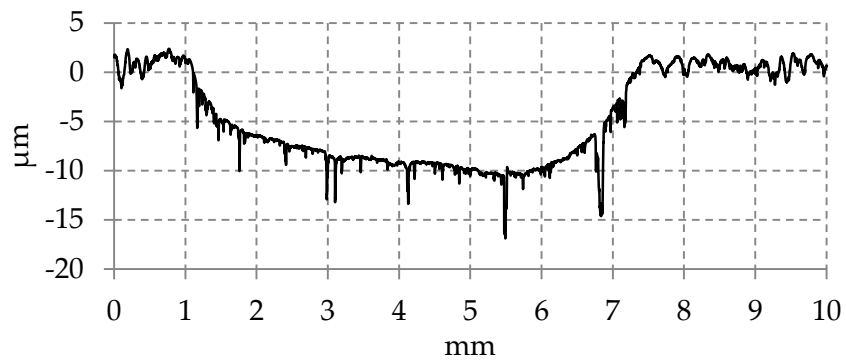


Abbildung 5.17: Tastschnitt über die Laufspur der kugelgestrahlten und gelaufenen Variatorscheibe (antriebsseitige Festscheibe)

Diese Mulde ist mit hoher Wahrscheinlichkeit für die voneinander abweichenden ζ -Verläufe in Abbildung 5.10 verantwortlich. Dabei zeigten sich bei der kugelgestrahlten Variante deutliche Knicke im Verlauf. Dieses Verhalten wich deutlich von den Verläufen vor dem Dauerlauf ab.

Neben dem erhöhten Verschleiß am Antriebsscheibensatz ist auch an den Flanken des Schubgliederbandes ein erhöhter Materialabtrag festzustellen. Abbildung 5.18 zeigt Mikroskopaufnahmen der ungelaufenen und gelaufenen Schubgliederbandflanke im Vergleich.



Abbildung 5.18: Schubgliederbandflanke links: ungelaufen; Mitte: nach Dauerlauf mit geschliffenen Variatorscheiben; rechts: nach dem Dauerlauf mit kugelgestrahlten Variatorscheiben (Ausschnitt ca. 1 mm x 1,5 mm)

Profilschriebe der Flanke zeigen, dass von den ursprünglich etwa 25 μm tiefen „Drainagerillen“ lediglich 5 bis 13 μm übrig geblieben sind. Die Schubgliederbandflanken, die mit den geschliffenen Variatorscheiben betrieben wurden, weisen noch ca. 20 μm tiefe Rillen auf, was einer Abnahme von lediglich 5 μm entspricht.

5.4.2 Verschleißuntersuchungen der laserstrukturierten Varianten

Bei der regelmäßigen visuellen Untersuchung des Getriebes während der ζ_{\max} -Versuche wurde festgestellt, dass sich bei den deterministischen Strukturen schon früh deutliche Laufspuren abzeichneten. Aus diesem Grund wurde das Getriebe schon vor den Dauerlaufversuchen demontiert um die Variatorscheiben sowie die Schubgliederbänder genauer zu untersuchen. Es zeigte sich dabei, dass insbesondere am Antriebsscheibensatz beim Laufradius der Übersetzung $i = 2,37$ ein deutlicher Abtrag der Strukturen stattgefunden hatte. Abbildung 5.19 zeigt die antriebsseitig montierten Variatorscheiben nach den ζ_{\max} -Versuchen.

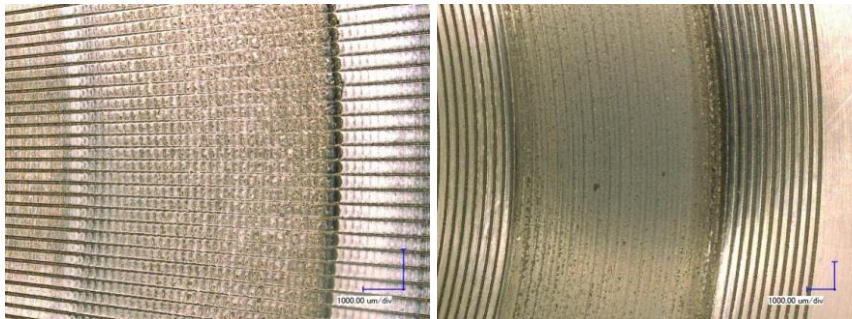


Abbildung 5.19: Mikroskopaufnahmen antriebsseitiger Variatorscheiben nach ζ_{\max} -Versuchen bei der Laufspur für $i = 2,37$ (links: radiale; rechts: tangentiale Kanäle) (Ausschnitt ca.10 mm x 15 mm)

Es zeichnet sich deutlich die Laufspur des Schubgliederbandes ab. Insbesondere bei der Variatorscheibe mit Kanälen in Umfangsrichtung ist die Struktur fast vollständig abgetragen. Die radial verlaufenden Kanäle wurden ebenfalls stark eingeebnet, sind aber noch immer deutlich auszumachen. Bei beiden Varianten zeichnen sich die Rillen des Schubgliederbandes auf der Oberfläche ab. Die Topographieaufnahmen (Abbildung 5.20 und Abbildung 5.21) der beiden Oberflächen verdeutlichen dies.

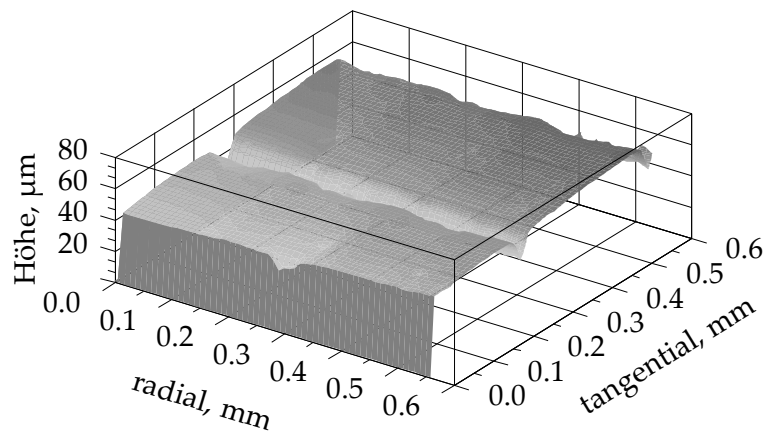


Abbildung 5.20: Topographien antriebsseitiger Variatorscheiben nach ζ_{\max} -Versuchen (radiale Kanäle)

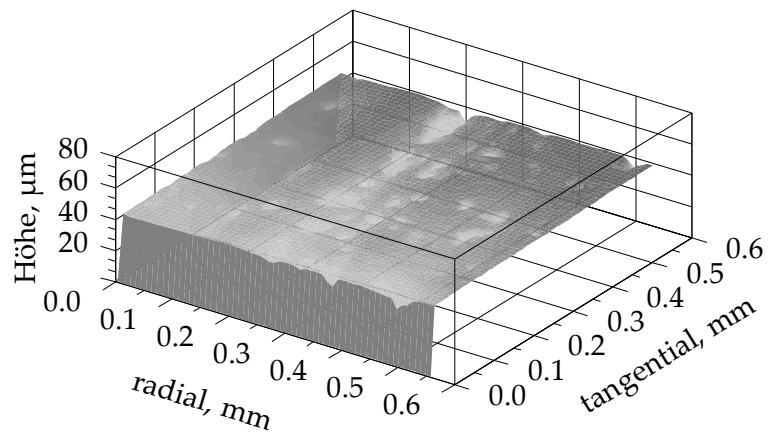


Abbildung 5.21: Topographien antriebsseitiger Variatorscheiben nach ζ_{\max} -Versuchen (tangentielle Kanäle)

Während die radial verlaufenden Kanäle noch auszumachen sind, ist die ursprüngliche Struktur der tangentialen Kanäle vollständig abgetragen. An den abtriebsseitig montierten Variatorscheiben, wie auch bei allen Laufspuren der Übersetzung $i = 0,47$ fällt der Verschleiß bei beiden Varianten deutlich geringer aus.

Die Flanken der Schubgliederbänder weisen beide einen Verschleiß von etwa 5-10 μm auf. Die Drainagerillen an den Flanken sind noch deutlich vorhanden (siehe Abbildung 5.22).

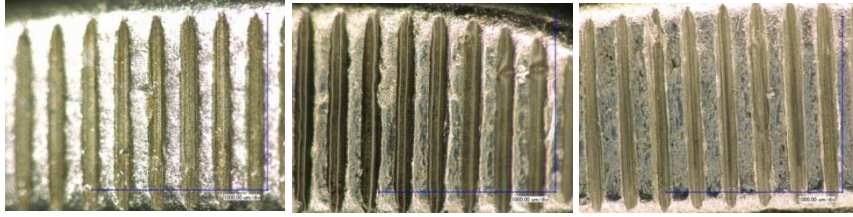


Abbildung 5.22: Schubgliederbandflanke; links: ungelaufen; Mitte: nach ζ_{\max} -Versuchen gegen Variatorscheiben mit radialverlaufenden Kanälen; rechts: nach ζ_{\max} -Versuchen gegen Variatorscheiben mit tangentialverlaufenden Kanälen (Ausschnitt ca. 1 mm x 1,5 mm)

Nach Ende des Dauerlaufes wurden die Oberflächen erneut untersucht. Alle Scheiben wiesen deutliche Laufspuren von ca. 6 mm Breite auf.

Die tangential verlaufende Kanalstruktur wurde bereits vor Beginn des Dauerlaufs durch die ζ_{\max} -Versuche am Antriebsscheibensatz größtenteils abgetragen. Nach Ende des Dauerlaufs zeigte sich, dass der Verschleiß annähernd konstant geblieben ist und über die Versuchszeit nicht wesentlich zugenommen hat. Die nach den ζ_{\max} -Versuchen verbliebenen Unebenheiten wurden weiter eingeebnet. Es zeichnen sich jedoch noch immer deutlich die Drainerillen des Schubgliederbandes in der Oberfläche ab.

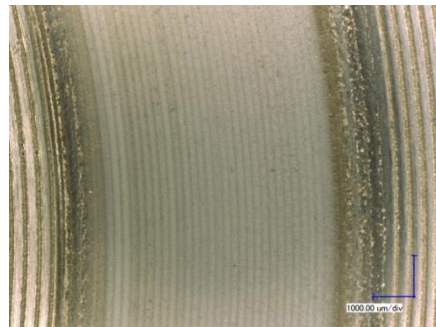


Abbildung 5.23: Mikroskopaufnahmen der antriebsseitigen Fest-scheibe mit tangentialer Laserstruktur nach Dauerlaufende

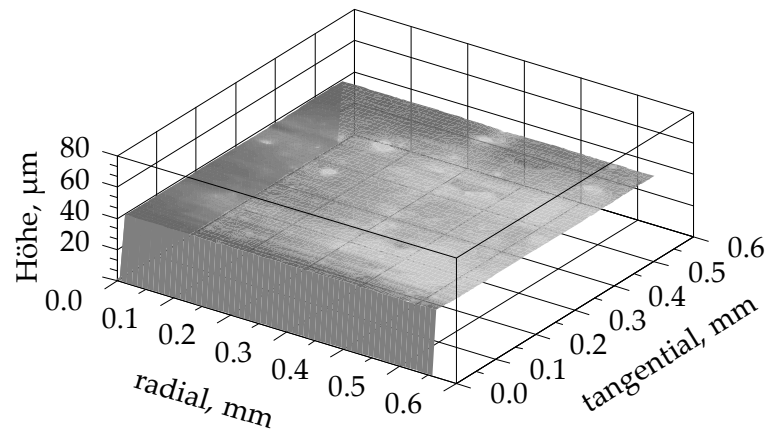


Abbildung 5.24: Topographieaufnahmen der antriebsseitigen Fest-
scheibe mit tangentialer Laserstruktur nach Dauerlaufende

Am Abtriebsscheibensatz zeigte sich nach Ende des Dauerlaufs eine deutlich geringer ausgeprägte Laufspur. Die Kanalstruktur ist hier noch vollständig intakt (Abbildung 5.25 und Abbildung 5.26). Abdrücke der Drainagerillen des Schubgliederbandes sind ebenfalls nicht erkennbar.

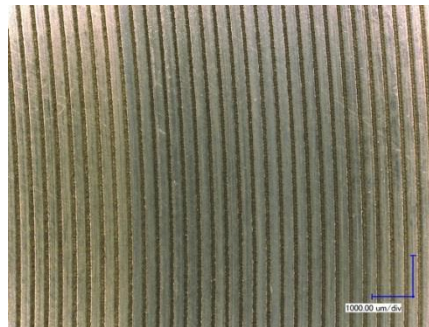


Abbildung 5.25: Mikroskopaufnahmen der abtriebsseitigen Fest-
scheibe mit tangentialer Laserstruktur nach Dauerlaufende

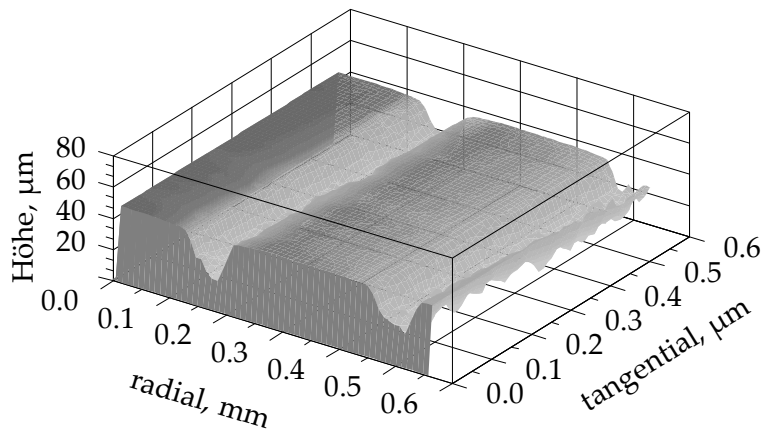


Abbildung 5.26: Topographiaufnahmen der abtriebsseitigen Festscheibe mit tangentialer Laserstruktur nach Dauerlaufende

Bei der Betrachtung des Schubgliederbandes nach Ende des Dauerlaufes zeigte sich ebenfalls nur eine geringe Zunahme des Verschleißes. Es gab jedoch eine leichte plastische „Verschmierung“ der Drainagerillen am äußeren Rand des Schubgliederbandes (siehe Abbildung 5.27). Profilschriebe zeigen, dass von den ursprünglichen 25 µm tiefen Drainagerillen etwa 5 µm abgetragen wurden.

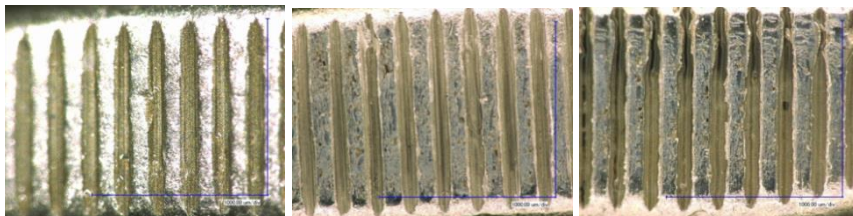


Abbildung 5.27: Schubgliederbandflanke links: neu; Mitte: nach ζ_{\max} ; rechts: nach ζ_{\max} und Dauerlauf gegen tangential strukturierte Variatorscheiben

Wie bereits beschrieben, war bei den Dauerlaufversuchen mit radial strukturierten Variatorscheiben das Schubgliederband gerissen, wodurch sowohl die Oberflächen der Kegelscheiben, als auch die Oberflächen der Schubgliederflanken erheblich beschädigt wurden.

Es zeigten sich bereits nach den ζ_{\max} -Versuchen am Antriebs-scheibensatz deutliche Laufspuren. Die radial verlaufenden Kanäle zeichneten sich jedoch noch deutlich in der Oberfläche ab.

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN

Bei der erneuten Untersuchung der Oberflächen wurde festgestellt, dass die Beschädigungen die durch das Reißen des Umschlingungsmittels entstanden waren, beim Antriebs Scheibensatz an der Festscheibe deutlich stärker ausgeprägt waren als an der Losscheibe (siehe Abbildung 5.28). Auf der Losscheibe ist die Kanalstruktur im Bereich der Laufspur deutlich zu erkennen und größtenteils noch intakt. Vergleicht man die in Umfangsrichtung gemessenen Tastschnitte über die radialen Kanäle vor und nach dem Dauerlauf (Abbildung 5.29), so zeigt sich dennoch ein deutlicher Fortschritt des Verschleißes. Fraglich bleibt jedoch, ob dies auf den 18 stündigen Betrieb unter Last oder auf das Reißen des Umschlingungsmittels zurückzuführen ist.

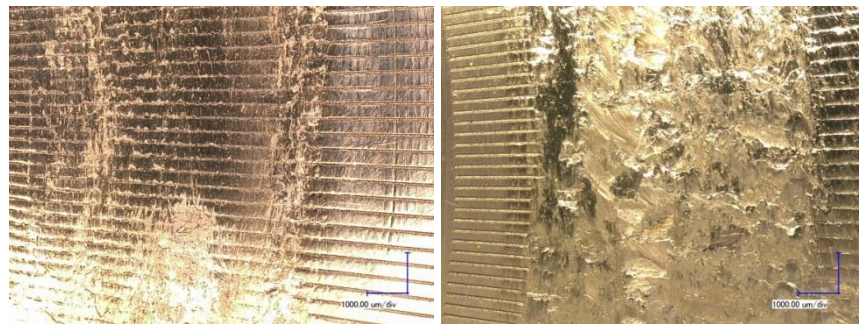


Abbildung 5.28: Mikroskopaufnahmen der antriebsseitigen Loss- (links) und Festscheibe (rechts) mit radialer Laserstruktur nach Dauerlaufende

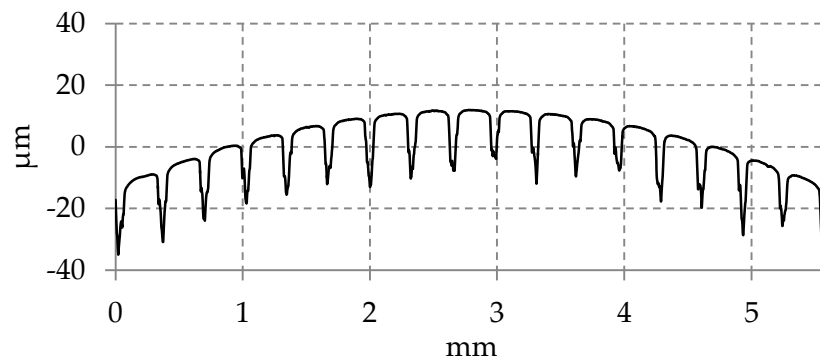


Abbildung 5.29: Tastschnitt der antriebsseitigen Losscheibe mit radialer Laserstruktur nach ζ_{\max}

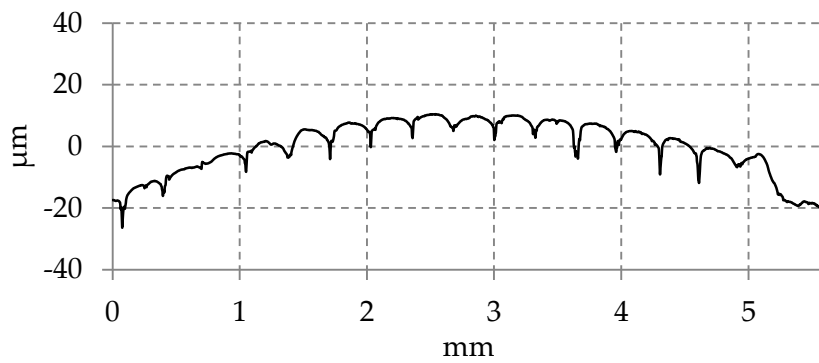


Abbildung 5.30: Tastschnitt der antriebsseitigen Losscheibe mit radialer Laserstruktur nach Dauerlaufende

Bei der Betrachtung des Abtriebsscheibensatzes fällt ebenfalls eine ungleichmäßig ausgeprägte Beschädigung der Oberflächenstrukturen auf. Während die Festscheibe bei den Mikroskopuntersuchungen kaum Schädigungen aufweist, zeigen sich diese an der Losscheibe recht deutlich (Abbildung 5.31).

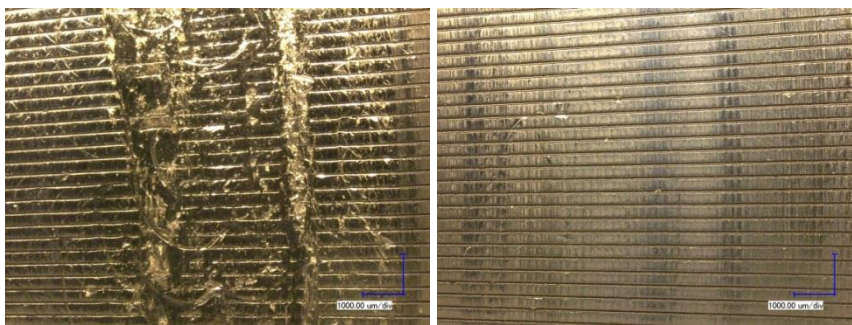


Abbildung 5.31: Mikroskopaufnahmen der abtriebsseitigen Losscheibe (links) und Festscheibe (rechts) mit radialer Laserstruktur nach Dauerlaufende

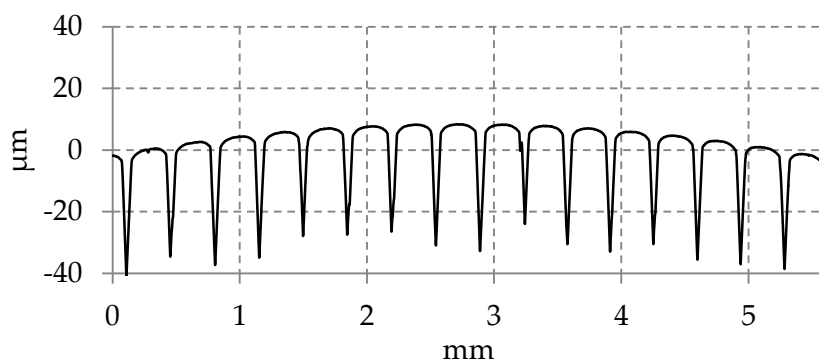


Abbildung 5.32: Tastschnitt der abtriebsseitigen Festscheibe mit radialer Laserstruktur nach ζ_{\max}

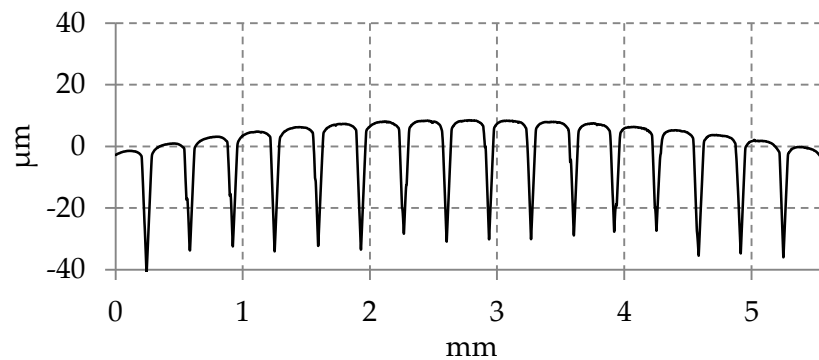


Abbildung 5.33: Tastschnitt der abtriebsseitigen Festscheibe mit radialer Laserstruktur nach Dauerlaufende

Die Tastschnittaufnahmen der abtriebsseitigen Festscheibe zeigen vor und nach Dauerlauf kaum Änderungen. Die Kanalstruktur ist nicht abgetragen oder zugeschmiert und noch vollständig intakt. Ähnlich verhält es sich mit dem Verschleiß an den Schubgliederflanken. Während die Seiten der Glieder, die gegen die abtriebsseitige Festscheibe und die antriebsseitige Losscheibe gelaufen sind, nur geringe Schädigungen aufweisen, ist an der anderen Seite deutlich zu erkennen, dass es zu einem Durchrutschen des Umschlingungsmittels im Betrieb kam und dadurch die ursprüngliche Topographie vollständig zerstört wurde (Abbildung 5.34).

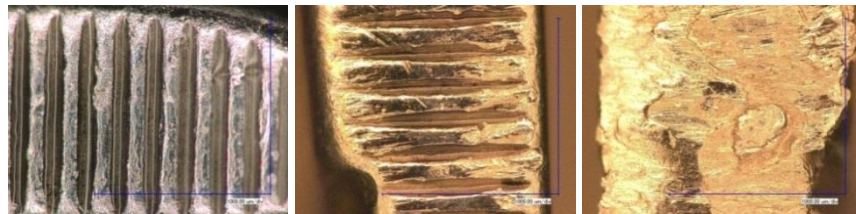


Abbildung 5.34: Schubgliederbandflanke links: nach ζ_{max} ; Mitte und rechts: nach ζ_{max} und Dauerlauf gegen radial strukturierte Variatorscheiben (Mitte: linke Flanke; rechts: rechte Flanke)

5.5 BEWERTUNG DER EXPERIMENTELLEN UNTERSUCHUNGEN

Ziel der experimentellen Untersuchungen mit den verschiedenen Oberflächenstrukturen war es, zu verifizieren, inwiefern diese das tribologische Verhalten des Reibkontakts positiv beeinflussen können. Im Fokus lagen dabei insbesondere ein hoher mittlerer Reibwert, bzw. dessen rascher Anstieg und damit auch eine Verbesserung des Wirkungsgrades.

Die in Kapitel 5.2 vorgestellten Ergebnisse der ζ_{\max} -Versuche zeigen, dass sich die ermittelten Wirkungsgrade der untersuchten Varianten, insbesondere im Underdrive und nahe des Nennantriebsmoments von $T_{\text{an}} = 120 \text{ Nm}$, nur geringfügig voneinander unterscheiden. Im Overdrive-Betriebspunkt, d.h. bei einer Übersetzung ins Schnelle und hohen An- und Abtriebsdrehzahlen, konnten Wirkungsgradvorteile der laserstrukturierten Varianten nachgewiesen werden. Die kugelgestrahlte Oberflächenvariante zeigte hinsichtlich des Wirkungsgrades bei den untersuchten Betriebspunkten keinen Vorteil gegenüber der konventionell geschliffenen Variante.

Grundsätzlich ist zu erwarten, dass für Oberflächenpaarungen mit einem höheren Reibwert ein geringerer Umfangsschlupf ermittelt werden kann. Tatsächlich wurden jedoch für alle gefertigten Varianten höhere Schlupfwerte ermittelt als für die konventionell geschliffene Ausführung. Darüber hinaus zeigte sich ein sprunghafter Anstieg des Umfangsschlupfes bei einem Antriebsmoment von etwa 50 Nm bis 60 Nm bei den laserstrukturierten Varianten im Underdrive-Betrieb. Zwei Erklärungen sind hierfür möglich.

Im Schubgliederband wird, wie in jedem anderen Umschlingungsmittel auch, der überwiegende Anteil der Leistung durch die Zugkräfte in Last- und Leertrum übertragen. Bedingt durch den Aufbau des Schubgliederbandes kann sich in diesem jedoch zusätzlich noch die dem Umschlingungsmittel namengebende Schubkraft zwischen den einzelnen Elementen aufbauen. Die gleichzeitig vom Bänderpaket übertragenden Zugkräfte bleiben dabei bestehen und sind den Schubkräften betragsmäßig stets übergeordnet. Je nach Betriebspunkt bilden sich die Schubkräfte entweder im Lasttrum oder Leertrum aus. Beim genannten Betriebspunkt kommt es bekannter Weise zu einem Wechsel der sich ausbildenden Schubkräfte vom Lasttrum zum Leertrum des Getriebes (siehe dazu [Ro093]). Dies geht zwangsweise mit einer Änderung des Schlupf im Getriebe einher und könnte ein Grund für den sprunghaften Anstieg der Messwerte sein.

Ein weiterer, möglicher Grund für das beobachtete Verhalten kann in der Messmethode zur Ermittlung des Umfangsschlupf gefunden werden. Dieser wird aus der axialen Position der Wegscheiben berechnet, indem anhand der bekannten Scheibengeometrie die theoretische Übersetzung basierend auf den Laufradien bestimmt wird und diese mit dem tatsächlich gemessenen Verhältnis der Drehzahlen verglichen wird. Diese Methode setzt also voraus, dass die exakte Scheibengeometrie zu jedem Zeitpunkt bekannt ist. Bei den hier untersuchten Oberflächenvarianten ist

dies ist jedoch infolge des z. T. erheblichen Verschleiß nicht unter allen Umständen gegeben. In Abschnitt 5.4 wurde gezeigt, dass sich insbesondere bei der Underdrive-Übersetzung deutliche Laufspuren ausbilden können. So kann es durch das Einlaufen des Umschlingungsmittels in eine solche Spur zu einer Abweichung der axialen Scheibenposition kommen, ohne dass dies auf eine Zunahme des Umfangschlupfes zurück zu führen ist. Auf diese Weise würden mit der hier verwendeten Methode zur Erfassung des Umfangsschlupfes bei einer deutlichen Ausbildung von Laufspuren generell zu hohe Schlupfwerte ermittelt werden.

Ein weiterer Kennwert, um auf die tribologischen Bedingungen im Kontakt zu schließen, stellt das Stützkraftverhältnis ζ dar. Sue konnte in seiner Arbeit [Sue03] zeigen, dass das sich einstellende Stützkraftverhältnis ζ wesentlich durch den Reibwert im Umschlingungsmittel-Scheibe-Kontakt beeinflusst wird.

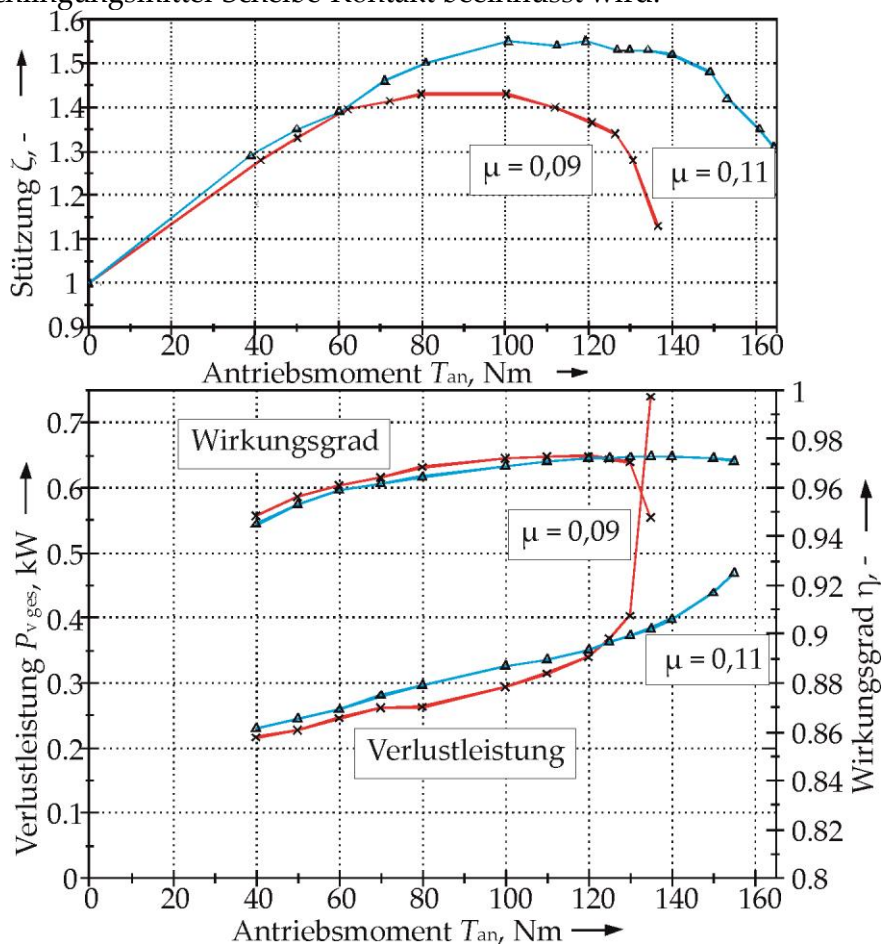


Abbildung 5.35: Berechnungsergebnisse für ζ_{max} -Versuche mit konstante Reibwerten bei $i = 1$ [Sue03]

Er wies anhand von Simulationsrechnungen nach, dass sich bei höheren Reibwerten zum einen das Maximum des ζ -Verlaufs zu höheren Antriebsmomenten hin verschiebt und zum anderen der ζ -Wert selbst auch größere Werte annimmt (siehe Abbildung 5.35 oben). Darüber hinaus konnte er zeigen, dass sich dies nur in sehr geringen Maße auf die Verlustleistung $P_{v\text{ ges}}$ und damit auch nur wenig auf den sich einstellenden Wirkungsgrad η auswirkt (Abbildung 5.35 unten). *Sue* verwendete für die dargestellten Berechnungen jeweils einen über den Umschlingungsbogen konstanten Reibwert und weist darauf hin, dass dies die tatsächlichen Bedingungen im Umschlingungs-CVT nur eingeschränkt wieder spiegelt.

Unter der Voraussetzung, dass die Annahme gilt, dass höhere Reibwerte generell zu höheren ζ -Werten führen, ergeben sich also für die laserstrukturierten Varianten im Overdrive-Betriebspunkt höhere Reibwerte als beim Einsatz konventionell geschliffener Variatorscheiben. Im Underdrive-Betriebspunkt, bei welchem das Anpresskraftverhältnis dieser Variante unter dem der geschliffenen liegt, würde dies jedoch auf einen niedrigeren Reibwert hinweisen. Ähnlich verhält es sich mit der kugelgestrahlten Bauform. Diese unterscheidet sich zwar in den ζ -Werten nur wenig von den geschliffenen, erzeugt jedoch im Overdrive-Betrieb ein höheres und im Underdrive-Betrieb ein niedrigeres Anpresskraftverhältnis.

Grundsätzlich ist nicht auszuschließen, dass sich bei den beiden verschiedenen Betriebspunkten auch unterschiedliche mittlere Reibwerte einstellen, da sich auch die Kontaktverhältnisse deutlich voneinander unterscheiden. Es ist jedoch zumindest unwahrscheinlich, dass die zugrundeliegenden Effekte im Overdrive-Betrieb zunächst zu einem Reibwertanstieg und im Underdrive-Betrieb dann zu einem Absinken des Reibwerts führen. Um die Ursachen für dieses Verhalten zu klären, ist es daher notwendig, den Kontakt zwischen dem Umschlingungsmittel und der Variatorscheibe näher zu betrachten.

6

MODELLBILDUNG UND SIMULATION

Im experimentellen Teil der Arbeit konnte gezeigt werden, dass die unterschiedlich strukturierten Variatorscheiben einen z.T. deutlichen Einfluss auf das Systemverhalten im stufenlosen Getriebe haben können. Im Nachfolgenden soll daher rechnerisch untersucht werden, inwiefern das in den Versuchen beobachtete Verhalten auf die Beeinflussung der Schmierstoffverdrängung im Scheibeneinlauf durch die Strukturen im Kontakt zurückzuführen ist. Es wird dazu zunächst ein Ansatz vorgestellt, mit dem sich unter Verwendung der Flussfaktoren der Einfluss verschiedener Strukturen auf die Schmierstoffverdrängung vergleichen lässt. Im Anschluss daran werden die Ergebnisse dieser Berechnung in eine numerisch iterative Berechnungsumgebung für stufenlose Getriebe überführt, um den Einfluss auf das Systemverhalten nachzuweisen.

6.1 ANSATZ ZUR ABSCHÄTZUNG DER SCHMIERSTOFFVERDRÄNGUNG

Um den Einfluss der verschiedenen Strukturvarianten auf das tribologische Verhalten beurteilen zu können, ist insbesondere die Schmierfilmbildung zu Beginn des Kontakts am Einlauf des Umschlingungsmittels in den Keilspalt von Bedeutung. Je schneller hier der Schmierfilm aus dem Kontakt verdrängt werden kann, desto schneller kommt es zwischen dem Umschlingungsmittel und den Variatorscheiben zu Mischreibung und damit zu einem starken Anstieg des lokalen Reibwerts, was wiederum zu einer Steigerung des Leistungsübertragungsvermögens führt (siehe Abbildung 6.1).

Es wurde daher im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein Ansatz entwickelt, der es ermöglicht, die Schmierstoffverdrängung und damit die Annäherung der Kontaktpartner in Abhängigkeit der Oberflächentopographien miteinander zu vergleichen.

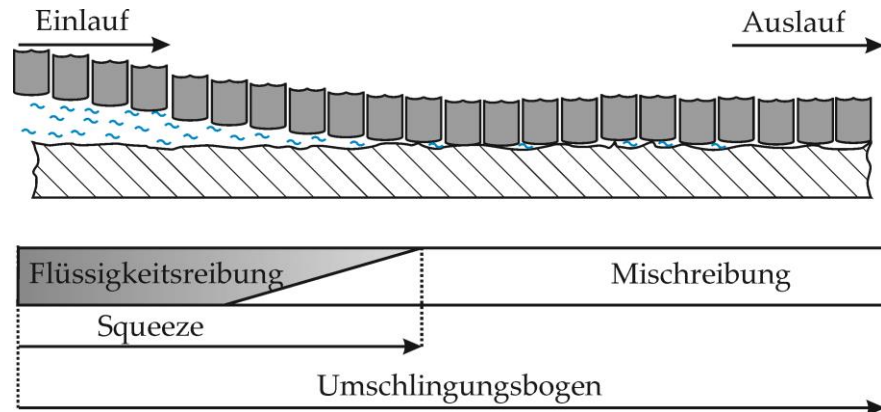


Abbildung 6.1: Prinzipieller Verlauf der Schmierfilmhöhe über dem Umschlingungsbogen (in Anlehnung an [Kru13])

Für die folgenden Berechnungen wird ein Schubelement auf seinem Weg durch den Umschlingungsbogen verfolgt und die Entwicklung der Schmierfilmhöhe in Abhängigkeit der Zeit bestimmt. Das Koordinatensystem für die folgenden Betrachtungen befindet sich folglich ortsfest am betrachteten Schubelement. Zum Start der Berechnung befindet sich dieses gerade am Scheibeneinlauf und es bewegt sich idealerweise parallel zur Variatorscheibenoberfläche mit dessen Geschwindigkeit auf einer konstanten Kreisbahn. Es wird also vereinfachend angenommen, dass für den Vorgang der Schmierstoffverdrängung (Squeeze-Effekt) die tangentialen und radialen Relativgeschwindigkeiten der Kontaktpartner deutlich kleiner sind, als die Geschwindigkeit, mit der sich die Partner einander annähern. Diese Gleitgeschwindigkeiten sollen daher keine Auswirkungen auf die Verdrängung des Fluids aus dem Kontaktbereich haben und werden somit vernachlässigt. Der Spalt zwischen Schubelement und Variatorscheibe ist dabei stets vollständig mit Schmierstoff gefüllt. Die von den Variatorscheiben aufgebraachte Anpresskraft wird durch das Fluid auf das Schubelement übertragen und dabei seitlich aus der Kontaktzone verdrängt. Der Vorgang der Schmierstoffverdrängung ist in Abbildung 6.2 schematisch an der Flanke eines Schubelementes dargestellt. Da sich das betrachtete Koordinatensystem mit dem Schubelement bewegt, kommt es aufgrund der Schmierstoffverdrängung nur zu einer Bewegung in Normalrichtung (z-Achse in Abbildung 6.2) der Körper. Es wird also nur die reine Verdrängung in Folge von Druckströmung betrachtet.

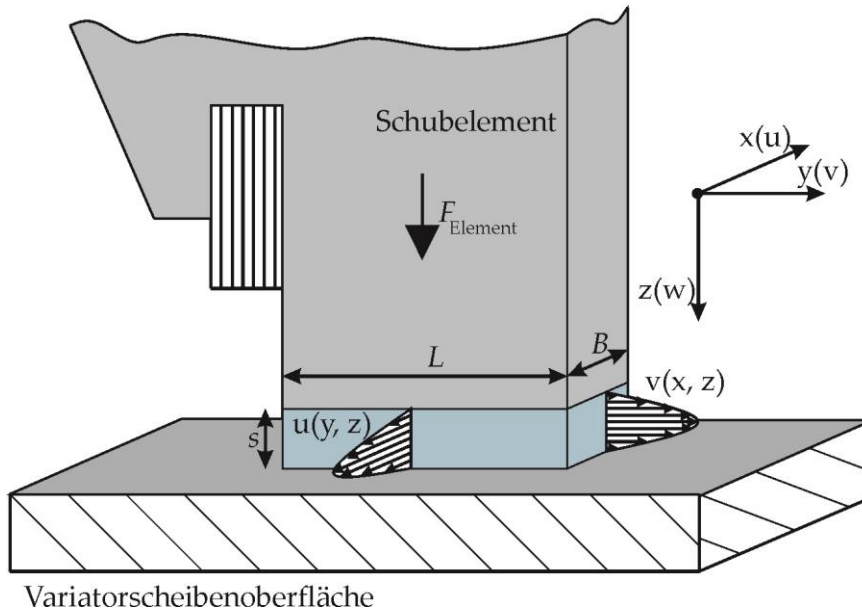


Abbildung 6.2: Schematische Darstellung der Schmierstoffverdrängung an einem Schubelement

Die Annäherung ds des Elements an die Scheibe wird dabei unter Berücksichtigung der Kontinuitätsgleichung aus den an den Seiten des Elements ausströmenden Fluidvolumens dV_x/dt und dV_y/dt berechnet.

$$\frac{ds}{dt} \cdot B \cdot L = 2 \left(\frac{dV_x}{dt} + \frac{dV_y}{dt} \right) \quad 6.1$$

Der Kontakt eines Schubelements mit der Variatorscheibe wird dazu zunächst vereinfacht als der Kontakt zweier ebener Körper betrachtet. Die Flanke des Schubgliederbandes wird dabei als annähernd rechteckig mit einer Seitenlänge $L = 6 \text{ mm}$ und einer Breite $B = 1 \text{ mm}$ betrachtet. Das ausströmende Fluidvolumen wird aus den lokalen Strömungsgeschwindigkeiten u und v am Rand des Kontakts berechnet. Um die Geschwindigkeiten zu berechnen, wird die Fluidströmung nach Navier-Stokes für inkompressible Strömungen bei konstanter Viskosität η bestimmt (siehe auch Abschnitt 3.1.4, Gleichung 3.18 und 3.19).

$$u(z) = \frac{1}{2\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) (z^2 - sz) \quad 6.2$$

$$v(z) = \frac{1}{2\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right) (z^2 - sz) \quad 6.3$$

Da die Viskosität im Kontakt stark Druckabhängig ist, wird aus dem mittleren Kontaktdruck und der in Abschnitt 3.1.3 vorgestell-

ten *Barus*-Gleichung (Gleichung 3.6) die mittlere Viskosität η im Kontakt berechnet.

$$\eta(p) = \eta_0 \cdot e^{(\alpha \cdot p_{\text{mittel}})} \quad 6.4$$

mit

$$p_{\text{mittel}} = \frac{F_{\text{Element}}}{B \cdot L} \quad 6.5$$

Der Einfluss der verschiedenen Oberflächentopographien wird mithilfe einer Korrektur des Flusses aus dem Kontakt durch die Flussfaktoren Φ_x^P und Φ_y^P berücksichtigt.

$$u(z, \Phi_x^P) = \Phi_x^P \cdot \frac{1}{2\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) (z^2 - sz) \quad 6.6$$

$$v(z, \Phi_y^P) = \Phi_y^P \cdot \frac{1}{2\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right) (z^2 - sz) \quad 6.7$$

Durch eine Integration über die Schmierspalthöhe S und die Länge L bzw. die Breite B . lässt sich schließlich der austretende Volumenstrom dV/dt an den Rändern in Abhängigkeit der lokalen Druckgradienten bestimmen.

$$\dot{V}_x = \int_0^B \int_0^S u(z, y) dz dy \quad 6.8$$

$$\dot{V}_y = \int_0^L \int_0^S v(z, x) dz dx \quad 6.9$$

Mit ausreichend kleinen Zeitschritten dt lässt sich die Entwicklung der Schmierspalthöhe s in Abhängigkeit von der Zeit t damit aus Formel 6.1 auf einfache Weise mit einer *Matlab*-Routine bestimmen.

Da die Druckverteilung und damit auch die Druckgradienten $\partial p / \partial x$ und $\partial p / \partial y$ im Kontakt jedoch zunächst unbekannt sind, wurde dieses im Rahmen einer numerischen Simulation mit dem Finite-Elemente-Programm *Elmer* (CSC) bestimmt. Als Randbedingung galt hierbei, dass die von außen aufgebrachte Kraft F im Gleichgewicht mit dem auf den Kontakt wirkenden Fluiddruck steht und dieser an den Rändern auf den Umgebungsdruck abfällt.

Um zu vermeiden, dass zur Berechnung verschiedener Betriebspunkte erneut eine zeitaufwendige, numerische Simulation zur Bestimmung des Druckprofils durchgeführt werden muss, wurde dieses zunächst für einen typischen Betriebspunkt bestimmt und anschließend auf eine Einheitsanpresskraft von $F_{\text{Einheit}} = 1$ N je Element normiert. Das so bestimmte Druckprofil zeigen

die Abbildung 6.3 und Abbildung 6.4. Eine Integration des Drucks über der Stirnfläche eines Schubelements liefert hierbei genau die erwähnte Anpresskraft von 1 N.

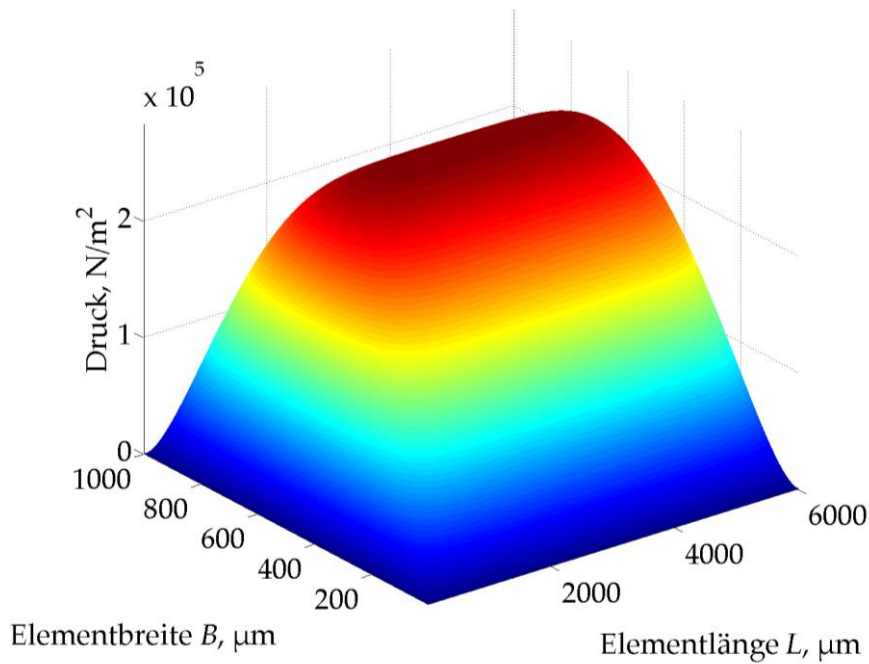


Abbildung 6.3: Einheitsdruckprofil der numerischen Simulation für eine äußere Kraft von 1 N

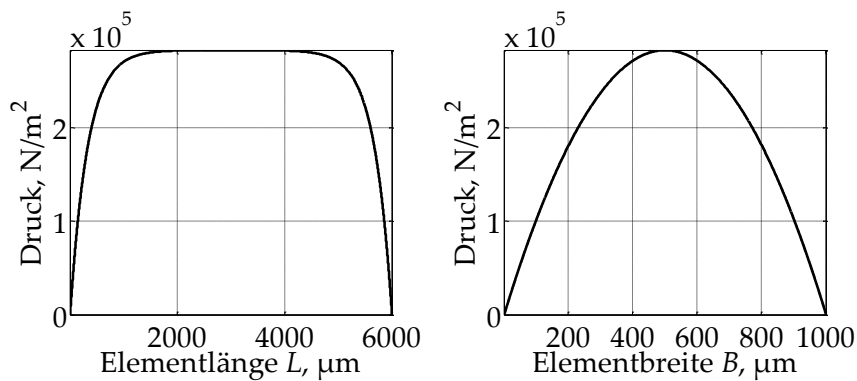


Abbildung 6.4: Schnitt durch den Druckverlauf im Kontakt links: bei $B = 500 \mu\text{m}$; rechts: bei $L = 3000 \mu\text{m}$

Durch Multiplikation des Einheitsdruckprofils p_{Einheit} mit der Kraft F_{Element} , die auf das jeweilige Schubelement wirkt, lässt sich so auf einfache Weise ein Druckprofil für den Kontakt erzeugen, welches genau im Gleichgewicht mit der aufgebrachten Kraft F_{Element} steht.

Sobald sich Schubelement und Variatorscheibe so stark angenähert haben, dass sich die ersten Rauheitsspitzen der Kontakt-

partner berühren, kommt es zur Mischreibung. Dies tritt beim Erreichen der kritischen Schmierfilmhöhe s_{krit} ein. Bei Schmierpalthöhen kleiner der kritischen Höhe wird ein Teil der aufgetragenen Kraft $F_{Element}$ direkt durch Festkörperkontakt F_{pcA} übertragen und es steht nur noch die Differenz der beiden zum Aufbau eines Fluiddrucks zur Verfügung. Sobald die gesamte von außen aufgetragene Kraft durch Festkörperkontakt übertragen wird, findet keine Schmierstoffverdrängung mehr statt und es ist ein stabiler Zustand erreicht.

Um die wirkenden Kräfte zu bestimmen, wird vereinfachend angenommen, dass sich die für den jeweiligen Betriebspunkt bekannte Anpresskraft zu gleichen Teilen auf die sich im Eingriff befindlichen Schubelemente $n_{Elemente}$ aufteilt. Zu berücksichtigen gilt hierbei, dass die Normalkraft zwischen Schubelement und Kegelscheibe in der Regel ungleich der von außen aufgetragenen Spreizkraft ist, da die Kegelscheiben um einen Winkel α (hier: 11°) geneigt sind.

$$F_{Element} = \frac{F_{gesamt}}{n_{Elemente}} \cdot \cos(\alpha) \quad 6.10$$

Die Anzahl an Elemente lässt sich aus dem Laufradius R (siehe Formel 3.34 und 3.35) und dem Umschlingungsbogen φ (Formel 3.2 und 3.3) sowie der Teilung des Schubgliederbandes T_{SGB} wie folgt bestimmen:

$$n_{Elemente} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot \varphi}{360 \cdot T_{SGB}} \quad 6.11$$

Ausgehend von einer Ausgangsschmierfilmhöhe s_0 zur Zeit $t_0 = 0$ lässt sich damit aus Formel 6.1 die Schmierfilmhöhe in Abhängigkeit der Zeit, sowie die Zeiten bis zum Erreichen von Festkörperkontakt $t_{kontakt}$ und eines stabilen Zustands t_{end} bestimmen. Der prinzipielle Ablauf der Berechnung, wie sie programmtechnisch umgesetzt wurde ist zur Veranschaulichung in Abbildung 6.5 dargestellt.

6.1 ANSATZ ZUR ABSCHÄTZUNG DER SCHMIERSTOFFVERDRÄNGUNG

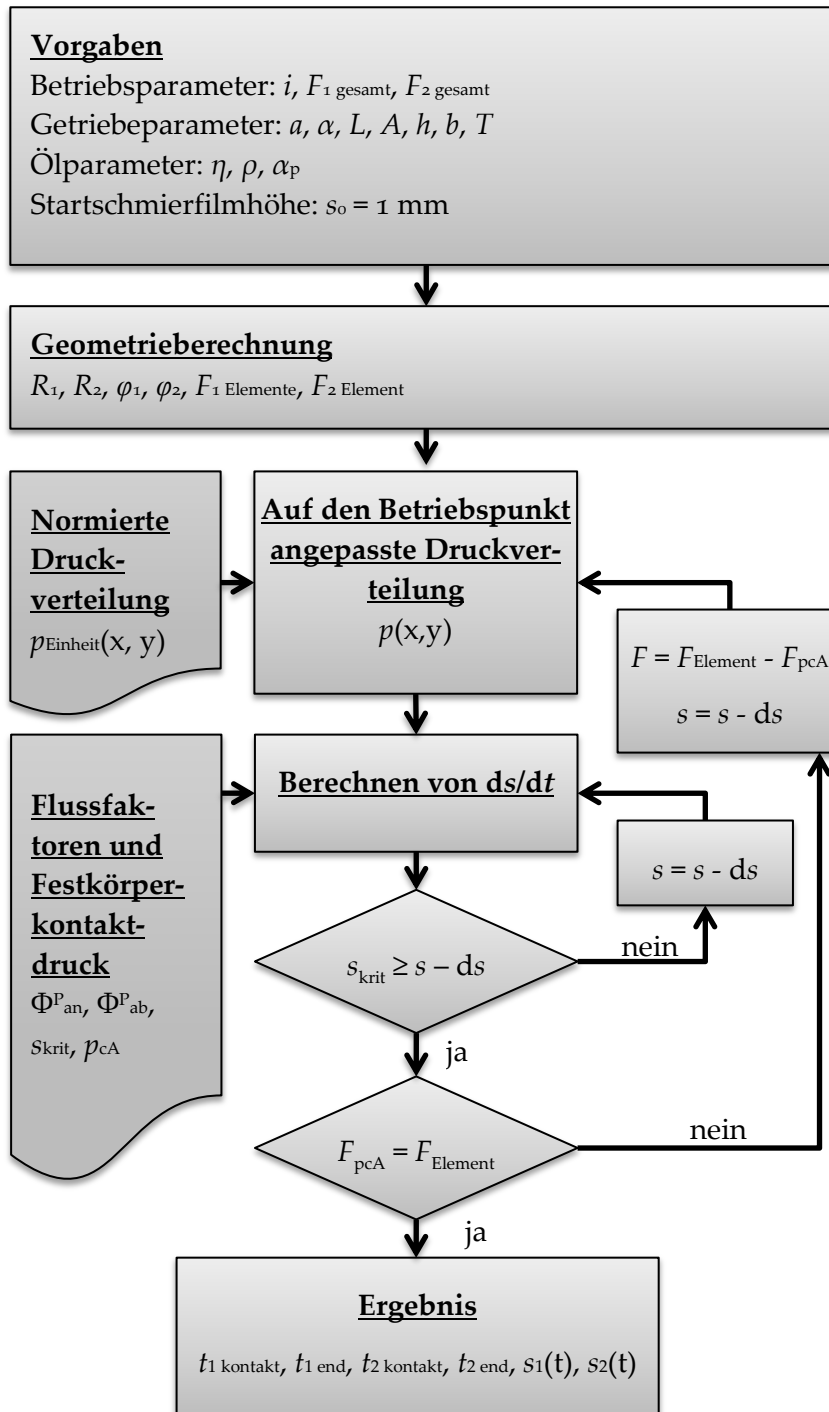


Abbildung 6.5: Ablaufplan des Programms zur Berechnung der Schmierstoffverdrängung zwischen Schubelement und Variator-scheibe

Als Ergebnis der Berechnung werden die Zeitkonstanten bis zum Erreichen der kritischen Schmier-spalthöhe und bis zum Erreichen eines Gleichgewichts der äußeren Kräfte und der aus dem

Festkörperkontakt- und resultierenden Kräfte geliefert. Darüber hinaus lässt sich die Entwicklung der Schmier-spalthöhen über der Zeit bestimmen.

Im Rahmen der oben stehenden Berechnungen für die Schmierstoffverdrängung wurden zusammenfassend folgende vereinfachende Annahmen getroffen:

- Im Bereich des Einlaufs ist die Annäherung der Kontaktpartner in Normalenrichtung um ein vielfaches größer als deren Relativgeschwindigkeit in tangentialer und radialer Richtung.
- Die auf die Schubelemente wirkenden äußeren Kräfte sind über den Umschlingungsbogen konstant.
- Es herrschen konstante Temperaturen im Kontakt und über den Umschlingungsbogen.
- Bei dem Schmierstoff handelt es sich um ein newtonsches Fluid.
- Der Querschnitt der Schubelemente ist annähernd rechteckig.
- Auf das Fluid wirkende Fliehkräfte werden vernachlässigt.
- Es gibt keine Wechselwirkungen mit angrenzenden Schubgliedern.

Es ist zu beachten, dass insbesondere der Verzicht auf die Betrachtung von Wechselwirkungen aufgrund des nur geringen Freiraums zwischen den Schubelementen sowie die Annahme einer gleichmäßigen Lastverteilung zu erheblich kürzeren berechneten Annäherungszeiten als in der Realität führen kann. Da diese Vereinfachungen jedoch alle betrachteten Strukturvarianten gleichermaßen betreffen, stellt der vorgestellte Berechnungsansatz dennoch eine gute Möglichkeit dar, die verschiedenen Oberflächen qualitativ mit einander zu vergleichen.

6.2 FLUSSFAKTOREN DER UNTERSUCHTEN OBERFLÄCHEN

Die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten und verwendeten Flussfaktoren sowie die verwendeten Festkörperkontakt-drücke in Abhängigkeit der Spaltweite wurden am Institut für Maschinenkonstruktion (IMK) der Universität Magdeburg bestimmt. Es wurden u.a. die Druckflussfaktoren in Umfangsrichtung (Φ_{P_x}) und in radialer Richtung (Φ_{P_y}) der Variatorscheiben im gelaufenen und im Neuzustand (d.h. nach Abschluss der Einlaufprozedur) be-

stimmt. Als Kontaktpartner wurden für die Berechnungen jeweils die entsprechenden Schubgliederflanken verwendet (ebenfalls im gelaufenen und ungelaufenen Zustand). Zu beachten ist, dass die Schubgliederflanken ebenfalls eine Struktur aufweisen. Diese besteht im Ausgangszustand aus ca. $30\ \mu\text{m}$ tiefen sogenannten Drainagerillen mit einem Abstand von etwa $190\ \mu\text{m}$, die in Umfangsrichtung verlaufen (siehe auch Kapitel 4.3).

Abbildung 6.6 zeigt beispielhaft den am IMK bestimmten Festkörperkontaktverlauf über der deformierten Schmierpalthe für die konventionell geschliffene Variante im Neuzustand.

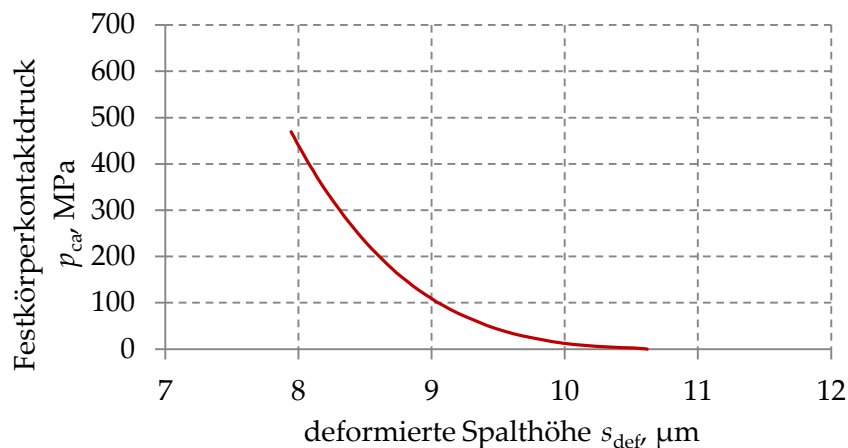


Abbildung 6.6: Festkörperkontaktverlauf der geschliffenen Variante im Neuzustand (kritische Schmierpalthe $s_{\text{krit}} = 10,6\ \mu\text{m}$)

Der dargestellte Verlauf zeigt, dass es bei einer Annäherung der Oberflächen, d.h. mit kleiner werdenden Spalthöhen, ab einer deformierten Schmierpalthe von $s_{\text{def}} = 10,6\ \mu\text{m}$ zum ersten Auftreten von Festkörpertraganteilen kommt. Bei dieser Schmierpalthe kommt es folglich zu einer ersten Berührung der Rauheitsspitzen im Kontakt. Diese Spalthöhe entspricht für den dargestellten Fall der sogenannten kritischen Schmierpalthe s_{krit} .

Im Folgenden werden zunächst die Flussfaktoren der stochastischen Strukturen (kugelgestrahlt und geschliffen) und im Anschluss die Flussfaktoren der laserstrukturierten Strukturvarianten vorgestellt.

6.2.1 Flussfaktoren der stochastischen Strukturvarianten

Bei der Betrachtung der Druckflussfaktoren in Umfangsrichtung (Abbildung 6.7) fällt zunächst auf, dass alle Verläufe im positiven Bereich liegen, d.h. der Fluss in Umfangsrichtung von allen Varianten begünstigt wird. Des Weiteren liegen die Kurven der beiden Varianten im Neuzustand exakt aufeinander, was darauf hindeutet,

tet, dass sich die untersuchten Strukturen bzgl. der Fluidfilme kaum unterscheiden. Im gelaufenen Zustand zeigt die kugelgestrahlte Variante erst bei einer deutlich geringeren Spalthöhe eine Begünstigung des Flusses, während sich die geschliffene Variante kaum verändert. Dies ist auf den erheblichen Verschleiß bei der kugelgestrahlten Variante an Scheibe und Band zurückzuführen (siehe auch Kapitel 5.4).

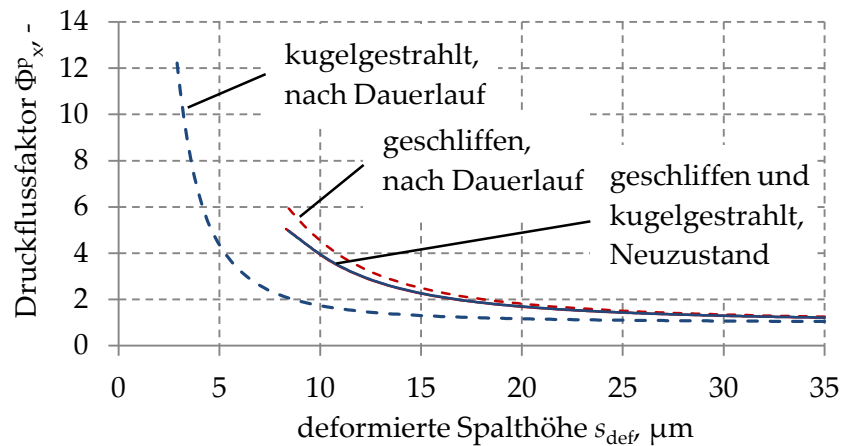


Abbildung 6.7: Druckflussfaktoren der stochastischen Strukturen in Umfangsrichtung

Bei der Betrachtung der Druckflussfaktoren in radialer Richtung (Abbildung 6.8) fällt auf, dass alle untersuchten Paarungen den Fluss in radialer Richtung behindern. Wie schon für die Umfangsrichtung sind auch hier die Kurven der beiden Varianten im Neuzustand nahezu deckungsgleich. Während sich der Verlauf der geschliffenen Variante im gelaufenen Zustand kaum verändert, zeigt die kugelgestrahlte Variante erneut erst bei einer deutlich geringeren Spalthöhe eine Behinderung des Flusses.

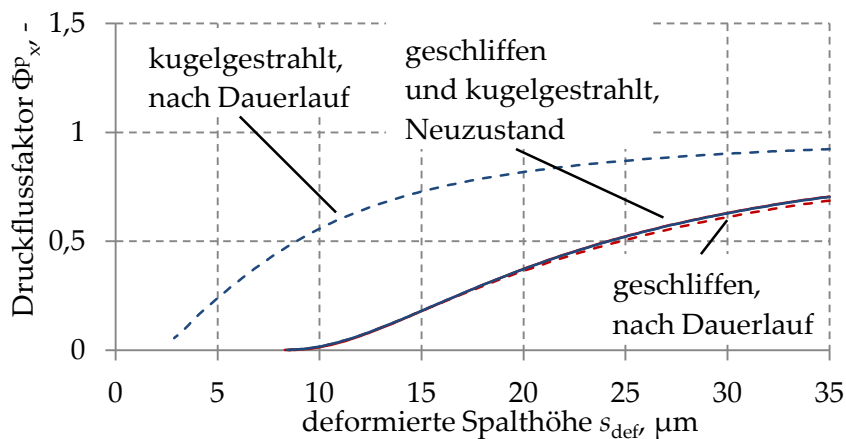


Abbildung 6.8: Druckflussfaktoren der stochastischen Strukturen in radialer Richtung

Der Umstand, dass sich die beiden Varianten im Neuzustand trotz der deutlich unterschiedlichen Topographien so gut wie nicht voneinander unterscheiden, liegt mit hoher Wahrscheinlichkeit an der Struktur des Schubgliederbandes. Diese ist viel größer ausgeprägt als die Strukturen auf den Variatorscheiben und drängt offensichtlich deren mögliche Effekte in den Hintergrund. So scheint auch der deutlich spätere Anstieg ($\Phi_{p,x}$) bzw. Abfall ($\Phi_{p,y}$) der Druckflussfaktoren bei der kugelgestrahlten Variante nach dem Dauerlauf in erster Linie auf den erheblichen Verschleiß am Schubgliederband zurückzuführen zu sein.

6.2.2 Flussfaktoren der deterministischen Strukturvarianten

Wie auch bei den Proben mit stochastischen Strukturen wurden die Flussfaktoren der laserstrukturierten Variatorscheiben in Verbindung mit den jeweiligen Schubgliederbandflanken bestimmt. Es wurden u.a. die Druckflussfaktoren in Umfangsrichtung $\Phi_{p,x}$ und in radialer Richtung $\Phi_{p,y}$ im gelaufenen und ungelaufenen Zustand bestimmt.

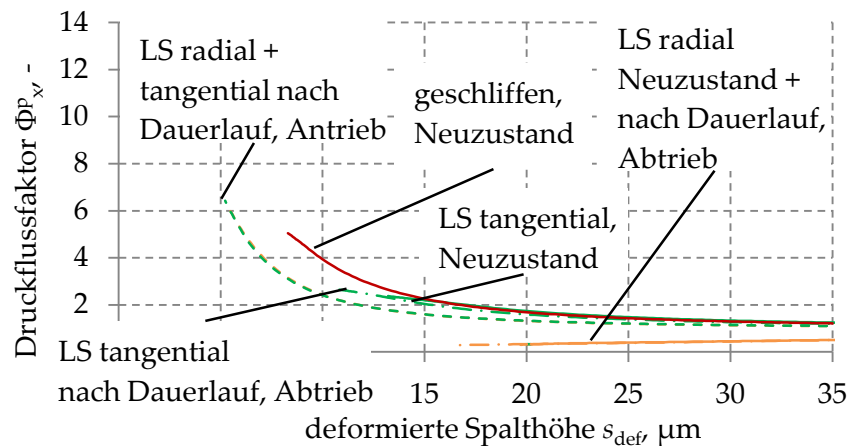


Abbildung 6.9: Druckflussfaktoren der deterministischen Strukturen in Umfangsrichtung

Abbildung 6.9 zeigt die Druckflussfaktoren in Umfangsrichtung der laserstrukturieren Varianten. Zur besseren Vergleichbarkeit sind erneut die Ergebnisse der geschliffenen Variante im Neuzustand aufgetragen. Im Neuzustand zeigen die Druckflussfaktoren Φ_{P_x} der Variante mit tangentialen Kanälen ein Verhalten, welches stark dem der geschliffenen Variante ähnelt. Die Flussfaktoren steigen ab einer Spalthöhe kleiner $25 \mu\text{m}$ deutlich an und weisen damit auf eine Begünstigung des Ölflusses in Umfangsrichtung im Vergleich zu einer ideal glatten Oberfläche hin. Da die Drainagerillen der Schubgliederflanken und die Kanalstruktur der Variatorscheibenoberfläche in derselben Richtung orientiert sind, kann das Öl den Kontaktpunkt in Umfangsrichtung verhältnismäßig ungehindert verlassen. Im gelaufenen Zustand unterscheiden sich die ermittelten Flussfaktoren am Abtrieb kaum vom Neuzustand. Am Antrieb hingegen kommt es im gelaufenen Zustand erst bei kleineren Spalthöhen zum Anstieg des Druckflussfaktors. Dies spiegeln auch die Ergebnisse der Verschleißuntersuchungen aus Abschnitt 5.4 wieder. Da nach Abschluss des Dauerlaufes am Antriebscheibensatz die Oberflächenstruktur vollständig abgetragen war, die Drainagerillen am Schubgliederband jedoch noch vorhanden sind, fällt der Effekt nun geringer aus als im Neuzustand bzw. am Abtriebscheibensatz (da hier die Struktur noch vorhanden ist). Aufgrund der Struktur der Schubgliederflanken besteht jedoch noch immer eine Begünstigung des Flusses in Umfangsrichtung.

Bei der Variante mit radial verlaufenden Kanälen ergibt sich im Neuzustand zunächst einen leichter Abfall der Flussfaktoren, d.h. eine Behinderung des Flusses in Umfangsrichtung im Vergleich zur glatten Oberfläche. Da sich bei dieser Variante die Struktur der

Schubgliederflanken mit der Struktur der Variatorscheiben im 90° Winkel kreuzt, scheinen die Topographien der Scheiben die Strukturen vom Band zu überlagern. Im gelaufenen Zustand zeigen die ermittelten Verläufe am Abtrieb wie schon bei der tangentialen Variante kaum Unterschiede zum Neuzustand. Der Grund hierfür ist der am Abtrieb nur sehr geringe Verschleiß. Am Antrieb hingegen wurden die Strukturen der Scheibe fast vollständig abgetragen, was bei den Druckflussfaktoren zu einem Verlauf führt, der erneut fast ausschließlich durch die Struktur des Schubgliederbandes bestimmt wird. Aus diesem Grund sind die ermittelten Verläufe der tangentialen und radialen Varianten am Abtriebs-scheibensatz beinahe deckungsgleich.

Bei der Betrachtung der Druckflussfaktoren in radialer Richtung (Abbildung 6.10) zeigt die Variante mit tangential verlaufenden Kanälen eine Behinderung des Flusses ($\Phi_{Py} < 0$). Das grundsätzliche Verhalten ähnelt stark dem der geschliffenen Variante. Die Flussfaktoren fallen hier jedoch schon bei größeren Spalthöhen ab.

Im gelaufenen Zustand fällt dieser Effekt am Abtrieb geringer aus, bleibt aber prinzipiell erhalten. Die am Antriebsscheibensatz vollständig abgetragenen Strukturen spiegeln sich auch bei den ermittelten Druckflussfaktoren wieder. Es zeigt sich, dass die Oberflächen den Fluss in radialer Richtung hier erst bei kleineren Spalthöhen als im Neuzustand behindern. Dies ist wie auch schon bei den Druckflussfaktoren in Umfangsrichtung Φ_{Px} darauf zurückzuführen, dass die Topographien auf den Scheiben zwar abgetragen werden, auf den Schubgliederflanken jedoch noch vorhanden sind.

Die Variante mit den radial verlaufenden Kanälen unterscheidet sich wiederum deutlich von den anderen Verläufen. Durch die ebenfalls radial gerichtete Kanalstruktur begünstigt sie den Fluss in diese Richtung deutlich. Die Flussfaktoren zeigen schon bei Spalthöhen über $35 \mu\text{m}$ einen deutlichen Anstieg. Im gelaufenen Zustand ändert sich am Abtriebsscheibensatz daran nur wenig. Am Antriebsscheibensatz hingegen kommt es aufgrund des Verschleißes an den Scheiben zu einem gänzlich anderen Verlauf. Die Flussfaktoren zeigen nun eine Behinderung des Flusses in radialer Richtung. Wieder sind die Verläufe der radialen und der tangentialen Variante nach Dauerlaufende am Antrieb nahezu deckungsgleich.

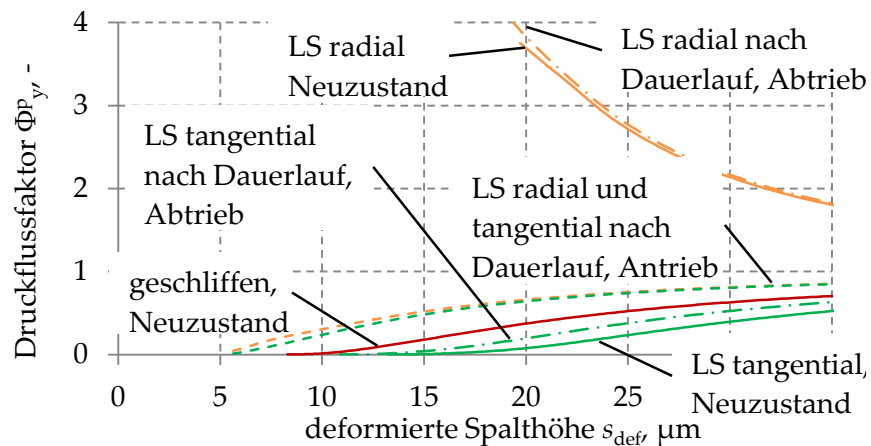


Abbildung 6.10: Druckflussfaktoren der deterministischen Strukturen in radialer Richtung

6.3 BERECHNUNGSERGEBNISSE DER SCHMIERSTOFFVERDRÄNGUNG

Der in Abschnitt 6.1 vorgestellte Ansatz zur Abschätzung der Schmierstoffverdrängung wurde im Folgenden auf das in Abschnitt 4.2 vorgestellte Versuchsgetriebe und für die Flussfaktoren der verschiedenen Oberflächen angewandt. Als Betriebspunkte wurde wie auch in Abschnitt 5 im Rahmen der Prüfstandsversuche die Underdrive- und Overdrive-Übersetzungen gewählt.

Bei der Underdrive-Übersetzung und den Anpresskräften wie sie bei einem Antriebsmoment von etwa 120 Nm gemessen wurden ergeben sich damit folgende Vorgaben für die Berechnung:

- Übersetzung: $i = 2,37$
- Öltemperatur: $T_{\text{öl}} = 90^\circ\text{C}$
- primäre Anpresskraft: $F_1 = 36 \text{ kN}$
- sekundärseitigen Anpresskraft: $F_2 = 39 \text{ kN}$

Aus den gegebenen Daten des Betriebspunktes folgt damit eine durchschnittliche Anpresskraft am Antriebsscheibensatz von $F_{n1} = 652 \text{ N}$ je Schubelement und daraus wiederum eine mittlere Flächenpressung von $P_{n1} = 1,09 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$. Am Abtriebsscheibensatz ergeben sich aufgrund des größeren Laufradius entsprechend niedrigere Anpresskräfte von $F_{n2} = 207 \text{ N}$ und Flächenpressungen von $P_{n2} = 3,45 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$. Für die Berechnung wurde zunächst eine Ausgangsschmierfilmhöhe von $s = 1 \text{ mm}$ angenommen.

Abbildung 6.11 und Abbildung 6.12 zeigen beispielhaft die sich ergebenden Verläufe der Schmierpalthöhen über der Zeit mit den Flussfaktoren der geschliffenen Variatorscheiben bei der Under-

drive-Übersetzung. Es ist in der linken Grafik jeweils die Schmierpalthöhenänderung im Bereich der Flüssigreibung und in der rechten Grafik die sich daran anschließende Änderung im Bereich der Mischreibung dargestellt.

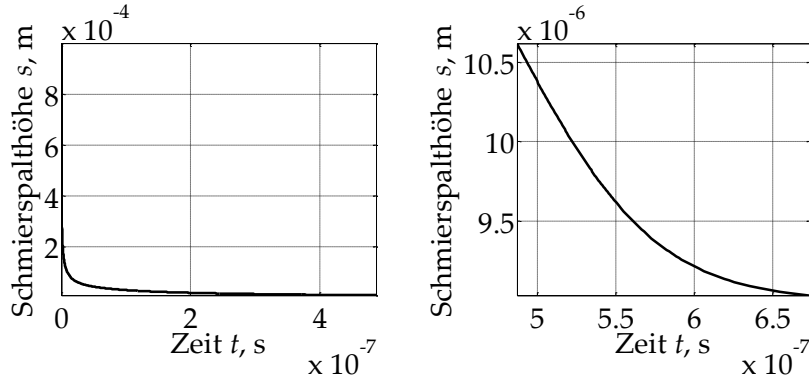


Abbildung 6.11: Schmierpalthöhenänderung am Antrieb links: bis zum Erreichen der kritischen Schmierpalthöhe rechts: im Bereich der Mischreibung im Underdrive

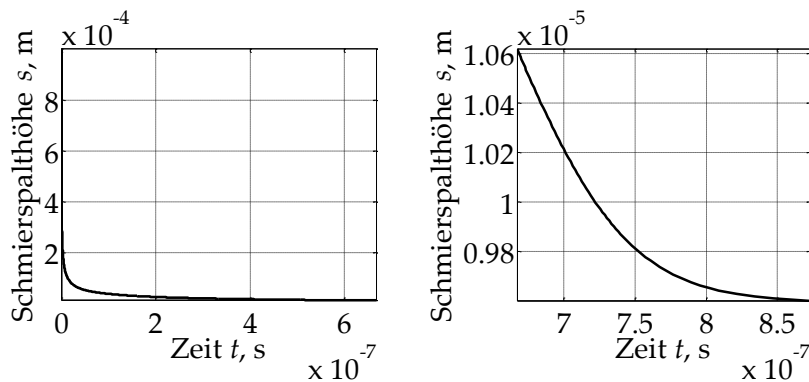


Abbildung 6.12: Schmierpalthöhenänderung am Abtrieb links: bis zum Erreichen der kritischen Schmierpalthöhe rechts: im Bereich der Mischreibung im Underdrive

Es ist zu sehen, dass sowohl am Antrieb als auch am Abtrieb die Spalthöhe ausgehend von der vorgegebenen Startschmierfilmhöhe bis zu einer Höhe von etwa 0,2 mm zunächst sehr stark abnimmt. Die Variation der Startschmierfilmhöhe zu deutlich größeren Werten führt somit nur zu einer geringfügigen Erhöhung der gesamten Annäherungszeit. Die Wahl einer deutlich kleineren Startschmierfilmhöhe als 1 mm könnte jedoch zu einer Berechnung von zu geringen Annäherungszeiten führen. Aufgrund des steigenden Festkörperkontaktdrucks und des damit geringeren Fluidrucks, reduziert sich die Spalthöhenänderung im Bereich der Mischreibung weiter, bis die Spalthöhe einen konstanten Wert annimmt.

Die Berührung der ersten Rauheitsspitzen tritt am Antrieb nach etwa $5 \cdot 10^{-7}$ Sekunden und am Abtrieb nach etwa $7 \cdot 10^{-7}$ Sekunden auf. Nach weiteren $2 \cdot 10^{-7}$ Sekunden wurden die Berechnungen abgebrochen, da zu diesem Zeitpunkt die von außen aufgebrachte Kraft vollständig vom Festkörper getragen wird und keine weitere Annäherung der Kontaktpartner stattfindet. Der gesamte Vorgang der Schmierstoffverdrängung beträgt also am Antrieb etwa $7 \cdot 10^{-7}$ Sekunden und am Abtrieb $9 \cdot 10^{-7}$ Sekunde. Am kleineren Laufradius kommt es also wie zu erwarten aufgrund der kleineren im Eingriff befindlichen SGB-Fläche und der daraus resultierenden höheren Flächenpressung zu einer etwas schnelleren Annäherung der Kontaktpartner als am Abtrieb.

Bei einer Übersetzung von $i = 0,47$ und einem Antriebsmoment von ebenfalls 120 Nm wurden auf Basis der Versuchsergebnisse aus Abschnitt 5 folgende Vorgaben für die Berechnung gewählt:

- Übersetzung: $i = 0,47$
- Öltemperatur: $T_{\text{öl}} = 90^\circ\text{C}$
- primäre Anpresskraft: $F_1 = 26 \text{ kN}$
- sekundärseitigen Anpresskraft: $F_2 = 16 \text{ kN}$

Die geometrischen Verhältnisse im Variator liefern aus den Daten des Betriebspunktes eine durchschnittliche Anpresskraft am Antriebsscheibensatz von $F_{n1} = 144 \text{ N}$ je Schubelement sowie eine mittlere Flächenpressung von $P_{n1} = 2,40 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$. Am Abtriebs-scheibensatz ergeben sich aufgrund des kleineren Laufradius trotz der in Summe niedrigeren Anpresskraft eine etwas höhere Anpresskraft je Schubelement von $F_{n2} = 260 \text{ N}$ und damit eine Flächenpressung von $P_{n2} = 4,35 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$. Für die Berechnung wurde ebenfalls eine Ausgangsschmierfilmhöhe von $s = 1 \text{ mm}$ angenommen.

In Abbildung 6.13 und Abbildung 6.14 sind die sich ergebenden Verläufe der Schmier-spalthöhen über der Zeit mit den Flussfaktoren der geschliffenen Variatorscheiben bei der Overdrive-Übersetzung dargestellt.

6.3 BERECHNUNGSERGEBNISSE DER SCHMIERSTOFFVERDRÄNGUNG

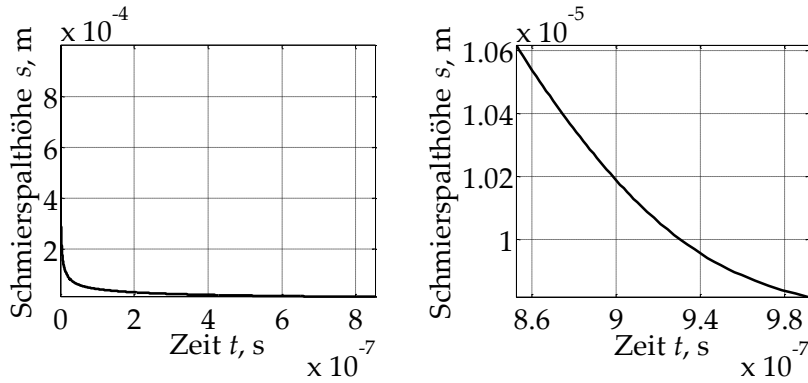


Abbildung 6.13: Schmierpalhöhenänderung am Antrieb links: bis zum Erreichen der kritischen Schmierpalhöhe rechts: im Bereich der Mischreibung im Overdrive

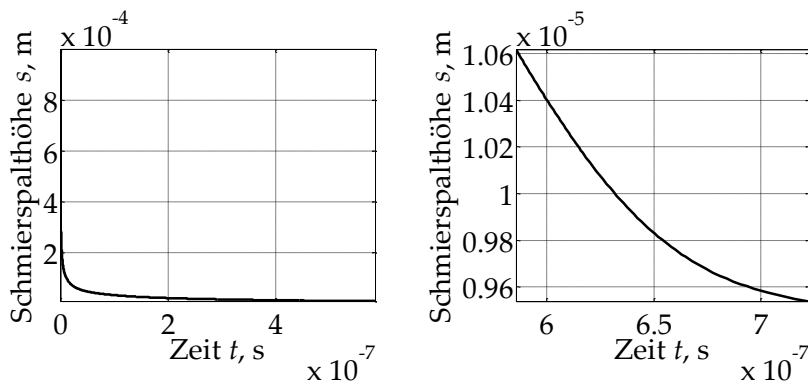


Abbildung 6.14: Schmierpalhöhenänderung am Abtrieb links: bis zum Erreichen der kritischen Schmierpalhöhe rechts: im Bereich der Mischreibung im Overdrive

Ähnlich der Verläufe für die Underdrive-Übersetzung zeigen auch die Schmierpalhöhen für den Overdrive-Betriebspunkt bis zu einer Spalthöhe von etwa 0,2 mm einen quasi augenblicklichen Schmierfilmabfall. Am Antrieb kommt es hier nach etwa $8 \cdot 10^{-7}$ Sekunden und am Abtrieb nach $5 \cdot 10^{-7}$ Sekunden zum ersten Festkörperkontakt. Nach insgesamt etwa $10 \cdot 10^{-7}$ bzw. $7 \cdot 10^{-7}$ Sekunden ist die Annäherung der Kontaktpartner im Overdrive-Betriebspunkt abgeschlossen. Wie auch im Underdrive-Betriebspunkt findet am Scheibensatz mit der höheren mittleren Flächenpressung erwartungsgemäß eine schnellere Verdrängung des Schmierstoffs statt. Insgesamt dauert die Verdrängung im Overdrive-Betriebspunkt aufgrund der geringeren Spreizkräfte etwas länger als im Underdrive.

Analog zu den vorgestellten Ergebnissen für die geschliffenen Variatorscheiben, wurden auch mit den Flussfaktoren der kugelgestrahlten und den laserstrukturierten Varianten die Zeiten für

die Schmierstoffverdrängung bestimmt. Zur Veranschaulichung der Ergebnisse werden die berechneten Zeiten der laserstrukturierten und der kugelgestrahlten Varianten im Folgenden prozentual auf die Zeit der konventionell geschliffenen Varianten bezogen. Die Ergebnisse der Berechnungen für den Underdrive-Betriebspunkt sind in Abbildung 6.15 dargestellt.

Es ist zu erkennen, dass die Schmierstoffverdrängung der laserstrukturierten Paarungen deutlich schneller abgeschlossen ist als bei der geschliffenen oder der kugelgestrahlten Varianten. Während die kugelgestrahlten Oberflächen nur einen geringen Unterschied zum Ausgangszustand aufweisen, zeigen insbesondere die Laserstrukturen eine deutliche Begünstigung der Fluidverdrängung. Bei diesen ist im Vergleich zu der geschliffenen Variante der Vorgang der Schmierstoffverdrängung in nur etwa der Hälfte der Zeit abgeschlossen. Untereinander unterscheiden sich diese jedoch nur wenig.

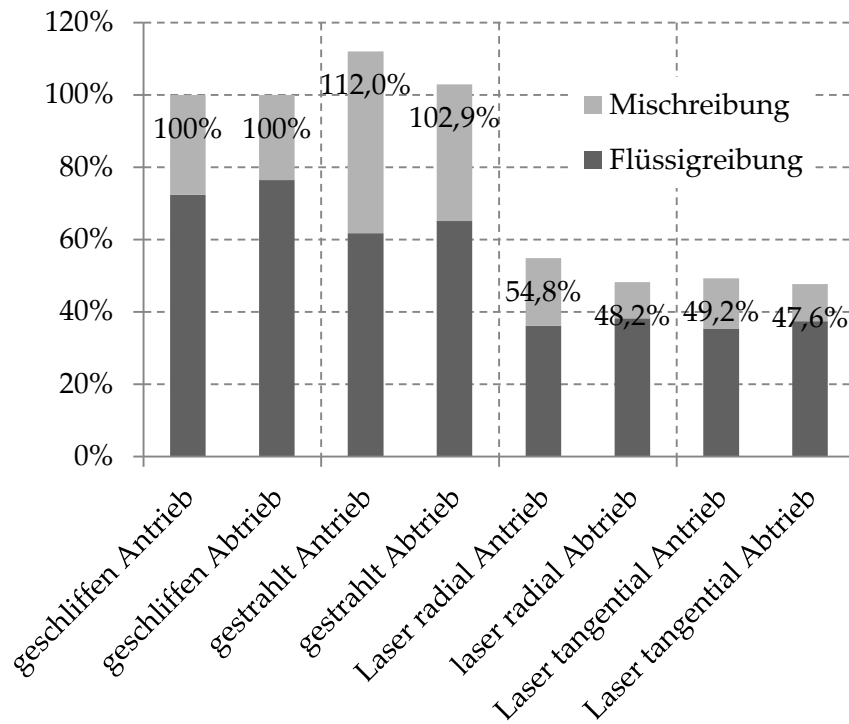


Abbildung 6.15: Relative Dauer bis zum Ende der Schmierstoffverdrängung bei $i = 2,37$ (Underdrive)

Die Ergebnisse der Schmierstoffverdrängungsberechnung im Overdrive-Betriebspunkt sind in Abbildung 6.16 wie schon zuvor prozentual bezogen auf die geschliffene Variante abgebildet. Dieser Betriebspunkt ist im Vergleich zum Underdrive-Betriebspunkt durch deutlich geringere Anpresskräfte und damit auch geringere

Flächenpressungen charakterisiert. Abbildung 6.13 zeigte bereits, dass insbesondere am Antriebsscheibensatz aufgrund der deutlich größeren Laufradien in Verbindung mit der geringen Anpresskraft die Schmierstoffverdrängung deutlich länger andauert als im Underdrive-Betriebspunkt. Darüber hinaus zeigt sich in Abbildung 6.16 erneut, dass bei den laserstrukturierten Oberflächen die Schmierstoffverdrängung in etwa doppelt so schnell abläuft als bei den geschliffenen oder kugelgestrahlten Variatorscheibenoberflächen. Die radial und tangential laserstrukturierten Varianten unterscheiden sich dabei jedoch untereinander kaum.

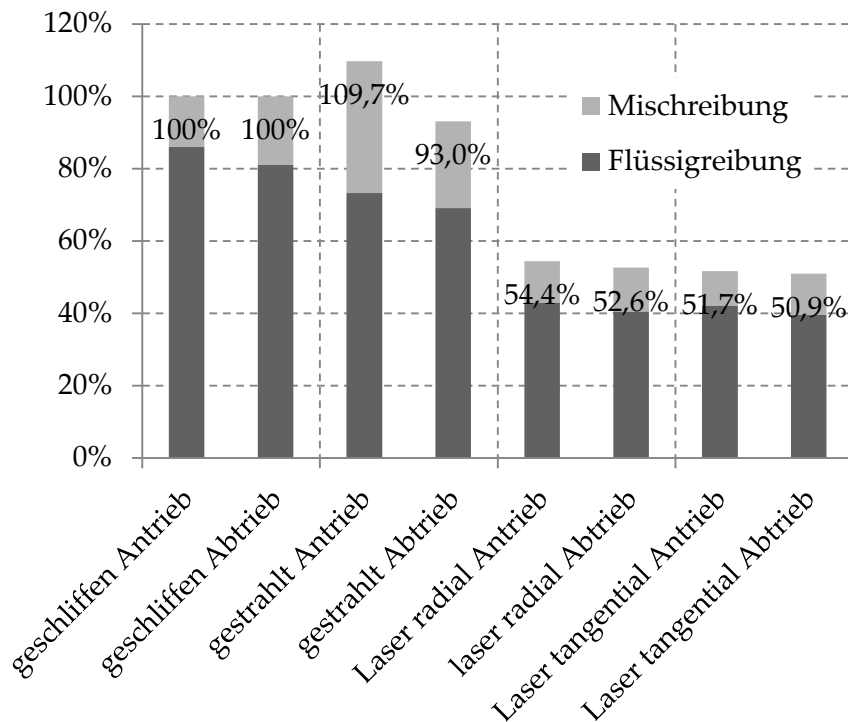


Abbildung 6.16: Relative Dauer bis zum Ende der Schmierstoffverdrängung bei $i = 0,47$ (Overdrive)

Sowohl bei den berechneten Annäherungszeiten im Underdrive als auch im Overdrive fällt auf, dass die Zeitperioden im Bereich von 10^{-7} s bis 10^{-8} s sehr kurz ausfallen. Bei den betrachteten Betriebspunkten würde dies bedeuten, dass nur etwa 1° des Umschlingungsbogens an der Verdrängung beteiligt ist. Aus den Arbeiten von Kruse [Kru13] und Rhode [Roh07] ist jedoch bekannt, dass ein deutlich größerer Anteil des Umschlingungsbogens hiervon betroffen ist. Die Ursachen hierfür können im hier gewählten Ansatz der Berechnungen gefunden werden. Zum einen werden Effekte durch angrenzende Elemente vernachlässigt. In der Realität schließt jedoch an jedes Element direkt ein weiteres Element

des Schubgliederbandes an, wodurch ein freies Ausströmen des Fluids aus der Kontaktzone verhindert werden kann. Darüber hinaus erlaubt die Verwendung der Flussfaktoren zur Abbildung der Rauheiten und Oberflächenstrukturen eine schnelle und unkomplizierte Berechnung der Kontaktzonen. Es wird dazu eine ebene Kontaktfläche betrachtet und der berechnete Volumenstrom mithilfe der Flussfaktoren korrigiert. Hierbei gehen jedoch die Oberflächeninformationen verloren und es wird dadurch verhindert, dass es möglich ist, einen lokalen Druckanstieg, z.B. an den Riefen des Schubgliederbandes oder an anderen Erhebungen der Oberflächen, zu berücksichtigen. Dies kann wiederum dazu führen, dass die tatsächliche Viskosität des Fluids an diesen Erhebungen deutlich höher ausfällt als zunächst angenommen. Es ist darüber hinaus bekannt, dass sich in hochbelasteten EHD-Kontakten infolge der elastischen Verformung der Kontaktpartner abgeschlossene Schmierstoffreservoirs bilden können, aus denen ein Abfluss des Fluids nur sehr langsam erfolgt. *Dowson* und *Jones* konnten diesen Effekt bereits 1967 in einem Kugel-Scheibe Kontakt mittels Interferometrie nachweisen [Dow67]. In der Folge ist davon auszugehen, dass die tatsächlichen Zeiten, die zur Verdrängung des Fluids benötigt werden, deutlich über den hier berechneten Werten liegen. Da diese Tatsache jedoch alle untersuchten Strukturen gleichermaßen betrifft, ist ein Vergleich der berechneten Zeiten untereinander weiterhin möglich.

6.4 ÜBERFÜHRUNG DER BERECHNUNGSERGEBNISSE IN DAS NUMERISCH-ITERATIVE BERECHNUNGS- VERFAHREN FÜR STUFENLOSE GETRIEBE

Im folgenden Teil der Arbeit soll der Einfluss der verschiedenen Oberflächenstrukturen auf das Systemverhalten im stufenlosen Umschlingungsgetriebe rechnerisch untersucht werden. Die Erkenntnisse der Schmierstoffverdrängungsberechnung aus Abschnitt 6.3 werden dazu in ein numerisch-iteratives Berechnungsverfahren überführt. Die Entwicklung dieser Berechnungsmethode ist nicht Teil der vorliegenden Arbeit. Zum weiteren Verständnis soll jedoch kurz auf die Grundlagen und den Ablauf des Verfahrens eingegangen werden.

6.4.1 Grundlagen und Ablauf des numerisch-iterativen Berechnungsverfahrens

Ausgangspunkt für das verwendete Berechnungsverfahren ist das von *Sattler* [Sat99] aufgestellte, gekoppelte Differentialgleichungssystem. *Sattler* beschreibt darin das Verhalten eines stufenlosen Umschlingungsgetriebes als einen kontinuierlichen Verlauf aller betrachteten Zustandsgrößen über den Umschlingungsbogen und berücksichtigt dabei auch die Verformung und ein Verkippen der Variatorscheiben.

Wird an einem stufenlosen Umschlingungsgetriebe ein Lastmoment abgegriffen, so führt dies am An- und Abtriebscheibensatz zu einem Ab- bzw. Aufbau der Zugkräfte im Umschlingungsmittel über den Umschlingungsbogen. Die Änderung der Zugkraft führt aufgrund der endlichen Steifigkeit des Umschlingungsmittels zu einer Längenänderung. Mit steigender Zugkraft wird das Umschlingungsmittel außerdem in den Keil der Kegelscheiben gezogen, was zu einem Anstieg der lokalen Normalkraft auf das Umschlingungsmittel und damit auch zu dessen Stauchung in Querrichtung führt.

Abbildung 6.17 zeigt beispielhaft die Gleitbewegungen und die sich daraus ergebenden Reibkräfte an einer abtriebsseitigen Kegelscheibe.

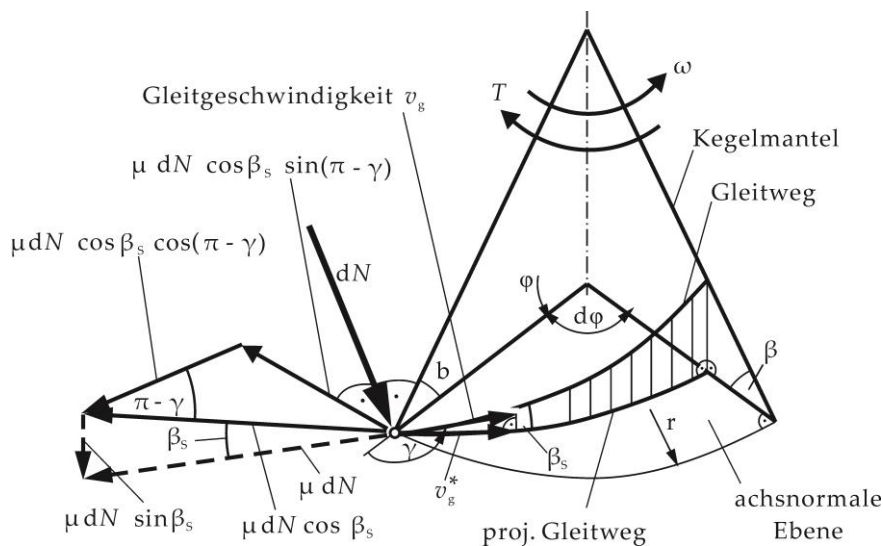


Abbildung 6.17: Gleitgeschwindigkeit und resultierende Reibkräfte an der Kegelscheibe [Sat99]

Es wird deutlich, dass die resultierende Reibkraft $\mu \cdot dN$ aufgrund der nach innen gerichteten Gleitbewegung zusätzlich zur tangentialen Komponente auch einen radialen und axialen Anteil

aufweist. Diese Anteile lassen sich durch den Gleitwinkel γ und den effektiven Keilwinkel β_s ausdrücken.

Die resultierenden Kräfte an einem infinitesimalen Bogenelement in radialer und tangentialer bzw. axialer und radialer Richtung sind in Abbildung 6.18 und Abbildung 6.19 dargestellt.

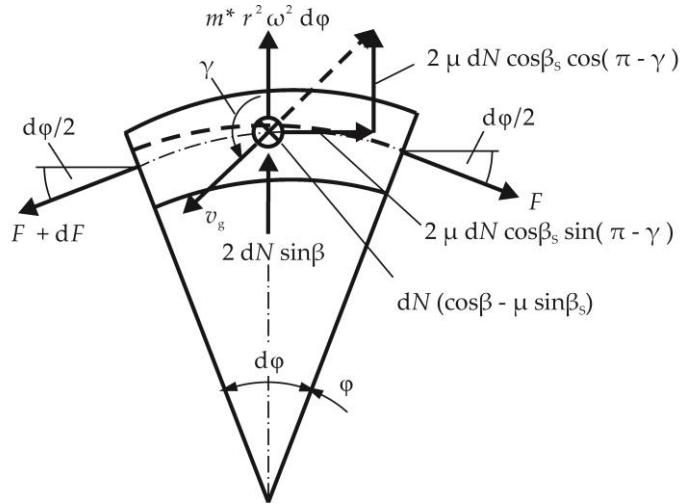


Abbildung 6.18: Kräfte am infinitesimalen Bogenelement (Axial-schnitt) [Sat99]

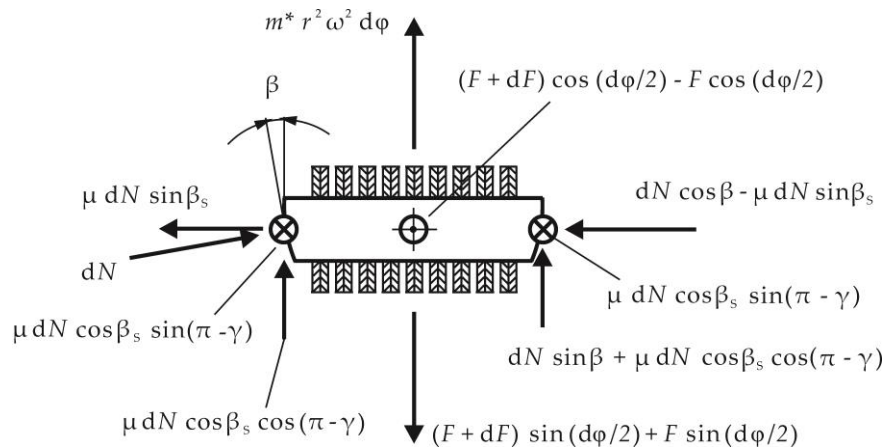


Abbildung 6.19: Kräfte am infinitesimalen Bogenelement (Radial-schnitt) [Sat99]

Es lassen sich daraus insgesamt sechs gekoppelte Differentialgleichungen für die Zugkraft F , den Gleitwinkel γ , den Laufradius r , das Moment T , die Spreizkraft S und die Verlustleistung P aufstellen. Die zur Lösung benötigte axiale Scheibenverformung w sowie der lokale Keilwinkel β lassen sich aus FE-Rechnungen des Variators bestimmen.

Zugkraft:

$$F' = f(\phi, F, r, \gamma, \beta)$$

6.4 ÜBERFÜHRUNG DER BERECHNUNGSERGEBNISSE IN DAS
 NUMERISCH-ITERATIVE BERECHNUNGSVERFAHREN FÜR STUFENLOSE
 GETRIEBE

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:	$P' = f(\varphi, F, r, \gamma, \beta)$
Axiale Scheibenverformung:	$w(\varphi)$ aus FE-Rechnung
Keilwinkel:	$\beta(\varphi)$ aus FE-Rechnung

Sattler schlug eine Lösung des Differentialgleichungssystems als Anfangswertaufgabe nach dem Runge-Kutta-Verfahren vor. Um eine Lösung herbeiführen zu können, werden hierzu die Startwerte der einzelnen Gleichungen am Scheibeneinlauf benötigt. Die Startwerte der Verlustleistung P_0 , des Moments T_0 und der Spreizkraft S_0 sind am Scheibeneinlauf gleich null. Der Laufradius r_0 lässt sich aus dem lastfreien Laufradius, dem Gleitwinkel und der Zugkraft berechnen. Die Startzugkraft F_0 und der Startgleitwinkel γ_0 sind jedoch zunächst unbekannt.

Um dennoch beliebige Betriebspunkte berechnen zu können, werden die unbekannt Parameter zu Beginn des numerischen Berechnungsverfahrens zunächst frei gewählt. Im weiteren Verlauf wird das Differentialgleichungssystem mit den frei gewählten Vorgaben für die Startzugkraft und den Startgleitwinkel gelöst. Die Ergebnisse werden mit den betriebspunktcharakterisierenden Parametern verglichen. Am Abtriebsscheibensatz sind typischerweise das Moment T_2 und die Spreizkraft S_2 bekannt. Daher wird das Differentialgleichungssystem in der Regel zuerst für diesen Scheibensatz gelöst. So lange die Berechnung nicht die gewünschten Zielgrößen, das Moment T_2 und die Spreizkraft S_2 , liefert, werden die Startwerte variiert und es wird damit das Differentialgleichungssystem erneut gelöst. *Sattler* konnte für die Variation der Startwerte Gesetzmäßigkeiten nachweisen, wodurch dieser Iterationsprozess zielgerichtet verlaufen kann.

Da die beiden Scheibensätze im stufenlosen Umschlingungsgetriebe über das Umschlingungsmittel in Verbindung stehen, liegen die Zugkräfte im Last- und Leertrum des einen Scheibensatzes auch am jeweils anderen Scheibensatz vor. Um den zweiten Scheibensatz (hier: der Antriebsscheibensatz) zu berechnen, entfällt also eine Variation der Startzugkraft, da diese bereits aus der Berechnung des anderen Scheibensatzes bekannt ist. Als Variationsparameter verbleibt somit nur der Startgleitwinkel am Scheibeneinlauf. Durch dessen Variation gilt es nun, eine Lösung für das Differentialgleichungssystem zu finden, die auch die Sollzugkraft am Scheibenauslauf liefert.

Ergänzend zum ursprünglichen Ansatz von Sattler erweiterte *Kruse* [Kru13] den Berechnungsansatz um die Möglichkeit mit einem über den Umschlingungsbogen variablen Reibwert zu rechnen. Er konnte damit die tribologischen Bedingungen deutlich besser abbilden als mit einem konstanten Reibwert und erreichte eine signifikant bessere Annäherung der Berechnungsergebnisse an die Realität.

Sattler verwendete in seinen Untersuchungen als Umschlingungsmittel ausschließlich Gelenkketten, deren innere Verluste so gering sind, dass er sie daher in seinem Ansatz vernachlässigen konnte. Da im Rahmen der vorliegenden Arbeit Prüfstandsversuche mit Schubgliederbändern durchgeführt wurden, deren inneren Verluste deutlich über denen einer Gelenkkette liegen, wurde das Berechnungsverfahren um eine Verlustberechnung für die Schubgliederbänder erweitert. Es wurde dazu der von Rooij und Schaerlaeckens [Roo93], [Roo931], [Roo932], [Sla01] vorgestellte Ansatz zur Berechnung der inneren Bandverluste in das Berechnungsmodell implementiert.

Der prinzipielle Ablauf des numerisch iterativen Berechnungsverfahrens ist in vereinfachter Form in Abbildung 6.20 dargestellt. Als Ergebnis der Berechnung werden schließlich die Verläufe der im Differentialgleichungssystem betrachteten Funktionen im Verlauf des Umschlingungsbogens geliefert. Es liegen also detaillierte Informationen über die lokale Zugkraft $F(\varphi)$, den Gleitwinkel $\gamma(\varphi)$, den Laufradius $r(\varphi)$, das Moment $T(\varphi)$, die Spreizkraft $S(\varphi)$ und der Verlustleistungen $P(\varphi)$ sowie deren Ableitungen vor. Die FE-Berechnungen ergeben darüber hinaus die Verformungen der Scheiben und Wellen.

Aufgrund umfangreicher Prüfstandsversuche konnte *Sue* die Ergebnisse des Berechnungsverfahrens sowohl hinsichtlich des Wirkungsgrades als auch hinsichtlich der Verformungen und Laufradien verifizieren [Sue03].

6.4 ÜBERFÜHRUNG DER BERECHNUNGSERGEBNISSE IN DAS
 NUMERISCH-ITERATIVE BERECHNUNGSVERFAHREN FÜR STUFENLOSE
 GETRIEBE

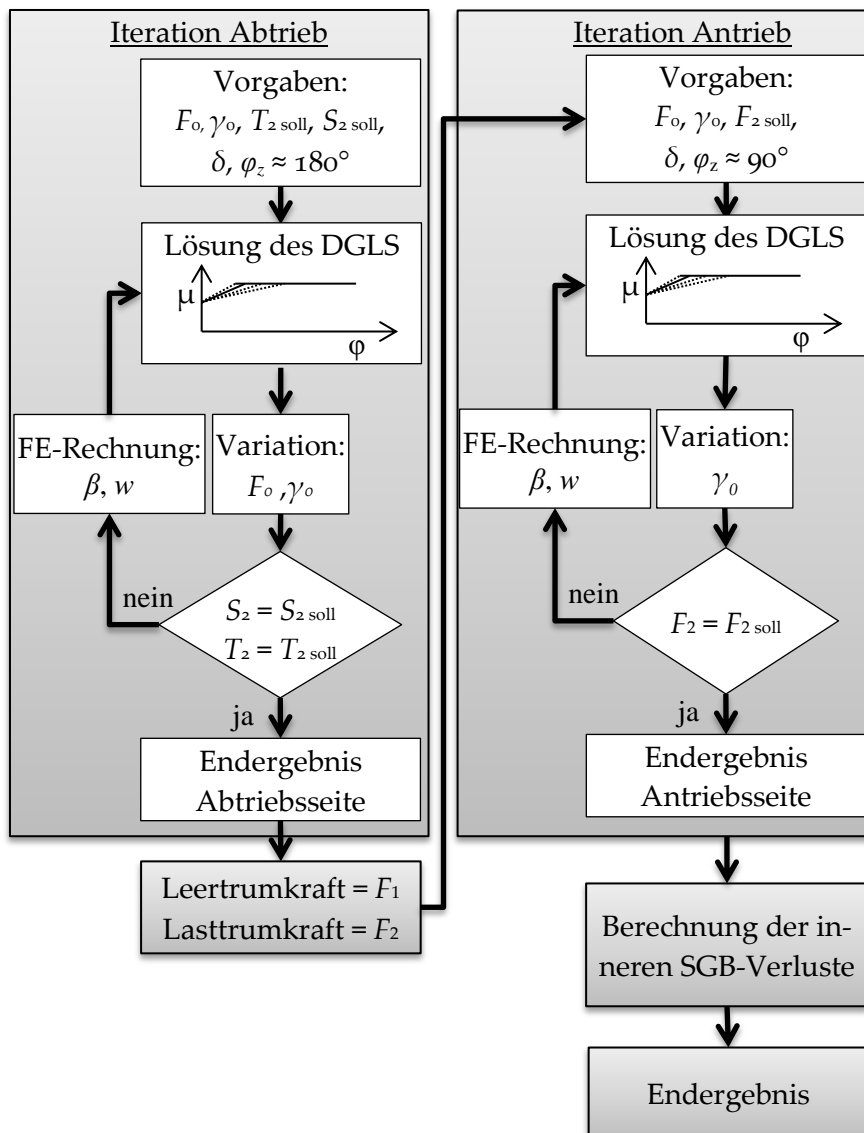


Abbildung 6.20: Ablauf des numerisch-iterativen Berechnungsverfahrens (gekürzt)

6.4.2 Bestimmung der Reibwertverläufe

In Anlehnung an die von *Kruse* und *Rhode* ermittelten Reibwertverläufe soll der Umschlingungsbogen im Folgenden in einen Bereich mit steigendem Reibwert, in dem die in Abschnitt 6.1 dargestellte Schmierstoffverdrängung stattfindet, und in einen konstanten Bereich eingeteilt werden. Der Reibwertanstieg im Bereich der Schmierstoffverdrängung wird dabei in erster Näherung als linear angenommen.

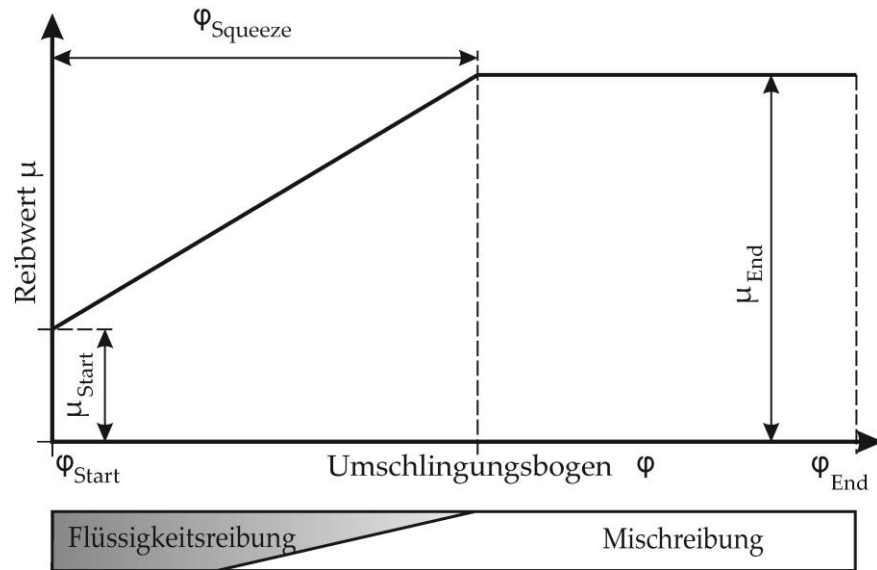


Abbildung 6.21: Prinzipieller Reibwertverlauf im Umschlingungsbogen (in Anlehnung an [Kru13])

Wie in Abschnitt 3.1.1 dargestellt, bewegen sich Reibwerte bei Flüssigkeitsreibung typischerweise im Bereich von 0,001 bis 0,01. Da sich jedoch gezeigt hat, dass das im vorherigen Kapitel vorgestellte numerisch-iterative Berechnungsverfahren bei Startreibwerten kleiner 0,02 nicht mit Sicherheit konvergiert, wird als Startreibwert $\mu_{\text{start}} = 0,02$ gewählt. In Anlehnung an die Ergebnisse der Reibwertuntersuchung am Systemtribometer des Instituts für Produktentwicklung in Karlsruhe im Rahmen des FVA-Vorhabens 415 II [FVA13], sowie die Untersuchungen von Meyer [Mey10] und die Berechnungen von Rhode [Roh07] wurde als Endreibwert für alle untersuchten Varianten $\mu_{\text{end}} = 0,1$ gewählt.

Eine Umrechnung der zuvor bestimmten Verdrängungszeit t_{squeeze} in den an der Verdrängung beteiligten Umschlingungsbogen φ_{squeeze} kann auf einfache Weise mit Hilfe der aktuellen Drehzahl des jeweiligen Scheibensatzes erfolgen. Da jedoch aufgrund der getroffenen Vereinfachungen für die Berechnung der Verdrängungszeiten im Kontakt (siehe dazu Abschnitt 6.1), die Ergebnisse der Berechnungen nur als Vergleichswerte untereinander, nicht jedoch als absolute Werte betrachtet werden können, ist es notwendig, einen zunächst unbekannt, betriebspunktabhängigen Faktor k_{squeeze} einzuführen, der eine Umrechnung auf Absolutwerte ermöglicht. Der Anteil des Umschlingungsbogens, an dem eine Schmierstoffverdrängung infolge von Quetschströmung stattfindet, lässt sich also wie folgt berechnen:

$$\varphi_{\text{squeeze}} = \frac{n}{60} \cdot 360^\circ \cdot t_{\text{squeeze}} \cdot k_{\text{squeeze}} \quad 6.12$$

6.4 ÜBERFÜHRUNG DER BERECHNUNGSERGEBNISSE IN DAS NUMERISCH-ITERATIVE BERECHNUNGSVERFAHREN FÜR STUFENLOSE GETRIEBE

Der Faktor k_{squeeze} wird über einen Abgleich des numerisch-iterativen Berechnungsverfahrens mit den Messwerten der Prüfstandsversuche für eine Referenzstruktur (hier die geschliffenen Variatorscheiben) bestimmt. Als eine besonders sensitive Größe zur Beschreibung der Betriebsbedingungen im Umschlingungs-CVT hat sich das Anpresskraftverhältnis ζ erwiesen. Das am Prüfstand ermittelte Anpresskraftverhältnis ζ_{mess} dient daher als zu erreichende Zielgröße, welche durch eine Variation von k_{squeeze} möglichst genau anzunähern ist.

Um k_{squeeze} für die Referenzvariante zu bestimmen wurde das in Abschnitt 6.4.1 vorgestellte Berechnungsverfahren entsprechend Abbildung 6.22 um eine weitere Iterationsschleife ergänzt. Ausgehend von einem Startwert von k_{squeeze} wird am Ende jedes Berechnungsdurchlaufs der aktuell berechnete ζ -Wert mit dem am Prüfstand gemessenen Wert verglichen. Bei einer Abweichung der beiden Werte wird k_{squeeze} in jedem Iterationsschritt entsprechend vergrößert oder verkleinert, bis sich das berechnete Anpresskraftverhältnis ζ_{rech} dem gemessenen Anpresskraftverhältnis ζ_{mess} hinreichend angenähert hat. Mit dem so ermittelten Faktor k_{squeeze} können im Folgenden auch die Reibwertverläufe der anderen Varianten abgeleitet werden.

Entsprechend dieser Methode wurden die Reibwertverläufe der untersuchten Varianten bei einem Antriebsmoment von 120 Nm im Overdrive- als auch im Underdrive-Betriebspunkt bestimmt. Abbildung 6.23 und Abbildung 6.24 zeigen die ermittelten Reibwerte am An- und Abtriebsscheibensatz bei einer Übersetzung von $i = 2,37$ und einer Antriebsdrehzahl von $n_1 = 1500$ 1/min.

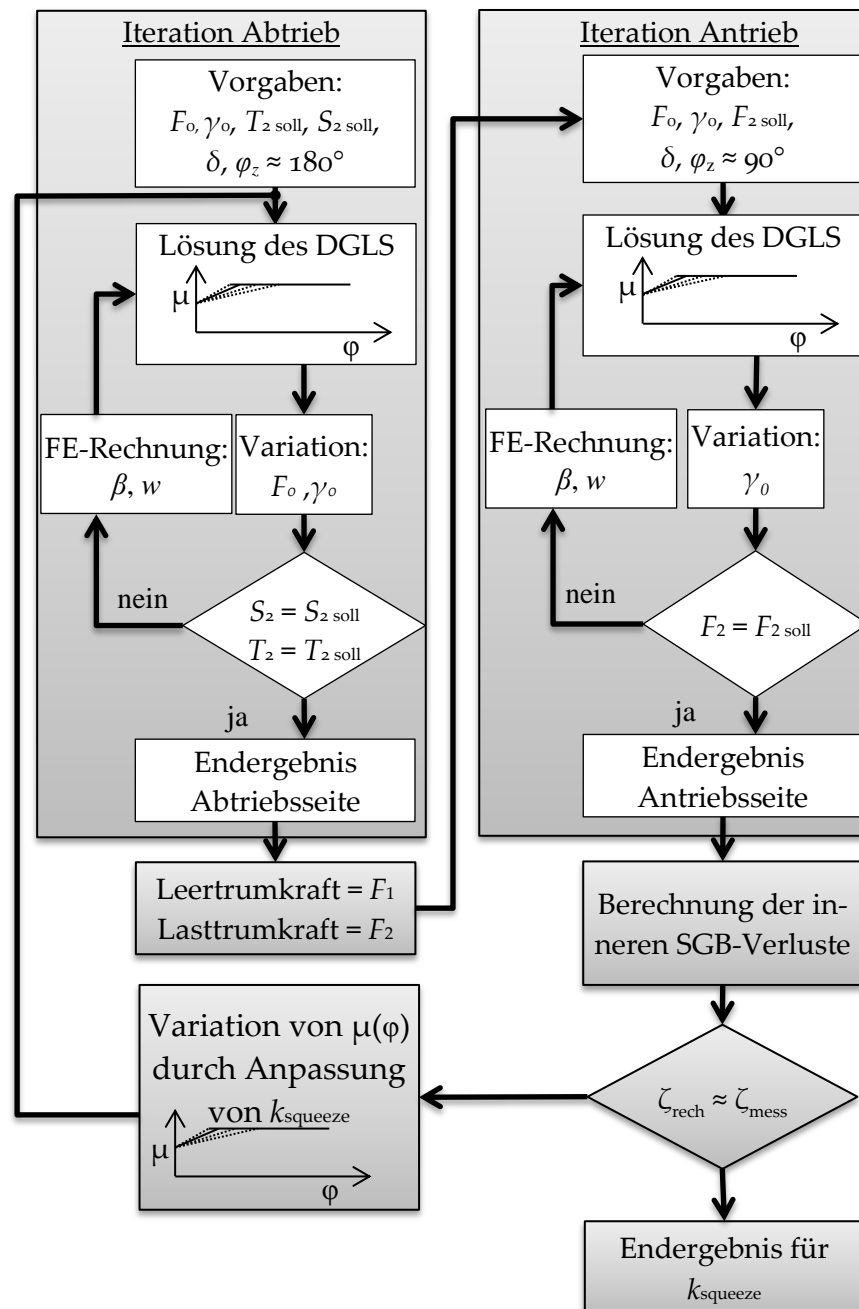


Abbildung 6.22: Angepasstes Berechnungsverfahren zur Bestimmung von k_{squeeze}

6.4 ÜBERFÜHRUNG DER BERECHNUNGSERGEBNISSE IN DAS
 NUMERISCH-ITERATIVE BERECHNUNGSVERFAHREN FÜR STUFENLOSE
 GETRIEBE

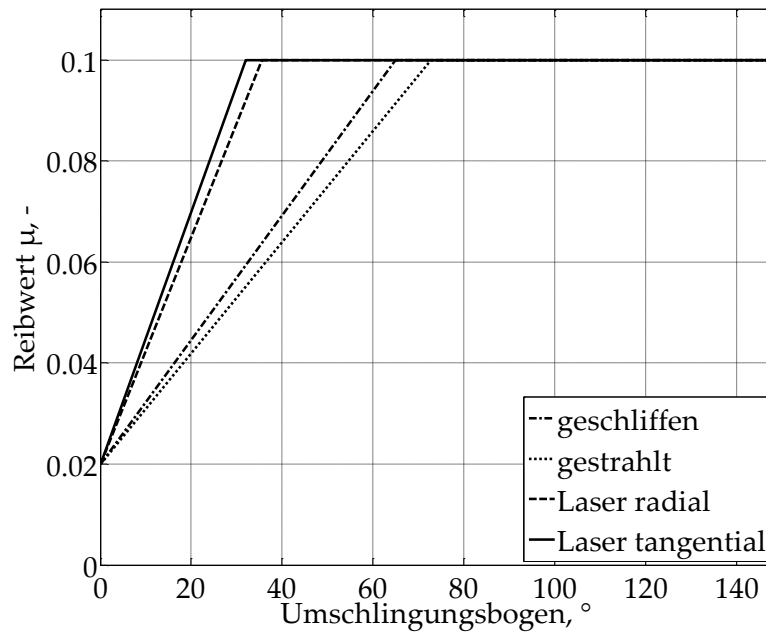


Abbildung 6.23: Rechnerisch ermittelte Reibwertverläufe am Antriebs Scheibensatz im Underdrive-Betriebspunkt bei $T_{an} = 120 \text{ Nm}$, $n_1 = 1500 \text{ 1/min}$

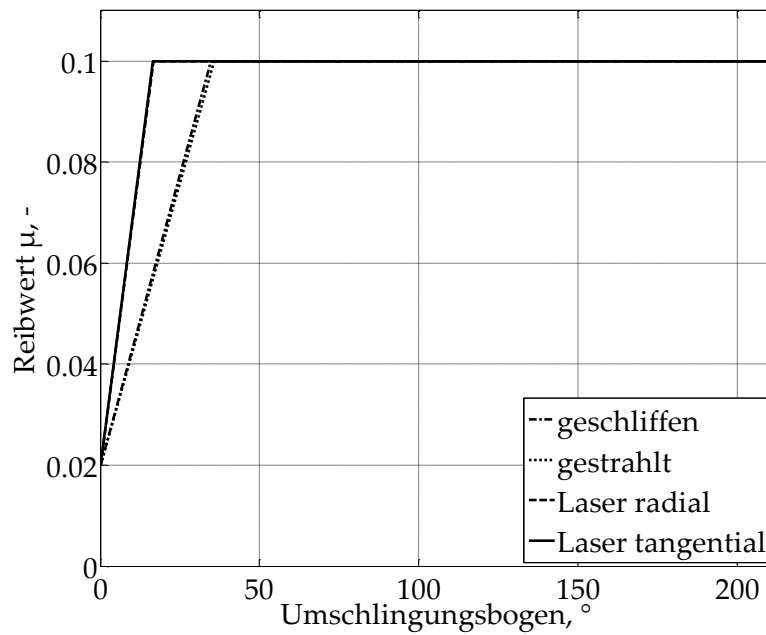


Abbildung 6.24: Rechnerisch ermittelte Reibwertverläufe am Abtriebs Scheibensatz im Underdrive-Betriebspunkt bei $T_{an} = 120 \text{ Nm}$, $n_2 = 633 \text{ 1/min}$

Es ist zu sehen, dass die Reibwerte bei den laserstrukturierten Oberflächenvarianten deutlich schneller ansteigen als bei den geschliffenen oder kugelgestrahlten Varianten. Darüber hinaus ist festzustellen, dass der Winkelbereich φ_{squeeze} , in dem es zum Aufbau des Reibwerts kommt, am Antriebsscheibensatz einen deutlich größeren Anteil des Umschlingungsbogens einnimmt als am Abtriebsscheibensatz. Dies liegt vor allem an der geringeren Drehzahl des Abtriebsscheibensatzes und den damit einhergehenden längeren Kontaktzeiten des Umschlingungsmittels. Die mittleren Reibwerte am Abtriebsscheibensatz liegen daher über denen des Antriebsscheibensatzes. Verstärkt wird dieser Effekt noch durch den ohnehin größeren Umschlingungsbogen am Abtriebsscheibensatz.

Die Reibwertverläufe bei einer Übersetzung von $i = 0,47$ und einer Antriebsdrehzahl von $n_1 = 3000$ 1/min sind für den Antriebsscheibensatz in Abbildung 6.25 und für die Abtriebsscheibensatz in Abbildung 6.26 dargestellt.

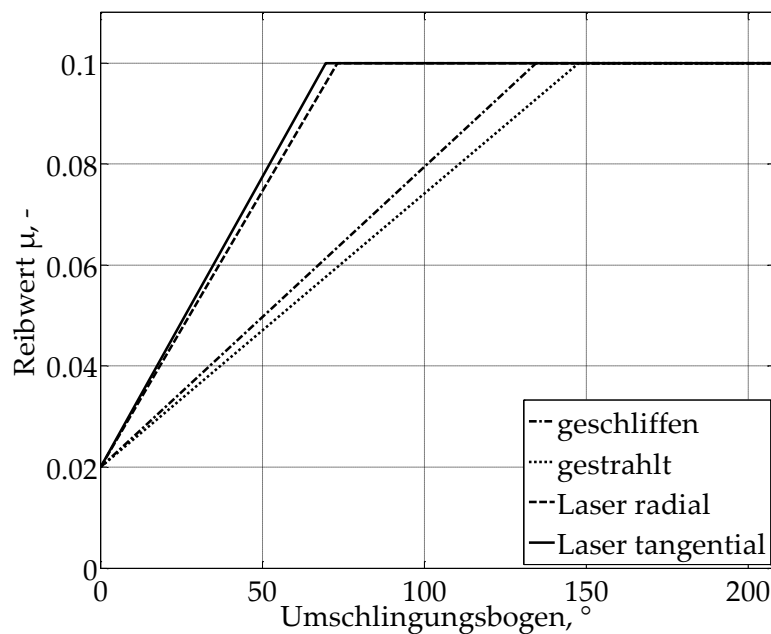


Abbildung 6.25: Rechnerisch ermittelte Reibwertverläufe am Antriebsscheibensatz im Overdrive-Betriebspunkt bei $T_{\text{an}} = 120$ Nm, $n_1 = 3000$ 1/min

6.5 BERECHNUNGSERGEBNISSE DES NUMERISCH-ITERATIVEN BERECHNUNGSVERFAHREN

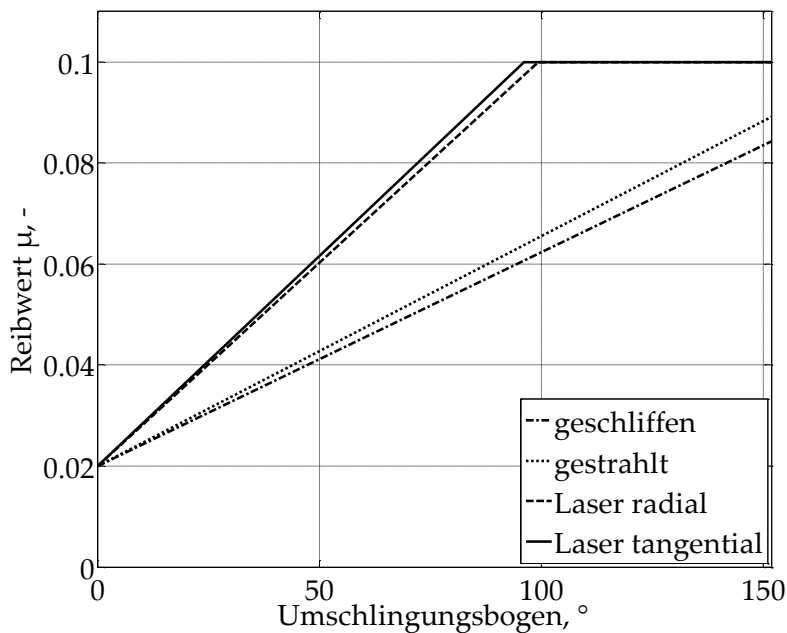


Abbildung 6.26: Rechnerisch ermittelte Reibwertverläufe am Abtriebsscheibensatz im Overdrive-Betriebspunkt bei $T_{an} = 120$ Nm, $n_2 = 6383$ 1/min

Es zeigt sich auch im Overdrive-Betriebspunkt, dass die laserstrukturierten Variatorscheiben erneut einen deutlich schnelleren Reibwertanstieg ermöglichen als die geschliffenen oder kugelgestrahlten Varianten. Im Vergleich zum Underdrive-Betriebspunkt ergibt sich jedoch auch, dass aufgrund der geringeren Anpresskräfte und der deutlich kürzeren Kontaktzeiten ein erheblich größerer Anteil des Umschlingungsbogens am Reibwertaufbau beteiligt ist. Besonders deutlich wird dies am Abtriebsscheibensatz, an welchem mit einer sekundärseitigen Drehzahl von $n_2 = 6383$ 1/min die annähernd 10-fache Drehzahl des Underdrive-Betriebspunktes vorliegt. In Kombination mit dem ohnehin kleineren Umschlingungsbogen ergeben sich hiermit erheblich niedrigere mittlere Reibwerte.

6.5 BERECHNUNGSERGEBNISSE DES NUMERISCH-ITERATIVEN BERECHNUNGSVERFAHREN

Die im vorangegangenen Kapitel ermittelten Reibwertverläufe wurden im Folgenden als Eingangsgrößen für das in Abschnitt 6.4.1 vorgestellte numerisch-iterative Berechnungsverfahren verwendet. Da sich die Reibwertverläufe sowohl der kugelgestrahlten Variante und der geschliffenen Variante als auch die der beiden

Laserstrukturierten Ausführungen kaum voneinander unterscheiden, werden im Folgenden stellvertretend nur die geschliffene und radial laserstrukturierte Variante betrachtet. Es werden dazu zunächst jeweils die globalen Getriebekennwerte Anpresskraftverhältnis und Wirkungsgrad und anschließend die lokalen Zustandsgrößen im Verlauf des Umschlingungsbogens der beiden betrachteten Betriebspunkte betrachtet.

6.5.1 Berechnungsergebnisse für den Underdrive-Betriebspunkt

Die berechneten Anpresskraftverhältnisse der beiden Varianten zeigen im Underdrive-Betriebspunkt eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen (siehe Abbildung 6.27).

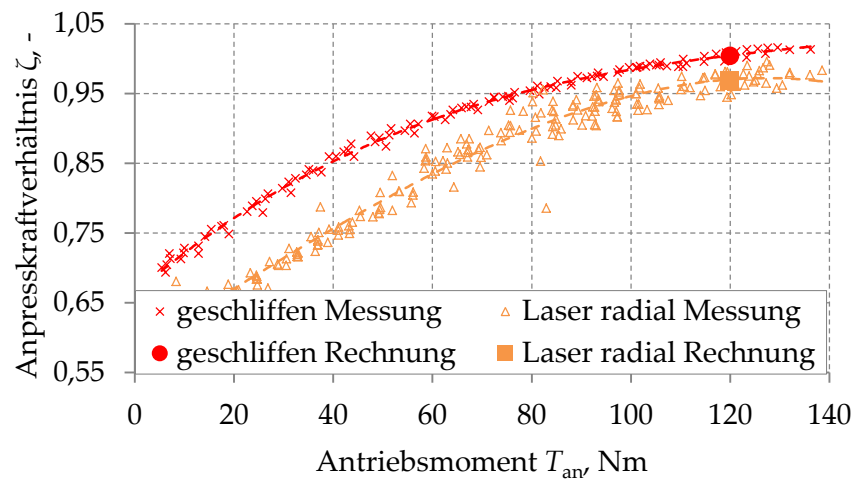


Abbildung 6.27: Berechnete und gemessene ζ -Werte im Underdrive-Betriebspunkt bei $T_{an} = 120$ Nm und $n_1 = 1500$ 1/min

Im Gegensatz zu den Berechnungsergebnissen mit konstanten Reibwerten von Sue (siehe dazu Abbildung 5.35 in Abschnitt 5.5) lassen sich mit einem steileren Reibwertanstieg und damit auch einem höheren mittleren Reibwert der laserstrukturierten Variatorscheiben rechnerisch niedrigere Anpresskraftverhältnisse abbilden.

Die Ergebnisse der Wirkungsradberechnungen (Abbildung 6.28) der beiden Bauformen unterscheiden sich wie auch die Messergebnisse kaum voneinander. Es ist allerdings festzustellen, dass die Berechnungsergebnisse um etwa 3-4% über den Messwerten liegen.

6.5 BERECHNUNGSERGEBNISSE DES NUMERISCH-ITERATIVEN
BERECHNUNGSVERFAHREN

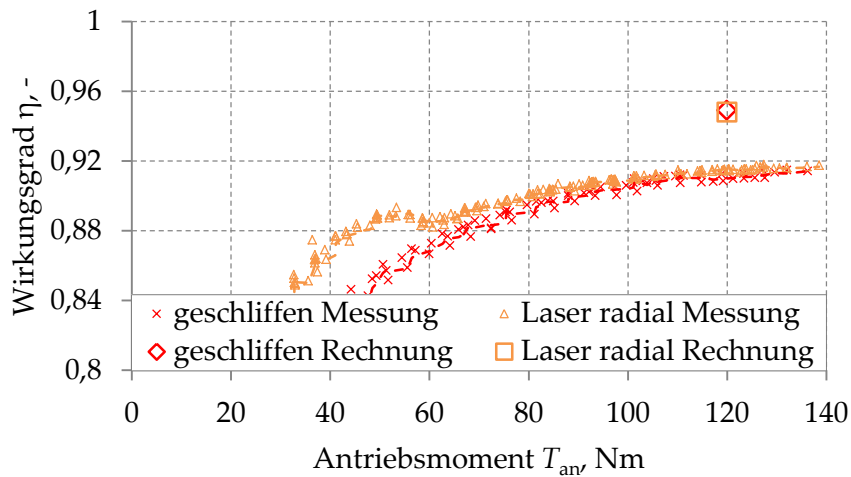


Abbildung 6.28: Berechnete und gemessene Wirkungsgrade im Underdrive-Betriebspunkt bei $T_{an} = 120$ Nm und $n_i = 1500$ 1/min

Die zugrundeliegenden Verlustleistungen teilen sich dabei gemäß Abbildung 6.29 auf. Die größten Verlustleistungen treten demnach durch Gleitverluste am Abtriebsscheibensatz (419 Watt bzw. 442 Watt) sowie im Schubgliederband (375 Watt) auf. Die Verlustleistungen am Antriebsscheibensatz fallen mit 63 bzw. 64 Watt eher gering aus.

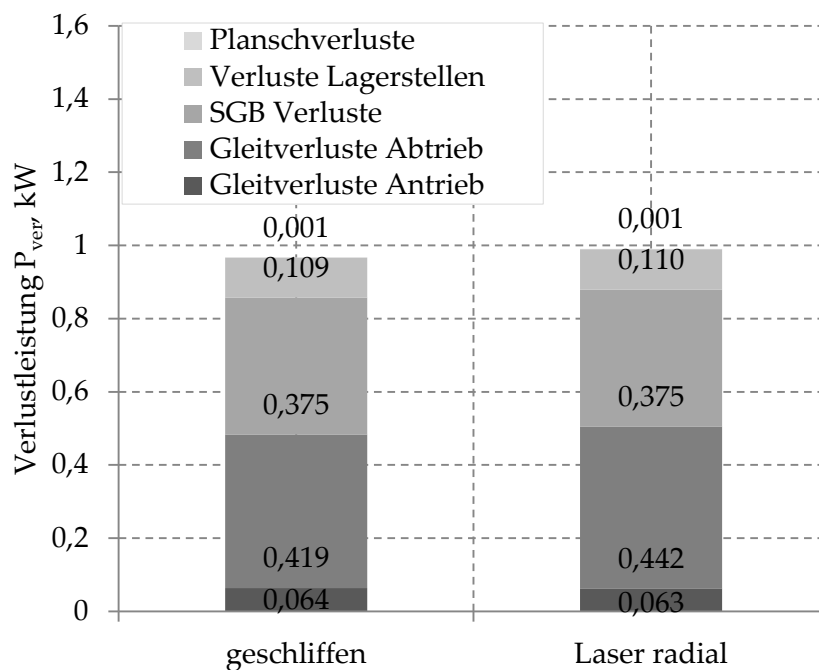


Abbildung 6.29: Anteilige Verlustleistungen im Underdrive-Betriebspunkt

Die für die Gleitverluste ursächlichen lokalen Gleitgeschwindigkeiten sind in Abbildung 6.30 dargestellt.

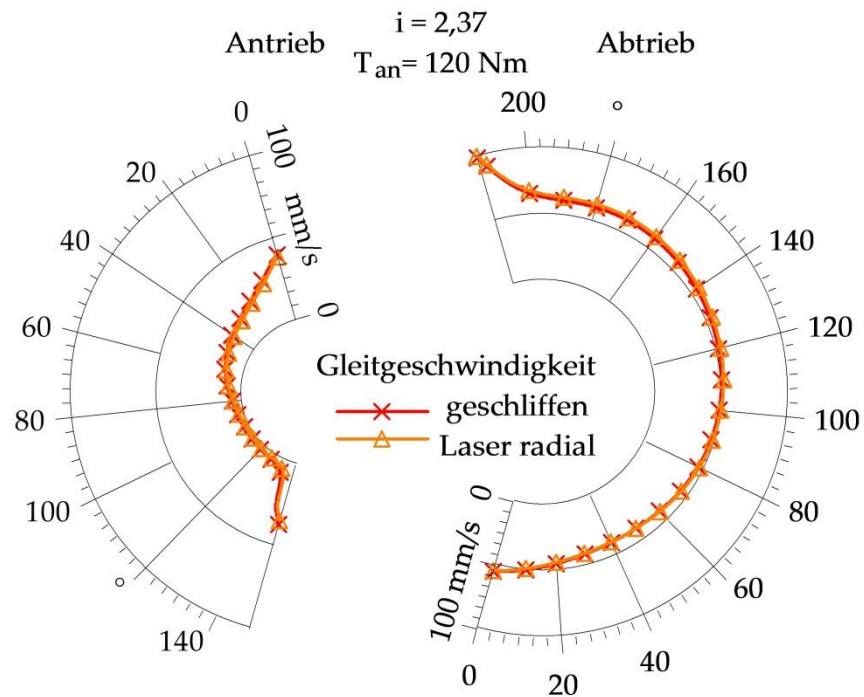


Abbildung 6.30: Gleitgeschwindigkeit am An- und Abtrieb im Underdrive-Betriebspunkt

Es wird deutlich, dass am Abtriebsscheibensatz über den gesamten Umschlingungsbogen deutlich höhere Gleitgeschwindigkeiten vorliegen als am Antriebsscheibensatz.

Die lokalen Gleitwinkel der Gleitbewegungen sind in Abbildung 6.31 dargestellt. Gemäß Abbildung 6.17 bedeutet dabei ein Gleitwinkel von 90° bzw. 270° , dass eine in Drehrichtung vorwärts bzw. rückwärts gerichtete Gleitbewegung vorliegt, ein Gleitwinkel von 180° steht für rein radiales Einwandern und ein Gleitwinkel von 0° bzw. 360° für ein rein radiales Auswandern des Umschlingungsmittels.

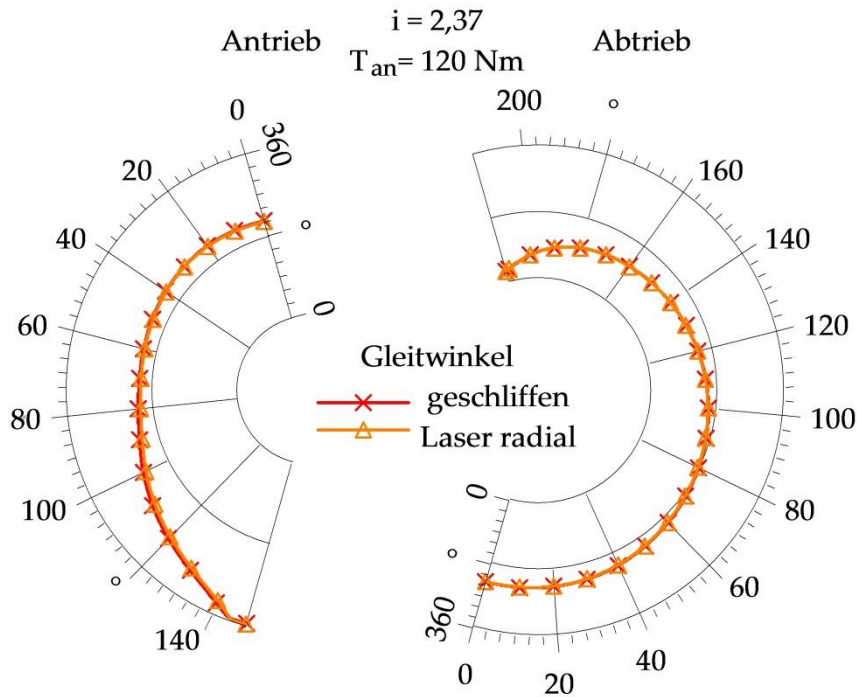


Abbildung 6.31: Gleitwinkel am An- und Abtrieb im Underdrive-Betriebspunkt

Am Antriebsscheibensatz liegt bei einem Umschlingungsbogen von 0° , also am Scheibeneinlauf, zunächst eine nach innen und rückwärts gerichtete Gleitbewegung vor. Ab einem Umschlingungsbogen von etwa 80° bis Scheibenauslauf nimmt der Gleitwinkel zu. Es kommt also zunächst zu einem immer stärker rückwärts und immer weniger nach innen gerichteten Gleiten des Umschlingungsmittels bis es bei einem Umschlingungswinkel von etwa 110° und einem Gleitwinkel von 270° zu einer reinen rückwärtig gerichteten Gleitbewegung kommt. Im Anschluss daran nehmen die nach außen gerichteten Anteile der Gleitbewegung zu. Am Scheibenauslauf liegt mit einem Gleitwinkel von 360° schließlich bei beiden Varianten rein radiales Auswandern des Umschlingungsmittels vor.

Am Abtriebsscheibensatz kommt es zunächst ebenfalls zu einem rückwärtsgerichteten Einwandern des Umschlingungsmittels. Die rückwärts gerichteten Gleitanteile nehmen jedoch stetig ab, bis es ab einem Umschlingungswinkel von 80° zu einer zunehmend vorwärts gerichteten Gleitbewegung und einer Abnahme der nach innen gerichteten Gleitanteile kommt. Zum Ende des Umschlingungsbogens weist das Umschlingungsmittel Gleitwinkel $< 90^\circ$ auf, d.h. es kommt zu einem vorwärts gerichteten Gleiten des Umschlingungsmittels mit gleichzeitig radialem Auswandern.

Die aus den Gleitbewegungen resultierenden Verlustleistungen sind in Abbildung 6.32 dargestellt.

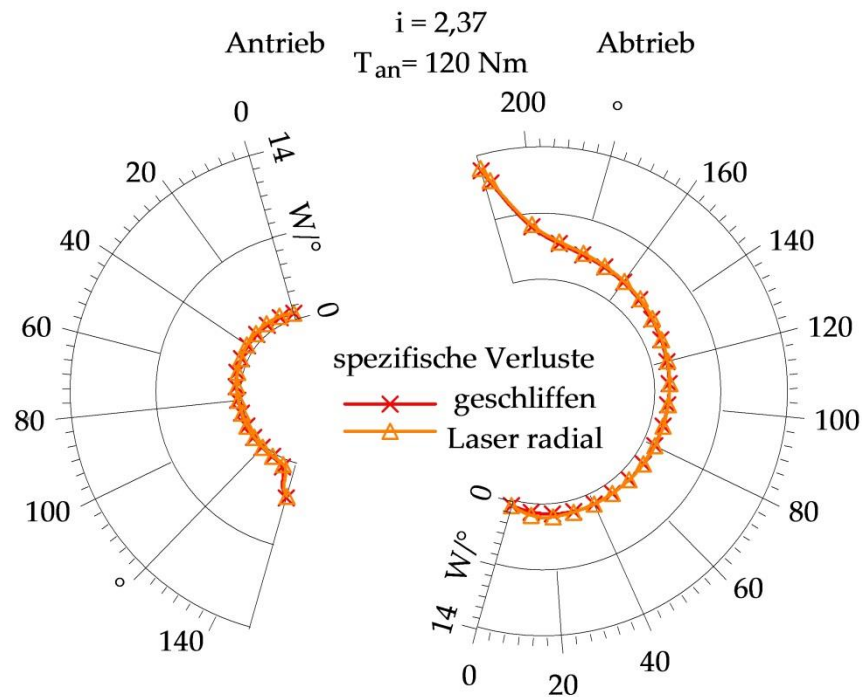


Abbildung 6.32: Spezifische Verlustleistung am An- und Abtrieb im Underdrive-Betriebspunkt

Am Antriebsscheibensatz fallen die spezifischen Verluste mit weniger als 1 W/° aufgrund der ebenfalls sehr geringen Gleitgeschwindigkeiten gering aus. Lediglich am Scheibenauslauf steigen die Verluste aufgrund der ebenfalls steigenden Gleitgeschwindigkeiten und der steigenden Spreizkräfte (Abbildung 6.33) auf über 2 W/° an. Am Abtriebsscheibensatz liegen aufgrund der höheren Gleitgeschwindigkeiten auch höhere spezifische Verlustleistungen vor. Insbesondere am Scheibenauslauf kommt es aufgrund der hohen Gleitgeschwindigkeiten in Kombination mit den ebenfalls stark ansteigenden Spreizkräften (Abbildung 6.33) zu spezifischen Verlustleistungen von mehr als 12 W/° .

Die Spreizkraftverläufe am Abtriebsscheibensatz unterscheiden sich lediglich am Scheibeneinlauf bis etwa 30° des Umschlingungswinkels leicht voneinander. In Summe wird bei beiden untersuchten Varianten eine gesamt Spreizkraft von etwa 39 kN erreicht. Am Antriebsscheibensatz zeigen die beiden Varianten ebenfalls ein sehr ähnliches Verhalten. Es ist jedoch zu erkennen, dass die geschliffene Variante leicht höhere spezifische Spreizkräfte aufweist. Ursächlich hierfür sind die in Abbildung 6.31 dargestellten Gleitwinkel. Sue zeigte in seiner Arbeit [Sue03] anschau-

lich, dass ein Auswandern des Umschlingungsmittels zu einem Anstieg der lokalen Spreizkräfte führt. Da die geschliffene Variante im hier betrachteten Fall über den gesamten Umschlingungsbogen etwas höhere Gleitwinkel als die laserstrukturierte Variante aufweist, wandert diese zunächst weniger stark ein und im weiteren Verlauf des Umschlingungsbogens etwas mehr nach außen. Dies führt folglich zu einer etwas höheren gesamten Spreizkraft am Antriebsscheibensatz dieser Variante und spiegelt sich entsprechend auch in den höheren ζ -Werten (vgl. Abbildung 6.27) wieder.

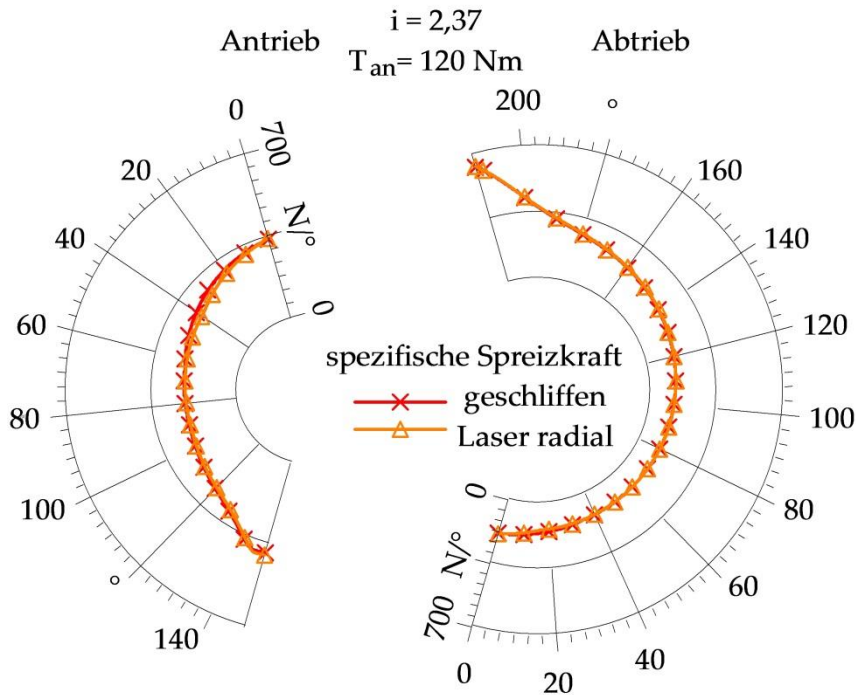


Abbildung 6.33: Spezifische Spreizkraft am An- und Abtrieb im Underdrive-Betriebspunkt

6.5.1 Berechnungsergebnisse für den Overdrive-Betriebspunkt

Die ermittelten Anpresskraftverhältnisse im Overdrive-Betriebspunkt zeigen prinzipiell ebenfalls eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen (Abbildung 6.34). Im Gegensatz zum Underdrive-Betriebspunkt zeigen sowohl die Mess- als auch die Berechnungsergebnisse ein deutlich höheres Anpresskraftverhältnis bei der Variante mit laserstrukturierten Variatorscheiben als bei der geschliffenen Variante.

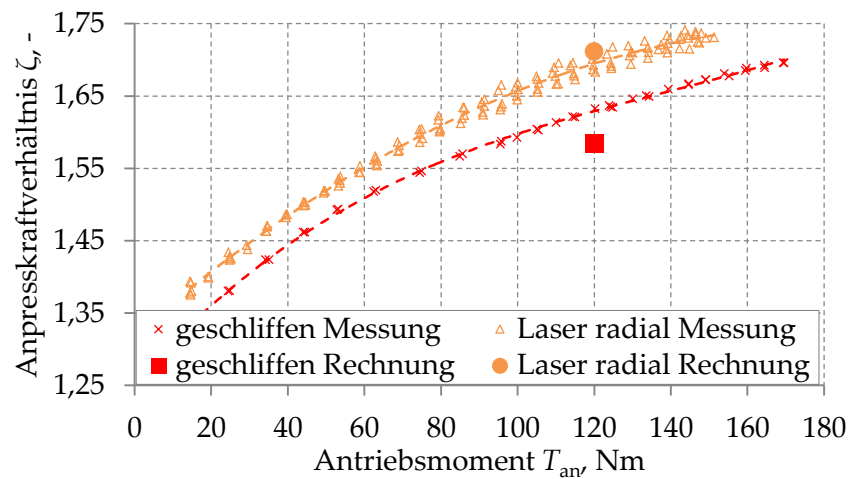


Abbildung 6.34: Berechnete und gemessene ζ -Werte im Overdrive-Betriebspunkt bei $T_{an} = 120 \text{ Nm}$ und $n_1 = 3000 \text{ 1/min}$

Die berechneten Wirkungsgrade (Abbildung 6.35) liegen im betrachteten Betriebspunkt erneut ca. 3-4% über den gemessenen Werten. In Übereinstimmung mit den Messwerten ergibt die Berechnung einen Wirkungsgradvorteil von etwa 2% für die Variante mit laserstrukturierte Variatorscheiben.

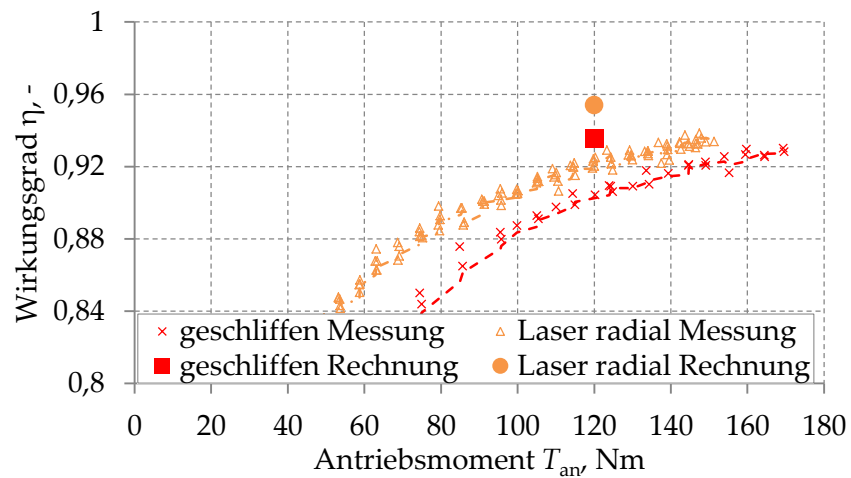


Abbildung 6.35: Berechnete und gemessene Wirkungsgrade im Overdrive-Betriebspunkt bei $T_{an} = 120 \text{ Nm}$ und $n_1 = 3000 \text{ 1/min}$

Abbildung 6.36 zeigt, dass dabei der ermittelte Wirkungsgradvorteil in erster Linie auf die um etwa 760 Watt geringeren Gleitreibungsverluste der laserstrukturierten Variante am Abtriebsscheibensatz zurück zu führen ist.

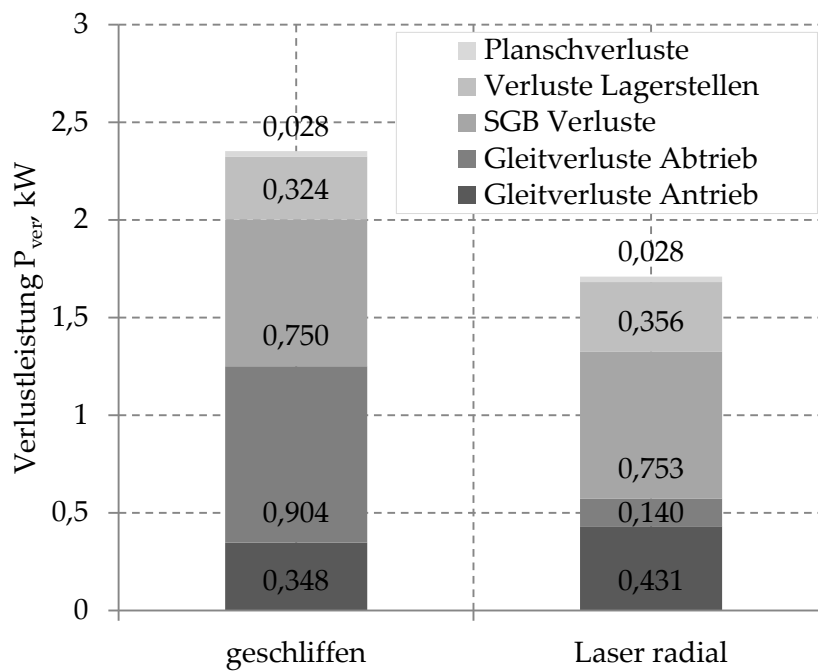


Abbildung 6.36: Anteilige Verlustleistungen im Overdrive-Betriebspunkt

Deutlich wird dies bei Betrachtung der Gleitgeschwindigkeiten im Umschlingungsbogen, wie sie in Abbildung 6.37 dargestellt sind. Während sich am Antriebsscheibensatz die Gleitgeschwindigkeiten beider Varianten sehr ähnlich verhalten und es bei einem Umschlingungswinkel von etwa 150° mit Gleitgeschwindigkeit von z.T. weniger als 5 mm/s nahezu zum Haften des Umschlingungsmittels kommt, zeigen die Gleitgeschwindigkeiten am Abtriebsscheibensatz ein deutlich unterschiedliches Verhalten. Während die laserstrukturierte Variante über den gesamten Umschlingungsbogen Gleitgeschwindigkeiten im Bereich von 60 - 70 mm/s aufweist, liegen die berechneten Gleitgeschwindigkeiten der geschliffenen Variante mit etwa 470 - 550 mm/s deutlich darüber.

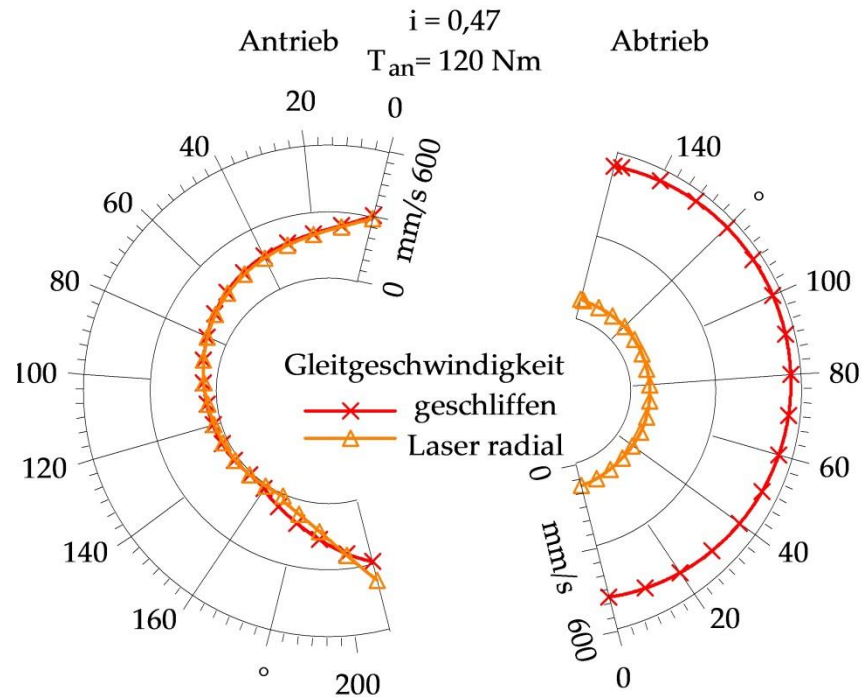


Abbildung 6.37: Gleitgeschwindigkeit am An- und Abtrieb im Overdrive-Betriebspunkt

Betrachtet man hierzu die berechneten Gleitwinkel (Abbildung 6.38), so zeigt die Variante mit geschliffenen Variatorscheiben über den gesamten Umschlingungsbogen Gleitwinkel, die sich um 270° bewegen. Hier liegt also an großen Teilen der Scheibenoberfläche bereits ein in Umfangsrichtung nach hinten orientiertes Gleiten vor. Dies ist ein deutlicher Hinweis auf ein kurz bevorstehendes Durchrutschen des Umschlingungsmittels.

Entsprechend den Gleitbewegungen steigen auch die Verlustleistungen der geschliffenen Variante über den abtriebsseitigen Umschlingungsbogen stark an (Abbildung 6.39).

6.5 BERECHNUNGSERGEBNISSE DES NUMERISCH-ITERATIVEN
BERECHNUNGSVERFAHREN

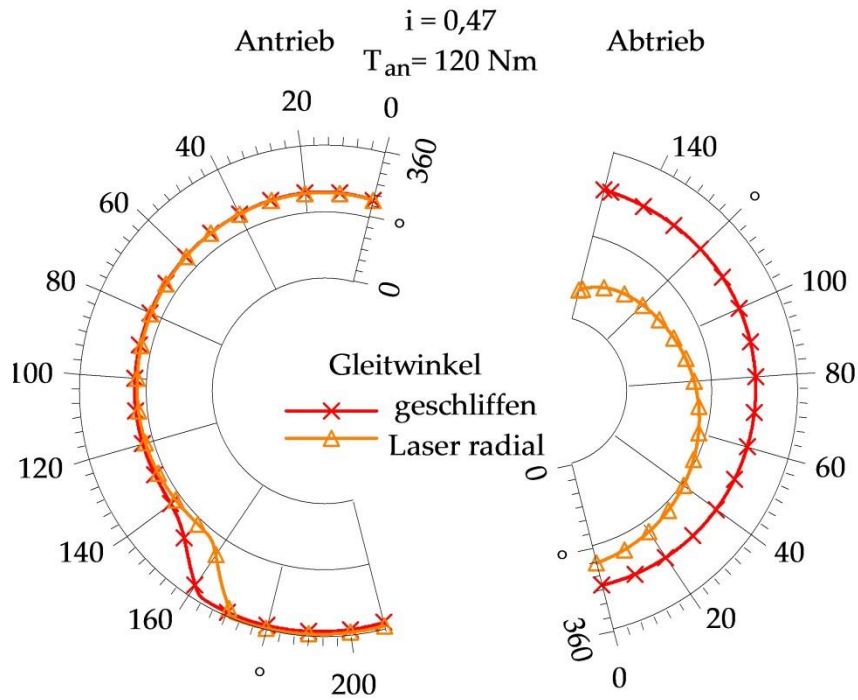


Abbildung 6.38: Gleitwinkel am An- und Abtrieb im Overdrive-Betriebspunkt

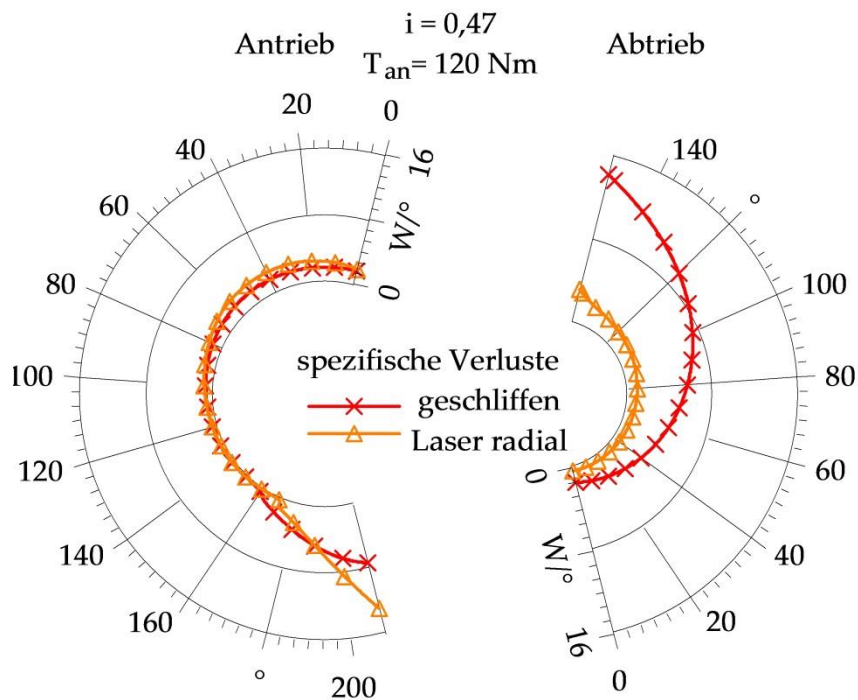


Abbildung 6.39: Spezifische Verlustleistung am An- und Abtrieb im Overdrive-Betriebspunkt

Die berechneten Spreizkraftverläufe der beiden Varianten zeigen prinzipiell ein ähnliches Verhalten (Abbildung 6.40). Am Abtriebsscheibensatz ergibt sich für die laserstrukturierte Variante im Gegensatz zu der geschliffenen Variante am Scheibenauslauf jedoch ein starker Anstieg der Spreizkraft. Dies ist auf das radiale Auswandern des Schubgliederbandes an dieser Stelle zurückzuführen, welches zu einer Spreizkraftzunahme führt. Aufgrund der stark in Umfangsrichtung orientierten Gleitvektoren der geschliffenen Variante tritt bei dieser kaum radiales Auswandern auf und es kommt folglich auch nicht zu einem Anstieg der Spreizkräfte in diesem Bereich. Aufgrund der Betriebspunktvorgaben ergibt sich für beide Varianten eine abtriebsseitige Anpresskraft F_2 von etwa 16 kN. Am Antriebsscheibensatz ergeben sich bei der laserstrukturierten Variante in Summe etwas höhere Anpresskräfte als für die geschliffene Variante. Dies spiegelt sich auch in den ζ -Werten (Abbildung 6.34) wieder. Ursächlich sind hierfür die leicht höheren spezifischen Spreizkräfte am Scheibeneinlauf und insbesondere die deutlich höheren Anpresskräfte am Scheibenauslauf. Im mittleren Bereich des Umschlingungsbogens von etwa $40 - 150^\circ$ unterscheiden sich die Verläufe der beiden Varianten nur wenig voneinander.

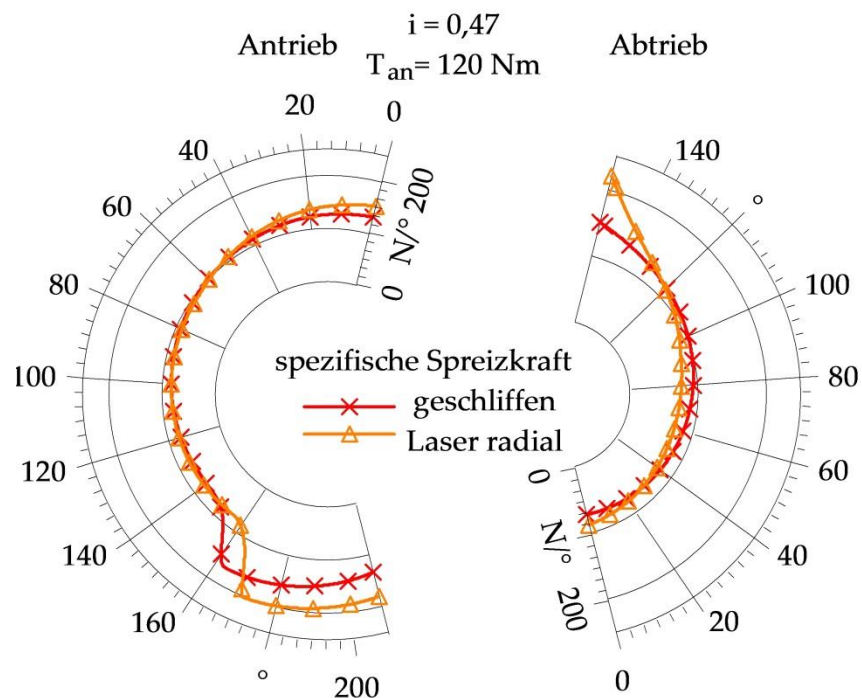


Abbildung 6.40: Spezifische Spreizkraft am An- und Abtrieb im Overdrive-Betriebspunkt

6.6 BEWERTUNG DER BERECHNUNGSERGEBNISSE

Ziel der durchgeführten Berechnungen war es, das in den experimentellen Versuchen beobachtete Verhalten der verschiedenen, untersuchten Strukturvarianten zu erklären.

Sue konnte in Berechnungen mit konstanten Reibwerten zeigen, dass sich bei Varianten mit höheren Reibwerten auch höhere Anpresskraftverhältnisse einstellen. Die hier untersuchten Varianten zeigten jedoch bei den verschiedenen Betriebspunkten ein gegenläufiges Verhalten des Anpresskraftverhältnisses. Anhand der durchgeführten Berechnungen mit variablen Reibwerten unter Berücksichtigung der Oberflächentopographien konnte gezeigt werden, dass dieses Verhalten auf eine Begünstigung der Schmierstoffverdrängung und damit einen schnelleren Reibwertanstieg bei den laserstrukturierten Varianten zurückzuführen ist.

Es wurde darüber hinaus deutlich, dass sich dies insbesondere bei niedrigen Anpresskräften und hohen Drehzahlen, wie sie im untersuchten Overdrive-Betriebspunkt vorliegen, positiv auf das Betriebsverhalten des untersuchten Getriebes auswirkt. Bei der Underdrive-Übersetzung wird es aufgrund der hohen Anpresskräfte und niedrigen Drehzahlen auch bei der konventionell geschliffenen Variante nur ein kleiner Anteil des Umschlingungsboogens zur Schmierstoffverdrängung benötigt. Hier fallen die Vorteile strukturierter Variatorscheiben nur sehr gering aus. Im Overdrive-Betriebspunkt ergeben sich jedoch durch die beschleunigte Schmierstoffverdrängung insbesondere am Abtriebsscheibensatz deutlich höhere mittlere Reibwerte. Dies führt wiederum zu einer reduzierten Gleitbewegung zwischen dem Umschlingungsmittel und den Variatorscheiben, wodurch sich die Verlustleistungen an diesem Scheibensatz im erheblichen Maße reduzieren.

7

ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Stufenlose Umschlingungsgetriebe bieten den Vorteil einer unterbrechungsfreien Leistungsübertragung bei der Möglichkeit einer kontinuierlichen Variation der Übersetzung. Diese Eigenschaft bietet neben dem Vorteil, verbrennungsmotorisch angetriebene Fahrzeuge im optimalen Betriebspunkt zu betreiben, auch eine Vielzahl an Freiheiten bei der Entwicklung neuartiger Antriebskonzepte. Nachteilig wirkt sich bisher der im Vergleich zu gestuften Getrieben schlechtere Wirkungsgrad aus.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde daher untersucht, inwiefern sich eine Strukturierung der Variatorscheiben auf das Reibverhalten des Traktionskontakts Scheibe / Umschlingungsmittel auswirkt. Dazu wurden zusätzlich zu einer konventionell gefertigten Variante insgesamt drei verschiedene Variatorscheibensätze mit unterschiedlichen Strukturvarianten gefertigt und auf einem Getriebeprüfstand einem umfangreichen Versuchsprogramm unterzogen.

Um zunächst einen Einfluss der konventionellen Schleifstruktur auf das Betriebsverhalten auszuschließen, wurde diese in einer ersten Variante durch einen Kugelstrahlprozess aufgehoben und dadurch eine ungerichtete Oberflächentopologie geschaffen. Die Versuche mit dieser Variante haben gezeigt, dass eine kugelgestrahlte Oberfläche bei keinen der untersuchten Betriebspunkten zu einer nennenswerten Beeinflussung des ermittelten Variatorwirkungsgrades oder der benötigten Anpresskraft im Vergleich zu konventionell gefertigten Scheiben führt. Die nach dem Abschluss der Prüfstandsversuche durchgeführten Verschleißuntersuchungen zeigten darüber hinaus einen deutlich erhöhten Materialabtrag an den Scheiben als auch an der Bandoberfläche dieser Variante.

Als weitere Bauformen kamen Scheibenoberflächen mit unterschiedlich orientierten Kanalstrukturen zum Einsatz. Der Ansatz

war dabei, eine möglichst offene Struktur zu schaffen, die insbesondere am Scheibeneinlauf ein Aufschwimmen des Umschlingungsmittels verhindern soll. Die Prüfstandsversuche mit diesen Varianten zeigten bei niedrigen Drehzahlen und gleichzeitiger Übersetzung ins Langsame, wie zuvor schon die kugelgestrahlte Variante, nur einen sehr geringen Effekt auf den Wirkungsgrad. Bei hohen Drehzahlen und Overdrive-Übersetzung konnten allerdings z.T. deutliche Vorteile im Wirkungsgrad ermittelt werden. Die Ergebnisse der ebenfalls durchgeführten Verschleißuntersuchungen ergeben ein uneinheitliches Bild. Während die ursprünglichen Kanalstrukturen am niedriger belasteten abtriebsseitigen Scheibensatz auch nach Dauerlaufende intakt waren, wurden die Strukturen am höher belasteten Scheibensatz (hohe Anpresskraft und kleiner Laufradius) stark abgetragen.

Um die Ursachen für das im Versuch beobachtete Verhalten zu ergründen, wurden im zweiten Teil der Arbeit zunächst Simulationsrechnungen zur Schmierstoffverdrängung durchgeführt. Es hat sich dabei gezeigt, dass es durch die Kanalstrukturen der Oberflächen tatsächlich zu einer beschleunigten Verdrängung zu Beginn des Kontakts, also im Scheibeneinlauf, kommt. Im Weiteren konnten aus den Berechnungsergebnissen der Schmierstoffverdrängung Reibwertverläufe für den Umschlingungsbogen abgeleitet werden, welche im Rahmen eines numerisch-iterativen Berechnungsverfahrens für die Betrachtung des Systemverhaltens des Gesamtgetriebes als Eingangsdaten dienten.

Hierbei zeigten sowohl die berechneten Anpresskraftverhältnisse als auch die Wirkungsgrade eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen. Da insbesondere das Anpresskraftverhältnis im stufenlosen Umschlingungsgetriebe einen sehr sensitiven, charakteristischen Kennwert für das Betriebsverhalten und die Reibbedingungen des Getriebes darstellt, lässt sich aufgrund der guten Übereinstimmung der berechneten und der gemessenen Anpresskraftverhältnisse folgern, dass das Berechnungsmodell der Realität nahe kommt.

Es wurde darüber hinaus deutlich, dass bei geringen Scheibendrehzahlen die untersuchten Strukturen kaum einen Einfluss auf die umgesetzte Reibleistung und damit auch den Wirkungsgrad haben, da aufgrund der verhältnismäßig langen Kontaktzeiten ohnehin nur ein geringer Anteil des Umschlingungsbogens am Reibwertaufbau beteiligt ist. Bei hohen Drehzahlen und damit einhergehenden kurzen Kontaktzeiten, wirkt sich ein schneller Reibwertanstieg jedoch deutlich stärker aus, da der an der Schmierstoffverdrängung beteiligte Teil des Umschlingungsbo-

gens generell deutlich größer ausfällt. Ein schneller Reibwertanstieg führt folglich zu einer erheblichen Zunahme des mittleren Reibwerts im System und kann damit zu einer Abnahme der Gleitbewegungen führen. Im betrachteten Overdrive-Betriebspunkt folgt hieraus eine wesentliche Reduktion der Gleitreibungsverluste am Abtriebsscheibensatz und damit eine Steigerung des Gesamtwirkungsgrads. Eine dadurch mögliche Verringerung der Anpresskräfte blieb bei den hier vorgestellten Untersuchungen außer Acht und könnte weitere Wirkungsgradvorteile schaffen.

Trotz der positiven Auswirkungen der untersuchten Kanalstrukturen auf die Verlustleistungen können diese aufgrund ihres erhöhten Verschleißverhaltens nicht uneingeschränkt für den hochbelasteten Einsatz im stufenlosen Umschlingungsgetriebe empfohlen werden. Hier gilt es, weitere Untersuchungen durchzuführen. Denkbar ist beispielsweise eine belastungsgerechte Anpassung des strukturierten Flächenanteils je nach Lage der Laufspur. Insbesondere im Underdrive-Betrieb, welcher häufig beim Anfahren aus dem Stand auftritt, werden hohe Anpresskräfte benötigt, die wiederum zu einer hohen Belastung der Strukturen führen. Es hat sich jedoch gezeigt, dass insbesondere bei diesem Betriebspunkt nur geringe Vorteile durch eine Strukturierung generiert werden können. Im Overdrive-Betrieb hingegen sind die erforderlichen Anpresskräfte deutlich geringer und damit auch die auf die Strukturen herrschenden Belastungen. Gleichzeitig zeigen sich hier die stärksten Auswirkungen der Strukturen.

LITERATURVERZEICHNIS

- [Akeo41]** Akehurst, S. , Vaughan, N. , Parker, D. & Simner, D. (11 2004). Modelling of loss mechanisms in a pushing metal V-belt continuously variable transmission. Part 1: Torque losses due to band friction. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* , S. 1269-1281.
- [Akeo42]** Akehurst, S. , Vaughan, N. D. , Parker, D. A. & Simner, D. (11 2004). Modelling of loss mechanisms in a pushing metal V-belt continuously variable transmission. Part 2: Pulley deflection losses and total torque loss validation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* , S. 1283-1293.
- [Akeo43]** Akehurst, S. , Vaughan, N. D. , Parker, D. A. & Simner, D. (11 2004). Modelling of loss mechanisms in a pushing metal V-belt continuously variable transmission. Part 3: Belt slip losses. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* , S. 1295-1306.
- [Ando7]** Andersson, P. , Koskinen, J. , Varjus, S. , Gerbig, Y. , Haefke, H. , Georgiou, S. , Zhmud, B. & Buss, W. (2007). Microlubrication effect by laser-textured steel surfaces. In *Wear - An International Journal on the Science and Technology of Friction, Lubrication and Wear* (262. Ausg.S. 369-379).
- [Baroo]** Bartz, W. & Möller, U. (2000). *Expert Praxislexikon Tribologie Plus* (2. Ausg.). Renningen, Expert Verlag.
- [Baro9]** Bartel, D. (2009). *Simulation von Tribosystemen - Grundlagen und Anwendungen*. Habilitationsschrift. Magdeburg: Vieweg + Teubner Research.
- [Beho9]** Behrendt, M. (2009). *Entwicklung eines Systemtribometers mit Abbildung mehrachsiger instationärer Beanspruchungskollektive zur Analyse von Reibung und Verschleiß im Mischreibungsgebiet im Kontext nasslaufender*

- Umschlingungs-CVT*. Dissertation. Fakultät für Maschinenbau der Universität Karlsruhe, Karlsruhe.
- [Bono06] Bonsen, B. (2006). *Efficiency optimiuzation of the push-belt CVT by variator slip control*. Dissertation. Technische Universität Eindhoven, Eindhoven.
- [Bos14] Robert Bosch GmbH, (23. April 2014). *Bosch Media Service*, Abgerufen am 05. März 2015 von www.bosch-presse.de: <http://www.bosch-presse.de/presseforum/details.htm?txtID=6411>
- [Bra13] Greiner, J. , Gumpholtsberg, G. , Sasse, C. & Steinel, K. (2013). Triebstrang. In H. Braess & U. Seiffert, *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik* (7. Ausg.S. 366-413). Wiesbaden, Springer Fachmedien.
- [CH10] Czichos, H. & Habig, K. (2010). *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik* (3. Ausg.). Wiesbaden, Vieweg + Teubner Verlag.
- [Euro09] Das Europäische Parlament und der Rat der Europäischen Union (23. April 2009). Verordnung (EG) NR. 443/2009. *Zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen*.
- [Deto08] Deters, L. (2008). Reibung, Verschleiß und Schmierung. In W. Steinhilper & B. Sauer, *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2* (6. Ausg.S. 1-66). Berlin und Heidelberg, Springer Verlag.
- [Dit53] Dittrich, O. (1953). *Theorie des Umschlingungsgetriebes mit keilförmigen Reibscheibenflanken*. Dissertation. Technische Hochschule Karlsruhe, Karlsruhe.
- [Dow67] Dowson, D. & Jones, D. A. (1967). Lubricant Entrapment between Approaching Elastic Solids. In *Nature* (May 27 Ausg., Bd. 214, S. 947-948). Leeds, Nature Publishing Group.
- [Ehl76] Ehlert, J. & Bartz, W. (6 1976). Der Einfluss von Druck und Temperatur auf die effektive Viskosität in geschmierten kontra-formen Kontakten. *Rheologica Acta* , (15), S. 356-364.
- [Eyt32] Eytelwein, J. A. (1832). Von der Reibung eines um einen unbeweglichen Zylinder gespannten Seiles. In *Handbuch der Statik fester Körper mit vorzüglicher Rücksicht auf ihre Anwendung in der Architektur* (2. Ausg., Bd. 1, S. 434-436). Berlin, G. Reimer.

- [FVA13] Drechsler, S. & Mach, J. (2013). *Verbesserter Kraftschluss im Umschlingungs-CVT durch optimierte Oberflächenmikrostrukturierung*. Forschungsvorhaben Nr. 416 II. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Heft 1092, Karlsruhe, Hannover.
- [Ger72] Gerbert, G. (1972). *Force and slip behaviour in V-belt drives*. Acta Polytechnica Scandinavica - Mechanical Engineering Series No. 67. Lund Technical university, Lund, Sweden.
- [Ger85] Gerbert, G. (1985). *Influence of Band Friction on Metal V-Belt Mechanics*. Division of Machine Elements Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden.
- [GfT02] Gesellschaft für Tribologie (2002). *GfT Arbeitsblatt 7: Tribologie- Verschleiß, Reibung, Definition, Begriffe, Prüfung*.
- [Gra83] Grashof, F. (1883). *Theoretische Maschinenlehre - Theorie der Getriebe und der mechanischen Messinstrument* (Bd. 2). Hamburg, Leopold Voss.
- [Hab07] Habig, K. (2007). Tribologie. In & K. Grote & J. Feldbusch (Hrsg.), *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau* (22. Ausg.). Berlin Heidelberg, Springer-Verlag.
- [Idl14] Idler, S. (2014). *Die Fresstragfähigkeit stufenloser Umschlingungsgetriebe*. Dissertation. Lehrstuhl für Maschinenelemente Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG), München.
- [Kaho4] Kahraman, D. , Schreck, S. & Zum Gahr, K. (2004). Einfluss der Oberflächenstrukturierung auf die Reibung von Stahl/Stahl- und Stahl/Keramik-Paarungen unter Wasserschmierung. In 2. *Statuskolloquium des SFB 483* Karlsruhe.
- [Kle07] Klement, W. (2007). *Fahrzeuggetriebe* München, Carl Hanser Verlag.
- [Kru13] Kruse, T. (2013). *erweitertes Reibwertmodell zur Berechnung von stufenlosen Umschlingungsgetrieben*. Dissertation. Gottfried Wilhelm Leibniz Universität, Hannover.
- [Mac14] Mach, J. , Drechsler, S. , Bartel, D. , Poll, G. & Albers, A. (2014). *Charakterisierung des Einflusses der Topographie auf das Reibwert und Verschleißverhalten von Reibkontakten am Beispiel eines CVT-Getriebes*. (Bartz, P. D., Hrsg.) *T+S - Tribologie und Schmierungstechnik* , (04/2014), S. 21-27.

- [Mey10] Meyer, C. (2010). *Reibung in hoch belasteten EHD-Wälzkontakten*. Dissertation. Gottfried Wilhelm Leibniz Universität, Hannover.
- [Nako7] Nakano, M. , Korenaga, A. , Korenaga, A. , Miyake, K. , Murakami, T. , Ando, Y. , Usami, H. & Sasaki, S. (2007). Applying Micro-Texture to Cast Iron Surfaces to Reduce the Friction Coefficient Under Lubricated Conditions. In *Tribology Letters* (28 Ausg., Bd. 2, S. 131-137). Springer Science+Business Media.
- [Nauo7] Naunheimer, H. , Bertsche, B. & Lechner, G. (2007). *Fahrzeuggetriebe - Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion* (2. Ausg.). Berlin Heidelberg, Springer-Verlag.
- [Pat78] Patir, N. & Cheng, H. (1978). An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication. In & T. A. Engineers (Hrsg.), *Journal of Tribology* (Bd. 100.).
- [Rat91] Rattunde, M. , Schönnebeck, G. & Wagner, P. (1991). Bauelemente stufenloser Kettenwandler und deren Einfluß auf den Wirkungsgrad. In *Getriebe in Fahrzeugen heute und morgen: Tagung München, 25. und 26. April 1991* (Bd. VDI-Berichte 878, S. 259-276). Düsseldorf, VDI-Verlag.
- [Rey86] Reynolds, O. (1886). Über die Theorie der Schmierung und ihre Anwendung auf Herrn Beauchamp Towers Versuche. In *Philosophical Transactions of the Royal Society* (Oswalds Klassiker der exakten Wissenschaften, Übers.). Papers on mechanical and physical subjects.
- [Roho7] Rohde, J. (2007). *Simulation des Tribokontakts zwischen Kette und Variatorscheibe im CVT-Getriebe*. Dissertation. Technische Universität Clausthal, Herzogenaurach.
- [Roo93] Rooij, J. & Schaerlaeckens, W. (1993). Kräfte und Wirkungsgrad beim Schubgliederband Teil I: Allgemeine Kräftebetrachtungen. *Antriebstechnik* 32 , (Nr. 8), S. 55-58.
- [Roo931] Rooij, J. v. & Schaerlaeckens, W. (1993). Kräfte und Wirkungsgrad beim Schubgliederband Teil II: Im Band auftretende Kräfte. *Antriebstechnik* 32 , (Nr. 9), S. 57-60.
- [Roo932] Rooij, J. v. & Schaerlaeckens, W. (1993). Kräfte und Wirkungsgrad beim Schubgliederband Teil III: Leistungsverluste im Schubgliederband und CVT-Getriebe. *Antriebstechnik* 32 , (Nr. 10), S. 83-86.

- [Sat99] Sattler, H. (1999). *Stationäres Betriebsverhalten stufenlos verstellbarer Metallumschlingungsgetriebe*. Dissertation. Gottfried Wilhelm Leibniz Universität, Hannover.
- [Sau96] Sauer, G. (1996). *Grundlagen und Betriebsverhalten eines Zugkettenumschlingungsgetriebes*. Dissertation. Technische Universität München.
- [Sla01] Sladek, W. (2001). *Möglichkeiten zur Wirkungsgradoptimierung von Stufenlosgetrieben*. Dissertation. Gottfried Wilhelm Leibniz Universität, Hannover.
- [Srn98] Srnik, J. (1998). *Dynamik von CVT-Keilkettengetrieben*. Vortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik Nr.372. München.
- [Stro3] Striebeck, R. (1903). Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. In *Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, insbesondere aus den Laboratorien der technischen Hochschulen* (Bd. 7). Berlin, Springer.
- [Sue03] Sue, A. (2003). *Stationäres Betriebsverhalten stufenloser metallischer Umschlingungsgetriebe unter Einfluss des Kippspiels und elastischer Verformung*. Dissertation. Gottfried Wilhelm Leibniz Universität, Hannover.
- [Ten86] Tenberge, P. (1986). *Wirkungsgrade von Zug- und Schubgliederketten in einstellbaren Keilscheibenumschlingungsgetrieben*. Dissertation. Insitut für Konstruktionstechnik der Ruhr-Universität Bochum, Bochum.
- [Umw12] Umweltbundesamt, (2012). *Daten zum Verkehr*. Dessau: Umweltbundesamt.
- [Voe06] Voevodin, A. & Zabinski, J. (2006). Laser surface texturing for adaptive solid lubrication. In *Wear - An International Journal on the Science and Technology of Friction, lubrication and Wear* (261. Ausg.S. 1285-1292).
- [Wah10] Wahl, R. (2010). *Untersuchung des Einfluss von Mikrotextrierungen auf den einsinnigen ölgeschmierten Gleitkontakt von Stahl/Saphir-Paarungen*. Dissertation. Fakultät für Maschinenbau Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.
- [Walo4] Walbeck, T. (2004). *Das Viskositätsverhalten und die Schmierfilmbildung von Schmierstoffen in Abhängigkeit von Druck und Temperatur*. Dissertation. Technische Hochschule Aachen, Aachen: Verlagsgruppe Mainz GmbH.

- [Wan91]** Wang, G. (1991). *Untersuchungen an stufenlos einstellbaren Zug- und Schubgliedergetriebe*. Dissertation. Fakultät für Bergbau, Hüttenwesen und Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal, Clausthal.
- [Wie02]** Wiesner, H. (2002). *Untersuchungen zur Regelung des Schlupfes in einem stufenlosen Umschlingungsgetriebe*. Dissertation. Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Braunschweig.

STUDIENARBEITEN

In Verbindung mit dieser Arbeit entstanden folgende studentische Arbeiten:

Barchanski, M. (2015). *Erstellung eines Berechnungsprogramms zur Bestimmung des Betriebsverhaltens von stufenlosen Umschlingungsgetrieben.*

Coors, T. (2015). *Berechnung von Schmierstoffverdrängung in ölgeschmierten Kontakten von Fahrzeuggetrieben (speziell: stufenlosen Umschlingungsgetrieben).*

Draffehn, D. (2011). *Entwicklung eines Steuerungsprogramms für einen Prüfstand zur Bestimmung des Wirkungsgrads von CVT-Getrieben.*

Westermann, T. (2013). *FE-Modellierung eines Kontaktes im Umschlingungs-CVT.*

LEBENS LAUF

PERSÖNLICHE DATEN

Name: Jan-Niklas Mach
Geburtsdatum, -ort: 01. April 1983 in Hannover
Nationalität: deutsch
Familienstand: ledig

BERUFSTÄTIGKEIT

seit 04/2016 Mitarbeiter der DB Fernverkehr AG
in Minden

11/09 - 10/15 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am
Institut für Maschinenkonstruktion
und Tribologie der Gottfried Wilhelm
Leibniz Universität Hannover

STUDIUM

10/03 - 07/09 Studium des Maschinenbaus an der
Leibniz Universität Hannover
Abschluss: Diplom-Ingenieur

ERSATZDIENST

08/02 – 05/03 Zivildienst im Kinderkrankenhaus
auf der Bult in Hannover

SCHULE

08/95 – 06/02 Schillerschule Hannover
Abschluss: Allgemeine Hochschul-
reife (Abitur)