



Lionel Simo Kamga

**Grundlagenstudie zur  
Tragfähigkeit von mit PTFE  
trockengeschniorten  
Schneckengetrieben**

Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte  
Band 49 | 2023

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer  
Prof. Dr.-Ing. Oliver Koch



Lionel Simo Kamga

# Grundlagenstudie zur Tragfähigkeit von mit PTFE trockengeschmierten Schneckengetrieben

Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte

Band 49 | 2023

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer

Prof. Dr.-Ing. Oliver Koch

R  
P TU

*Research for Sustainability*

**MEGT**

Lehrstuhl für  
Maschinenelemente,  
Getriebe und Tribologie

## **Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

## **Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte**

Wissenschaftliche Schriftenreihe des  
Lehrstuhls für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie  
der Rheinland-Pfälzischen Technischen Universität Kaiserslautern-Landau

Herausgeber: Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie  
Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer  
Prof. Dr.-Ing. Oliver Koch  
Postfach 3049  
Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau  
67653 Kaiserslautern

Verlag: Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau

Druck: Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau  
Dezernat 5 Technik  
Abteilung 5.6 Foto-Repro-Druck

D-386

© Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie, 2023  
Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau  
Erwin-Schrödinger-Straße  
67663 Kaiserslautern

Alle Rechte vorbehalten, auch das des auszugsweisen Nachdrucks, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe (Photographie, Mikroskopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und das der Übersetzung.

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany.

ISBN 978-3-95974-215-3

ISSN 1860-8035

# Grundlagenstudie zur Tragfähigkeit von mit PTFE trockengeschmierten Schneckengetrieben

Vom Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik  
der Rheinland-Pfälzischen Technischen Universität Kaiserslautern-Landau  
zur Verleihung des akademischen Grades

**Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)**  
genehmigte  
**Dissertation**

von  
**Herrn Lionel Simo Kamga, M.Sc.**  
aus Dschang

Tag der Einreichung: 10.10.2023  
Tag der mündlichen Prüfung: 21.12.2023

Dekan: Prof. Dr. rer. nat. Roland Ulber  
Prüfungsvorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer  
Berichterstatter: Jun. Prof. Dr.-Ing. Manuel Oehler  
Prof. Dr.-Ing. Oliver Koch  
Prof. Dr.-Ing. Alois K. Scharb



# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie (MEGT) an der Rheinland-Pfälzischen Technischen Universität Kaiserslautern-Landau. Grundlage der Dissertation ist ein Teil des von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) geförderten Forschungsprojektes „*Fluidfreie Schmierung von Schneckengetrieben auf Basis von PTFE*“, der in enger Zusammenarbeit mit dem Institut für Oberflächen und Schichtanalytik (IFOS) in Kaiserslautern und dem Leibniz-Institut für Polymerforschung Dresden e.V. (IPF) bearbeitet wurde.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Jun. Prof. Dr.-Ing. Manuel Oehler für die Betreuung meiner Arbeit und die fachlichen Diskussionen während meiner gesamten wissenschaftlichen Tätigkeit. Ich danke ihm für seine Unterstützung und die große Freiheit bei der inhaltlichen Gestaltung meiner Arbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer möchte ich ebenfalls meinen Dank aussprechen, nicht nur für die Betreuung meiner Arbeit sowie für sein mir entgegengebrachtes Vertrauen und die Flexibilität innerhalb meines Projektes, sondern auch für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Bedanken möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Oliver Koch und Herrn Prof. Dr.-Ing. Alois K. Schlarb für die Übernahme des Koreferats und vor allem für ihr Interesse an dieser Arbeit.

Meinen Kolleginnen und Kollegen am Lehrstuhl MEGT sowie allen studentischen Hilfskräften danke ich für die gute Zusammenarbeit. Besonders hervorheben möchte ich Herrn Dipl.-Ing. Kevin Daubach, der durch seine stetige Unterstützung und Hilfsbereitschaft maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat. Namentlich erwähnen möchte ich weiterhin Stefan Paulus, Max Billenstein, Bernhard Zwick und Yannik Ritz.

Für die erfolgreiche Zusammenarbeit danke ich allen Projektbeteiligten von IPF und IFOS, insbesondere Frau Dr. Michaela Gedan-Smolka und Herrn Dr.-Ing. Stefan Emrich. Für die Unterstützung bei der Umsetzung dieser Ideen danke ich den Mitarbeitern der Zentralen Metallwerkstätten der Rheinland-Pfälzischen Technischen Universität Kaiserslautern-Landau.

Zuletzt danken möchte ich meinem persönlichen und familiären Umfeld für die Unterstützung. Meiner Ehefrau Veronique und unsere Kindern Elishah und Elsa danke ich für den Rückhalt und das entgegengebrachte Verständnis, insbesondere aber für den notwendigen Ausgleich.





---

## Kurzfassung

Schneckengetriebe werden meist aus einer Stahlschnecke und einem Bronze-Schneckenrad gefertigt. Diese werden zur einstufigen Übertragung von Drehbewegungen bei hohen Übersetzungen eingesetzt. Einen Nachteil von Schneckengetrieben stellt der relativ hohe Verschleiß infolge der hohen Gleitreibung im Zahneingriff dar. Durch eine geeignete Schmierung können Reibung und Verschleiß reduziert werden. Dies reduziert den Temperaturanstieg im Betrieb und führt somit zu einer längeren Lebensdauer des Getriebes. Aufgrund der ausgeprägten Kühlwirkung erfolgt die Schmierung von Schneckengetrieben in der Praxis überwiegend mit Schmierölen. Fettartige Schmierstoffe werden ebenfalls verwendet, weisen jedoch eine geringere Kühlwirkung als flüssige Schmierstoffe auf. Bei Vakuumanwendungen oder unter extremen Betriebsbedingungen, wie z.B. Hoch- oder Tieftemperaturanwendungen sowie bei niedrigen hydrodynamischen Geschwindigkeiten, verlieren die oben genannten konventionellen Schmierstoffe ihre Schmierwirkung. Als Alternative werden Festschmierstoffe eingesetzt.

Festschmierstoffe können im Allgemeinen auf verschiedene Weise in den Kontaktstellen von Maschinenelementen verwendet werden. In dieser Arbeit wird das Prinzip der Transferschmierung durch ein Opferbauteil eingesetzt. Hierbei werden Compounds aus strahlenmodifiziertem Polytetrafluorethylen (PTFE) und Polyamid (PA) als Opferbauteil im Schneckengetriebe verwendet, sodass die Stahlschnecke zeitgleich mit dem Bronze-Schneckenrad und dem Opferrad aus PA-PTFE-Compound im Zahneingriff steht. Durch die Belastung des Opferrades mit einem relativ kleinen Drehmoment verschleißt das Opferrad, wodurch der PTFE-Festschmierstoff freigesetzt und an der Stahloberfläche deponiert wird. Dies führt zur Bildung eines Transferfilms, welcher zur Schmierung des Kontakts zwischen der Stahlschnecke und dem Bronze-Schneckenrad führt. Die Mechanismen des Auf- und Abbaus solcher Transferfilme in Schneckengetrieben sind derzeit unbekannt und werden in dieser Arbeit anhand experimenteller Untersuchungen erforscht. Hierzu wurden tribologische Versuche an Modellprüfständen durchgeführt, wodurch das reib- und Verschleißverhalten an Stahl-Bronze-Kontakten untersucht wurde. Als Modellprüfstände kamen der Block-auf-Ring-, der Block-Zwei-Scheiben- und der Drei-Scheiben-Prüfstand zum Einsatz. Anschließend wurden Bauteilversuche auf einem Schneckengetriebeprüfstand durchgeführt, um die aus den Modellversuchen gewonnenen Erkenntnisse zu validieren. Mit Hilfe von oberflächenanalytischen Techniken wurden die Prüfkörper auf der Mikroskala untersucht, um die Qualität und Quantität des aufgebauten Transferfilms zu bestimmen.

## Abstract

Worm gears usually consist of a steel worm and a bronze worm wheel. They are used for the transmission of rotary movements in a single-stage with high gear ratios. A particular disadvantage of worm gearboxes is the relatively high wear due to the high sliding friction in the tooth mesh. With a suitable lubrication, friction and wear can be reduced, thus reducing the temperature rise in the gear and increasing the service life of the gearbox. In practice, worm gears are predominantly lubricated with lubricating oils due to, among other things, their pronounced cooling effect. Grease-like lubricants are also used, but have a lower cooling effect compared to liquid lubricants. In applications in a vacuum or under extreme operating conditions, such as very high or low temperatures, as well as at low speeds, these conventional lubricants lose their lubricating effect. Solid lubricants can be used instead.

Solid lubricants can generally be used in various ways in the contact surfaces of machine elements, whereby the principle of transfer lubrication via a sacrificial component is considered in this work. In this case, compounds consisting of radiation-modified polytetrafluoroethylene (PTFE) and polyamide (PA) are used as a sacrificial component in the worm gear, where at the same time the steel worm is in mesh with the bronze worm wheel and the sacrificial wheel made of the PA-PTFE compound. Loading the sacrificial wheel with a relatively low torque causes the sacrificial wheel to wear, releasing the PTFE solid lubricant and depositing it on the steel surface. This leads to the formation of a transfer film, which is used to lubricate the contact between the steel worm and the bronze worm wheel. The mechanisms for the formation and degradation of such transfer films in the worm gear are unknown so far and will be explained on the basis of experimental investigations.

In order to understand the mechanisms of transfer film formation and degradation in the dry-lubricated worm gear, tribological tests were carried out on model test rigs in this thesis, whereby the friction and wear behaviour in the steel-bronze contacts under dry lubrication was investigated. The block-on-ring, block-on-two-disc and three-disc test rigs were used as model test rigs. Subsequently, component tests were carried out on the real worm gear test rig in order to validate the knowledge gained through model tests. Surface analytical techniques were used to examine the dry-run test specimens at the microscopic level to determine the quality and quantity of the built-up transfer film on the metallic surfaces.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Nomenklatur</b>	<b>V</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Forschung</b>	<b>3</b>
2.1 Tribologische Grundlagen . . . . .	3
2.1.1 Reibung . . . . .	4
2.1.2 Verschleiß . . . . .	7
2.1.3 Schmierung . . . . .	9
2.2 Feststoffschmierung . . . . .	11
2.2.1 Einteilung von Festschmierstoffen . . . . .	12
2.2.2 Transferfilmaufbaumechanismen . . . . .	16
2.3 Grundlagen zu Schneckengetrieben . . . . .	19
<b>3 Zielsetzung und Vorgehensweise</b>	<b>24</b>
3.1 Ziele der Arbeit . . . . .	25
3.2 Vorgehensweise . . . . .	25
<b>4 Tribologische Modellversuche</b>	<b>27</b>
4.1 Versuchsaufbauten zur Charakterisierung der PTFE-Festschmierstoffe . . . . .	27
4.1.1 Der Block-auf-Ring- und Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand . . . . .	28
4.1.2 Der Drei-Scheiben-Prüfstand . . . . .	30
4.1.3 Prüfkörper . . . . .	30
4.2 Herstellung und Eigenschaften der verwendeten PTFE-Festschmierstoffe . . . . .	33
4.3 Fehlerbetrachtung . . . . .	35
4.4 Versuchsdurchführung und Ergebnisse . . . . .	37
4.4.1 Transferfilmaufbau am Block-auf-Ring-Prüfstand . . . . .	37
4.4.2 Transferfilmaufbau und -abbau im Stahl-Bronze-Kontakt . . . . .	45
4.5 Ergebnisdiskussion der Tribometerversuche . . . . .	70

---

<b>5</b>	<b>Versuche am Schneckengetriebeprüfstand</b>	<b>74</b>
5.1	Versuchsaufbau . . . . .	74
5.2	Versuchsvorbereitung und -durchführung . . . . .	79
5.3	Versuchsauswertung . . . . .	80
5.3.1	Verschleiß . . . . .	80
5.3.2	Wirkungsgrad und Verlustleistung . . . . .	81
5.4	Ergebnisse und Diskussion . . . . .	85
5.4.1	Massentemperatur der Getriebekomponenten . . . . .	87
5.4.2	Verschleißverhalten des trockengeschmierten Schneckengetriebes . . . . .	93
5.4.3	Wirkungs- und Verlustgrad des Schneckengetriebes . . . . .	101
<b>6</b>	<b>Thermische Analyse des trockengeschmierten Schneckengetriebes</b>	<b>111</b>
6.1	Diskretisierung des Prüfgetriebes und Aufbau des thermischen Netzwerks . . . . .	112
6.2	Simulationsablauf . . . . .	117
6.3	Berechnungsbeispiel . . . . .	118
6.4	Thermisches Verhalten des Prüfgetriebes . . . . .	119
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>123</b>
7.1	Zusammenfassung . . . . .	123
7.2	Ausblick . . . . .	124
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>125</b>
A.1	Berechnung von Kontaktpressungen bei den Modellversuchen . . . . .	125
A.2	Tribologische Eigenschaften im Opferbauteil-Stahlscheibe-Kontakt . . . . .	128
A.3	Bestimmung der mittleren Flankenpressung im Schneckengetriebe . . . . .	131
A.4	Verschleißhöhenbestimmung mittels Einflankenwählprüfung . . . . .	132
	<b>Literatur</b>	<b>136</b>

# Nomenklatur

## Symbole

Zeichen	Bedeutung	Einheit
$a$	Achsabstand im Schneckengetriebe	mm
$a_H$	halbe HERTZ'sche Kontaktlänge	mm
$a_n$	Länge der nominellen Kontaktfläche	mm
$A_{nom}$	nominelle Kontaktfläche	mm <sup>2</sup>
$A_r$	reale Kontaktfläche	mm <sup>2</sup>
$b_n$	Breite der nominellen Kontaktfläche	mm
$b_H$	halbe HERTZ'sche Kontaktbreite	mm
$c$	Wärmekapazität	J/K
$d_{a1}$	Kopfkreisdurchmesser der Schnecke	mm
$d_{f1}$	Fußkreisdurchmesser der Schnecke	mm
$d_{m1}$	Mittlenkreisdurchmesser der Schnecke	mm
$d_{m2}$	Mittlenkreisdurchmesser des Schneckenrades	mm
$d_2$	Teilkreisdurchmesser des Schneckenrades	mm
$\epsilon_R^*$	scheinbare Reibungsenergiedichte	N
$E_1$	Elastizitätsmodul vom Körper 1	MPa
$E_2$	Elastizitätsmodul vom Körper 2	MPa
$E'$	reduziertes Elastizitätsmodul	MPa
$F_R$	Reibungskraft	N
$F_N$	Normalkraft	N
$h_{am1}$	Zahnkopfhöhe der Schnecke	mm
$h_{fm1}$	Zahnfußhöhe der Schnecke	mm
$h_0$	Festkörperannäherung	mm
$h_1$	Zahnhöhe der Schnecke	mm
$i$	Getriebeübersetzung	–
$I$	elektrischer Strom	A
$k$	Verschleißkoeffizient	mm <sup>3</sup> /N · m
$L_{th}$	thermischer Leitwert	W/K

$m$	Körpermasse	kg
$m_n$	Normalmodul	mm
$m_x$	Axialmodul	mm
$n_{ab}$	Abtriebsdrehzahl des Getriebes	$\text{min}^{-1}$
$n_{an}$	Antriebsdrehzahl des Getriebes	$\text{min}^{-1}$
$p$	Pressung	MPa
$p_x$	Axialteilung der Schnecke	mm
$p_2$	Teilung des Schneckenrades	mm
$P_R$	Reibleistung	[W]
$P_1$	Leistung an der Schneckenwelle	W
$P_V$	Gesamtverlustleistung	W
$P_{VD}$	sonstige Verlustleistungen	W
$P_{VL0}$	lastunabhängige Lagerverlustleistung	W
$P_{VLP}$	lastabhängige Lagerverlustleistung	W
$P_{VX}$	sonstige Verlustleistungen	W
$P_{VZ0}$	lastunabhängige Verzahnungsverlustleistung	W
$P_{VZP}$	lastabhängige Verzahnungsverlustleistung	W
$q$	Formzahl	–
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
$R$	Radius des reduzierten Ellipsoids	mm
$R_e$	REYNOLDS-Zahl	–
$R_x$	reduziertes Krümmungsradius in x-Richtung	mm
$R_{ohm}$	elektrischer Widerstand	$\Omega$
$R_{th}$	thermischer Widerstand	K/W
$R_y$	reduziertes Krümmungsradius in y-Richtung	mm
$R_{1x}$	Krümmungsradius des Körpers 1 in x-Richtung	mm
$R_{1y}$	Krümmungsradius des Körpers 1 in y-Richtung	mm
$R_{2x}$	Krümmungsradius des Körpers 2 in x-Richtung	mm
$R_{2y}$	Krümmungsradius des Körpers 2 in y-Richtung	mm
$s$	Gleitweg	km
$t$	Zeit	h
$T_2$	Drehmoment am Bronze-Schneckenrad	Nm
$u$	Zähnezahlverhältnis	–
$U$	elektrischer Spannung	V
$u_t$	Gleitgeschwindigkeit	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
$u_m$	mittlere Geschwindigkeit	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
$u_s$	Summengeschwindigkeit	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

$v_{\text{gm}}$	Gleitgeschwindigkeit am Mittenkreis	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
$V$	Körpervolumen	$\text{mm}^3$
$W_{\text{R}}$	Reibarbeit	J
$x, y, z$	Oberflächenkoordinate zur Kontaktberechnung	mm
$x_2$	Profilverschiebungsfaktor	—
$z_1$	Zähnezahl der Schnecke	—
$z_2$	Zähnezahl des Schneckenrades	—
$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
$\alpha_0$	Erzeugungswinkel	°
$\gamma_{\text{m1}}$	Mittensteigungswinkel	°
$\delta$	Abplattung	mm
$\Delta h$	Verschleißhöhe	mm
$\Delta m$	Verschleißmasse	mg
$\Delta V$	Verschleißvolumen	$\text{mm}^3$
$\Delta \vartheta$	Temperaturänderung	K
$\Delta \varphi$	Wälzabweichung	°
$\eta_{\text{ges}}$	Gesamtwirkungsgrad	—
$\eta_z$	Verzahnungswirkungsgrad	%
$\vartheta$	Temperatur	K
$\kappa$	Halbachsenverhältnis	—
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	$\text{W}/\text{mK}$
$\mu$	Reibungszahl	—
$\nu$	NUSSELT-Zahl	—
$\mu_{\text{zm}}$	mittlere Zahnreibungszahl	—
$\nu_1$	Poissonzahl vom Körper 1	—
$\nu_2$	Poissonzahl vom Körper 2	—
$\xi$	elliptischer Integral zweiter Art	—
$\rho$	Dichte	$\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$
$\sigma_{\text{Hm}}$	mittlere Flankenpressung	MPa
$\varphi_1$	Schneckendrehwinkel	°
$\varphi_2$	Drehwinkel des Bronze-Schneckenrades	°
$\varphi_3$	Drehwinkel des Opferrades	°
$\chi$	elliptischer Integral erster Art	—
$\omega_2$	Winkelgeschwindigkeit des Bronze-Schneckenrads	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$

## Indizes

<b>Index</b>	<b>Bedeutung</b>
1	Schnecke
2	Bronze-Schneckenrad
3	Opferschneckenrad
b	Bronze
c	Compound
cs	Compound-Stahl-Kontakt
H	HERTZ
m	Mittelwert
r	radiale Richtung
sb	Stahl-Bronze-Kontakt
s	Stahl
t	tangentiale Richtung
x	axiale Richtung

## Abkürzungsverzeichnis

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
cb	Chemically bonded
EDX	Energiedispersive Röntgenspektroskopie
EWP	Einflankenwälzprüfung
GCB	behandelter Stranguss
IFOS	Institut für Oberflächen- und Schichtanalytik
IPF	Leibniz-Institut für Polymerforschung Dresden e.V.
FEM	Finite-Elemente-Methode
MEGT	Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie
MO	Methyloleat
MoS <sub>2</sub>	Molybdändisulfid
PA	Polyamid
PTFE	Polytetrafluorethylene
PVD	Physical Vapour Deposition
REM	Rasterelektronenmikroskop
TTS	Tribotechnisches System
VDI	Verein Deutsche Ingenieure e.V.
WSe <sub>2</sub>	Wolframdiselenid



# 1 Einleitung

Schneckengetriebe werden im Vergleich zu anderen Zahnradgetrieben vor allem dort eingesetzt, wo zur Leistungsübertragung große Übersetzungen in einer Stufe realisiert werden müssen und ein schwingungs- und geräuscharmer Lauf gefordert werden [SS08]. Sie finden weltweit Verwendung in Anwendungen wie Förderanlagen, Aufzügen oder Extrusionsmaschinen. Im Zahnkontakt von Schneckengetrieben tritt neben der formschlüssigen Drehmomentübertragung auch ein Gleiten auf, das zu relativ hohen Temperaturerhöhungen führt. Für die Schmierung von Schneckengetrieben kommen in der Praxis u.a. wegen ihrer ausgeprägten Kühlwirkung meist Flüssigschmierstoffe zum Einsatz. Zur Schmierung von Schneckengetrieben werden auch fettartige Schmierstoffe eingesetzt, die trotz der im Vergleich zur Flüssigkeitsschmierung geringen Kühlwirkung einen zuverlässigen Betrieb des Schneckengetriebes ermöglichen. Aufgrund der zeitbedingten Alterung von flüssigen Schmierstoffen können sie nicht bzw. nur begrenzt dort eingesetzt werden, wo eine zuverlässige Funktion des Getriebes lange Zeit nach der Inbetriebnahme der Gesamtkonstruktion sicherzustellen ist. Der Einsatz konventioneller Schmierstoffe (Fett und Öl) bei sehr tiefen oder hohen Temperaturen sowie im Vakuum kann zum Verlust der Schmierungseigenschaften führen [Miy02]. Bei solchen Anwendungen werden daher häufig Festschmierstoffe (z.B. PTFE) eingesetzt. Auch im medizinischen Bereich oder in der Lebensmittelindustrie, wo Reinräume erforderlich sind, um die notwendigen Hygienestandards zu erfüllen, werden häufig fluidfreie Getriebe gefordert.

Soll in einem Getriebe ein Kunststoffzahnrad (z.B. aus Polyamid) tribologisch beansprucht werden, sollte dieses ebenfalls geschmiert werden. Bedingt durch die Unverträglichkeit zwischen Kunststoffen und flüssigen oder fettartigen Schmierstoffen, wird der Einsatz von herkömmlichen Schmierstoffen hierbei eingeschränkt [Ada86]. Zur Realisierung einer Trockenschmierung bei Getrieben mit Kunststoffteilen kann hierzu während des Herstellungsprozesses der Kunststoffteile eine bestimmte Menge an Festschmierstoff dem Kunststoff zugegeben werden, welcher während des Wälzvorganges auf den Gegenkörper transferiert wird [GIS16]. Nach einer gewissen Laufzeit oder bei hoher Belastung kann jedoch durch den Verschleiß des Compounds die Kraftübertragung im Getriebe durch den Compound nicht mehr gewährleistet werden [YD14]. Bei Getrieben aus metallischen Zahnradern können zur Trockenschmierung Beschichtungen aus Gleitlacken auf die Zahnflanken appliziert werden, wodurch der unmittelbare Kontakt zwischen den Zahnflanken vermieden wird.

Gleitlacke stellen eine Dispersion aus Festschmierstoffen, Bindemitteln und Lösemitteln dar [Pad19]. Als Festschmierstoffe werden z.B. PTFE, Graphit oder Molybdändisulfid eingesetzt. Infolge der Wälzbewegung zwischen den Zahnrädern und der damit verbundenen Festkörperreibung, kann es zum Verschleiß der aufgetragenen Schmierstoffschicht kommen, sodass die Trennung der Zahnflanken und damit der sichere Betrieb des Getriebes nicht mehr gewährleistet wird. Zur Sicherstellung einer wirksamen Trockenschmierung der Kontaktstelle ist daher eine Nachschmierung der Kontaktstelle mit einem Festschmierstoff notwendig. Dies kann mit Hilfe einer Transferschmierung erfolgen, wobei der Festschmierstoff aus einem Opferbauteil in den leistungsübertragenden tribologischen Kontakt transferiert wird.

Während die Trockenschmierung von Wälzlagern und Stirnradgetrieben über Transferschmierung seit langem Stand der Technik ist [Dro73; LF87], ist die Anwendbarkeit der Transferschmierung zur Trockenschmierung von Schneckengetrieben nach jetzigem Stand der Technik noch nicht ausreichend erforscht. Angaben über den Einfluss des Festschmierstoffs auf die Tragfähigkeit, das thermische Verhalten und den Wirkungsgrad im trocken geschmierten Schneckengetriebe sind unbekannt. Darüber hinaus gibt es in der Literatur bisher keine systematischen Versuche, in denen die Mechanismen des Transfers des Festschmierstoffs in die leistungsübertragende Kontaktstelle vorgestellt werden. Durch die systematische Untersuchung dieser Parameter soll ein grundlegendes Verständnis über die Schmierungsmechanismen in einem trocken geschmierten Schneckengetriebe geschaffen werden, welches gleichzeitig die Motivation dieser Arbeit darstellt.

## 2 Stand der Forschung

In diesem Kapitel wird ein Überblick über den Stand der Forschung gegeben. Ausgehend von den Grundlagen der Tribologie werden die Phänomene Reibung und Verschleiß sowie deren Optimierungsmöglichkeiten durch Schmierung in tribologischen Systemen dargestellt. Die Wirkungsmechanismen von Festschmierstoffen in trockengeschmierten Systemen werden ebenfalls erläutert. Hierbei wird der Fokus auf polymerartige Festschmierstoffe gelegt, welche die Basis dieser Arbeit darstellen. Zudem wird auf die Anwendung der Feststoffschmierung in der Antriebstechnik eingegangen. Zum Abschluss dieses Kapitels werden ein Überblick zu den Grundlagen und dem Stand der Forschung von Schneckengetrieben vorgestellt.

### 2.1 Tribologische Grundlagen

Die Tribologie kann nach [CH20] als ein interdisziplinäres Fachgebiet zur Optimierung mechanischer Technologien durch die Verminderung von reibungs- und verschleißbedingter Energie- und Stoffverluste definiert werden. Während Reibung in einigen Anwendungen, z.B. beim Bremsen, erwünscht ist, wirkt sie sich in den meisten tribologischen Systemen negativ aus. Z.B. bei Zahnradgetrieben führt Reibung in den Zahnkontakten zu einer Verminderung des Getriebewirkungsgrades bzw. der Anlage, was zu einem erhöhten Energiebedarf führt. Als Folge der Reibung tritt in der Regel Verschleiß auf, der u.a. für die Verkürzung der Lebensdauer von Maschinenelementen verantwortlich ist. Weiterhin führt Reibung im Kontakt von sich zueinander relativ bewegenden Oberflächen zu einer Erwärmung der Kontaktkörper. Zur Reduktion von Reibung und somit des Verschleiß wird meist zwischen den sich berührenden Festkörpern ein Schmierstoff eingebracht, welcher zusätzlich die Wärme aus der Kontaktstelle sowie die Verschleißpartikeln abtransportiert. Bei der tribologischen Beanspruchung der sich berührenden Körper werden die in der Regel komplexen und irreversiblen Prozesse berücksichtigt, die in der Grenzschicht ablaufen [SHS14]. Diese Prozesse wirken über die Kontaktfläche durch Normal- und Tangentialkräfte und werden von zahlreichen Einflussgrößen beeinflusst, so dass das tribologische Verhalten nur als systembedingtes Verhalten beschrieben werden kann [SS08]. Die Reibungs- und Verschleißvorgänge finden stets innerhalb eines tribologischen Systems statt, auch

Tribotechnisches System (TTS) genannt, welches im Allgemeinen aus Grundkörper, Gegenkörper, Schmierstoff und Umgebungsmedium besteht. Das tribologische System trennt hierbei über eine virtuelle Systemgrenze die unmittelbar an Reibung und Verschleiß beteiligten Bauteile von den übrigen Bauteilen der Anlage oder Maschine ab [CH20]. In Abbildung 2.1 wird beispielhaft ein tribologisches System mit seinen kennzeichnenden Elementen dargestellt, wobei  $F_N$  die wirkende Normalkraft und  $u_r$  die Gleitgeschwindigkeit repräsentieren.

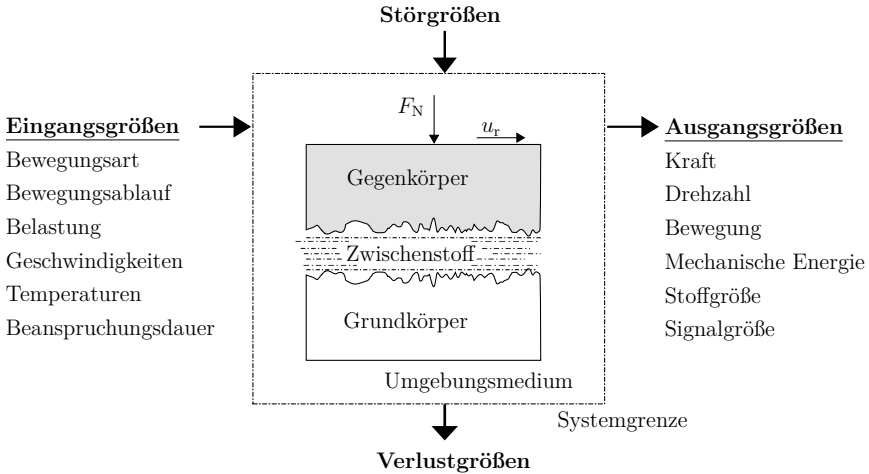


Abbildung 2.1: Darstellung eines TTS nach [CH03]

### 2.1.1 Reibung

Reibung ist definiert als der Widerstand, der einer Relativbewegung entgegengesetzt wird, die zwischen sich berührenden Körpern eingeleitet wird. Reibung kann in innere und äußere Reibung unterteilt werden [CH20]. Während sich bei der äußeren Reibung immer die Oberflächen verschiedener Bauteile berühren, wirkt die innere Reibung zwischen den Teilchen eines Stoffes. Bei der äußeren Reibung, welche auch als Festkörperreibung bezeichnet wird, kann zwischen der statischen und der dynamischen Reibung unterschieden werden. Während die statische Reibung, die sogenannte Haftreibung, bei Systemen mit ruhenden Grund- und Gegenkörpern wirkt, wirkt die dynamische Reibung bei sich relativ zueinander bewegenden Körpern. In Abhängigkeit von der Art der Relativbewegung zwischen den Wirkflächen des Grund- und Gegenkörpers wird nach [Det18] zwischen Rollreibung, Gleitreibung und Bohrreibung, sowie deren Überlagerungen unterschieden (vgl.

Abbildung 2.2).

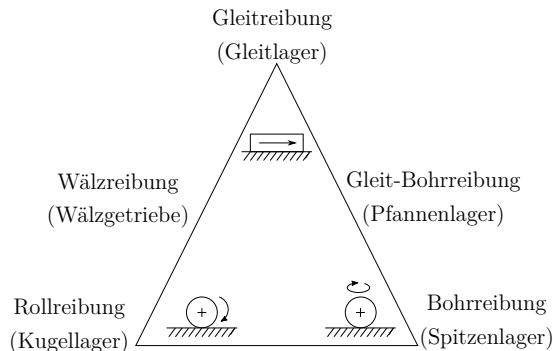


Abbildung 2.2: Einteilung der Reibungsarten nach der Art der Relativbewegung zwischen dem Grund- und Gegenkörper nach [Det18]

Neben der Einteilung der Reibung nach der Art der Relativbewegung der sich berührenden Körper kann die Reibung weiter nach dem Aggregatzustand der am Kontakt beteiligten Bauteile oder Stoffe unterteilt werden. So wird nach STRIBECK zwischen Festkörperreibung, Grenzreibung, Flüssigkeitsreibung und Mischreibung unterschieden [Str02]. Festkörperreibung liegt vor, wenn die Oberflächen von Grund- und Gegenkörper (vgl. Abbildung 2.1) sich unmittelbar berühren. Grenzreibung, eine Sonderform der Festkörperreibung, liegt vor, wenn die Grenzschichten auf den Kontaktoberflächen aus einem molekularen Film des Schmierstoffs oder Zwischenstoffs bestehen. Flüssigkeits- bzw. Gasreibung liegt vor, wenn ein Fluidfilm die Oberflächen von Grund- und Gegenkörper vollständig trennt. Hierbei resultiert die Reibung aus dem aufeinander Gleiten der Schmierstoffmoleküle innerhalb des Fluidfilms. Mischreibung liegt hingegen vor, wenn im Spalt zwischen Grund- und Gegenkörper sowohl die Festkörper- als auch die Flüssigkeitsreibung bzw. die Gasreibung gleichzeitig vorliegen.

Neben den Eingangsgrößen des tribologischen Systems, siehe Abbildung 2.1, und den Werkstoffeigenschaften von Grund- und Gegenkörper hängt die Reibung auch von der Kontaktfläche zwischen Grund- und Gegenkörper ab [SS08]. Es wird im Allgemeinen zwischen der nominellen  $A_{\text{nom}}$  und der realen Kontaktfläche  $A_r$  unterschieden. Während die nominelle Kontaktfläche der makroskopischen Kontaktfläche ( $A_{\text{nom}} = a \cdot b$ ) entspricht, stellt die reale Kontaktfläche die Summe der Mikrokontakte ( $A_r = \sum A_{r,i}$ ) zwischen den Rauheitsspitzen der kontaktierenden Oberflächen dar, vgl. Abbildung 2.3.

Die Größe der realen Kontaktfläche ist im Allgemeinen von ausschlaggebender Bedeutung für die Reibungsprozesse in der Kontaktfläche [Pop09]. GREENWOOD und WILLIAMSON

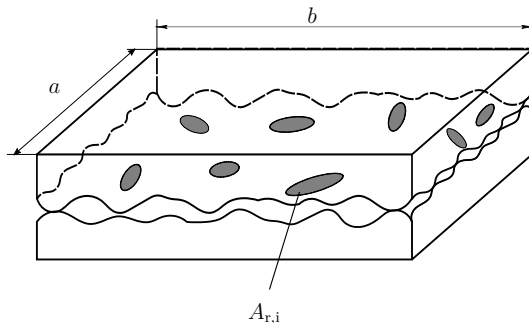


Abbildung 2.3: schematische Darstellung der nominellen und realen Kontaktfläche nach [SS08]

zeigten in [GW66], dass die Größe der realen Kontaktfläche  $A_r$  proportional zur Normalkraft  $F_N$  ist. Die Reibungskraft  $F_R$  (stets parallel zur Kontaktfläche), welche charakteristisch für die Reibung ist (bei äußerer Reibung auch als COUMLOMB'sche Reibung bezeichnet), ist proportional zur Normalkraft  $F_N$ . Als Proportionalitätsfaktor wird im Allgemeinen die Reibungszahl  $\mu$  verwendet, die aus dem Quotienten von Reibungskraft und Normalkraft gebildet wird, vgl. Gleichung 2.1.

$$\mu = F_R / F_N \quad (2.1)$$

Infolge der Reibung wird über einen definierten Gleitweg  $s$  Arbeit verrichtet. Diese wird als Reibarbeit  $W_R$  beschrieben und lässt sich nach Gleichung 2.2 bestimmen.

$$W_R = F_R \cdot s \quad (2.2)$$

Die Reibleistung  $P_R$ , welche als Reibarbeit pro Zeiteinheit  $t$  definiert ist, wird nach Gleichung 2.3 ermittelt.

$$P_R = W_R / t = \mu \cdot F_N \cdot u_r \quad (2.3)$$

Die elementaren bewegungshemmenden und energiedissipierenden Prozesse, die im Kontaktbereich zwischen Grund- und Gegenkörper eines tribologischen Systems wirken, werden durch die herrschenden Reibungsmechanismen beschrieben. Nach CZICHOS und HABIG [CH20] existieren im Allgemeinen vier Reibungsmechanismen: Adhäsion und Scheren, plastische Deformation, Furchung sowie elastische Hysterese und Dämpfung, vgl. Abbildung 2.4.

Diese Mechanismen sind für die Energieumsetzung verantwortlich und können einzeln oder gleichzeitig in Abhängigkeit des Reibungszustands auftreten [CH20]. Die adhäsive

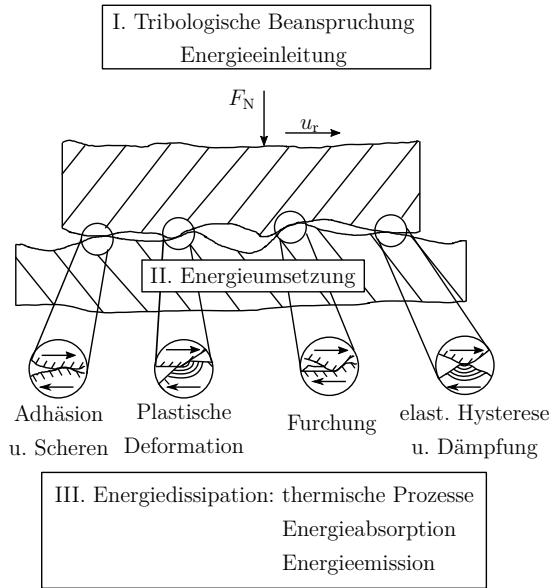


Abbildung 2.4: Energiebilanz und grundlegende Reibungsmechanismen nach [CH20]

Komponente der Reibung entsteht durch die Bildung und Zerstörung von Adhäsionsbindungen in der Kontaktfläche infolge der Relativbewegung. Die Deformation führt zu Energieverlusten durch dissipative Prozesse bei der plastischen Deformation der sich berührenden und relativ zueinander bewegenden Oberflächen. Energieverluste infolge der Furchung entstehen, wenn die Rauheitsspitzen eines härteren Körpers in einen weicheren durch Tangentialbewegung eindringt. Die Energiedissipation durch elastische Hysterese und Dämpfung ist auf die innere Reibung eines Körpers zurückzuführen, wodurch ein verformter Körper bei anschließender Entlastung seine Ausgangslage verzögert wiederherstellen kann.

### 2.1.2 Verschleiß

Nach DETERS ET AL. [DFS02] ist Verschleiß definiert als „der fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers, hervorgerufen durch mechanische Ursachen, d.h. Kontakt und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers.“ Verschleiß äußert sich im Allgemeinen durch das Auftreten von losgelösten Verschleißpartikeln sowie in Stoff- und Formänderung der tribologisch beanspruchten Oberfläche

[DIN50320]. Die während des Verschleißprozesses ablaufenden physikalischen und chemischen Prozesse werden nach [Det18] in vier Verschleißmechanismen eingeteilt: Adhäsion, Abrasion, Oberflächenzerrüttung und tribochemische Reaktionen.

Der adhäsive Verschleiß beruht auf der Ausbildung von Adhäsionsbindungen zwischen den sich berührenden Körpern, die infolge der Relativbewegung zwischen den Körpern abgetrennt werden. Ist die Festigkeit der adhäsiven Bindungen höher als die des weichen Reibpartners, kommt es zu Ausbrüchen aus dem weichen und zum Materialübertrag auf den härteren Reibpartner [SS08] und damit zur Grübchenbildung und Kaltverschweißung. Abrasion liegt vor, wenn die Rauheitsspitzen eines härteren Körpers in einen weichen Körper während einer Relativbewegung eindringen. Es werden dabei Kratzer, Riefen, Mulden und Wellen geformt. Die Oberflächenzerrüttung wird durch die Ermüdung und die Rissbildung in den oberflächennahen Bereichen beschrieben, die auf die wechselnde mechanische Beanspruchung von Grund- und Gegenkörper zurückzuführen ist. Durch wachsende Mikrorisse können Partikel an der Oberfläche abgetrennt werden, wodurch Löcher und Grübchen hinterlassen werden. Tribochemische Reaktionen, auch Tribooxidation genannt, führen zur Bildung von Oxidschichten an den Oberflächen. Sie sind das Ergebnis chemischer Reaktionen zwischen den Grund- und Gegenkörpern und den Bestandteilen des Zwischen- und Umgebungsmediums.

Zur quantitativen Beurteilung des Verschleißes eines tribologisch belasteten Körpers werden Verschleißmessgrößen herangezogen, wodurch die Gestalt- oder Massenänderung des Körpers erfasst wird. Nach [DIN50321] wird zwischen direkten und indirekten Verschleißmessgrößen unterschieden. Die direkten Verschleißmessgrößen beschreiben die Gestalt- oder Massenänderung eines verschleißenden Körpers unmittelbar in Form eines Verschleißbetrages. Sehr oft wird in tribologischen Untersuchungen die verschlissene Masse  $\Delta m$  oder die Höhenabnahme bzw. der lineare Verschleißbetrag  $\Delta h$  eines Körpers zur Beschreibung direkter Verschleißmessgrößen bestimmt. Weist der verschleißende Körper einen konstanten Querschnitt über der Höhe auf, kann das Verschleißvolumen  $\Delta V$  mit der nominellen Kontaktfläche  $A_{\text{nom}}$  (siehe Abbildung 2.3) und der Dichte  $\rho$  des verschleißenden Körpers bestimmt werden, vgl. Gleichung (2.4).

$$\Delta V = \frac{\Delta m}{\rho} = \Delta h \cdot A_{\text{nom}} \quad (2.4)$$

Die indirekten Verschleißmessgrößen (auch als bezogene Verschleißmessgrößen bezeichnet) ergeben sich aus den direkten Verschleißmessgrößen und geben im Allgemeinen die Dauer an, innerhalb der ein verschleißendes System seine Funktionsfähigkeit verliert. Zur Bestimmung indirekter Verschleißmessgrößen werden die direkten Verschleißmessgrößen auf andere geeignete Größen, z.B. die Beanspruchungsdauer und den Beanspruchungsweg bezogen. Zu den indirekten Verschleißmessgrößen zählen die Verschleißgeschwindig-



keit, die Verschleißintensität und das Verschleiß-Durchsatz-Verhältnis, bei denen jeweils die Beanspruchungszeit, der Beanspruchungsweg und der Beanspruchungsdurchsatz als Bezugsgröße verwendet wird [CH20].

In der Praxis wird häufig zur quantitativen Beurteilung des Verschleißes bei trockenlaufenden tribologischen Systemen sowie bei Systemen im Misch- oder Grenzreibungszustand eine auf die Belastung normierte Verschleißrate  $k$  verwendet, welche ursprünglich von ARCHARD in [Arc53] vorgestellt wurde. Die spezifische Verschleißrate  $k$ , in der Literatur auch als Verschleißkoeffizient bezeichnet, siehe Gleichung (2.5), beschreibt den bei einer konstanten Normalkraft  $F_N$  nach einem bestimmten Gleitweg  $s$  eingetretenen Volumenverlust  $\Delta V$  pro Lasteinheit eines tribologischen Systems. Die spezifische Verschleißrate ermöglicht den Vergleich von Verschleißergebnissen, die mit unterschiedlichen Geometrien, Dichten, Versuchszeiten und Belastungen erzielt wurden [CH20].

$$k = \frac{\Delta V}{F_N \cdot s} \quad (2.5)$$

In der Praxis finden außerdem Ansätze zur quantitativen Beurteilung des Verschleißes Anwendung, die auf der Reibenergie basieren. Bei diesen Ansätzen wird angenommen, dass der durch Reibung verursachte Energieeintrag und der auftretende Verschleiß einen physikalischen Zusammenhang aufweisen. Ein weit verbreiteter reibungsenergetischer Ansatz stellt der Verschleißberechnungsansatz nach FLEISCHER dar [FGT80], welcher einen linearen Zusammenhang zwischen der Reibarbeit  $W_R$  und dem Verschleißvolumen  $\Delta V$  gemäß Gleichung (2.6) darstellt, wobei  $e_R^*$  die scheinbare Reibungsenergiegedichte beschreibt, welche für die Abschätzung und Berechnung des Verschleißes verwendet wird.

$$W_R = \Delta V \cdot e_R^* \quad (2.6)$$

Die scheinbare Reibungsenergiegedichte beschreibt den Widerstand eines Körpers gegen abrasiven Verschleiß und nimmt mit steigender mechanischer Energie zu, welche in das System eingebracht wird, um ein bestimmtes Verschleißvolumen zu erhalten.

### 2.1.3 Schmierung

Schmierstoffe werden in tribologischen Systeme eingesetzt, um die Reibung und den Verschleiß zwischen den sich relativ bewegenden Körpern zu reduzieren oder zu vermeiden, wodurch die Lebensdauer von Bauteilen oder Maschinen erhöht wird. Im allgemeinen Maschinenbau werden flüssige (z.B.: Öl), konsistente (z.B.: Fett) oder feststoffartige Schmierstoffe (z.B.: PTFE, MoS<sub>2</sub>) eingesetzt.

Neben der reibungsmindernden Eigenschaft können flüssige Schmierstoffe die Kontaktflächen durch Abführung der Reibungswärme zusätzlich kühlen und tragen die Last zwi-

schen den Kontaktflächen bei Vollschmierung vollständig. Darüber hinaus können sie dazu dienen, im tribologischen Kontakt entstehende Verschleißpartikel abzutransportieren. Schmierstoffe können auch eingesetzt werden, um Korrosion zu verhindern. Neben den flüssigen Schmierstoffen (Mineralöle und synthetische Öle), finden Fette und Gase (z.B. Luft) sowie Festschmierstoffe unter besonderen Betriebsbedingungen im Maschinenbau Anwendung. Die erste Anwendung von Festschmierstoffen zur Schmierung tribologischer Systeme entstand während der industriellen Revolution [Miy01]. Nach [BK12] kann grundsätzlich jeder Feststoff mit beabsichtigtem Einsatz zur Verringerung von Verschleiß und Reibung als Festschmierstoff betrachtet werden. Als Festschmierstoff werden Feststoffe meist in Form von Pulvern, Pasten oder Gleitlacken auf den Reiboberflächen oder als Partikeln in Ölen und Fetten zur gezielten Verbesserung der Schmierungseigenschaften verwendet. Entscheidend für die Einsatzbereiche der verschiedenen Schmierstoffarten sind u.a. die vorliegenden Betriebsdrücke und -geschwindigkeiten sowie Umgebungstemperaturen. Abbildung 2.5 verdeutlicht, dass Feststoffschmierstoffe insbesondere dort angewendet werden, wo Öle und Fette ihre Grenzen erreichen, wie beispielsweise bei hohen Belastungen mit gleichzeitig niedrigen Gleitgeschwindigkeiten bei denen Fette und Öle aus dem Kontaktbereich verdrängt werden würden und der Aufbau eines trennenden Schmierfilms durch hydrodynamische Wirkung erschwert wird.

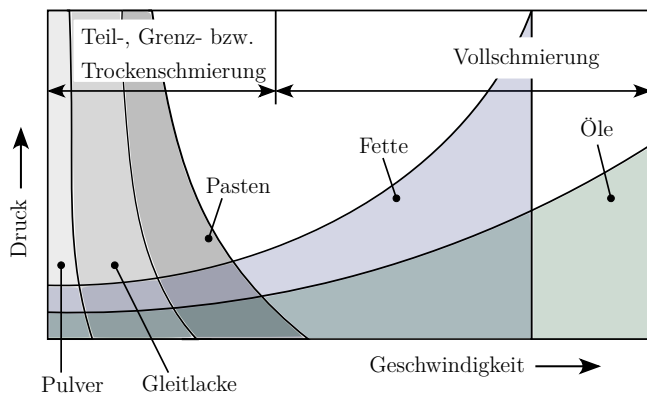


Abbildung 2.5: Einsatzbereich von Schmierstoffen in Abhängigkeit der Betriebsgeschwindigkeit und des Betriebsdrucks nach [Det18]

Darüber hinaus werden flüssige und fettähnliche Schmierstoffe nicht bei extremen Temperaturen, im Vakuum sowie bei Anwendungen, bei denen der Schmierstoff oder die Kontaktkörper mit aggressiven Medien in Berührung kommen, eingesetzt. Außerdem werden sie bei Anwendungen mit hohen hygienischen Anforderungen, wie z.B. in der Lebensmit-

telindustrie [BK12], nicht eingesetzt. Auch bei Anwendungen mit aussetzendem Betrieb kann der Einsatz flüssiger Schmierstoffe nachteilig wirken, da ein zuverlässiger Betrieb des Systems auch nach langen Stillstandszeiten und abruptem Betrieb gewährleistet werden muss. Diese Einsatzgrenzen sind auf die physikalischen und chemischen Eigenschaften flüssiger Schmierstoffe zurückzuführen. Bei sehr niedrigen Temperaturen kann es aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Viskosität zu einer Verfestigung der flüssigen Schmierstoffe bzw. Fette kommen, während bei sehr hohen Temperaturen eine zunehmende Verflüssigung der Schmierstoffe zu beobachten ist. Bei Hochvakuumanwendungen, z.B. im Welt- raum, verdampfen flüssige Schmierstoffe aufgrund des vergleichsweise hohen Dampfdrucks [Miy02], während in bestrahlten Umgebungen sowie bei Umgebungen mit extremen Temperaturen die flüssigen Schmierstoffe und Fette verdampfen oder sich zersetzen [Erd01; Cla72].

Den vielfältigen Vorteilen der Feststoffschmierung sind jedoch auch Grenzen gesetzt. Nach [Str02] können in tribologischen Systemen unterschiedliche Schmierzustände erreicht werden, wodurch verschiedene Aussagen über die Reibungszustände in der Kontaktstelle getroffen werden. Während Voll-, Grenz- und Teilschmierung ausschließlich bei Fluidschmierung auftreten, liegt bei Feststoffschmierung stets Trockenschmierung mit Festkörperreibung vor. Daher werden mit feststoffgeschmierten Reibpartnern in der Regel höhere Reibwerte als mit Flüssigschmierstoffen erreicht, da u.a. eine dauerhafte und komplette Trennung der Oberfläche der Reibpartner infolge tribologischer Beanspruchung nicht gewährleistet werden kann. Zudem können keine Verschleißpartikel von der Kontaktstelle herausgespült werden. Auch Wirkungsgrade wie bei Öl- und Fettschmierung können nicht erreicht werden und wegen der mangelnden Dämpfungseigenschaften ist die Geräusentwicklung von trockengeschmierten Systemen um ein Vielfaches höher als bei Flüssigkeitsschmierung [BK12]. Trotz dieser nachteiligen Aspekte der Feststoffschmierung liegt der Schwerpunkt dieser Arbeit auf dem Einsatz von Festschmierstoffen, wobei deren Vorteile in den oben genannten extremen Anwendungsbereichen im Vordergrund stehen. Ausgewählte Beispiele von Festschmierstoffen werden im Folgenden vorgestellt.

## 2.2 Feststoffschmierung

Festschmierstoffe werden in der Regel als Schicht aufgebracht. Dabei werden die tribologisch zu beanspruchenden Oberflächen mit einer Schicht des Festschmierstoffs beschichtet. Dadurch entsteht im Betrieb ein kontinuierlicher Schichtabbau, welcher die Lebensdauer der Schicht und somit des Bauteils reduziert. Um die Lebensdauer der Festschmierstoffschicht zu verlängern, ist eine Nachschmierung erforderlich, die von außen in der Regel schwierig ist. Durch das Prinzip der Transferschmierung kann die Lebens-

dauer der Schmierstoffschicht verlängert werden, indem die Festschmierstoffpartikel über Opferbauteile in den Reibkontakt kontinuierlich transferiert werden, wodurch eine quasi-kontinuierliche Schmierung ermöglicht wird. Im Folgenden werden die wichtigsten Vertreter von Festschmierstoffen sowie die Mechanismen zum Schichtaufbau unter Trockenschmierung vorgestellt.

### 2.2.1 Einteilung von Festschmierstoffen

Im Allgemeinen können Festschmierstoffe in organische und anorganische Werkstoffe unterteilt werden [BK12]. Zu den organischen Werkstoffen zählen Polymere und Metallseifen, während unter anorganischen Werkstoffen weiche Metalle, Werkstoffe mit Schichtgitterstruktur, sowie oxidische und fluoridische Verbindungen der Übergangs- und Erdalkalimetalle gehören. Weiterhin können Hartstoffschichten als Festschmierstoff eingesetzt werden. Diese werden sowohl zu den organischen als auch anorganischen Werkstoffe untergeordnet [BK12]. Im Folgenden werden die Schmierstoffklassen der Weichmetalle, der Festschmierstoffe mit Schichtgitterstruktur und der Polymere vorgestellt, welche in der Antriebstechnik am weitesten verbreitet sind.

#### Weichmetalle

Weichmetalle, wie z.B. Blei, Indium und Silber weisen im Allgemeinen eine geringe Härte, hohe Duktilität und eine hohe Wärmeleitfähigkeit auf, wodurch sie die im Reibkontakt entstandene Wärme im Vergleich zu anderen Festschmierstoffsystemen besser abführen können. Weichmetalle weisen weiterhin einen geringen Widerstand gegen Scherung auf [Wun75] und lassen sich sehr gut aufgrund ihrer hohen Adhäsionsneigung auf harte Metalloberflächen in Form einer Schicht auftragen. WARDZINSKI ET AL. zeigten in [WBR13], dass Indium im Vergleich zu anderen Weichmetallen die günstigsten tribologischen Eigenschaften aufweist. Das tribologische Verhalten von Weichmetallen hängt hauptsächlich von der Schichtdicke auf dem Grundkörper und der Härte des Gegenkörpers ab. Außerdem weisen weichmetallbeschichtete Substrate den Vorteil auf, dass sich unter korrosiver Atmosphäre eine Oxidschicht bildet, welche reibungs- und verschleißmindernd wirkt [CH20].

#### Festschmierstoffe mit Schichtgitterstruktur

Zu den wichtigsten Vertretern von Festschmierstoffen mit Schichtgitterstruktur gehören Graphit und Molybdändisulfid ( $\text{MoS}_2$ ), aufgrund ihrer besonderen tribologischen Eigenschaften. LINCE UND FLEISCHHAUER zeigen beispielhaft in [LF87] die Schichtgitterstruktur von  $\text{MoS}_2$ . Die Festschmierstoffe mit Schichtgitterstruktur weisen in ihrer Kristall-

struktur ausgeprägte Gleitebenen auf, welche unter tribologischer Beanspruchung zur Scherung des Festschmierstoffs und zu einer Relativbewegung der Schichtlamellen innerhalb der Gleitebenen führt [BK12]. Die besondere Schmierwirkung dieser Festschmierstoffe beruht auf den geringen molekularen Kräften zwischen den Schichten, die im Vergleich zu den Kräften zwischen den Atomen innerhalb der einzelnen Schichten viel schwächer sind.

## Polymere

Polymere werden im Allgemeinen als Konstruktionswerkstoff eingesetzt. Außerdem werden sie bei tribologischen Anwendungen mit niedrigen Gleitgeschwindigkeiten und geringen Belastungen als Schmiermittel eingesetzt. Die in der Tribologie am häufigsten verwendeten Polymere sind die Thermoplaste und die Duroplaste. Diese bestehen aus Kohlenwasserstoffen, welche lange Ketten aus immer wiederkehrenden Einzelgliedern, den sogenannten Monomeren, bilden. Die tribologischen Eigenschaften von Polymeren werden maßgeblich durch ihr viskoelastisches Verhalten bestimmt und lassen sich bei einer Relativbewegung des Polymers mit einem Gegenkörper durch die Adhäsions- und Deformationstheorie beschreiben [BK12]. Im Vergleich zu Metallen weisen Polymere eine geringere Wärmeleitfähigkeit auf, wodurch die im Reibkontakt entstehende Wärme langsamer abgeleitet wird.

In dieser Arbeit bilden Polymere die Hauptbestandteile der verwendeten Festschmierstoffe. Hierbei werden für ihre Herstellung Polyamide und Polytetrafluorethylen (PTFE) verwendet. Die allgemeine Strukturformel von PTFE und Polyamid sind in den Abbildungen 2.6 und 2.7 dargestellt.

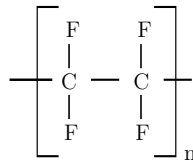


Abbildung 2.6: Strukturformel von PTFE

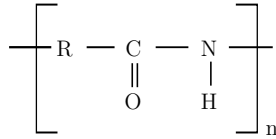


Abbildung 2.7: Strukturformel von Polyamiden, bestehend aus Aminocarbonsäuren. „R“ steht hierbei für die restlichen Verbindungen, welche zur Synthese eingesetzt werden.

Polymamide zeichnen sich durch ihre vergleichsweise hohe Zähigkeit und geringe temperaturabhängige Verformung aus, hervorgerufen durch die ausgeprägte Wasserstoffbrückenbildung zwischen den benachbarten Molekülketten [OBB04]. Außerdem weisen Polymamide im Vergleich zu anderen Polymeren einen relativ hohen Elastizitätsmodul auf, wodurch sie in Abhängigkeit von ihrer Struktur auch bei hohen Belastungen und hohen Temperaturen (bei PA66 bis 120 °C [BK12]) eingesetzt werden können. Im Vergleich zu anderen Thermoplasten weisen Polymamide eine höhere Wasseraufnahmefähigkeit auf, die sich je nach Polyamid-Typ stark unterscheidet. In der Umgebungsluft mit 50% relativer Feuchte kann z.B. PA12 0,7% und PA46 3,7% Wasser aufnehmen [OBB04]. Die hydrophile Eigenschaft der Polymamide führt in nicht getrockneter Umgebung zu einer Volumenvergrößerung des Polymers und einer Erhöhung der Zähigkeit und Abriebfestigkeit bei sinkendem Elastizitätsmodul [BK12]. Bei tribologischen Anwendungen weisen Polymamide ein relativ gutes Reibungs- und Verschleißverhalten auf [OBB04], wodurch sie, in Kombination mit guten Trockenlaufeigenschaften, als Festschmierstoff eingesetzt werden können. Zahlreiche Untersuchungen zeigten, dass die Kombination von Polyamid mit anderen Werkstoffen zu einer Verbesserung der tribologischen Eigenschaften des Polyamids führen kann. Die Mischung von Glasfasern, Kohlenstofffasern oder anderen Fasern führen z.B. zu einer Erhöhung der Gebrauchstemperatur vom Polyamid [BK12; DDY13]. Außerdem kann das Reibverhalten von Polyamid durch die Beimischung weiterer Festschmierstoffe wie MoS<sub>2</sub> und PTFE verbessert werden [DDY13; VB97; LVG19].

Im Vergleich zu Polyamid weist PTFE, auch bekannt unter dem Handelsnamen Teflon, einen erhöhten Temperatureinsatzbereich von -270 °C bis +300 °C und einen geringeren Elastizitätsmodul von 400 - 700 MPa auf [OBB04]. Weiterhin zeichnet sich PTFE durch eine hohe Beständigkeit gegen Chemikalien und gute elektrische Eigenschaften aus [Dom05]. Der unverzweigte lineare Aufbau von PTFE weist zwischen den Kohlenstoff (C)- und Fluoratomen (F) hohe Bindungskräfte auf, während aufgrund der geringen Polarisierbarkeit von Fluoratomen nur geringe zwischenmolekulare Kräfte auf andere Polymere wirken können. Aufgrund des hohen Schmelzpunkts von PTFE (über 320 °C) kann PTFE nicht wie andere Thermoplaste, sondern eher wie ein Duroplast verarbeitet wer-

den. Daher werden Halbzeuge oder Bauteile aus PTFE bei Raumtemperatur aus PTFE-Suspensionspolymerisatpulver durch Pressen oder Extrudieren vorgeformt und durch Sintern oberhalb der Schmelztemperatur fertig gestellt [BK12]. Wie Polyamid weist PTFE keinen geschichteten Aufbau auf. Die Schmierwirkung von PTFE wird durch das aneinander Gleiten der Makromoleküle hervorgerufen [MRO18], welches zu einer Ausrichtung der Moleküllketten in Bewegungsrichtung führt [Dow78; BT78]. Durch seine hervorragenden Antihaft- und Gleiteigenschaften weist PTFE eine der niedrigsten Reibungszahlen aller festen Werkstoffe im Kontakt mit Stahl auf [Dom12]. Daher gehört PTFE in der Praxis zu den am meisten verwendeten Festschmierstoffen [Tho86]. Dahingegen weist PTFE einen niedrigen Verschleißwiderstand bei Gleitbewegung mit metallischen Gegenkörpern auf, welcher durch die Beimengung von u.a. Graphit, Glasfaser, MoS<sub>2</sub> oder anderen Polymeren wie PA erhöht werden kann [SFB03; TCH13; WY07].

Obwohl PTFE einer der chemisch und thermisch stabilsten Kunststoffe ist, weist es eine geringe Beständigkeit gegenüber energiereicher Strahlung auf. Bei Bestrahlung von PTFE in Gegenwart von Luft werden die C-C- und C-F-Bindungen (vgl. Abbildung 2.6) gebrochen, wodurch Mikropulver mit geringerem Molekulargewicht, funktionelle Gruppen (-COF und -COOH) und persistente Perfluoralkyl (Peroxy)-Radikale gebildet werden [LLS04; HHJ13]. Die hydrophilen funktionellen Gruppen können verwendet werden, um eine chemisch kovalente Bindung zu anderen Monomeren/Polymeren wie Polyamiden herzustellen. FRANKE ET AL. untersuchten das tribologische Verhalten von chemisch gebundenen (im Folgenden als cb abgekürzt) PA-PTFE-Verbindungen und zeigten, dass mit einem PTFE-Massenanteil zwischen 3,3 und 50 Gew.-% die Reibungs- und Verschleißkoeffizienten der Polyamide PA6, PA66 und PA12 bei Trockenreibung verbessert werden können [FLK07]. Ähnliche Erkenntnisse wurden von LEHMANN ET AL. [LHL02] gezeigt. MURAKI ET AL. zeigten außerdem, dass die Reibungs- und Verschleißigenschaften von PA66 durch die Beimischung von 10 Gew.-% PTFE in die PA-Matrix verbessert werden, wobei der chemisch gemischte Compound PA-PTFE-cb dem physikalisch gemischten Compound PA-PTFE überlegen ist [MNN18]. Sie zeigten weiterhin, dass die physikalische Mischung von PTFE und Polyamid schlechtere mechanische Eigenschaften im Vergleich zu reinem Polyamid aufweist, aufgrund der Unverträglichkeit zwischen dem polaren Polyamid und dem unpolaren PTFE Kunststoff. Nach [MNN18] kann diese Inkompatibilität durch die Verbesserung der Polarität von PTFE infolge Elektronenstrahlung behoben werden. Die mechanischen Eigenschaften von chemisch gebundenen Compounds aus bestrahltem PTFE und verschiedene PA (PA12, PA46 und PA66) kann [NSM22] entnommen werden.

In dieser Arbeit werden zur Trockenschmierung des zu untersuchenden Schneckengetriebes Compounds bestehend aus Polyamid und PTFE verwendet, wobei diese über chemische

Bindung von strahlenmodifiziertem PTFE an verschiedenen Polyamidmatrizen hergestellt werden. Die Herstellungsprozedur dieser Festschmierstoffe wird in Kapitel 4.2 beschrieben.

### 2.2.2 Transferfilmaufbaumechanismen

Im vorherigen Unterkapitel sind einige verwendeten Festschmierstoffe vorgestellt worden. In der Praxis werden nicht nur die Eigenschaften dieser Festschmierstoffe (z.B. die innere Reibungszahl) bei der Auswahl für eine effektive Schmierung betrachtet, sondern auch deren Filmaufbaumechanismen. Denn dadurch kann u.a. die Haftung des Festschmierstoffs auf der Substratoberfläche beeinflusst werden und somit die Reibungszahl und die Lebensdauer des aufgebauten Transferfilms. Im Allgemeinen kann der Filmaufbau von Festschmierstoffen in unterschiedlicher Art und Weise erfolgen. Dies kann einerseits durch Sprühen, bürsten oder Eintauchen des Festschmierstoffs in ein flüchtiges Dispersionsmittel erfolgen, andererseits durch Scherung von freiem Festschmierstoffpulver, Sputtern oder Transfer aus einem Opferbauteil. Diese Filmaufbaumechanismen werden im Folgenden vorgestellt.

#### Sprühen, Bürsten oder Eintauchen

Die Trockenschmierung von tribologischen Systemen kann durch die Übertragung von Feststoffpartikeln auf die zu schmierende Oberfläche durch Bürsten, Tauchen oder Sprühen einer mit einem Festschmierstoff additivierten Flüssigkeit erreicht werden. Bei Verwendung einer flüchtigen Flüssigkeit verdunstet anschließend das Lösungsmittel, wodurch die Beschichtung trocknet bzw. härtet und eine Festschmierstoffschicht gebildet wird. DEARN ET AL. nutzten z.B. in [DHP13] eine herkömmliche Luftzerstäubungspistole, um eine Festschmierstoffschicht auf die Flanken von Kunststoffzahnradern aufzutragen, welche nach Aushärtung unter Trockenschmierung in einem Zahnradgetriebe eingesetzt wurde. Dabei wurden vier verschiedene Beschichtungen eingesetzt: Molybdändisulfid, Graphit, Bornitrid (hexagonal) und PTFE-Pulver. Es zeigte sich, dass das Auftragen einer Festschmierstoffschicht auf die Flanken der Kunststoffzahnradern aus PA und PEEK zu einer deutlichen Verlängerung ihrer Lebensdauer führt.

#### Freies Festschmierstoffpulver

Freie Festschmierstoffpulver werden auf verschiedene Weise eingesetzt, um einen Transferfilm zu bilden.

Einerseits kann die Festschmierstoffschicht durch Einreibung des Feststoffpulvers auf der Oberfläche aufgebaut werden, wobei das Schmierstoffpulver (z.B. Grafit oder  $\text{MoS}_2$ ) bei relativ niedriger Pressung gegenüber der zu schmierenden harten Oberfläche und in tan-



gentialer Bewegung belastet wird. Die Belastung kann hierbei per Hand oder durch eine geeignete mechanische Einrichtung erfolgen. In [GBS68] wird eine Maschine vorgestellt, welche zum Erzeugen polierter Beschichtungen auf Ringen oder Zylindern eingesetzt wird. Die Struktur eines polierten Transferfilms aus  $\text{MoS}_2$  wird in [KP86] vorgestellt. In [JM64; BM72] wird der Einfluss der Oberflächenrauheit auf einen polierten  $\text{MoS}_2$ -Transferfilm vorgestellt.

Andererseits kann das Festschmierstoffpulver in einer bestimmten Menge in einem Gehäuse freigesetzt werden und durch die Relativbewegung der Kontaktflächen in die Kontaktstellen gedrückt und geschert werden, wodurch ein schmierender Transferfilm aufgebaut wird. Durch die Verwirbelung des Pulvers im Gehäuse werden die Regenerierung des Schmierfilms und der Kreislauf des Festschmierstoffs im Gehäuse sichergestellt. Dieser Filmaufbauprozess wurde am Beispiel eines Stirnradgetriebes in [MWB06] untersucht, wobei als Schmierstoff PTFE-Mikropulver angewendet wurde.

### Physical-Vapour-Deposition (PVD)

Das PVD-Verfahren gehört zu den ältesten Techniken zur Beschichtung metallischer Oberflächen mit Festschmierstoffen. Dieses Verfahren ist weitverbreitet bei der Beschichtung von Wälzagerlaufflächen [MHD21]. Das PVD-Verfahren ermöglicht die Abscheidung von Metallen oder Legierungen im Vakuum in der Dampfphase auf die Substratoberfläche durch Zufuhr von kinetischer und/oder thermischer Energie [BK12]. Zum PVD-Verfahren gehören Ionenimplantation, Ionenplattieren und Sputtern [Lan99]. Beim Sputterverfahren, welches ursprünglich von SPALVINS und PRZYBYSEWSKI zur Bildung von Beschichtungen mit  $\text{MoS}_2$  eingesetzt wurde [Spa69], können harte Schichten (zur Verbesserung der Verschleißfestigkeit) und weiche Schichten mit geringer Scherfestigkeit (zur Verwendung als Feststoffschmierstoff) abgeschieden werden. Diesen Verfahren wird besondere Aufmerksamkeit gewidmet, da sie sich als Verfahren zur Abscheidung haftender, dichter und zuverlässiger Festschmierstoffschichten zunehmend durchsetzen [Buc81]. Eine ausführliche Beschreibung dieses Beschichtungsverfahrens ist in [Lan99] beschrieben. KANOPKA ET AL. nutzten z.B. das PVD-Verfahren zur Beschichtung eines Axial-Zylinderrollenlagers mit Molybdän und Molybdäntrioxid. Das trockengeschierte Lager wurde anschließend experimentell untersucht, wobei eine signifikante Verlängerung der Gebrauchsdauer des trockengeschierten Wälzlagers im Vergleich zum ungeschmierten Referenzlager nachgewiesen wurde [KPH22].

### Transferschmierung

Unter Transfer versteht man im Allgemeinen den Übergang eines Stoffes von einem Körper auf einen anderen, wenn sich die beiden Körper unter Last relativ zueinander bewegen.

Dies findet nahezu immer in Trockenkontakten statt [Rab65]. Der Einsatz dieses Prinzips zur Schmierung tribologischer Systeme ermöglicht u.a. eine kontinuierliche Verfügbarkeit des Festschmierstoffs im tribologischen Kontakt während des Maschinenbetriebs. Hierbei kann der Festschmierstoff aus einem vorhandenen Reservoir direkt oder indirekt in die Kontaktstellen transferiert werden [Lan99], wobei die Schmierung infolge der Adhäsion des Festschmierstoffs auf einer Komponentenoberfläche erfolgt. Für die Zusammensetzung des Reservoirmaterials soll ein Kompromiss zwischen der strukturellen Festigkeit und der Verfügbarkeit vom Festschmierstoff für die Übertragung gefunden werden. Bei hoher Festschmierstoffkonzentration im Reservoir wird die Schmierstoffversorgung der Kontaktstellen erhöht, die Strukturfestigkeit jedoch verringert [BNB06; SPH16].

Bei der direkten Transferschmierung entspricht das Festschmierstoffreservoir einer Komponente des belasteten Systems (z.B. trockengeschmierte Gleitlager [Pra01]). Außerdem kann eine bestimmte Menge des Festschmierstoffs in eine Systemkomponente eingearbeitet werden, welche die Funktionalität eines Reservoirs übernimmt. Durch den Verschleiß des resultierenden Compounds bzw. des Reservoirs wird der eingebaute Festschmierstoff auf den Gegenkörper transferiert und somit die Kontaktstelle geschmiert. Dieses Schmierungsprinzip ist eine gängige Methode der Transferschmierung und wurde vielfach untersucht. Sie wird z.B. bei Zahnradgetrieben bestehend aus einem Kunststoff- und Metallzahnrad eingesetzt [WCW02; Ada86; Yam90], wo z.B. keine gute Verträglichkeit zwischen dem Kunststoff und dem flüssigen Schmierstoff (oder Fett) gewährleistet werden kann oder bei Weltraumanwendungen [MRO18]. Das Prinzip der direkten Transferschmierung wird ebenfalls zur Trockenschmierung von Wälz- und Gleitlagern verwendet. Hierbei werden selbstschmierende Festschmierstoffe hauptsächlich als Käfigwerkstoff in Kugellagern und als Buchsenwerkstoff in Gleitlagern eingesetzt. Diese enthalten in der Regel die Festschmierstoffe PTFE und/oder  $\text{MoS}_2$  sowie reine Polymere (z.B. Polyimide), Verbundwerkstoffe (z. B. PTFE mit Glasfaserverstärkung) oder Metalle [Gar86; McM87; RRL94]. Durch die Gleitreibung der Wälzkörper mit dem Käfig bildet sich auf den Wälzkörper ein Transferfilm, bestehend aus dem im Käfig eingebrachten Festschmierstoff auf, welcher auf die Kugellaufbahnen transferiert wird und dadurch die Laufflächen des Innen- und Außenrings schmiert [BSA66; Pör19; Dah20].

Bei der indirekten Transferschmierung wird als Schmierstoffreservoir ein separates Opfelement verwendet, dessen einzige Funktion darin besteht, den Festschmierstoff an eines der anderen Maschinenelemente zu übertragen. Dies wird im Allgemeinen auch als Opferbauteil bezeichnet. Aufgrund des indirekten Kontakts zwischen dem mit Festschmierstoff verstärkten Käfig und den Kugellaufbahnen in einem trockengeschmierten Wälzlager findet hier eine indirekte Transferschmierung statt, während zwischen dem Käfig und den Wälzkörpern wie oben beschrieben eine direkte Transferschmierung stattfindet. Die in-

direkte Transferschmierung ist in der Vergangenheit bei verschiedenen Getriebeanwendungen eingesetzt worden, wobei ein Opferzahnrad, das nicht Teil des Grundgetriebes ist, nur zur Übertragung von Festschmierstoff auf eines oder mehrere der Lastübertragenden Zahnräder verwendet wird. Die Transferschmierung eines Zahnradgetriebes mit einem Opferzahnrad ist von BOWEN in [Bow64] vorgestellt, wobei als Schmierstoff Wolframdiselenid ( $WSe_2$ ) verwendet wurde. Ein anderes Beispiel zur Transferschmierung eines Zahnradgetriebes wurde von DROZDOV in [Dro73] vorgestellt. Durch die Verwendung von zwei Opferrädern konnte er die Strecke verringern, über die der Festschmierstoff  $MoS_2$  übertragen werden musste.

## 2.3 Grundlagen zu Schneckengetrieben

Schneckengetriebe werden in der Praxis meist eingesetzt, um hohe Übersetzungen in einer Stufe zu realisieren. Sie gehören zur Gruppe der Schraubwälzgetriebe [Sch10]. Eine Stufe des Schneckengetriebes besteht aus einer Schnecke und dem dazu gehörenden Schneckenrad, wobei die Schnecke meistens als treibendes Glied verwendet wird. Im Vergleich zu Stirnradgetrieben, deren Achsen in der gleichen Ebene parallel zueinander liegen, kreuzen sich bei Schneckengetrieben die Achsen von Schnecke und Schneckenrad, meist um  $90^\circ$ . Bedingt durch die Selbsthemmung und die hohen realisierbaren Übersetzungen ( $5 \leq |i| \leq 100$  bei Übersetzungen ins Schnelle und  $1/15 \leq |i| \leq 1/4$  bei Übersetzungen ins Langsame [SS08]), werden Schneckengetriebe u.a. zum Antreiben von Hebevorrichtungen, in der Fördertechnik und in Bergbaumaschinen eingesetzt. Die Selbsthemmungseigenschaft des Schneckengetriebes verleiht ihm die zusätzliche Sicherheitsfunktion der Bremsung, so dass u.U. auf eine Bremse verzichtet werden kann. Außerdem kann dadurch die Bewegung des Schneckengetriebes in einer Richtung mit geringem Aufwand gesperrt werden. Aufgrund des hohen Gleitreibungsanteils während des Wälzvorgangs von Schneckengetrieben werden häufig Schneckenräder aus Messing oder Bronze und Schnecken aus gehärteten Einsatzstählen (z.B. 16MnCr5) hergestellt. Diese Materialkombination führt in Verbindung mit geeigneten Schmierstoffen zu einer relativ geringeren Reibungszahl und einer geringeren Fressneigung [Sch10].

In Abhängigkeit der Form der Schnecke und des Schneckenrades können Schneckengetriebe in unterschiedliche Arten unterteilt werden. Hierbei wird zwischen einem Zylinderschneckengetriebe, einem Globoidschnecken-Zylinderradgetriebe und einem Globoidschneckengetriebe unterschieden [Sch10]. Ein Zylinderschneckengetriebe wird dadurch charakterisiert, dass der Grundkörper der Schnecke eine zylindrische Form und das zugehörige Schneckenrad eine globoidische Form entsprechend dem Durchmesser der Schnecke aufweist. Bei einem Globoidschnecken-Zylinderradgetriebe weist die Schnecke eine globoi-

dische und das Schneckenrad eine zylindrische Form auf. Ein Globoid-Schneckengetriebe, welches eine Sonderbauform von Schneckengetrieben darstellt, ermöglicht die globoidische Form der Schnecke und des Schneckenrades im Vergleich zu den beiden anderen Schneckengetriebearten gute Schmierungsverhältnisse [Sch10]. In Abbildung 2.8 werden die unterschiedlichen Schneckengetriebearten schematisch dargestellt, wobei der Index „1“ die Schnecke und der Index „2“ das Schneckenrad representieren.

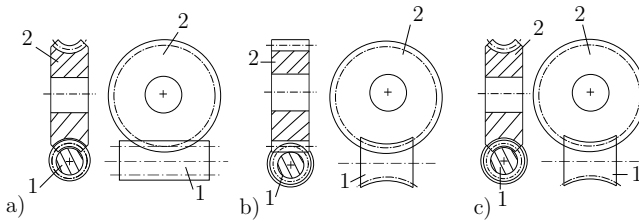


Abbildung 2.8: Einteilung der Schneckengetriebearten nach [SS08].

- a) Zylinderschneckengetriebe; b) Globoidschnecken-Zylinderradgetriebe;
- c) Globoidschneckengetriebe

Die aufwändige Fertigung der Globoid-Schnecke begrenzt ihren Einsatz in der Praxis. Demzufolge stellt das Zylinderschneckengetriebe die am häufigsten verwendete Schneckengetriebeart in der Praxis dar [Sch10]. Auch in dieser Arbeit findet ein Zylinderschneckengetriebe Anwendung und wird im Folgenden als Bezugsgetriebe angenommen.

Bei Zylinderschneckengetrieben lassen sich die Zylinderschnecken weiterhin in Abhängigkeit der Flankenform unterscheiden, wodurch unterschiedliche Berührungsverhältnisse im Zahneingriff entstehen [Rei16]. In Abhängigkeit vom Herstellungsverfahren der Flankenform der Schnecke lassen sich nach [DIN3975-1] die Flankenformen ZA, ZK, ZI, ZN und ZC unterscheiden, wobei aufgrund des geringen Fertigungsaufwandes die Flankenformen ZI und ZK am stärksten verbreitet sind.

Die geometrischen Größen von Zylinderschneckengetrieben lassen sich ähnlich wie bei Stirnrädern mit Evolventenverzahnung beschreiben [Sch10]. Diese werden im Folgenden vorgestellt, wobei der Index „1“ für die Schnecke und der Index „2“ für das Schneckenrad verwendet wird.

Bei der Zylinderschnecke stellen die Zähne der Schnecke schraubenförmige Windungen mit gleich bleibender Steigung um die Schneckenachse dar. Die Anzahl von Zähnen lässt sich hierbei über einen Stirnschnitt der Schnecke ermitteln. Diese entspricht der Anzahl der geschnittenen Zähne im Stirnschnitt.

Die Getriebeübersetzung  $i$  entspricht dem Verhältnis der Antriebsdrehzahl  $n_{\text{an}}$  zur Ab-

triebsdrehzahl  $n_{ab}$ , vgl. Gleichung (2.7).

$$i = \frac{n_{an}}{n_{ab}} \quad (2.7)$$

Unabhängig vom treibenden Element am Getriebe lässt sich das Zähnezahlverhältnis  $u$  nach Gleichung (2.8) in Abhängigkeit der Zähnezahl der Schnecke  $z_1$  und des Schneckenrades  $z_2$  bestimmen.

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.8)$$

Der Steigungswinkel am Mittenkreis  $\gamma_{m1}$  der Schnecke beschreibt den Winkel zwischen der Zahnflankentangente am Mittenkreis  $d_{m1}$  und der Senkrechte zur Schneckenachse. Der Winkel  $\alpha_0$ , auch Erzeugungswinkel genannt, beschreibt den Winkel im Normalschnitt zwischen einer Tangente an der Zahnflanke am Mittenkreis und der Stirnschnittebene. Der Modul, ein Maß für die Größe der Zähne, kann auf den Axial- oder Normalschnitt der Schnecke bezogen werden. Der Mittenkreisdurchmesser  $d_{m1}$  der Schnecke lässt sich durch Gleichung (2.9) bestimmen.

$$d_{m1} = z_1 \cdot \frac{m_x}{\tan \gamma_{m1}} \quad (2.9)$$

Die Axialteilung der Schnecke beschreibt den Abstand zwischen zwei aufeinander folgende Schnekenzähne im Axialschnitt. Sie ist identisch mit der Teilung des Schneckenrades und lässt sich mit Gleichung (2.10) berechnen.

$$p_x = p_2 = m_x \cdot \pi \quad (2.10)$$

Die Formzahl  $q$  ist ein Maß für die Biegesteifigkeit der Schnecke infolge der auftretenden Verzahnungskräfte. In der Regel können Schnecken mit Formzahlen im Bereich von  $q = 6$  bis 17 verwendet werden, wobei kleine Formzahlen zu dünnen und wenig biegesteifen Schnecken mit größerem Mittensteigungswinkel führen.

$$q = \frac{d_{m1}}{m_x} \quad (2.11)$$

Der Mittenkreisdurchmesser des Schneckenrades lässt sich nach Gleichung (2.12) berechnen, wobei  $x_2$  den Profilverschiebungsfaktor und  $d_2$  den Teilkreisdurchmesser des Schneckenrades beschreibt.

$$d_{m2} = d_2 + 2 \cdot x_2 \cdot m_x \quad (2.12)$$

Der Achsabstand  $a$  im Schneckengetriebe gibt den kürzesten Abstand zwischen den Achsen der Schnecke und des Schneckenrades an.

$$a = \frac{d_{m1} + d_{m2}}{2} \quad (2.13)$$

Eine ausführliche Beschreibung dieser Größe sowie anderer geometrischer Größen von Schneckengetrieben lässt sich [DIN3975-1] entnehmen.

In verschiedenen experimentellen und simulativen Arbeiten wurde die Tragfähigkeit von Schneckengetrieben mit konventionellen Schmierstoffen untersucht [Bou91; Hei05; NW42; Ste93]. PREDKI definierte in [Pre82] auf Basis eines EHD-Berechnungsmodells dimensionslose Kennwerte zur Auslegung von Schneckengetrieben hinsichtlich der HERTZ'schen Pressung, der Schmierstalthöhe und des Wirkungsgrades. Außerdem wurde das Verschleißverhalten von Schneckengetrieben in Abhängigkeit von der Baugröße und der Schmieröle von NEUPERT untersucht. Dabei führte er einen dimensionslosen Kennwert für den mittleren Gleitweg ein, welcher die Verschleißermittlung beliebiger Schneckengetriebe ermöglicht [Neu90]. Die u. a. in [Pre82] und [Neu90] gewonnenen Erkenntnisse werden in DIN 3996 [DIN3996] berücksichtigt, welche die Tragfähigkeitsberechnung von Zylinderschneckengetrieben mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen beschreibt. PREDKI zeigte in [Pre91], dass bei Getrieben mit einsatzgehärteter Schnecke und Schneckenrad aus Bronze die Tragfähigkeit im Wesentlichen durch drei Faktoren begrenzt wird. Dies sind Verschleiß, Zahnbruch am Schneckenrad sowie Erwärmung des Schneckengetriebes über eine bestimmte Temperatur. Diese Einflussfaktoren werden qualitativ in Abbildung 2.9 dargestellt, wobei das Abtriebsmoment in Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl dargestellt wird.

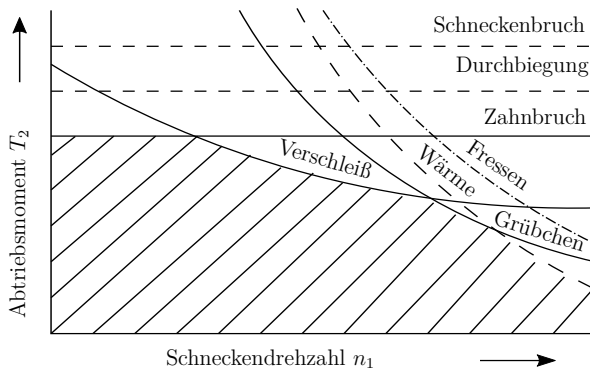


Abbildung 2.9: Grenzen des Abtriebsmoments bei Schneckengetrieben nach [Pre91]

Während die Durchbiegung der Schneckenwelle, der Schneckenbruch und das Fressen eher eine untergeordnete Bedeutung (bei einer Stahl-Bronze-Paarung) an der Begrenzung der Tragfähigkeit eines Schneckengetriebes einnehmen, können Grübchen die Tragfähigkeit des Schneckengetriebes insbesondere bei großen Baugrößen und/oder hohen Antriebsdrehzahlen beeinflussen. DAUBACH ET AL. entwickelten in [DOS21] ein Simulationsmodell zur Untersuchung des abrasiven Verschleiß von Schneckengetrieben auf Basis eines

energetischen Ansatzes. Das experimentell validierte Simulationsmodell ermöglicht eine Berechnung des Eingriffsfeldes und der tribologischen Größen im Zahnkontakt, welche zur Verschleißberechnung genutzt werden.

Untersuchungen zur Ermittlung des Einflusses der Getriebeerwärmung auf die Tragfähigkeit von Schenckengetrieben wurden z.B. von MONZ, GEUSS und PASCHOLD ET AL. untersucht [Geu13; Mon12; PSL20]. HERMES führte in [Her08] experimentelle Untersuchungen zur Ermittlung des Betriebsverschleißes und des Wärmehaushalts eines Schneckengetriebes im instationären Betriebszustand durch. Darauf basierend entwickelte er Berechnungsverfahren, womit der Verschleiß und der Wärmehaushalt des Schneckengetriebes vorausberechnet werden kann. OEHLER untersuchte in [Oeh18] experimentell und simulativ die Tragfähigkeit von Schneckengetrieben. Er entwickelte dabei einen normungsfähigen Berechnungsansatz für den Wirkungsgrad von Schneckengetrieben durch die Verknüpfung einer thermischen und tribologischen Simulation unter Nutzung der thermischen Netzwerkmethod. Die Anwendung dieser Methode unter instationären Betriebsbedingungen wurde ebenfalls in [OSM19] vorgestellt, wobei die zeitliche Änderung des Wirkungsgrades und der Komponententemperaturen des Getriebes gezeigt wurden.

### 3 Zielsetzung und Vorgehensweise

Die Bedeutung und Wichtigkeit der Feststoffschmierung für Schneckengetriebe unter extremen Betriebsbedingungen (z.B. bei geringen Geschwindigkeiten) wurde im vorigen Kapitel nach dem Stand der Technik aufgezeigt. Die Applizierung einer festen Schmierstoffschicht auf der Oberfläche einer Getriebekomponente hat den Nachteil, dass nach einer bestimmten Betriebszeit die Schmierstoffschicht beschädigt wird, wodurch die Schmierfunktion nicht mehr sichergestellt werden kann. Dem entgegen wirkt das Funktionsprinzip der Transferschmierung. Die Abbildung 3.1 zeigt einen Aufbau zur Realisierung der Transferschmierung für das in dieser Arbeit untersuchte Schneckengetriebe.

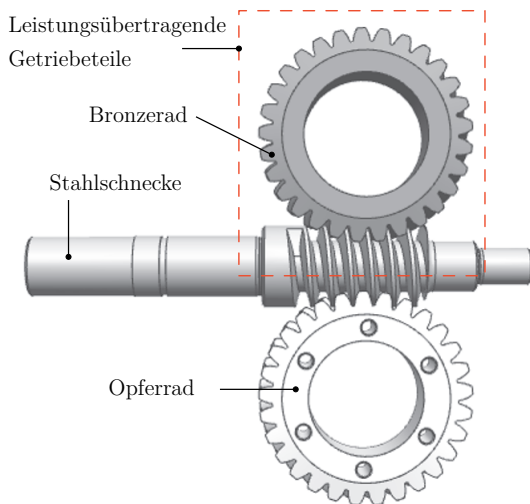


Abbildung 3.1: Prinzipieller Aufbau des über Transferschmierung trockengeschmierten Schneckengetriebes

Zur Trockenschmierung der leistungübertragenden Getriebeteile bestehend aus einem Bronzerad und einer Stahlschnecke soll ein Opferrad bzw. ein zweites Schneckenrad aus einem Festschmierstoffcompound eingesetzt werden. Durch den Verschleiß des Opferrades



findet ein Transfer des Festschmierstoffs auf die Schneckenoberfläche statt, wodurch der Zahneingriff zwischen der Schnecke und dem Bronzerad geschmiert wird. Als Festschmierstoff wird in dieser Arbeit strahlenmodifiziertes PTFE eingesetzt, welches zur Erhöhung der Verschleißfestigkeit in einer Polyamidmatrix chemisch gebunden (cb) wurde. In der Praxis existieren verschiedene Polyamide (PA), welche sich u.a. durch ihre mechanischen und thermischen Eigenschaften unterscheiden lassen. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Matrixpolymere PA12, PA46 und PA66 eingesetzt.

Die Trockenschmierung von Schneckengetrieben bzw. der Einsatz solcher Compounds zur Transferschmierung von Schneckengetrieben ist nach dem derzeitigen Stand der Technik noch nicht realisiert, obwohl ein breites mögliches Anwendungsfeld vorliegt.

### 3.1 Ziele der Arbeit

Das übergeordnete Ziel dieser Arbeit ist die Kenntnis der Grundlagen zur Auslegung und zum Betrieb eines trockengeschmierten Schneckengetriebes, das mit einem Opferrad aus PA-PTFE-Compound geschmiert wird. Dieses Hauptziel ist Gegenstand einer Reihe von Unterzielen, die im Folgenden aufgeführt sind:

- Aus einer Vielzahl an möglichen Schmierstoffvarianten ist bekannt, welche Variante sich hinsichtlich Reibung und Verschleiß am günstigsten verhält
- Es ist bekannt, wie die Pressung im Compound-Stahl-Kontakt gewählt werden muss, um einen vertretbaren Kompromiss zwischen dem Verschleiß des Compounds und der Qualität des Transferfilms zu erreichen
- Der Funktionsnachweis des feststoffgeschmierten Schneckengetriebes ist erbracht
- Mögliche Betriebsszenarien sowie Einsatzgrenzen des feststoffgeschmierten Schneckengetriebes sind identifiziert

### 3.2 Vorgehensweise

Zur Erreichung der zuvor genannten Ziele werden tribologische Versuche unter Verwendung von drei Modellprüfständen und einem Schneckengetriebeprüfstand durchgeführt, wobei die Modellprüfstände die Kontaktbedingungen im trockengeschmierten Schneckengetriebe annähern. Als Modellprüfstände werden hierbei der Block-auf-Ring-, Block-Zwei-Scheiben- und Drei-Scheiben-Prüfstand eingesetzt. Hierbei kommen die Opferbauteile in Form eines Blockes oder einer Rolle zum Einsatz. Die folgende Abbildung stellt die Vorgehensweise zur Erreichung dieser Ziele dar.

Unter Nutzung der Block-auf-Ring Versuchsanordnung werden zunächst grundlegende Untersuchungen zum Transferverhalten bzw. zum Schichtaufbau des Festschmierstoffs

auf der Stahloberfläche untersucht. Hierbei wird neben dem Einfluss des Matrixpolymers auf das Reib- und Verschleißverhalten des Opferbauteils der Einfluss der Belastung im Compound-Stahl-Kontakt untersucht. Die quantitative Bewertung des Verschleißes erfolgt hierbei durch die Auswertung der Verschleißmasse, der Verschleißhöhe und der Verschleißrate.

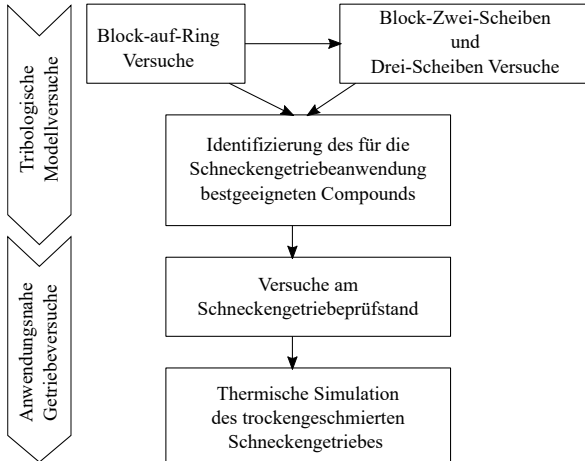


Abbildung 3.2: Vorgehensweise zur Erreichung der Ziele der Arbeit

Anhand von Versuchen am Block-Zwei-Scheiben- und am Drei-Scheiben-Prüfstand wird der Einfluss des auf der Stahloberfläche aufgebauten Transferfilms, infolge des Kontakts mit dem Opferbauteil, im Stahl-Bronze-Kontakt untersucht. Hierbei wird der Einfluss der Gleitgeschwindigkeit im Compound-Stahl-Kontakt auf den Schichtaufbau und -abbau ermittelt. Die für diese Untersuchungen notwendigen Pressungen im Compound-Stahl-Kontakt ergeben sich aus den Versuchen am Block-auf-Ring Prüfstand, der zur Charakterisierung des Filmaufbaus auf der Stahloberfläche verwendet wurde.

Nach den Modellversuchen werden anhand von oberflächenanalytischen Untersuchungen zwei gut geeignete Schmierstoffcompounds ausgewählt, welche für die Getriebeversuche angewendet werden. Die oberflächenanalytischen Untersuchungen wurden im Rahmen einer Kooperation mit dem Institut für Oberflächen- und Schichtanalytik (IFOS) in Kaiserslautern durchgeführt. Darauf basierend wird die Tragfähigkeit des trockengeschmierten Schneckengetriebes anhand von Versuchen mit einem Getriebeprototypen untersucht.

Mit Hilfe der thermischen Netzwerkmethod wird das thermische Verhalten des trockengeschmierten Schneckengetriebes anschließend simulativ analysiert, wodurch die thermische Grenze für einen Dauerbetrieb des Getriebes untersucht wird.

# 4 Tribologische Modellversuche

Zur Untersuchung des Übertragungsmechanismus des Festschmierstoffs aus dem Opferbauteil auf die Stahloberfläche, bzw. der Schmierfähigkeit des Festschmierstoffs im Compound-Stahl- und im Stahl-Bronze-Kontakt wurden tribologische Versuche an Modellprüfständen, u.a. dem Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand und dem Drei-Scheiben-Prüfstand durchgeführt.

Die eingesetzten Methoden zur Charakterisierung der hier verwendeten PTFE-Festschmierstoffe sind im Folgenden beschrieben. Die tribologische Charakterisierung der PTFE-Festschmierstoffe beginnt hierbei mit den Untersuchungen am Block-auf-Ring Prüfstand, wodurch das Transferverhalten der Festschmierstoffe auf die Stahloberfläche beschrieben wird. Im Anschluss hierzu werden über die Block-Zwei-Scheiben- und Drei-Scheiben-Versuche der Auf- und Abbau des Transferfilms im Stahl-Bronze-Kontakt beschrieben. Die erzielten Ergebnisse werden im Abschnitt 4.4 vorgestellt.

## 4.1 Versuchsaufbauten zur Charakterisierung der PTFE-Festschmierstoffe

Die Entwicklung der in dieser Arbeit verwendeten Compounds erfolgte im Rahmen einer Kooperation mit dem „Leibniz-Institut für Polymerforschung Dresden e.V.“ (IPF). Diese Compounds stellen neuartige Polymerfestschmierstoffe dar, von denen keine ausreichenden Kenntnisse über ihre tribologischen Eigenschaften für den Einsatz in hochbelasteten Kontakten, z.B. im Zahnkontakt von einem Schneckengetriebe, vorliegen. Daher wurden diese Festschmierstoffe tribologisch an Modellprüfständen im Vorfeld der Getriebeversuche untersucht, um das Transferverhalten auf eine Stahloberfläche zu charakterisieren.

Die Block-auf-Ring-Versuchsanordnung erlaubt zu verstehen, wie der Film auf der Stahlscheibe entsteht. Der Block-Zwei-Scheiben- und der Drei-Scheiben-Prüfstand ermöglichen die Eingriffsverhältnisse im Schneckengetriebe zu simulieren und stellen eine Erweiterung des am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie (MEGT) vorhandenen Zwei-Scheiben-Prüfstands dar, vgl. Abbildung 4.1. Einige Eigenschaften des Zwei-Scheiben-Prüfstands sind in Tabelle 4.4 aufgelistet. Eine ausführliche Beschreibung kann [SOM18] entnommen werden.

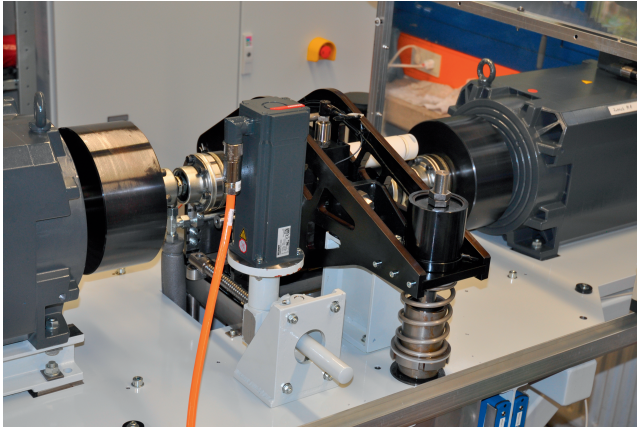


Abbildung 4.1: Übersicht des Zwei-Scheiben-Prüfstands am MEGT

Tabelle 4.1: Technische Daten des Zwei-Scheiben-Prüfstands

Achsabstand	80 mm
Scheibendurchmesser	60 - 100 mm
Max. Drehzahl	3500 1/min
Min. Drehzahl	10 1/min
Max. Pressung im Stahl-Stahl-Kontakt	4,6 GPa

#### 4.1.1 Der Block-auf-Ring- und Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand

Bei diesen Prüfanordnungen wird ein Block aus dem zu untersuchenden Festschmierstoffcompound gegen eine rotierende Stahlscheibe gedrückt, wobei der Block seine Lage während der Gleitbewegung nicht verändert. Hierbei gilt der Block als Opferbauteil, woraus der PTFE-Festschmierstoff übertragen wird. Bei der Block-Zwei-Scheiben-Versuchsanordnung werden eine Stahl- und eine Bronzescheibe gleichzeitig in Kontakt gebracht. Bei dieser Versuchsanordnung wird der Transfermechanismus des PTFE-Festschmierstoffs aus dem Opferbauteil in den Stahl-Bronze-Kontakt bei reiner Gleitreibung zwischen dem Opferbauteil und der Stahlscheibe untersucht. Der Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand ist in Abbildung 4.2 schematisch dargestellt.

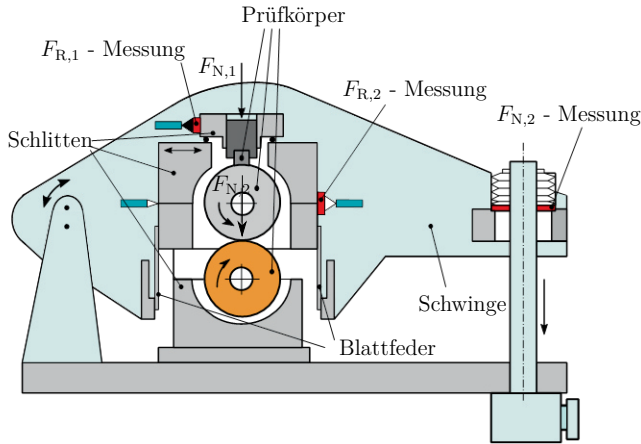


Abbildung 4.2: Schematische Darstellung des Block-Zwei-Scheibenprüfstands

Der Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand besteht u.a. aus drei Schlitten, in denen die zu untersuchenden Prüfkörper gelagert werden. Die Lagerung der Bronze- und Stahlscheibe erfolgt hier über eine angestellte Lagerung in O-Anordnung mit Kegelrollenlagern des Typs 32208. Im untersten Schlitten, welcher mit dem Fundament fest verschraubt ist, wird die Bronzescheibe gelagert. Im mittleren Schlitten, welcher über Blattfedern an der Schwinde gelagert ist, wird die Stahlscheibe gelagert. Hierdurch kann sich der mittlere Schlitten infolge der herrschenden Reibkraft zwischen Stahl- und Bronzescheibe horizontal ohne Einfluss der im Lager herrschenden Reibmomente bewegen. Im obersten Schlitten wird der Compoundblock festgelagert. Über eine Gleitschiene wird dieser Schlitten an den mittleren Schlitten gelagert, wodurch infolge der Reibkraft zwischen dem Compoundblock und der Stahlscheibe der oberste Schlitten horizontal verschoben wird. Somit werden die Reibkräfte  $F_{R,1}$  und  $F_{R,2}$ , welche jeweils die Reibkraft im Compound-Stahl-Kontakt und Stahl-Bronze-Kontakt darstellen, entkoppelt voneinander über Kraftmessdosen gemessen. Der gleiche Prüfstand wird für die Block-auf-Ring-Versuche verwendet, jedoch wird keine Welle bzw. keine Bronzescheibe im untersten Schlitten gelagert. Weiterhin wird bei der Block-auf-Ring-Versuchsanordnung der Bewegungsfreiheitsgrad des Compoundblocks in horizontaler Richtung gesperrt.

Die Belastung des Compoundblocks erfolgt in diesen Prüfanordnungen durch einen Hebel, an dem ein Gewicht aufgebracht wird. Über die gemessene Kontaktfläche des Blocks und das aufgebrachte Gewicht kann die auf dem Opferbauteil wirkende nominelle Kontaktpressung  $p_{cs}$  bzw. Normalkraft  $F_{N,1}$  bestimmt werden. Die nominelle Kontaktpressung lässt sich hierbei nach folgender Gleichung bestimmen.

$$p_{cs} = \frac{F_{N,1}}{A_{nom}} \quad (4.1)$$

Die Belastung im Stahl-Bronze-Kontakt erfolgt durch die Belastungseinheit des Zwei-Scheiben-Prüfstands [SOM18], wobei für eine zu untersuchende HERTZ'sche Pressung eine korrespondierende Normalkraft eingestellt wurde. Die HERTZ'sche Theorie zur Berechnung der Belastung im Stahl-Bronze-Kontakt ist in Anhang A.1 beschrieben. Neben der gravimetrischen Verschleißbestimmung der Prüfkörper wurde in der Block-auf-Ring- und Block-Zwei-Scheiben-Versuchsanordnung die Verschleißhöhe des Opferbauteils mittels eines induktiven Wegsensors ermittelt.

### 4.1.2 Der Drei-Scheiben-Prüfstand

Der Grundaufbau des Drei-Scheiben-Prüfstands ähnelt dem des Block-Zwei-Scheiben-Prüfstands, wobei im Gegensatz zum blockförmigen Opferbauteil im Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand eine Scheibe im Drei-Scheiben-Prüfstand im obersten Schlitten als Opferbauteil drehbar gelagert und gegen eine Stahlscheibe gepresst wird. Mit diesem Versuchsaufbau kann u.a. der Einfluss der Gleitgeschwindigkeit und der Belastung im Compound-Stahl-Kontakt auf das Transferverhalten des Festschmierstoffs auf die Stahloberfläche untersucht werden. Eine schematische Darstellung des Drei-Scheiben-Prüfstands zeigt Abbildung 4.3. Die Compoundscheibe wird hier durch den Niederspannungs-Servomotor des Typs AM8122 der Firma Beckhoff angetrieben bzw. gebremst. Die vertikale Belastung der Compoundscheibe erfolgt durch Aufbringen von Gewichten auf dem obersten Schlitten des Prüfstands, entsprechend der zu untersuchenden HERTZ'schen Pressung im Compound-Stahl-Kontakt. Die Lagerung der Compoundscheibe erfolgt hier ebenfalls über eine angeordnete Lagerung in O-Anordnung, wobei fettgeschmierte Rillenkugellager des Typs 61802-2RSR verwendet werden.

### 4.1.3 Prüfkörper

Zur tribologischen Charakterisierung der entwickelten Festschmierstoffe wurden die in Abbildung 4.6 vorgestellten Formblöcke bzw. Halbzeuge maschinell bearbeitet, um die Form der für die jeweiligen tribologischen Untersuchungen notwendigen Prüfkörper herauszuarbeiten. Abbildung 4.4 zeigt beispielhaft Prüfkörper für die Tribometerversuche.

Die Compoundblöcke weisen jeweils eine rechteckige Kontaktfläche von  $12 \times 3 \text{ mm}^2$  auf, entsprechend einer Breite von 12 mm und einer Länge von 3 mm. Um eine gleichmäßige, bzw. flächige Druckverteilung zwischen den Blöcken und der Stahlscheibe von Beginn der Prüfung an zu gewährleisten, wurden die Blöcke in Arbeitsrichtung (Rotationsrichtung)

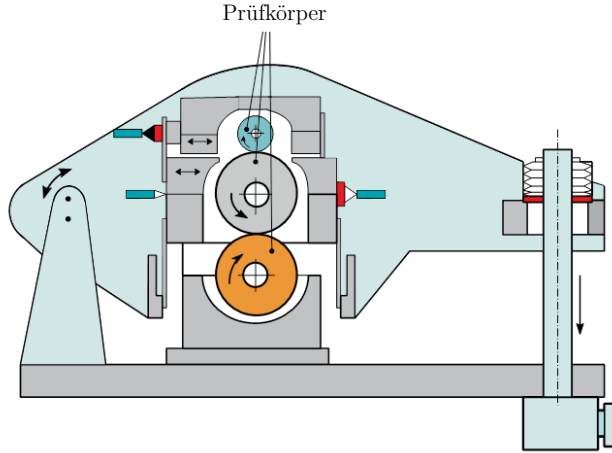


Abbildung 4.3: Schematische Darstellung des Drei-Scheibenprüfstands

auf dem äußeren Radius der Stahlscheibe konkav mit einem Rauheitswert von  $S_a \approx 1 \mu\text{m}$  nach [DINENISO25178-2] geschliffen. Der zylindrische Teil der Compoundblöcke dient dazu, diese in die Haltevorrichtung des Block-auf-Ring- bzw. des Block-Zwei-Scheiben-Prüfstands einzuspannen.

Das Schneckenrad, welches zur Leistungsübertragung verwendet wird, besteht aus der Bronzelegierung CuSn12Ni2-C mit behandeltem Strangguss. Zur Untersuchung der Wirkungsmechanismen der vorhandenen Festschmierstoffe im Flankenkontakt zwischen Stahlschnecke und Bronze-Schneckenrad ist die Verwendung von Prüfkörpern mit ähnlichen Materialeigenschaften für die Modellversuche im Zwei-Scheiben-Kontakt erforderlich.

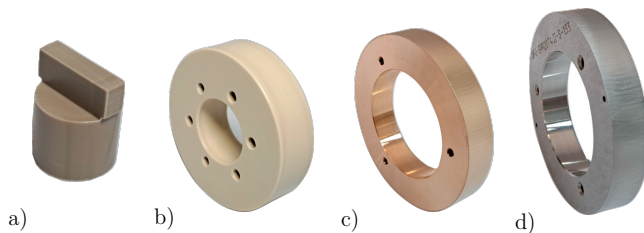


Abbildung 4.4: Darstellung der Prüfkörper für die Versuche an den Modellprüfständen.  
a) Compoundblock, b) Compoundscheibe, c) Bronzescheibe, d) Stahlscheibe

Somit wurde im Zwei-Scheiben-Kontakt eine einsatzgehärtete Stahlscheibe (60 HRC) aus 16MnCr5 und eine Bronzescheibe aus CuSn12Ni2-C-GCB eingesetzt. Abbildung 4.5 zeigt die Skizzen und Abmessungen der verwendeten Prüfkörper.

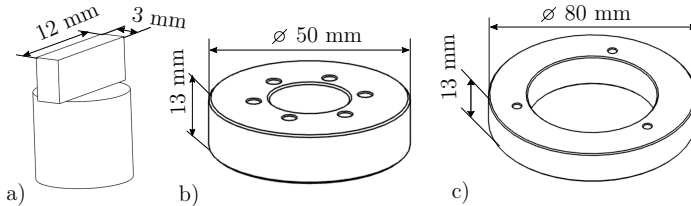


Abbildung 4.5: Skizzen und Abmaße der Prüfkörper für die Versuche an den Modellprüfständen. a) Compoundblock, b) Compoundscheibe, c) Bronze- und Stahlscheibe

Die Stahl- und Bronzescheiben haben jeweils einen äußeren Durchmesser von 80 mm und eine Breite von 13 mm. Um die kinematischen Verhältnisse im Zahnkontakt des Schneckengetriebes anzunähern, wurden die Laufflächen der Stahl- bzw. Bronzescheiben quer zur Laufrichtung geschliffen, siehe Abbildungen 4.4c) und 4.4d). Die Oberflächen der Stahl- und Bronzescheiben weisen jeweils einem Rauheitswert von  $S_a \approx 0,2 \mu\text{m}$  auf. Während die Bronzescheibe eine nahezu zylindrische Form aufweist, wurde eine geringfügige Balligkeit von 1500 mm auf der Stahlscheibe in Breitenrichtung vorgesehen. Dadurch wird ein Kantentragen zwischen der Stahl- und der Bronzescheibe ausgeschlossen.

In der Drei-Scheiben-Versuchsanordnung wird neben den Stahl- und Bronzescheiben ein Compoundring mit einem äußeren Durchmesser von 50 mm aus dem zu untersuchenden Festschmierstoffcompound als Opferbauteil eingesetzt, vgl. Abbildung 4.4b). Hierbei entspricht die Breite des Compoundrings der Breite der Stahl- bzw. Bronzescheibe.

Vor jedem Tribometerversuch wurden die Prüfkörper im Ultraschallbad gereinigt, wobei für die metallischen Prüfkörper nacheinander Aceton, Cyclohexan und Ethanol verwendet wurden. Zur Reinigung der Kunststoffprüfkörper wurde Ethanol als alleiniges Reinigungsmedium verwendet. Nach der Reinigung wurden die Proben für mindestens 24 Stunden bei Raumbedingungen ( $\vartheta = 20 - 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ) getrocknet. Unmittelbar vor und nach den jeweiligen Tribometerversuchen wurden die Kunststoffproben unter Verwendung einer Feinwaage von Ohaus<sup>®</sup>, Modell Explorer EX225D mit einer Auflösung von 0,01 mg gewogen. Die Massen der metallischen Prüfkörper wurden hingegen auf einer größeren Waage von der Firma Kern<sup>®</sup>, Modell EW 620-3NM mit einer Auflösung von 1 mg gewogen. Die Verwendung unterschiedlicher Waagen zur Massenbestimmung ist durch die unterschiedlichen Messbereiche beider Waagen begründet, wobei die feinere Waage einen Messbereich von 220 g aufweist, welcher deutlich unterhalb der Masse der metallischen



Prüfkörper liegt, die auf der größeren Waage mit einem Messbereich von 620 g gewogen wird. Durch das Wiegen der Prüfkörper vor und nach den Versuchen wurde der Massenverlust bestimmt. Hieraus konnte die spezifische Verschleißrate bestimmt werden, welche zum Bewerten des Verschleißverhaltens der Proben an den Modellprüfständen verwendet wird. Stahl- und Bronzekörper wurden tribologisch beansprucht, wobei der Bronzekörper eine deutlich geringere Festigkeit im Vergleich zu Stahl aufweist. Dies führt dazu, dass bei tribologischer Beanspruchung der Stahlkörper im Vergleich zum weicheren Bronzekörper vernachlässigbar wenig verschleifen würde. Daher wird die Leistungsfähigkeit der verwendeten Festschmierstoffe auf den Verschleiß des Bronzekörpers bezogen.

## 4.2 Herstellung und Eigenschaften der verwendeten PTFE-Festschmierstoffe

Als Matrixpolymere für die verwendeten PA-PTFE-cb Compounds wurden PA12 (Vestamid Z7321, Evonik Industries AG, Essen, Deutschland), PA46 (Stanyl TW300, DSM, Grenzach-Wyhlen, Deutschland) und PA66 (Technyl A205F, Solvay GmbH, Hannover, Deutschland) eingesetzt. Die Compounds bestehen jeweils aus 80 Gew.-% PA und 20 Gew.-% handelsüblichem PTFE, welche miteinander chemisch gebunden wurden. Hierbei wurde ein kommerziell erhältliches PTFE-Mikropulver verwendet, das strahlenmodifizierte PTFE-Emulsionspolymer Zonyl MP1100. Der PTFE-Typ MP1100 enthält persistente Perfluoralkyl(peroxy)-Radikale, Carbonylfluorid-Endgruppen (-COF) und Carbonsäure-Endgruppen (-COOH), welche eine chemische Bindung des PTFE an das PA-Polymer begünstigt. Darüber hinaus wurden auch ölmodifizierte Compounds PA-PTFE-Öl-cb, bestehend aus 80 Gew.-% PA, 18 Gew.-% MP1100 und 2 Gew.-% Methyloleat (MO), getestet. Methyloleat, auch Ölsäuremethylester genannt, ist ein Ester der Ölsäure und gehört zur Gruppe der Fettsäureester.

Durch reaktive Schmelzextrusion wurde PTFE (MP1100) chemisch an das Matrixpolymer (PA12, PA46 oder PA66) gebunden, so dass ein chemisch gebundener Verbund entstand. Bei den Compounds, die MO enthalten, wurden die MO-Moleküle zunächst durch reaktive Festkörperextrusion in der Schmelze chemisch an PTFE gebunden, so dass PTFE-MO-cb-Compounds entstanden. Anschließend wurden die PTFE-MO-cb-Compounds durch reaktive Schmelzextrusion in der Schmelze mit einer PA-Matrix chemisch gebunden. Die Herstellung dieser Festschmierstoffcompounds erfolgte am „Leibniz-Institut für Polymerforschung Dresden e.V.“ Eine detaillierte Beschreibung des Herstellungsverfahrens dieser Festschmierstoffcompounds und deren mechanischer Eigenschaften ist in [SNS21], [NGS21b] und [NGS21a] zu finden. Über ein Spritzgußverfahren wurden Kunststoffplatten (vgl. Abildung 4.6) mit den Abmessungen 70 x 70 x 15 mm<sup>3</sup> hergestellt, welche in

einem weiteren Schritt maschinell bearbeitet wurden, um die notwendigen Prüfkörper für die Modell- und Getriebeversuche herzustellen.



Abbildung 4.6: Spritzgegossenes Halbzeug zur Prüfkörperherstellung für die tribologische Charakterisierung der Festschmierstoffe [NGS21a]

Tabelle 4.2 fasst die untersuchten Festschmierstoffvarianten zusammen.

Tabelle 4.2: Zusammensetzung der untersuchten Festschmierstoffcompounds

Compounds	Gew.-% MP1100	Gew.-% MO
PA12	0	0
PA12-MP1100-cb	20	0
PA12-MP1100-MO-cb	18	2
PA46	0	0
PA46-MP1100-cb	20	0
PA46-MP1100-MO-cb	18	2
PA66	0	0
PA66-MP1100-cb	20	0
PA66-MP1100-MO-cb	18	2

In Tabelle 4.3 werden die Dichten und die Elastizitätsmodule der jeweiligen Compounds unter Umgebungsbedingungen ( $\vartheta = 20 - 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ) dargestellt.

Tabelle 4.3: Mechanische Daten der verwendeten Festschmierstoffcompounds unter Umgebungsbedingungen ( $\vartheta = 20 - 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ) [NSM21; NGS21a]

Compound	Dichte [ $\text{g}\cdot\text{cm}^{-3}$ ]	E-Modul [MPa]
PA12	1,0164	1442,34
PA12-MP1100-cb	1,1286	1353,85
PA12-MP1100-MO-cb	1,1188	1034,43
PA46	1,1805	3520,95
PA46-MP1100-cb	1,2914	3108,87
PA46-MP1100-MO-cb	1,2900	2646,96
PA66	1,1355	3192,22
PA66-MP1100-cb	1,2470	3144,92
PA66-MP1100-MO-cb	1,2409	2614,24

### 4.3 Fehlerbetrachtung

Messungen bei experimentellen Untersuchungen sind in der Regel fehlerbehaftet, auch wenn sie mit größtmöglicher Genauigkeit durchgeführt werden. Die Ermittlung und Angabe von entsprechenden Messfehlern gehört zu den messtechnischen Untersuchungen von physikalischen Größen, damit die aus den Messergebnissen abgeleiteten Informationen und Entscheidungen auf einer sicheren Grundlage basieren. Dabei ist zwischen zufälligen und systematisch auftretenden Messfehlern zu unterscheiden. Die systematischen Messfehler entsprechen den Fehlern, welche aufgrund des Messverfahrens und der Messgeräte entstehen. Weiterhin kann zwischen absoluten und relativen Messfehlern unterschieden werden. Während sich ein absoluter Fehler aus der Differenz zwischen dem wahren bzw. richtigen Wert und dem Messwert ergibt, lässt sich der relative Fehler nach Gleichung (4.2) bestimmen [DIN1319].

$$f_{\text{rel}} = \frac{\text{Messwert} - \text{wahrer Wert}}{\text{wahrer Wert}} = \frac{\Delta y}{y} \cdot 100\% \quad (4.2)$$

Im Vergleich zu systematischen Fehlern, durch die die Ergebnisse einer Messung verfälscht werden, führen zufällige Fehler zu einer größeren Unsicherheit der Messergebnisse. Bei zufälligen Fehlern können die Abweichungen vom wahren Wert nicht unmittelbar erfasst werden. Diese werden stattdessen mittels Wahrscheinlichkeitsaussagen und statistischen Kennwerten beschrieben, z.B. über die Standardabweichung, wozu Messungen während eines Messprozesses wiederholt durchgeführt werden.

Das Messergebnis einer physikalischen Messgröße lässt sich häufig in Abhängigkeit anderer Messgrößen bestimmen, welche ihrerseits fehlerbehaftet sind. Als Beispiel hierzu kann die Bestimmung der Reibungszahl in Abhängigkeit gemessener Normal- und Reibungskraft genannt werden. In einem solchen Fall kann der mittlere wahrscheinliche Fehler  $\Delta y$  für die gesuchte Messgröße  $y$  nach dem GAUSS'schen Fehlerfortpflanzungsprinzip nach Gleichung (4.3) bestimmt werden,

$$\Delta y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\delta y}{\delta x_i} \cdot \Delta x_i \right)^2} \quad (4.3)$$

wobei  $x_i$  die jeweiligen Eingangsgrößen und  $\Delta x_i$  die jeweiligen Fehler der Eingangsgrößen  $x_i$  beschreiben.

Tabelle 4.4 zeigt die relativen Fehler der einzelnen Messgrößen für die tribologische Charakterisierung der Festschmierstoffe an den Modellprüfständen.

Zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit der Messergebnisse wurden sowohl bei den Modellversuchen am Zwei-Scheiben-Prüfstand als auch bei den Getriebeversuchen die einzelnen Versuche unter gleichen Randbedingungen mindestens zweimal wiederholt. Die Streubreite der gemessenen Werte um deren jeweiligen arithmetischen Mittelwert wurde über die Standardabweichung  $s$  angegeben, welche sich mit Hilfe von Gleichung (4.4) berechnet.  $n$  beschreibt in Gleichung (4.4) die Gesamtzahl an Messerten,  $x_i$  den Messwert und  $\bar{x}$  den Mittelwert.

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (4.4)$$

Tabelle 4.4: Relativer Fehler der einzelnen Messgrößen am Zwei-Scheiben-Prüfstand nach Herstellerangaben

Messgröße	Messwert	relativer Fehler
Reibkraft $F_R$	150 N	6,6%
	200 N	5%
	300 N	3,3%
Massentemperatur $\vartheta_{br}$	30°C	8,3%
	50°C	5%
	70°C	3,5%
Verschleißhöhe $\Delta h_{co}$	0,2 mm	3,75%
	0,5 mm	1,5%
Verschleißmasse Bronze $\Delta m_{br}$	50 mg	6%
	100 mg	3%
Verschleißmasse Opferbauteil $\Delta m_{co}$	2 mg	5%
	5 mg	2%

## 4.4 Versuchsdurchführung und Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse aus der tribologischen Charakterisierung der Festschmierstoffe vorgestellt. Zunächst werden die Untersuchungen am Block-auf-Ring Prüfstand gezeigt, wodurch das Transferverhalten der Festschmierstoffe auf die Stahloberfläche charakterisiert wurde. Anschließend werden über die Block-Zwei-Scheiben- und Drei-Scheiben-Versuche der Auf- und Abbau des Transferfilms im Stahl-Bronze-Kontakt betrachtet.

### 4.4.1 Transferfilmaufbau am Block-auf-Ring-Prüfstand

In [SNS21] und [SNE22] werden Untersuchungen zum Transferverhalten von PTFE-Festschmierstoffen am Block-auf-Ring Versuchsprüfstand vorgestellt. Die Ergebnisse zeigen u.a., dass unabhängig von der Polymermatrix (PA46 und PA66) die chemische Kopplung von strahlenmodifiziertem PTFE das tribologische Verhalten der resultierenden Compounds deutlich verbessert, wobei die Reibung und der Verschleiß der Compounds im Kontakt mit der Stahloberfläche um mehr als 50% reduziert wird. Dabei wird ebenfalls der Einfluss von nicht bestrahltem PTFE in der Polyamidmatrix untersucht, wobei zu sehen ist, dass der Compound mit unmodifiziertem PTFE keine besonderen Vorteile gegenüber dem Compound mit gestrahltem PTFE hinsichtlich Reibung und Verschleiß zeigt.

Die untersuchte Pressung zwischen den jeweiligen Compounds und der Stahlscheibe, vgl. Gleichung (4.1), wurde dabei zwischen 2 und 5 MPa bei rotierender Stahlscheibe mit einer konstanten Gleitgeschwindigkeit von 0,5 m/s variiert. Oberflächenanalytische Untersuchungen zur Bestimmung der Massenbelegung von PTFE auf der Stahloberfläche mittels EDX-Analysen zeigen, dass die Compounds bei relativ hohen Pressungen stärker verschleifen, aber die Menge an transferiertem Festschmierstoff auf die Stahloberfläche nicht entsprechend zunimmt. Außerdem wird gezeigt, dass die chemische Bindung von 20 Gew.-% strahlenmodifiziertem PTFE des Typs MP1100 an die Polyamidmatrix (unabhängig vom Polyamidtyp) zu Compounds mit effektiveren tribologischen Eigenschaften im Vergleich zu den reinen Polymeren führt. Demzufolge werden im Folgenden Compounds mit dem strahlenmodifizierten PTFE-Typ MP1100 untersucht. Ausgewählte Eigenschaften dieser Compounds sind in den Tabellen 4.2 und 4.3 angegeben.

### **Reib- und Verschleißverhalten der PTFE-Compounds beim Gleiten mit der Stahlscheibe**

Über die Variation der Polyamidmatrix und der Menge des PTFEs in der Matrix, vgl. Tabelle 4.2, wird hier das Reib- und Verschleißverhalten der PTFE-Festschmierstoffe mit Hilfe der Block-auf-Ring-Versuchsanordnung untersucht, wobei der Schwerpunkt auf dem strahlenmodifizierten PTFE-Typ MP1100 liegt. Die Gleitgeschwindigkeit  $u_r$  im Block-Stahlscheibe-Kontakt wurde konstant gehalten. Weiterhin wurde die Pressung im Block-Stahlscheibe-Kontakt basierend auf den Erkenntnissen in [SNS21] und [SNE22] bei 3 MPa konstant gehalten. Die Prüfparameter für die tribologische Charakterisierung dieser Festschmierstoffe auf dem Block-auf-Ring Prüfstand sind in Tabelle 4.5 angegeben. Die Versuche dauerten jeweils 6 Stunden, was einem Gleitweg von ca. 11 km entspricht. Während den einzelnen Messungen wurde die Reibkraft und die Verschleißhöhe der jeweiligen Blöcke bestehend aus dem PTFE-Festschmierstoff kontinuierlich aufgezeichnet. Ebenfalls wurde die Massentemperatur der Stahlscheibe aufgezeichnet. Hierzu wurde ein Widerstandsthermometer (PT100) ca. 2 mm unterhalb der Mantelfläche der Stahlscheibe angebracht. Abbildung 4.7 zeigt die charakteristischen Verläufe der Reibungszahl im Compoundblock-Stahlscheibe-Kontakt  $\mu_{cs}$  und der Massentemperatur der Stahlscheibe  $\vartheta_s$  in Abhängigkeit des Gleitwegs für das Polyamid PA66, sowie seiner modifizierten Varianten.

Tabelle 4.5: Versuchsparameter zur Untersuchung des tribologischen Verhaltens der PTFE-Festschmierstoffe, sowie des Transferfilmaufbaus am Block-auf-Ring-Prüfstand

Größe	Einheit	Wert
Versuchsdauer $t$	h	6
Pressung $p$	MPa	3
Gleitgeschwindigkeit $u_r$	m/s	0,5
Schlupf $srr$	%	200

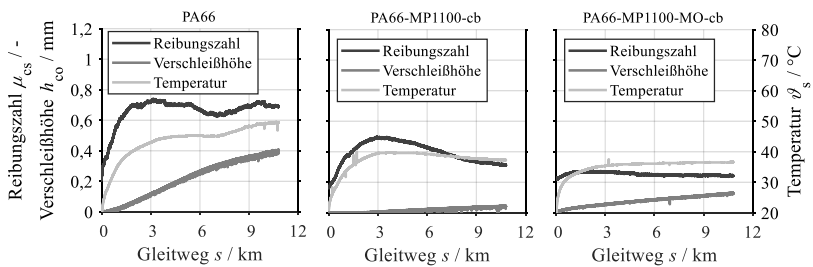


Abbildung 4.7: Charakteristischer Verlauf der Reibungszahl, Verschleißhöhe der Compounds und Massentemperatur der Stahlscheibe in Abhängigkeit des Gleitwegs im Compound-Stahl-Kontakt am Block-auf-Ring-Prüfstand

Weiterhin wird in Abbildung 4.7 die Verschleißhöhe  $h_{co}$  des Compoundblocks in Abhängigkeit des Gleitwegs dargestellt. Es ist zu beachten, dass die hier gemessene Temperatur der Stahlscheibe niedriger ist als die tatsächlich wirkende Oberflächentemperatur, dadurch, dass die Temperaturmessung ca. 2 mm unterhalb der Oberfläche erfolgt. In Abbildung 4.7 kann beobachtet werden, dass in der Einlaufphase, unabhängig vom verwendeten Compound, die Reibungszahl bis zum Erreichen eines maximalen Wertes schnell ansteigt. Nachdem die maximale Reibungszahl erreicht ist, wird eine allmähliche Abnahme der Reibungszahl bis zum Erreichen eines konstanten Bereiches beobachtet. Diese Abnahme ist bei reinem PA66 nicht eindeutig erkennbar und ein relativ instabiler Verlauf wird beobachtet.

Der Verlauf der Temperatur zeigt ein ähnliches Verhalten wie die Reibungszahl, wobei sich die Stahlscheibe in der Einlaufphase schnell erwärmt und die Temperatur nach Erreichen eines maximalen Wertes über den restlichen Gleitweg quasi konstant bleibt. Bei Verwen-

derung des reinen PA66 zeigt sich jedoch kein konstanter Temperaturverlauf, sondern es kann ein leichter Anstieg der Temperatur beobachtet werden. Weiterhin ist der Einfluss der chemischen Bindung von PTFE mit und ohne MO-Ölmoleküle in der Polyamidmatrix erkennbar, wodurch sowohl die Reibungszahl, die Temperatur der Stahlscheibe als auch der Verschleiß des Compoundblocks deutlich reduziert werden.

Der Anstieg von Reibungszahl und Temperatur während des Einlaufs sowie die anschließende Abnahme der Reibungszahl in den charakteristischen Verläufen wurden in verschiedenen experimentellen Arbeiten untersucht [KET19; PS97; LM93]. PLESKACHEVSKY und SMURUGOV [PS97] untersuchten den Einfluss der Temperatur auf das Reibungsverhalten von PTFE während des Gleitens auf einer Stahlscheibe in einem Block-auf-Ring-Prüfaufbau. Es zeigte sich, dass der Abfall der Reibungszahl auf die Übertragung der Schmierstoffpartikel, sowie auf die Bildung eines Transferfilms auf der Metalloberfläche zurückgeführt werden kann. Dadurch wird eine weitere Erwärmung der Stahlscheibe verhindert. Die in Abbildung 4.7 gezeigten Verläufe sind typisch für alle in dieser Arbeit untersuchten Polymercompounds.

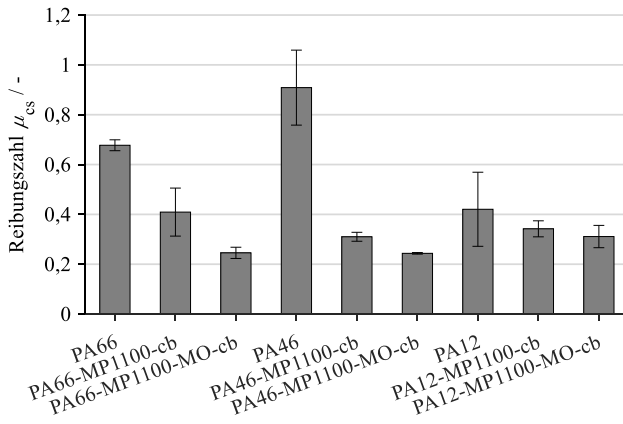


Abbildung 4.8: Einfluss von der Polymermatrix und vom PTFE auf das Reibverhalten der Compounds im Compound-Stahl-Kontakt am Block-auf-Ring-Prüfstand

Abbildung 4.8 zeigt die Reibungszahl im stationären Bereich der zeitlichen Verläufe (vgl. Abbildung 4.7), wobei hier angenommen wird, dass der stationäre Bereich sich ab einem Gleitweg von ca. 9 km einstellt. Hierbei wird der Einfluss der Polymermatrix auf die Reibungszahl dargestellt. Ein Vergleich der reinen Polymere lässt erkennen, dass das reine



PA12 im Vergleich zu PA46 und PA66 eine geringere Reibungszahl im Compound-Stahl-Kontakt aufweist. Die hohe Reibungszahl von reinem PA46 im Vergleich zu den Polymeren PA12 und PA66 wird auf die hohe Kristallinität von PA46 (60-70%) im Vergleich zu PA12 (ca. 30%) und PA66 (ca. 50%) zurückgeführt [Adr01]. Weiterhin wird beobachtet, dass die chemische Bindung von MO-Molekülen an dem PTFE MP1100 die Reibungszahl des Compounds im Kontakt mit der Stahlscheibe unabhängig von der verwendeten Polymermatrix deutlich reduziert. Die Verringerung der Reibungszahlen mit den PTFE-modifizierten Compounds kann auf die Veränderung der mechanischen und thermischen Eigenschaften der Festschmierstoffe durch die chemische Kopplung von PTFE in den PA-Matrizen zurückgeführt werden, die auch die Verformungs- und Adhäsionskomponenten der Reibung beeinflusst. Darüber hinaus lassen sich die unterschiedlichen Reibungseigenschaften der modifizierten Festschmierstoffe auf ihre jeweilige chemische Verträglichkeit mit der Stahloberfläche und auf die Verteilung des PTFE-Festschmierstoffs in den Polymermatrizen zurückführen. Diese unterschiedliche chemische Kompatibilität beeinflusst auch die Menge des auf die Stahloberfläche übertragenen PTFE-Festschmierstoffs und damit das Verschleißverhalten der Compounds, vgl, Abbildung 4.9.

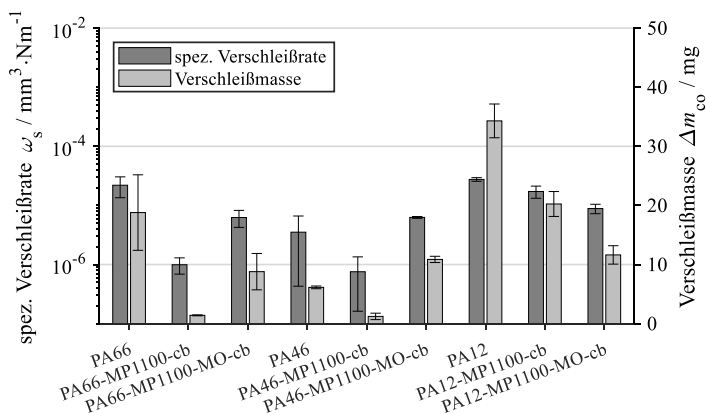


Abbildung 4.9: Einfluss der Polymermatrix und vom PTFE auf das Verschleißverhalten der Compounds im Compound-Stahl-Kontakt am Block-auf-Ring-Prüfstand

In Abbildung 4.9 wird der Einfluss der Polymermatrix auf den Verschleiß der Compounds dargestellt. Es werden sowohl die Verschleißmasse als auch die spezifische Verschleißrate  $\omega_s$  gezeigt. Die Berechnung der spezifischen Verschleißrate erfolgte hier basierend auf der Ver-

schleißtheorie von ARCHARD auf Basis des ermittelten Verschleißvolumens, Gleitwegs und der auf das Compound wirkenden Normalkraft, vgl. Gleichung (2.5). Es zeigt sich, dass die chemische Bindung des PTFE-Typs MP1100 das Verschleißverhalten der Compounds deutlich verbessert. Der Einsatz von MO führt jedoch zu keiner besonderen Verbesserung des Verschleißverhaltens des Compounds. Dieses Verhalten kann bei den Compounds mit den Matrizen aus PA46 und PA66 beobachtet werden. Die Verwendung von PA12 als Polymermatrix führt jedoch zu einem höheren Verschleiß der Compounds, welcher auf die im Vergleich zu PA46 und PA66 geringere Festigkeit der PA12-Matrix zurückgeführt werden kann. Die verbesserte Verschleißfestigkeit der Compounds mit strahlenmodifiziertem PTFE wird auf den Transfer des bestrahlten PTFEs auf die Stahloberfläche zurückgeführt. Dabei verringert der Selbstschmiereffekt des PTFE-Festschmierstoffs an der Kontaktfläche die Molekülkettenadhäsion in den Polymermatrizen [LLY14].

### **Oberflächenanalytische Untersuchung zur Charakterisierung des aufgebauten Transferfilms**

Nach den tribologischen Versuchen am Block-auf-Ring-Prüfstand wurde mit Hilfe oberflächenanalytischer Untersuchungen die Verteilung des Festschmierstoffs auf den Stahloberflächen ermittelt. Die laterale Verteilung des Compounds aus PA66 mit dem strahlenmodifizierten PTFE-Typ MP1100 auf den Stahloberflächen wurde mittels Rückstreuerelektronen-Aufnahmen am Rasterelektronenmikroskop (REM) ermittelt. Zudem wurde die resultierende Massendicke des Festschmierstoffs auf der Stahloberfläche mittels Energiedispersiver Röntgenanalyse (EDX)-Analyse visualisiert. Diese sind in den Abbildungen 4.10 und 4.11 dargestellt.

Mit Rückstreuerelektronen-Aufnahmen wird ein Kontrastbild der oberflächennahen Bereiche erstellt, wobei der Kontrast im wesentlichen von der mittleren Ordnungszahl der chemischen Elemente auf der Oberfläche abhängt. Somit erscheinen leichte Elemente mit kleinerer Ordnungszahl dunkler als die Elemente mit größerer Ordnungszahl. Dies führt zu der Annahme, dass die dunkleren Bereiche in den REM Aufnahmen in den Abbildungen 4.10 und 4.11 Polymeransammlungen darstellen, die im wesentlichen aus leichtem Kohlenstoff (C) mit der Ordnungszahl 6 bestehen, im Vergleich zu Eisen (Fe) mit der Ordnungszahl 26. Abbildungen 4.10 und 4.11 ermöglichen es, den tribologisch beanspruchten Bereich der Ringoberflächen vom unbeanspruchten Bereich an den Rändern zu unterscheiden. Unabhängig von der Zusammensetzung des Compounds (reines PA66 oder PA66-MP1100-cb), lassen sich im beanspruchten Bereich der Ringoberfläche lokale, streifenförmige Compoundanreicherungen in Umfangsrichtung des Ringes beobachten. Darüber hinaus sind Bestandteile des abrasiv verschlissenen Blockmaterials in den Riefen der Stahloberfläche zu erkennen. Insgesamt bildet sich über den Ringumfang jeweils eine

inhomogene Schichtdicke und Verteilung der Triboschicht auf der Stahloberfläche aus. Ein Vergleich der EDX-Analysen in den Abbildungen 4.10 und 4.11 lässt erkennen, dass unter gleichen Betriebsbedingungen, vgl. Tabelle 4.5, die Menge des Festschmierstoffs aus dem reinen Polymer PA66 auf der Stahloberfläche höher ist als die Menge des Compounds PA66-MP1100-cb. Dies ist ebenfalls in Abbildung 4.12 zu erkennen, wobei die Verschleißmasse der Festschmierstoffe deutlich höher als die gemessene Menge an Festschmierstoff auf der Stahlscheibenoberfläche ist.

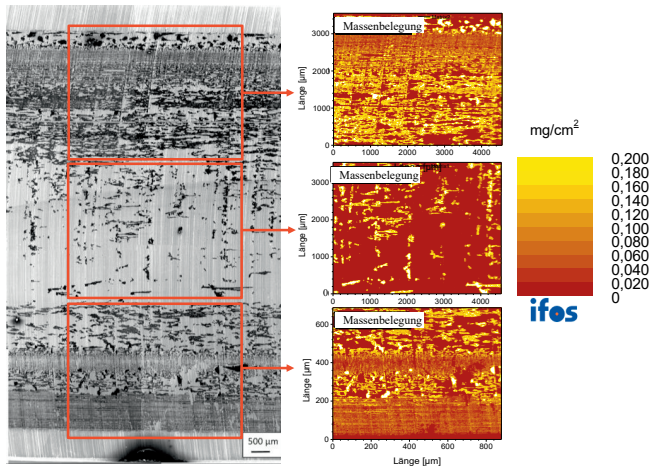


Abbildung 4.10: REM Aufnahme (links) und EDX-gemessene Verteilung des Compounds (rechts) auf repräsentativen Abschnitten der Stahloberfläche bei Verwendung des reinen PA66. Aufgenommen und ausgewertet am IFOS.

Abbildung 4.12 stellt weiterhin den prozentualen Anteil des deponierten Festschmierstoffs auf der Stahloberfläche dar. Es zeigt sich, dass trotz des höheren Verschleißes des Festschmierstoffs aus dem reinen PA66 nur ca. 20% des verschlissenen Materials auf der Stahloberfläche deponiert wurde. Beim Compound PA66-MP1100-cb sind es mehr als 40%.

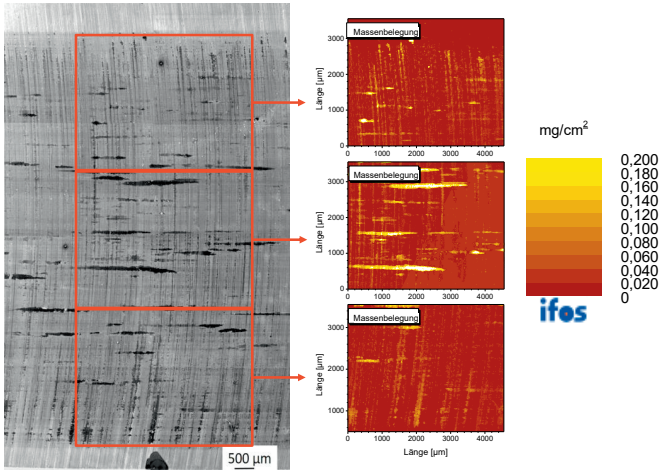


Abbildung 4.11: REM Aufnahme (links) und EDX-gemessene Verteilung des Compounds (rechts) auf repräsentativen Abschnitten der Stahloberfläche bei Verwendung des Compounds PA66-MP1100-cb. Aufgenommen und ausgewertet am IFOS.

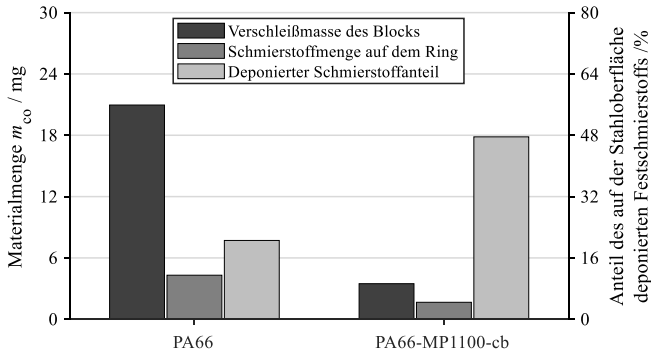


Abbildung 4.12: Gravimetrisch ermittelter Verschleiß am Block-auf-Ring-Prüfstand und oberflächenanalytisch ermittelte Menge an Festschmierstoff auf der Stahloberfläche. Aufgenommen und ausgewertet am IFOS.

Trotz der relativ hohen Menge an reinem PA66 auf der Oberfläche der Stahlscheibe zeigt Abbildung 4.8, dass der Einsatz des strahlenmodifizierten PTFE MP1100 in dem Compound PA66-MP1100-cb im Vergleich zu PA66 zu einer niedrigen Reibungszahl im Kontakt mit der Stahlscheibe führt. Dies könnte darauf hindeuten, dass nicht die Menge des Festschmierstoffs auf der Stahloberfläche, sondern seine Qualität für die hervorgerufene Reibungsreduktion entscheidend ist. Eine detaillierte Beschreibung der Ergebnisse sowie der Methodik zur Oberflächenanalytik beim Block-auf-Ring-Versuchsaufbau kann [SNS21; SNE22] entnommen werden.

#### 4.4.2 Transferfilmaufbau und -abbau im Stahl-Bronze-Kontakt

Die Versuche am Block-auf-Ring-Prüfstand dienen zur Charakterisierung des Transferverhaltens des PTFE-Festschmierstoffs auf der Stahloberfläche. Es zeigte sich, dass sich durch die tribologische Beanspruchung der untersuchten Opferblöcke keine geschlossene PTFE-Schmierstoffschicht auf der Stahloberfläche bildet. Jedoch konnte bei einer relativ geringen Menge an Polymer auf der Stahloberfläche eine Abnahme der Reibungszahl beobachtet werden, vgl. Abbildungen 4.8 und 4.11. In diesem Abschnitt der Arbeit werden weitere Untersuchungen zum Transferverhalten der PTFE-Festschmierstoffe durchgeführt, wobei der Auf- und Abbau des Transferfilms im Stahl-Bronze-Kontakt untersucht wird. Hierzu wurde im Kontakt zwischen der Stahl- und Bronzescheibe eine Wälzbewegung eingestellt, während im Compound-Stahlscheibe-Kontakt die Relativgeschwindigkeit variiert wurde. So wirkt im Compound-Stahlscheibe-Kontakt in der Block-Zwei-Scheiben-Versuchsordnung reine Gleitbewegung, während in der Drei-Scheiben-Versuchsordnung zusätzlich eine Wälzbewegung wirkt.

Bedingt durch die in dieser Arbeit vorliegende Schmierungsart wurde die Belastung im Stahl-Bronze-Kontakt so ausgelegt, dass möglichst keine extremen Temperaturen bzw. geringer Verschleiß in der Prüfanlage entstehen. Demzufolge wurde die niedrigst messbare Normalkraft von  $F_{N,2} = 620 \text{ N}$  im Stahl-Bronze-Kontakt untersucht, welche einer HERTZ'schen Pressung von 270 MPa entspricht. Die Lagerung des dritten Schlittens mit der Opferscheibe in der Drei-Scheiben-Versuchsordnung ermöglicht keine Entlastung der Opferscheibe im Betrieb sodass keine geringeren Lasten als das Eigengewicht des Schlittens mit der Opferscheibe untersucht wird. Somit wurde im Opferscheibe-Stahlscheibe-Kontakt eine geringste Normalkraft von  $F_{N,1} = 28 \text{ N}$  untersucht, welche einer HERTZ'schen Pressung von 13 MPa entspricht.

Zur besseren Bewertung des Einflusses des PTFE-Festschmierstoffs im Stahl-Bronze-Kontakt wurden Versuche im ungeschmierten Zustand durchgeführt, wobei die Stahl- und Bronzescheibe mit einer HERTZ'schen Pressung von 270 MPa und einer Summengeschwindigkeit von  $u_s = 0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , bei einem Schlupf von 50% mit schneller rotierender

Stahlscheibe belastet wurden. Dieser Versuch wird im Folgenden als Referenzversuch bezeichnet. Die charakteristischen Verläufe der gemessenen Reibungszahl und Massentemperatur der Stahlscheibe im Referenzversuch sind in Abbildung 4.13 dargestellt.

Abbildung 4.13 zeigt, dass in Abwesenheit des Festschmierstoffs im Stahl-Bronze-Kontakt die Reibungszahl in der Einlaufphase bis zu einem Gleitweg von ca. 0,2 km schnell ansteigt, ein maximaler Wert von  $\mu_{sb} \approx 0,9$  erreicht und wieder allmählich abnimmt. Ab einem Gleitweg von ca. 0,6 km kann ein Reibverhalten mit mehr oder weniger konstantem Verlauf beobachtet werden. Ein ähnliches Verhalten kann bei der Massentemperatur der Stahlscheibe beobachtet werden, wobei nach der Einlaufphase ein degressiver Verlauf der Temperatur mit einer Zunahme um ca. 10 K beobachtet wird. Bedingt durch die geringere Härte der Bronzescheibe gegenüber der Stahlscheibe, findet ein Transfer vom Bronzematerial auf die Stahloberfläche während diesem Trockenversuch statt, so dass sich eine Schicht aus Bronze auf der Stahloberfläche bildet, vgl. Abbildung 4.15. Der sich dadurch bildende Bronze-Bronze-Kontakt könnte die Ursache für die Abnahme der Reibungszahl im stationären Bereich des charakteristischen Verlaufs der Reibungszahl in Abbildung 4.13 sein. Insgesamt erfuhr die Bronzescheibe einen Massenverlust von  $\Delta m \approx 896$  mg im Referenzversuch.

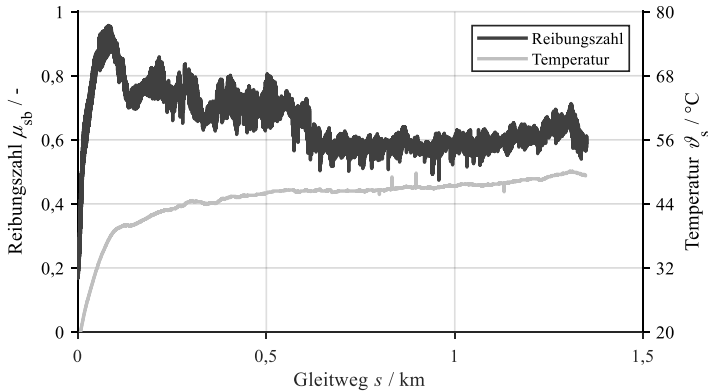


Abbildung 4.13: Charakteristischer Verlauf der Reibungszahl im ungeschmierten Stahl-Bronze-Kontakt und Massentemperatur der Stahlscheibe in Abhängigkeit des Gleitwegs im Stahl-Bronze-Kontakt

### Reib- und Verschleißverhalten bei Trockenschmierung am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand

Der Einfluss des PTFE-Festschmierstoffs auf das Reib- und Verschleißverhalten im trockengeschmierten Stahl-Bronze-Kontakt beim Transfer des Festschmierstoffs über Gleitreibung des Opferbauteils auf dem metallischen Prüfkörper wird hier vorgestellt. Hierzu wurde der Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand eingesetzt.

Die Bronze- und Stahlscheiben weisen im oberflächennahen Bereich unterschiedliche chemische Eigenschaften auf, die u.a. das Haftungsvermögen der Festschmierstoffe auf der metallischen Oberfläche während dem Transfervorgang beeinflussen können. Demzufolge wurde hier vor den tatsächlichen Untersuchungen zur Schmierfähigkeit der Festschmierstoffe im Stahl-Bronze-Kontakt zunächst untersucht, welchen Einfluss das Substratmaterial bei der Transferschmierung vom Stahl-Bronze-Kontakt mit den hier untersuchten Festschmierstoffen hat. Es konnte u.a. am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand gezeigt werden, dass die Verwendung der Bronzescheibe als Gegenkörper zum Schmierstoffreservoir, hier dem Compoundblock, für die Übertragung des Festschmierstoffs im Stahl-Bronze-Kontakt ineffizienter ist als die Verwendung der Stahlscheibe als Transfergegenkörper. Wobei die relativ schlechte Schmierwirkung im Stahl-Bronze-Kontakt, wenn die Bronzescheibe als Transfergegenkörper eingesetzt wird, auf die relativ hohe Verschleißrate der Bronzescheibe zurückzuführen war. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in [SSO22] detaillierter beschrieben. Darauf basierend wurde im weiteren Verlauf der Untersuchungen in dieser Arbeit die Stahlscheibe als Transfergegenkörper zum Compound eingesetzt.

Bei den Versuchen am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand wurde die Gleitgeschwindigkeit  $u_r$ , welche über die Scheibendrehzahlen angegeben wird, sowohl im Stahl-Bronze-Kontakt als auch im Compound-Stahl-Kontakt konstant gehalten. Die Berechnung der Gleitgeschwindigkeit erfolgte aus der in Gleichung (4.5) angegebenen Formel zur Berechnung des Schlupfs [Wan15], mit der Gleitgeschwindigkeit  $u_r = u_1 - u_2$  und der mittleren Geschwindigkeit  $u_m = (u_1 + u_2)/2$ .  $u_1$  und  $u_2$  stellen hierbei die Umfangsgeschwindigkeiten der sich berührenden Körper dar.

$$srr = \frac{u_r}{u_m} \quad (4.5)$$

Bei einer Summengeschwindigkeit von  $u_s = 0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  beträgt die Gleitgeschwindigkeit  $0,12 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  im Stahl-Bronze-Kontakt, wobei sich die Stahlscheibe schneller als die Bronzescheibe drehte. Eine HERTZ'sche Pressung von 270 MPa wurde hierbei untersucht. Der Compound-Stahl-Kontakt wurde hingegen mit einer Gleitgeschwindigkeit von  $0,31 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  und einer nominellen Kontaktpressung von 3 MPa belastet. Die Versuchszeit wurde hier für die jeweiligen Versuche auf einem Wert von 3 h konstant gehalten. Die Prüfparameter

für die tribologischen Untersuchungen am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand sind in Tabelle 4.6 zusammengefasst.

Tabelle 4.6: Versuchsparameter zur tribologischen Charakterisierung der PTFE-Trockenschmierstoffe am Block-Zwei-Scheibenprüfstand bei einer Summengeschwindigkeit von  $u_s = 0,5 \text{ m/s}$

Größe	Einheit	Wert	
		Comp.-Stahl	Stahl-Bronze
Versuchsdauer $t$	h	3	
Pressung $p$	MPa	3	270
Gleitgeschwindigkeit $u_r$	m/s	0,31	0,12
Schlupf $srr$	%	200	50

Der Einfluss des Festschmierstoffs auf die Reibungszahl und den Verschleiß im Stahl-Bronze-Kontakt am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand kann Abbildung 4.14 entnommen werden, wobei die charakteristischen Verläufe der Reibungszahl im Stahl-Bronze-Kontakt bei Verwendung der Festschmierstoffe PA66, PA66-MP1100-cb und PA66-MP1100-MO-cb dargestellt werden. Weiterhin werden die Verläufe der Massentemperatur der Stahlscheibe und die Verschleißhöhe des verwendeten Opferbauteils bzw. des Compoundblocks dargestellt.

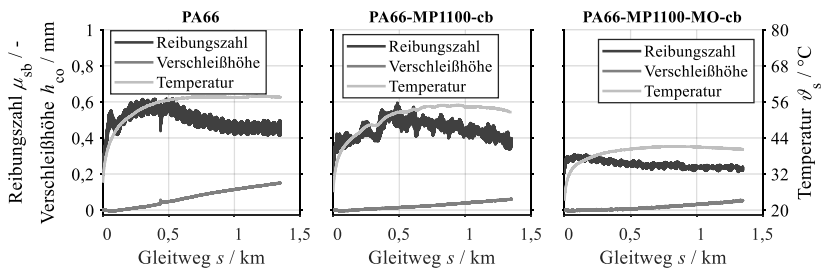


Abbildung 4.14: Charakteristischer Verlauf der Reibungszahl im Stahl-Bronze-Kontakt, der Verschleißhöhe des Compoundblocks und der Massentemperatur der Stahlscheibe in Abhängigkeit des Gleitwegs im Stahl-Bronze-Kontakt am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand

Ein Vergleich der Abbildungen 4.13 und 4.14 lässt erkennen, dass die Verwendung des PTFE-Festschmierstoffs die Reibungszahl im Stahl-Bronze-Kontakt deutlich reduzieren



kann. Dies ist auch am Verschleiß der Bronzescheibe in Abbildung 4.15 zu erkennen, wobei sich in Abwesenheit von PTFE-Festschmierstoffcompound (im Referenzversuch) eine homogene Bronzeschicht auf der Stahloberfläche bildet. In Abbildung 4.14 ist erkennbar, dass die Verwendung des reinen Polymers PA66 als Festschmierstoff eine höhere Reibungszahl im Stahl-Bronze-Kontakt im Vergleich zu den Compounds bestehend aus dem strahlenmodifizierten PTFE MP1100 aufweist. Es ist jedoch zu beobachten, dass das reine Polymer PA66 zu einer deutlich niedrigeren Reibungszahl als im Referenzversuch führt, siehe Abbildung 4.13.

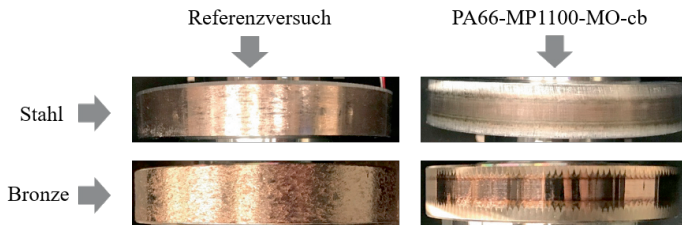


Abbildung 4.15: Oberflächenvergleich der Stahl- und Bronzescheiben nach den Versuchen am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand bei einer HERTZ'schen Pressung von 270 MPa im Stahl-Bronze-Kontakt

Außerdem kann in Abbildung 4.14 der Einfluss von PTFE auf die Verschleißhöhe des Compoundblocks und auf die Massetemperatur der Stahlscheibe beobachtet werden, wobei diese am geringsten sind, wenn der Compound PA66-MP1100-MO-cb als Opferbauteil eingesetzt wird. Der Einfluss der Polymermatrix auf das Reibverhalten im Stahl-Bronze-Kontakt am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand ist in Abbildung 4.16 dargestellt.

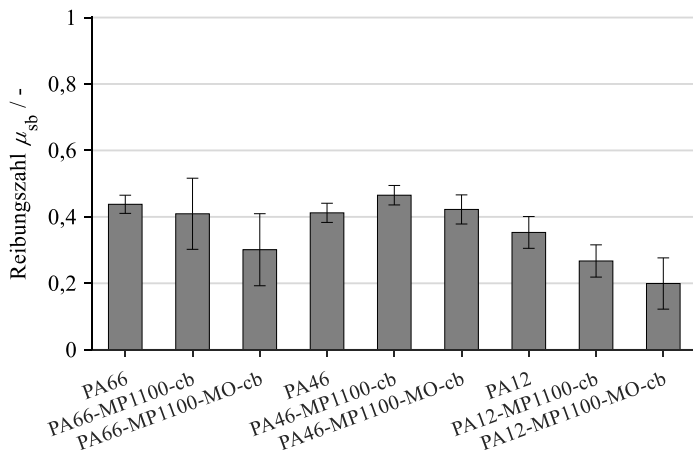
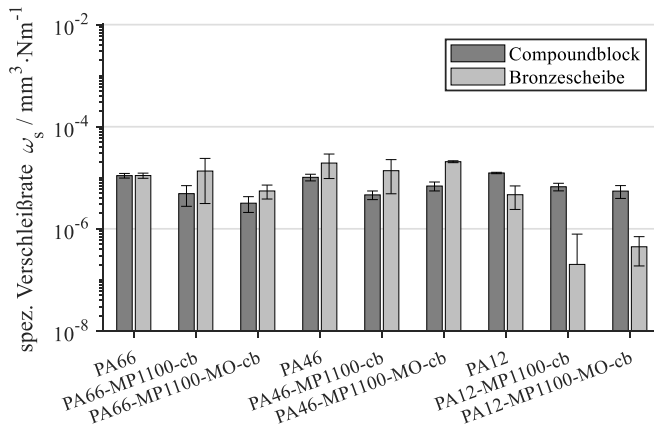


Abbildung 4.16: Einfluss der Polymermatrix und des strahlenmodifizierten PTFEs auf das Reibverhalten im Stahl-Bronze-Kontakt am Block-Zwei-Scheibenprüfstand

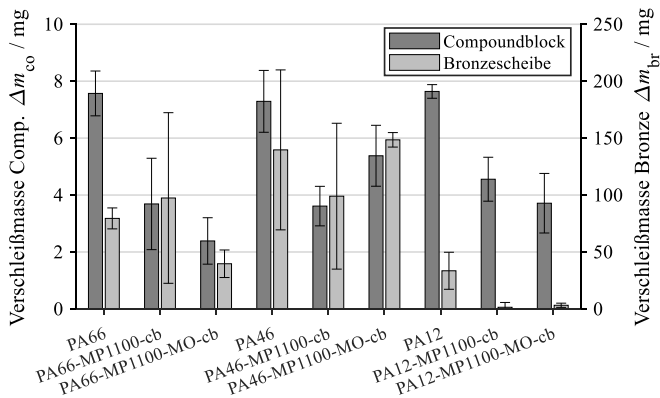
Die Reibungszahlen werden hierbei in dem quasistationären Bereich der charakteristischen Verläufe, ab einem Gleitweg von ca. 1 km (vgl. Abbildung 4.14) verglichen. Dazu wird ein Mittelwert der Reibungszahl innerhalb des quasistationären Bereichs berechnet. Abbildung 4.16 zeigt, dass unabhängig von der Polymermatrix, die chemische Bindung von PTFE, mit und ohne MO, zu einer Reduzierung der Reibungszahl im Stahl-Bronze-Kontakt führt, außer, wenn PA46 als Polymermatrix verwendet wird. Die am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand gemessenen Reibungszahlen im Compound-Stahl-Kontakt liegen betragsmäßig auf demselben Niveau wie bei den Versuchen am Block-auf-Ring-Prüfstand und weisen ähnliche charakteristische Verläufe auf. Demzufolge wird hier ausschließlich die Reibungszahl im Stahl-Bronze-Kontakt berücksichtigt.

In Abbildung 4.17a wird die spezifische Verschleißrate der Bronzescheibe und des Opferbauteils in Abhängigkeit der verwendeten Festschmierstoffkombination dargestellt. Weiterhin werden deren Verschleißmassen in Abbildung 4.17b gezeigt. Die Berechnung der spezifischen Verschleißrate erfolgte hier wie bei den Versuchen mit der Block-auf-Ring-Versuchsanordnung (vgl. Abschnitt 4.4.1), nach der Theorie von ARCHARD (vgl. Gleichung (2.5)), auf Basis des gravimetrisch ermittelten Verschleißes der Prüfkörper. Ein Vergleich der Massenverluste der Bronzescheiben in Abbildung 4.17b und dem Massenverlust im Referenzversuch zeigt eindeutig wie der Einsatz der hier verwendeten Polymer-

schmierstoffe im Stahl-Bronze-Kontakt den Bronzeverschleiß deutlich reduzieren kann.



(a) spezifische Verschleißrate



(b) Verschleißmasse

Abbildung 4.17: Einfluss der Polymermatrix und des strahlenmodifizierten PTFEs auf das Verschleißverhalten der Bronzescheibe und des Opferbauteils im Stahl-Bronze-Kontakt am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand

Weiterhin lässt sich in Abbildung 4.17a der Einfluss der Polymermatrix und des PTFEs auf das Verschleißverhalten des Opferbauteils und der Bronzescheibe beobachten. Es zeigt

sich hierbei, dass die chemische Bindung des strahlenmodifizierten PTFEs mit und ohne MO-Ölmoleküle in den PA-Matrizen das Verschleißverhalten der Opferbauteile verbessert. Wobei, ähnlich wie am Block-auf-Ring-Prüfstand, der Einsatz von MO-Ölmolekülen in der Polymermatrix PA46 zu keiner besonderen Verbesserung des Verschleißverhaltens des Compoundblocks führt. Die Verschleißrate der Bronzescheibe zeigt ebenfalls keinen besonderen Einfluss von PTFE und MO in den Matrixpolymeren PA46 und PA66. Jedoch ist der Einfluss von PTFE und MO in der Polymermatrix PA12 deutlich erkennbar.

Die vorherigen Ergebnisse zeigen, dass die verwendeten Polymermatrizen die Transfer-schmierung des PTFE-Festschmierstoffs im Stahl-Bronze-Kontakt beeinflussen. Die Ursache hierfür könnten die unterschiedlichen mechanischen Eigenschaften des jeweiligen Compounds sein. Während die Compounds aus PA46 und PA66 ein ähnliches Verschleißverhalten wie die Bronzescheiben aufweisen, kann in Abbildung 4.17a beobachtet werden, dass die Compounds aus PA12 stärker als die Bronzescheiben verschleifen. Dies kann dadurch erklärt werden, dass die transferierte Menge an PA12-Compound im Stahl-Bronze-Kontakt besser als Schmierstoff wirkt, verglichen mit den Compounds aus PA46 und PA66, welche im Vergleich zu den PA12 Compounds ein ähnliches Verschleißverhalten aufweisen.

### **Reib- und Verschleißverhalten bei Trockenschmierung am Drei-Scheiben-Prüfstand**

Auf dem Drei-Scheiben-Prüfstand, auf dem eine Wälzbewegung im Kontakt zwischen dem Opferbauteil und der Stahlscheibe eingestellt wurde, wurden ähnliche Versuche wie auf dem Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand durchgeführt. Somit können die im realen Schneckengetriebe herrschenden kinematischen Zusammenhänge angenähert werden. Die Beschreibung der Prüfanordnung zu den Drei-Scheibenversuchen ist in Kapitel 4.1 zu finden.

Ähnlich wie bei dem zu untersuchenden Schneckengetriebe, bei dem das Bronze-Schneckenrad und das Compound-Schneckenrad (Opferschneckenrad) die gleichen kinematischen Eigenschaften aufweisen sollen, wurden die kinematischen Parameter bei den Drei-Scheiben-Prüfstandsversuchen so eingestellt, dass sich die Bronze- und die Compound-scheibe mit der gleichen Umfangsgeschwindigkeit drehen. Dies bedeutet, dass während den Versuchen am Drei-Scheiben-Prüfstand die gleiche Gleitgeschwindigkeit im Compound-Stahl-Kontakt und im Stahl-Bronze-Kontakt herrschte. Im Stahl-Bronze-Kontakt wurde eine HERTZ'sche Pressung von 270 MPa, ähnlich wie bei den Block-Zwei-Scheiben-Versuchen, eingestellt, während im Compound-Stahl-Kontakt deutlich geringere Pressungen im Bereich von 13 bis 17 MPa vorlagen. Die Berechnung der Kontaktpressung im Compound-Stahlscheibe-Kontakt erfolgte ebenfalls mit Hilfe der HERTZ'schen Theorie, wobei hier ebenfalls eine elliptische Kontaktfläche im Compound-Stahl-Kontakt mit einer

zylindrischen Form des Compoundrings angenommen wurde. In dieser Versuchsanordnung wurden neben der Variation der Festschmierstoffe, sowohl die Pressung als auch die Gleitgeschwindigkeit im Compound-Stahl-Kontakt variiert, wobei die Variation der Gleitgeschwindigkeit durch die Änderung des Schlupfes an der Kontaktstelle erreicht wurde. Die Wertebereiche für die variierte Gleitgeschwindigkeit wurden so ausgelegt, dass die Versuchsbedingungen am Drei-Scheiben-Prüfstand die Verhältnisse im Schneckengetriebe weitgehend annähern. Tabelle 4.7 fasst die verwendeten Versuchsparameter am Drei-Scheiben-Prüfstand zusammen.

Tabelle 4.7: Versuchsparameter zur tribologischen Charakterisierung der PTFE-Festschmierstoffe am Drei-Scheiben-Prüfstand bei einer Summengeschwindigkeit von  $u_s = 0,5$  m/s

Größe	Einheit	Wert	
		Comp.-Stahl	Stahl-Bronze
Versuchsdauer $t$	h	3	
Pressung $p$	MPa	13 - 17	270
Gleitgeschwindigkeit $u_r$	m/s	0,02 - 0,12	0,02 - 0,12
Schlupf $srr$	%	10 - 50	10 - 50

Aus den Versuchen am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand ist bekannt, dass die Verwendung der Polymermatrix PA46 als Reservoir für die Transferschmierung des Festschmierstoffs im Stahl-Bronze-Kontakt weniger geeignet ist als die Verwendung der Matrizen PA12 und PA66. Daher wurden die auf PA46 basierenden Compounds im Drei-Scheiben-Versuchsaufbau nicht weiter untersucht. Außerdem werden im Folgenden die charakteristischen Verläufe der Reibungszahl und Temperatur im Drei-Scheiben-Prüfstand nicht dargestellt, dadurch, dass sie sich ähnlich wie bei den vorherigen Versuchen verhalten. Abbildung 4.18 zeigt den Einfluss der Polymermatrix auf das Reibverhalten der verwendeten Compounds am Drei-Scheiben-Prüfstand. Zudem wird der Einfluss der Gleitgeschwindigkeit im Compound-Stahlscheibe-Kontakt auf das Reibverhalten im Stahl-Bronze-Kontakt dargestellt, wobei die realisierten Schlupfwerte von  $srr = 50\%$  mittels der Drei-Scheiben-Versuchsanordnung und  $srr = 200\%$  mittels der Block-Zwei-Scheiben-Versuchsanordnung miteinander verglichen werden. Die hier dargestellten Reibungszahlen entsprechen den Mittelwerten der Reibungszahlen im stationären Bereich der jeweiligen charakteristischen Verläufe. Es ist erkennbar, dass unabhängig von der Polymermatrix und der Gleitgeschwindigkeit, die chemische Bindung von strahlenmodifiziertem PTFE an der Polymermatrix zu einer Verbesserung des Reibverhaltens im Stahl-Bronze-Kontakt führt. Der Einfluss des strahlenmodifizierten PTFE mit und ohne MO-Additive bei

Verwendung der Compounds auf Basis des Polymers PA12 ist deutlich erkennbar. Stattdessen verbessert sich das Reibverhalten im Stahl-Bronze-Kontakt bei Verwendung der Compounds auf PA66-Basis nur, wenn MO am Compound chemisch gebunden wird.

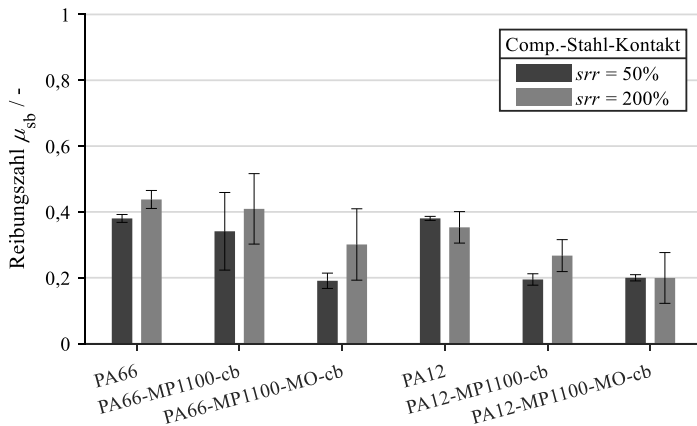
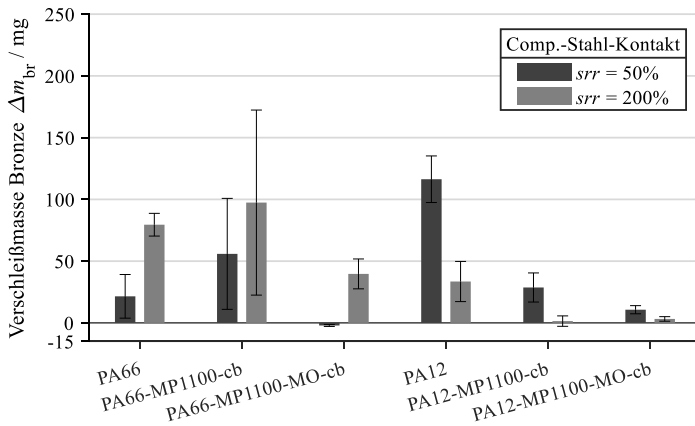


Abbildung 4.18: Einfluss der Polymermatrix und der Gleitgeschwindigkeit im Compound-Stahl-Kontakt auf die Reibungszahl im Stahl-Bronze-Kontakt in der Drei-Scheiben-Versuchsanordnung mit einer HERTZ'schen Pressung von 270 MPa im Stahl-Bronze-Kontakt

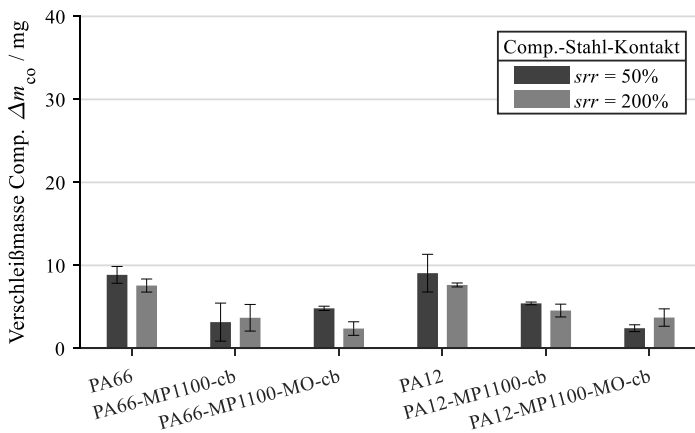
Diese Eigenschaft der MO-Additive in der Polymermatrix PA66 kann sowohl bei Verwendung des Compoundblocks als auch bei Verwendung des Compoundrings als Opferbauteil beobachtet werden. Weiterhin ist in Abbildung 4.18 ersichtlich, dass bei Verwendung der Polymermatrix PA66 ein Schlupf von 200% im Compound-Stahl-Kontakt zu höheren Reibungszahlen führt als ein Schlupf von 50%. Dies ist unabhängig davon, ob PTFE mit oder ohne MO an PA66 chemisch gebunden wird.

In Abbildung 4.19 wird die Verschleißmasse der Bronzescheibe und des Opferbauteils in Abhängigkeit des verwendeten Compounds und der Gleitgeschwindigkeit dargestellt. Abbildung 4.20 stellt die spezifische Verschleißrate der Bronzescheibe und des Opferbauteils in Abhängigkeit des verwendeten Compounds und der Gleitgeschwindigkeit dar. Die Berechnung der spezifischen Verschleißrate erfolgte hier mit Hilfe der Theorie von ARCHARD (vgl. Gleichung (2.5)), wobei die gravimetrisch ermittelten Verschleißwerte verwendet wurden. Abbildung 4.19b zeigt, ähnlich wie bei den Vorversuchen am Block-auf-Ring-Prüfstand, dass die chemische Bindung von strahlenmodifiziertem PTFE in den

Matrizen PA12 und PA66 die Verschleißmasse des resultierenden Compounds verringert. Es ist außerdem erkennbar, dass bei Gleitreibung ( $srr = 200\%$ ) zwischen dem Compound und der Stahlscheibe die Opferbauteile tendenziell weniger verschleifen als wenn Wälzreibung ( $srr = 50\%$ ) im Kontakt wirkt. Die Compounds PA66-MP1100-cb und PA12-MP1100-MO-cb bilden dabei allerdings eine Ausnahme. Abbildung 4.19a zeigt, dass trotz der geringeren verschlissenen Masse der Opferbauteile bei Verwendung von PA12 als Polymermatrix, die Bronzescheiben deutlich weniger verschleifen, wenn im Kontakt zwischen dem Opferbauteil und der Stahlscheibe reine Gleitreibung wirkt. Ein Blick auf den Verschleiß der Bronzescheibe, wenn die Compounds auf Basis von PA66 als Opferbauteil eingesetzt werden, lässt jedoch erkennen, dass die Bronzescheibe weniger verschleißt, wenn im Compound-Stahl-Kontakt Wälzreibung herrscht. Dabei kann weiterhin beobachtet werden, dass bei Verwendung von PA66 als Polymermatrix der geringste Verschleiß erreicht wird, wenn MO-Additive in der Matrix gebunden werden. Bei Verwendung des Compounds PA66-MP1100-MO-cb konnte bei  $srr = 50\%$  ein negativer Verschleiß der Bronzescheibe aufgezeichnet werden, was auf eine Materialaufnahme der Bronzescheibe hindeutet. Abbildung 4.20 zeigt ein ähnliches Verhalten wie in Abbildung 4.19, wobei durch den Materialaufbau auf der Bronzescheibe bei Verwendung des Compounds PA66-MP1100-MO-cb eine negative spezifische Verschleißrate ermittelt wird, welche aufgrund der logarithmischen Darstellung in Abbildung 4.20a nicht dargestellt wird.



(a) Verschleißmasse der Bronzescheibe



(b) Verschleißmasse des Opferbauteils

Abbildung 4.19: Einfluss der Polymermatrix und der Gleitgeschwindigkeit auf die Verschleißmasse der Bronzescheibe und des Opferbauteils in der Drei-Scheiben-Versuchs-anordnung



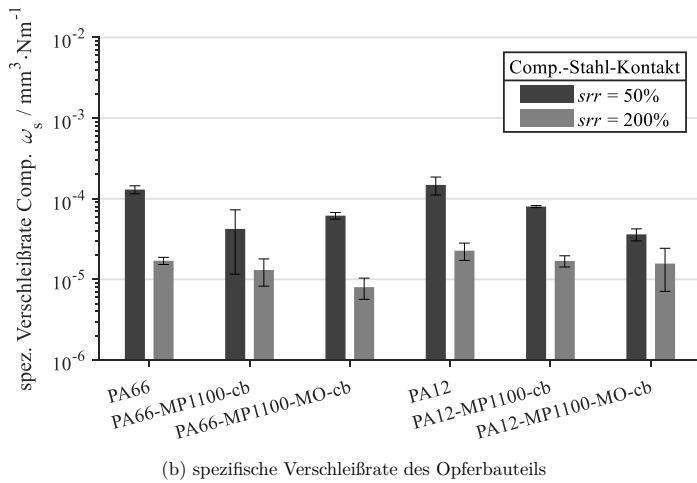
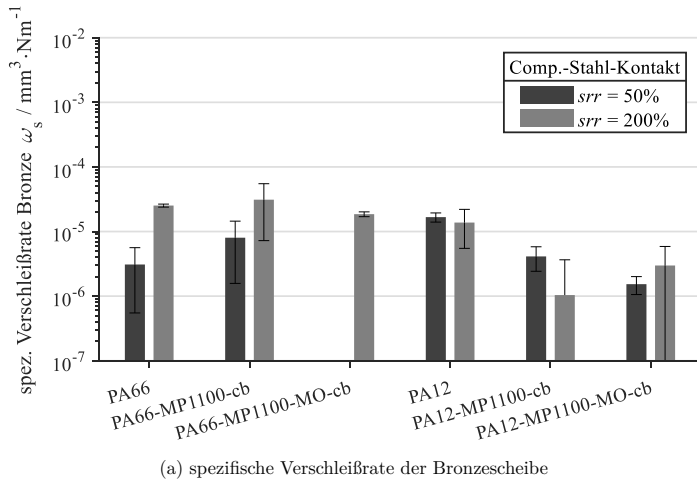


Abbildung 4.20: Einfluss der Polymermatrix und der Gleitgeschwindigkeit auf die spezifische Verschleißrate der Bronzescheibe und des Opferbauteils in der Drei-Scheiben-Versuchsanordnung

Die Abbildungen 4.18, 4.19 und 4.20 zeigen den Einfluss von strahlenmodifiziertem PTFE in den PA-Matrizen PA12 und PA66, sowie den Einfluss der Gleitgeschwindigkeit im

Compound-Stahl-Kontakt auf das Schmierverhalten (welches sich durch den Verschleiß der Bronzescheibe charakterisieren lässt) der eingesetzten Festschmierstoffe im Stahl-Bronze-Kontakt. Im Zusammenhang mit den Ergebnissen am Block-auf-Ring-Prüfstand und Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand kann festgestellt werden, dass die Bereitstellungsart (über den Block oder über den Ring) des Festschmierstoffs keinen Einfluss auf das Schmierverhalten dieser Festschmierstoffe im Stahl-Bronze-Kontakt aufweist. Der Einfluss der Belastung im Compound-Stahl-Kontakt wird im Folgenden vorgestellt.

### **Einfluss der Pressung im Compound-Stahl-Kontakt auf das Reib- und Verschleißverhalten im Stahl-Bronze-Kontakt**

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Belastung im Compound-Stahl-Kontakt auf das tribologische Verhalten im Stahl-Bronze-Kontakt untersucht. Hierbei wird bei der Drei-Scheiben-Versuchsanordnung im Stahl-Bronze-Kontakt die Last auf 270 MPa konstant gehalten und die Pressung zwischen dem Compound- und der Stahlscheibe zwischen 13 und 17 MPa variiert. Weiterhin wird der Schlupf bei 50% und einer Summengeschwindigkeit von  $u_s = 0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  in den jeweiligen Kontakten konstant gehalten.

Abbildung 4.21 zeigt die Abhängigkeit der Reibungszahl im Stahl-Bronze-Kontakt von der Pressung im Kontakt zwischen Opfer- und Stahlscheibe.

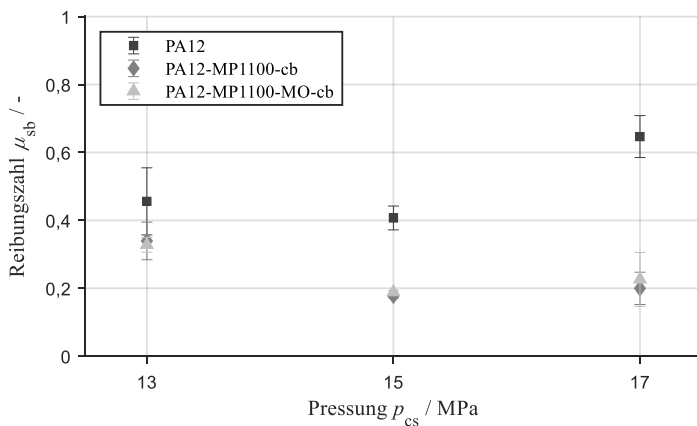
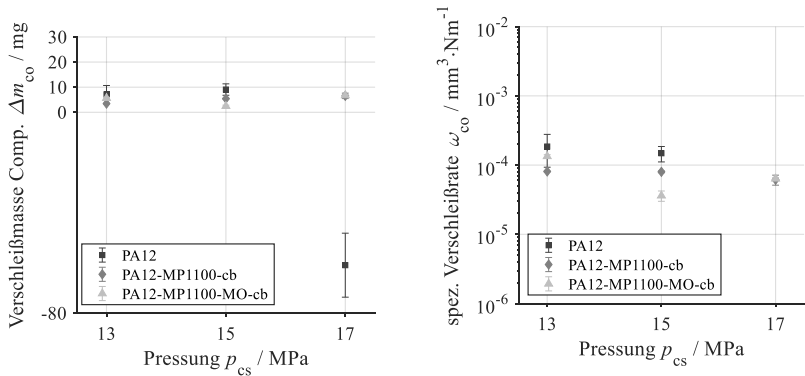


Abbildung 4.21: Einfluss der Pressung im Compound-Stahlscheibe-Kontakt auf das Reibverhalten im Stahl-Bronze-Kontakt bei einer Pressung von 270 MPa und einer Summengeschwindigkeit von  $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Die Variation der Belastung im Compound-Stahl-Kontakt bei der Drei-Scheiben-Versuchs-anordnung lässt erkennen, dass unabhängig von der Last, der Einsatz von Opferbauteilen bestehend aus dem strahlenmodifizierten PTFE mit oder ohne MO im Vergleich zum Einsatz des reinen PA12 als Opferbauteil zu geringeren Reibungszahlen im Stahl-Bronze-Kontakt führt. Abbildung 4.21 zeigt außerdem, dass mit steigender Last im Compound-Stahl-Kontakt die Reibungszahl im Stahl-Bronze-Kontakt abfällt, wenn die Compounds PA12-MP1100-cb und PA12-MP1100-MO-cb eingesetzt werden. Im Gegensatz hierzu kann beobachtet werden, dass die Verwendung des reinen PA12 als Festschmierstoff zur Steigerung der Reibungszahl im Stahl-Bronze-Kontakt mit steigender Belastung führt. Ein ähnliches Verhalten ist bei der Verschleißmasse und der spezifischen Verschleißrate der Opferscheibe in Abbildung 4.22 ersichtlich, wobei der Verschleiß der Opferscheibe tendenziell abfällt, wenn die Belastung im Compound-Stahl-Kontakt erhöht wird. Bei Verwendung des reinen PA12 ergibt sich bei einer Pressung von  $p_{cs} = 17$  MPa ein negativer Verschleiß der Opferscheibe, was eine Massenzunahme der Opferscheibe vermuten lässt.



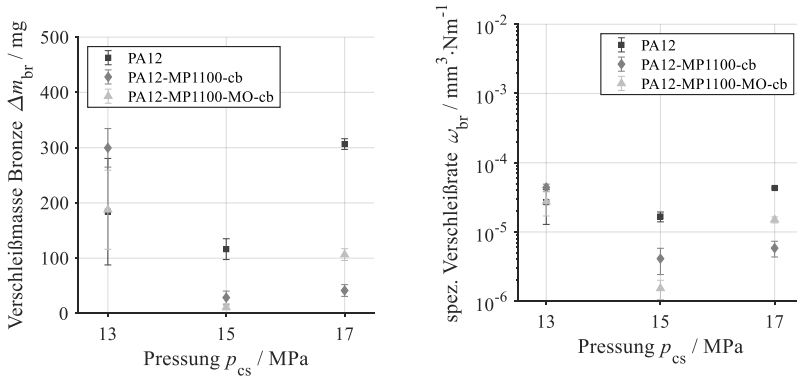
(a) gravimetrischer Verschleiß der Opferscheibe (b) spezifische Verschleißrate der Opferscheibe

Abbildung 4.22: Einfluss der Belastung und des strahlenmodifizierten PTFE auf das Verschleißverhalten der Opferscheibe am Drei-Scheiben-Prüfstand

Das Verschleißverhalten der Bronzescheibe in Abbildung 4.23 lässt erkennen, dass unabhängig vom verwendeten Opferbauteil der minimale Verschleiß der Bronzescheibe bei einer Pressung von 15 MPa im Compound-Stahlscheibe-Kontakt erreicht wird. Weiterhin zeigt Abbildung 4.23, dass die Compounds bestehend aus dem strahlenmodifizierten PTFE unabhängig von der eingesetzten Belastung im Compound-Stahl-Kontakt zu den

niedrigsten Verschleißwerten führen.

Zudem kann in Abbildung 4.23 beobachtet werden, dass die Bronzescheibe am stärksten verschleißt, wenn eine Pressung von 13 MPa im Compound-Stahl-Kontakt wirkt. Unter dieser Belastung zeigen die mit PTFE modifizierten Compounds keine besonderen Vorteile gegenüber dem reinen Polymer PA12 hinsichtlich des Reib- und Verschleißverhaltens im Stahl-Bronze-Kontakt. Die Bestimmung der Verschleißrate in den Abbildungen 4.22b und 4.22b für die Compound- und Bronzescheibe erfolgte ebenfalls mittels der Theorie von ARCHARD, vgl. Gleichung (2.5).



(a) gravimetrischer Verschleiß der Bronzescheibe (b) spezifische Verschleißrate der Bronzescheibe

Abbildung 4.23: Einfluss der Belastung und des strahlenmodifizierten PTFE auf das Verschleißverhalten der Bronzescheibe am Drei-Scheiben-Prüfstand

## Oberflächenanalytische Untersuchungen

Die oberflächenanalytischen Untersuchungen zur Charakterisierung des Einflusses des Transferfilms auf das Reib- und Verschleißverhalten im Stahl-Bronze-Kontakt an den Modellprüfständen wurden vom Institut für Oberflächen- und Schichtanalytik in Kaiserslautern durchgeführt. Dazu wurden die Oberflächen der trockengelaufenen Stahlscheiben mittels Röntgenphotoelektronenspektroskopie (XPS) analysiert, wodurch die Verteilung der chemischen Elemente auf bestimmten Oberflächenbereichen analysiert wurde.

Dazu wurden die zu analysierenden Stahloberflächen in zwei Teilbereiche nach dem optischen Erscheinungsbild der Kontaktbereiche unterteilt. Dabei wird zwischen einem Randbereich (1) und einem zentralen Bereich (2) unterschieden. Der Randbereich entspricht

dem Bereich, in dem der tribologische Kontakt zwischen der Stahlscheibe und dem Opferbauteil stattgefunden hat. Im Gegensatz hierzu findet im zentralen Bereich zusätzlich ein Wälzkontakt zwischen Bronze- und Stahlscheibe statt. Abbildung 4.24 zeigt beispielhaft die Unterteilung der Kontaktfläche auf der Stahlscheibe nach dem Block-Zwei-Scheiben-Versuch bei Verwendung der Compounds PA12-MP1100-cb und PA12-MP1100-MO-cb als Opferbauteile. Die detaillierte Beschreibung der Oberflächenanalytik erfolgt hier anhand der Ergebnisse am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand. Grund hierfür ist, dass die Analyse der Proben aus den Drei-Scheiben- und Block-Zwei-Scheiben-Versuchen gleichermaßen erfolgt. Am Ende dieses Abschnittes werden die Ergebnisse aus den beiden Versuchsanordnungen verglichen.

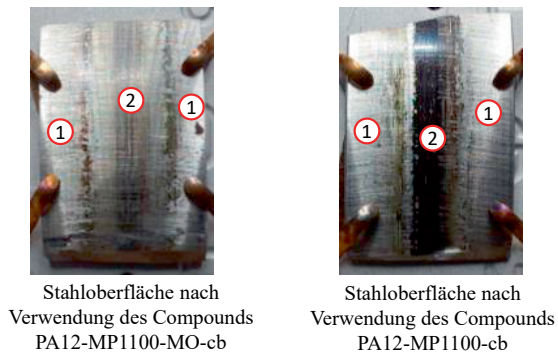


Abbildung 4.24: Bereiche für die XPS-Spektroskopie auf der Stahlscheibe. (1) Rand, (2) Zentrum.

Abbildung 4.25 zeigt die mittels XPS-Spektroskopie ermittelten Elementenkonzentrationen in den Compounds PA12-MP1100-cb und PA12-MP1100-MO-cb. Es lässt sich dabei erkennen, dass die Konzentration an C- und F-Atomen in den beiden Compounds ähnlich ist. Während beim Compound mit MO ca. 5,5 At.-% Sauerstoff (O) festgestellt wurde, beträgt die O-Konzentration beim Compound ohne MO Additive ca. 3,5 At.-%.

Abbildung 4.26 stellt die Konzentrationen der chemischen Elemente auf der Oberfläche der Stahlscheiben nach dem Block-Zwei-Scheiben-Versuch in Abhängigkeit des verwendeten Festschmierstoffcompounds dar. Die in Abbildung 4.26 dargestellten Ergebnisse entsprechen den Ergebnissen aus der Analyse der Stahloberfläche nach einer Belastung mit einer HERTZ'schen Pressung von 270 MPa im Stahl-Bronze-Kontakt, einer nominellen Pressung von 3 MPa im Compound-Stahl-Kontakt und einer Summengeschwindigkeit von  $u_s = 0,5$

$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  bei einem Schlupf von 50% im Stahl-Bronze-Kontakt.

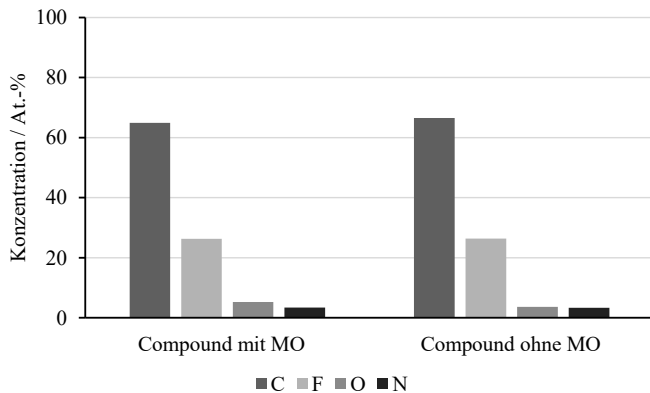
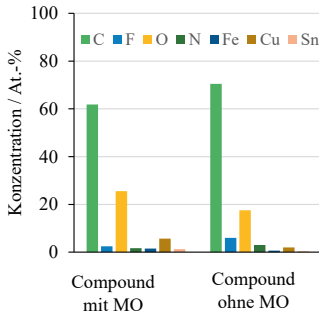


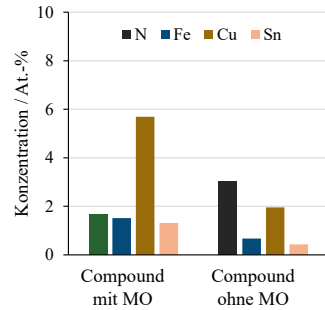
Abbildung 4.25: Mittels XPS-Spektroskopie ermittelte Elementkonzentrationen an Compounds mit und ohne MO Additive. Aufgenommen und ausgewertet am IFOS.

In Abbildung 4.26 wird weiterhin der Einfluss des tribologischen Kontaktbereiches der Stahloberfläche auf die Elementkonzentration dargestellt, wodurch die chemischen Zusammensetzungen im Randbereich und im Zentrum des tribologischen Kontakts verglichen werden. Die dargestellten Ergebnisse entsprechen jeweils dem Mittelwert von drei lokalen Messungen auf jedem Kontaktbereich. In Abbildung 4.26 ist erkennbar, dass sowohl am Rand als auch in der Mitte der Kontaktfläche auf der Stahlscheibe, unabhängig vom verwendeten Festschmierstoffcompound, sowohl das chemische Element F (Fluor) als auch N (Stickstoff), Cu (Kupfer) und Sn (Zinn) nach der tribologischen Beanspruchung detektiert wurden. Dies deutet darauf hin, dass sowohl das Bronzematerial bestehend u.a. aus Cu und Sn als auch der PTFE-Festschmierstoff bestehend u.a. aus F auf die Stahloberfläche während den tribologischen Beanspruchungen transferiert wurden. Die Anwesenheit von N-Atomen auf der Kontaktfläche weist auf den Transfer der PA-Matrix hin. In Abhängigkeit vom untersuchten Bereich auf der Kontaktfläche der Stahlscheibe treten die chemischen Elemente auf der Stahloberfläche in verschiedener Konzentration auf. Bei Verwendung des Compounds PA12-MP1100-cb als Festschmierstoff kann z.B. beobachtet werden, dass im Randbereich, in dem kein tribologischer Kontakt zwischen der Stahl- und Bronzescheibe stattfindet, die Konzentration an F-Elementen auf der Oberfläche deutlich höher ist als im Zentrum der Laufspur. Im Gegensatz dazu kann beobachtet werden,

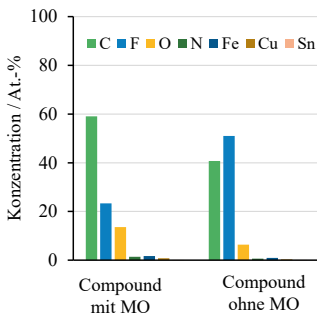
dass im Zentrum der Kontaktfläche auf der Stahlscheibe die Konzentration an Cu- und Sn-Atomen höher als im Randbereich ist, wenn das Compound ohne MO Additive eingesetzt wird. Bei Verwendung des Compounds PA12-MP1100-MO-cb als Festschmierstoff ist ein ähnliches Verhältnis zwischen den chemischen Elementen in den beiden betrachteten Oberflächenbereichen der Stahlscheibe erkennbar.



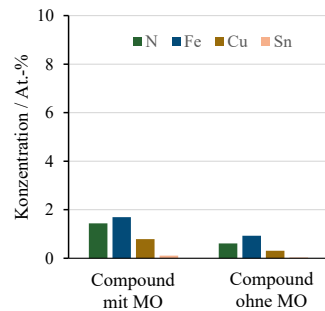
(a) XPS-Elementverteilung in der Mitte der Kontaktfläche auf der Stahlscheibe



(b) Elemente mit niedriger Konzentration aus (a)



(c) XPS-Elementverteilung im Randbereich der Kontaktfläche auf der Stahlscheibe



(d) Elemente mit niedriger Konzentration aus (c)

Abbildung 4.26: Mittels XPS-Spektroskopie ermittelte Konzentrationen der chemischen Elemente an verschiedenen Zonen der Laufspur auf den Stahlscheiben. Aufgenommen und ausgewertet am IFOS.

Im Gegensatz zum Versuch mit dem Festschmierstoffcompound PA12-MP1100-cb kann

beobachtet werden, dass die Verwendung von MO-Additiven in den Compounds zu einem geringeren Anteil an F-Elementen in der Mitte der Kontaktfläche führt. Weiterhin ist erkennbar, dass bei Verwendung des Compounds PA12-MP1100-MO-cb ein höherer Anteil an Cu- und Sn-Elementen in der Mitte der Stahloberfläche transferiert wird, was zu einem höheren Verschleiß der Bronzescheibe bei Verwendung des Festschmierstoffs mit MO hindeutet. Die geringere Konzentration von F-Elementen in der Mitte der Kontaktfläche deutet auf einen Abbau oder eine Verdrängung des Festschmierstoffs aus der Kontaktfläche durch die tribologische Beanspruchung hin. Die geringere Fluorkonzentration im Stahl-Bronze-Kontaktbereich bei Verwendung des Festschmierstoffs PA12-MP1100-MO-cb deutet darauf hin, dass MO als Festschmiermittelzusatz den PTFE-Transfer verhindert oder die Fluorelemente überlagert. Dies erfolgt möglicherweise aufgrund einer reaktiven Kopplung des MO an die Stahloberfläche über tribochemische Reaktionen. Abbildung 4.26 zeigt jedoch eine kleinere, aber signifikante Menge an unbedecktem Eisen auf den Stahlscheiben in den Randbereichen der Laufspur. Dies deutet auf eine undichte Bedeckung der Stahloberfläche durch den übertragenen Film hin, der sich hier durch Gleitreibung zwischen dem Opferbauteil und der Stahlscheibe aufbaut.

Die C1s, F1s und O1s XPS-Detailspektren für die tribologischen Kontaktflächen auf den in Abbildung 4.24 gezeigten Stahlscheiben und für die jeweilig verwendeten Compounds sind in den Abbildungen 4.27 und 4.28 dargestellt.



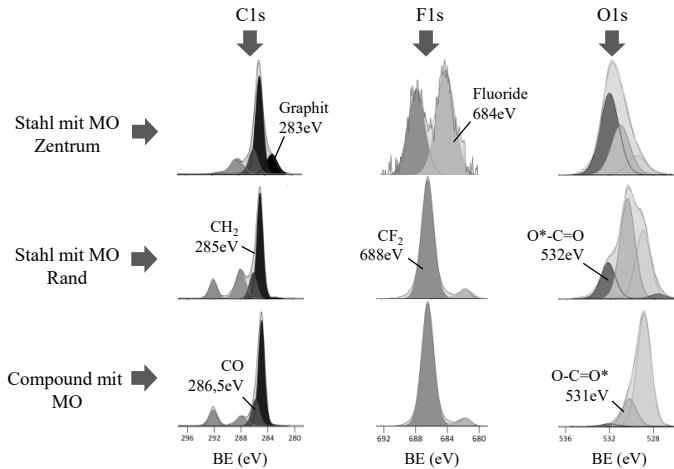


Abbildung 4.27: C1s, F1s und O1s Detailspektren für die mit PA12-MP1100-MO-cb geschmierte Stahloberfläche und den Compound PA12-MP1100-MO-cb. Aufgenommen und ausgewertet am IFOS.

In den Abbildungen 4.27 und 4.28 sind verschiedene Peaks zu erkennen, wodurch die verschiedenen Bindungszustände der chemischen Elemente auf den Stahloberflächen und an den jeweiligen Compounds beschrieben werden können. Während in den F1s-Spektren ein Peak bei ca. 688eV, korrespondierend zu PTFE ( $-\text{CF}_2-$ ), identifiziert wurde, konnten die typischen Bindungssituationen für PA ( $-\text{CH}_2-$ ,  $-\text{NH}-\text{C}=\text{O}-$ ), MO ( $-\text{O}-\text{C}-$ ,  $-\text{O}-\text{C}=\text{O}-$ ) und PTFE in den C1s- und O1s-Spektren festgestellt werden [BB92; HD93; GP96].

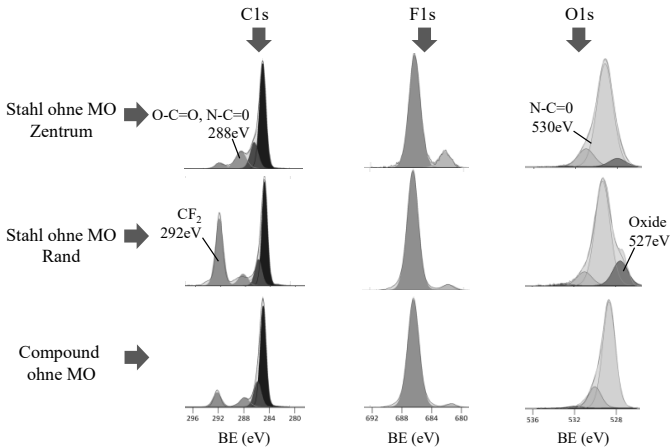
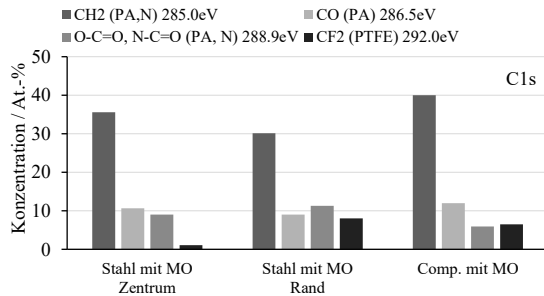
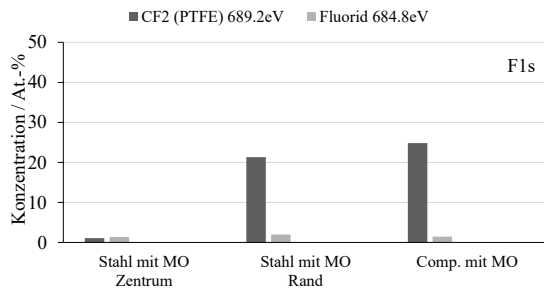


Abbildung 4.28: C1s, F1s und O1s Detailspektren für die mit PA12-MP1100-cb geschmierte Stahloberfläche und den Compound PA12-MP1100-cb. Aufgenommen und ausgewertet am IFOS.

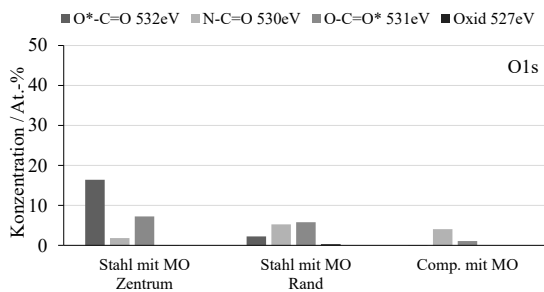
Die Abbildungen 4.29 und 4.30 zeigen die Konzentrationen der unterschiedlichen atomaren Bindungen aus den Detailspektren in den Abbildungen 4.27 und 4.28, wobei die Konzentrationen bei Verwendung des Compound PA12-MP1100-cb in Abbildung 4.30 und die Konzentrationen bei Verwendung des Compounds PA12-MP1100-MO-cb in Abbildung 4.29 dargestellt werden. Ein Vergleich der Kohlenstoff-, Sauerstoff- und Fluorkonzentrationen bei unterschiedlichen Bindungssituationen zeigt, dass der Aufbau eines Transferfilms aus PTFE auf der Stahloberfläche mit relativ verbesserter verschleißmindernder Eigenschaft am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand bei Verwendung des Compounds PA12-MP1100-cb erzielt wird.



(a) XPS-Detailspektrum für Kohlenstoff (C)

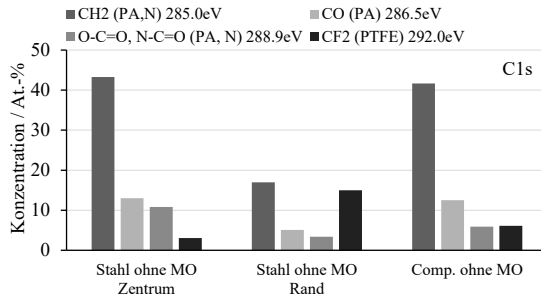


(b) XPS-Detailspektrum für Fluor (F)

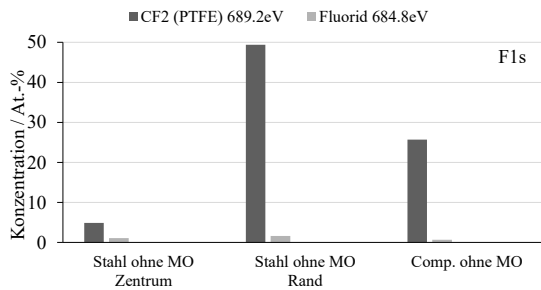


(c) XPS-Detailspektrum für Sauerstoff (O)

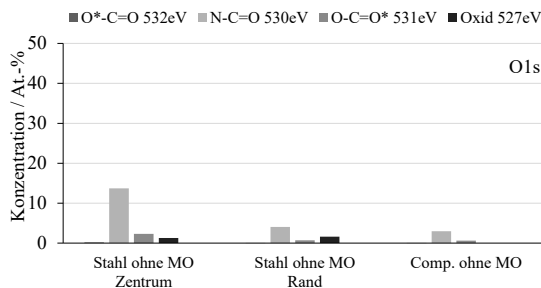
Abbildung 4.29: Elementkonzentrationen der Bindungszustände für C, O und F am Rand und im Zentrum des tribologischen Kontakts auf der Stahloberfläche bei Verwendung des Compounds PA12-MP1100-MO-cb. Aufgenommen und ausgewertet am IFOS.



(a) XPS-Detailspektrum für Kohlenstoff (C)



(b) XPS-Detailspektrum für Fluor (F)

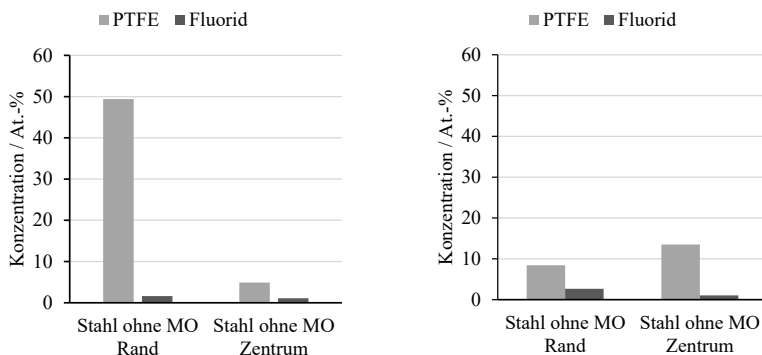


(c) XPS-Detailspektrum für Sauerstoff (O)

Abbildung 4.30: Elementkonzentrationen der Bindungszustände für C, O und F am Rand und im Zentrum des tribologischen Kontakts auf der Stahloberfläche bei Verwendung des Compounds PA12-MP1100-cb. Aufgenommen und ausgewertet am IFOS.

Die gezeigten oberflächenanalytischen Beobachtungen erfolgten auf Basis der Versuche am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand, wobei im Stahl-Bronze-Kontakt Wälzreibung wirkt und im Compound-Stahl-Kontakt Gleitreibung. In [SEM23] werden die Ergebnisse der Oberflächenanalyse am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand näher beschrieben. Am Drei-Scheiben-Prüfstand, wo sowohl im Stahl-Bronze-Kontakt als auch im Compound-Stahl-Kontakt Wälzreibung wirkt, wurden die gleiche Methoden zur Oberflächenanalyse der Stahlscheiben angewendet. Dabei wurden die Stahlscheiben ebenfalls in unterschiedliche Bereiche unterteilt, vgl. Abbildung 4.24.

Abbildung 4.31 stellt den Vergleich der PTFE- und Fluorid-Konzentrationen auf den Stahloberflächen aus den Block-Zwei-Scheiben- und Drei-Scheiben-Versuchen dar.



(a) PTFE- und Fluorid-Konzentration am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand

(b) PTFE- und Fluorid-Konzentration am Drei-Scheiben-Prüfstand

Abbildung 4.31: Vergleich von PTFE- und Fluorid-Konzentrationen auf der Stahloberfläche nach den Versuchen am Block-Zwei-Scheiben- und Drei-Scheiben-Prüfstand bei Verwendung des Compounds PA12-MP1100-cb, jeweils bei einem Schlupf von 50% im Stahl-Bronze-Kontakt. Aufgenommen und ausgewertet am IFOS.

Es zeigt sich in Abbildung 4.31, dass sowohl am Block-Zwei-Scheiben- als auch am Drei-Scheiben-Prüfstand unabhängig vom Kontaktbereich auf der Stahloberfläche mehr PTFE als Fluoride detektiert wird. Hierbei stellen Fluoride andere Fluor-Verbindungen als die PTFE-Verbindung ( $-CF_2-$ ) auf der Stahloberfläche dar. Während am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand im Randbereich mehr PTFE als im Zentrum der Laufspur detektiert wird, lässt sich am Drei-Scheiben-Prüfstand zeigen, dass sich im Zentrum der Laufspur

auf der Stahloberfläche mehr PTFE als im Randbereich aufbildet. Dieser Konzentrationsunterschied an PTFE zwischen den beiden Prüfmethode n kann auf die Übertragungsart des PTFE-Festschmierstoffs zurückgeführt werden. Infolge der Geometrie des Opferbauteils und der einwirkenden Gleitreibung in der Block-Zwei-Scheiben-Versuchs anordnung kann der auf die Stahloberfläche transferierte PTFE-Schmierfilm in höherem Maße als in der Drei-Scheiben-Versuchs anordnung aus der Mitte der Laufspur gedrängt werden.

## 4.5 Ergebnisdiskussion der Tribometerversuche

In den vorherigen Abschnitten wurde das tribologische Verhalten von PTFE-Festschmierstoffen sowie deren Schmierfähigkeit im Stahl-Bronze-Kontakt entsprechend ihrer Verwendung im trockengeschmierten Schneckengetriebe untersucht. Dazu wurden ein Block-Zwei-Scheiben- und ein Drei-Scheiben-Prüfstand eingesetzt, welche sich u.a. durch die Bereitstellungsart des Festschmierstoffs im Stahl-Bronze-Kontakt unterscheiden. Die erzielten Ergebnisse zeigen, dass sowohl im Stahl-Bronze-Kontakt als auch im Compound-Stahl-Kontakt die chemische Bindung von bestrahltem PTFE, mit oder ohne MO-Additive, an die Polyamidmatrix zu einer signifikanten Verbesserung des Reib- und Verschleißverhaltens im Stahl-Bronze-Kontakt führen kann. Die Abbildungen 4.16 und 4.18 zeigen, dass die Bereitstellungsart des Festschmierstoffs keinen wesentlichen Einfluss auf das Reibverhalten im Stahl-Bronze-Kontakt hat. Dies wird jedoch stark von der Polymermatrix beeinflusst. Eine Verbesserung des Reibverhaltens im Stahl-Bronze-Kontakt bei Verwendung von Compounds auf Basis von PA66 wird bemerkbar, wenn MO zusätzlich im Compound chemisch gebunden wird. In Abbildung 4.20 kann ein ähnliches Verschleißverhalten der Bronzescheibe beobachtet werden, wobei neben der Polymermatrix die Gleitgeschwindigkeit bzw. die Bereitstellungsart des Festschmierstoffs das Verschleißverhalten ebenfalls beeinflusst. Die Reduzierung der Reibungszahl im feststoffgeschmierten Stahl-Bronze-Kontakt sowie des Verschleißes der Bronzescheibe kann auf die Bereitstellungsrate des PTFE-Festschmierstoffs im Stahl-Bronze-Kontakt zurückgeführt werden, wobei bereits nach einigen Umdrehungen der Stahlscheibe eine Menge an PTFE-Festschmierstoff auf die Stahloberfläche transferiert wird. Die Menge an Festschmierstoff, die auf die Stahloberfläche transferiert werden kann, hängt wiederum von den mechanischen und thermischen Eigenschaften der jeweiligen Festschmierstoffcompounds bzw. Polyamidmatrizen ab.

Abbildung 4.32 zeigt die Shore-Härte der hier verwendeten Compounds bei Raumtemperatur. Während die Härte der Compounds aus PA46 nur leicht nach der Bindung mit PTFE und MO reduziert wird, nimmt die Härte bei Verwendung der Matrix PA66 deutlich ab, wenn MO zusätzlich gebunden wird. Das reine PA12 zeigt vergleichbar zu den

Matrizen PA46 und PA66 eine deutlich geringere Härte, welche abnimmt, wenn PTFE mit oder ohne MO in der Matrix PA12 gebunden wird.

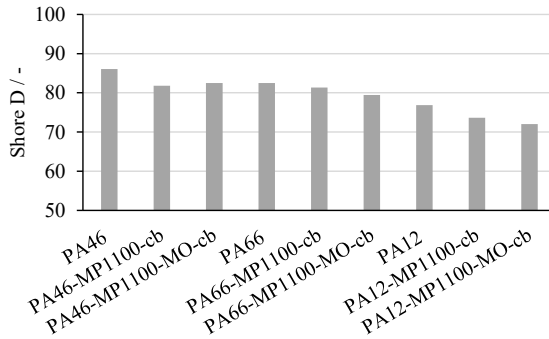


Abbildung 4.32: Shore-Härte der in dieser Arbeit verwendeten reinen Polyamide und PA-PTFE-cb compounds. Aufgenommen und ausgewertet am IPF.

Aufgrund ihrer geringeren Härte lassen sich die PA12-Compounds leichter von den Rauheitsspitzen der Stahloberfläche abrasiv verschleifen, wodurch der PTFE-Festschmierstoff schneller zur Verfügung gestellt werden kann. Die Freisetzung des PTFE-Festschmierstoffs aus dem Opferbauteil führt zur Bildung eines dünnen Transferfilms aus PTFE auf der Stahloberfläche, vgl. Abbildung 4.29 und 4.30, welcher als Ursache für die Verschleißreduzierung im Stahl-Bronze-Kontakt angenommen wird. Weiterhin kann die chemische Kompatibilität der jeweiligen Compounds mit der Stahloberfläche und die Verteilung von PTFE in der Matrix [SNE22] den Transferfilmaufbau und die Qualität des Transferfilms auf der Stahloberfläche beeinflussen.

Des Weiteren kann beobachtet werden, dass die Gleitgeschwindigkeit im Kontakt zwischen dem Opferbauteil und der Stahlscheibe das tribologische Verhalten im Stahl-Bronze-Kontakt ebenfalls beeinflusst, wobei die Compounds auf PA12- und PA66-Basis bei den untersuchten Gleitgeschwindigkeiten gegenläufige Effekte zeigen. Bei einem Schlupf von 200% wirken die Compounds auf PA12-Basis im Stahl-Bronze-Kontakt mehr verschleißmindernd als bei 50% Schlupf, während mit PA66-Compounds das Gegenteil beobachtet wurde. Der Einfluss der Gleitgeschwindigkeit könnte auch auf die Zuführungsrate der Festschmierstoffe auf die Stahloberfläche zurückgeführt werden, die mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit höher wird, aber auch auf die Ausrichtung der PTFE-Molekülen im tribologischen Kontakt.

In den Abbildungen 4.33 und 4.34 werden die verwendeten Compounds am Block-Zwei-Scheiben- und Drei-Scheibenprüfstand bezüglich ihrer Reib- und Verschleißverhalten verglichen, wobei jeweils die Reibungszahl im Stahl-Bronze-Kontakt über die spezifische Verschleißrate der Bronzescheibe dargestellt wird.

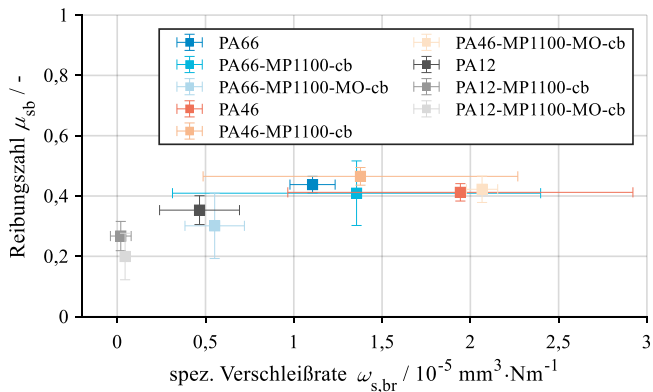


Abbildung 4.33: Compoundvergleich am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand bzgl. des Reib- und Verschleißverhaltens im Stahl-Bronze-Kontakt

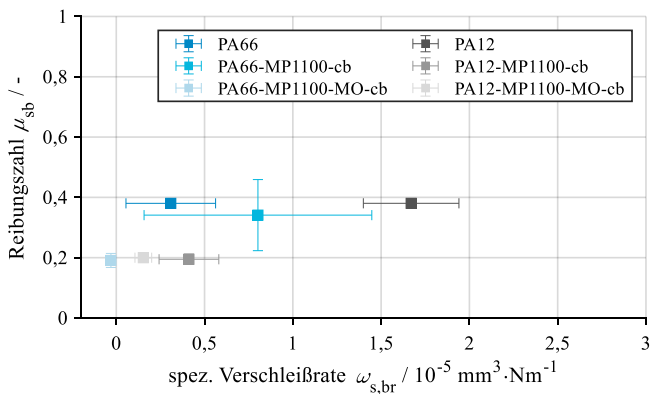


Abbildung 4.34: Compoundvergleich am Drei-Scheiben-Prüfstand bzgl. des Reib- und Verschleißverhaltens im Stahl-Bronze-Kontakt



---

Es zeigt sich, dass sowohl am Block-Zwei-Scheiben- als auch am Drei-Scheiben-Prüfstand die günstigsten tribologischen Eigenschaften im Stahl-Bronze-Kontakt von den Compounds PA12-MP1100-cb, PA12-MP1100-MO-cb und PA66-MP1100-MO-cb verursacht werden. Basierend auf diesen Erkenntnissen und mit dem Ziel die Reibung und den Verschleiß im Schneckengetriebe möglichst gering zu halten, werden in den Getriebeversuchen die Compounds PA12-MP1100-cb und PA66-MP1100-MO-cb eingesetzt, um das tribologische Verhalten im trockengeschmierten Schneckengetriebe zu untersuchen. Dies wird im folgenden Kapitel behandelt.

# 5 Versuche am Schneckengetriebeprüfstand

Die vorherigen Untersuchungen an den Modellprüfständen haben gezeigt, dass die Verwendung von strahlenmodifiziertem PTFE in den Polymermatrizen PA12 und PA66 zu einer Verbesserung des Reib- und Verschleißverhaltens im Stahl-Bronze-Kontakt führen kann. Oberflächenanalytische Untersuchungen an den trockengelauften Stahlscheiben haben gezeigt, dass sich während den tribologischen Beanspruchungen eine dünne Schicht aus dem PTFE-Festschmierstoff auf den Scheibenoberflächen bildet, welche dann für die Reibungsabnahme sowie die Verschleißreduzierung der Bronzescheibe im Stahl-Bronze-Kontakt verantwortlich ist. Basierend auf den gewonnenen Erkenntnissen wurden Versuche am realen Schneckengetriebe durchgeführt, um das Transferverhalten des Festschmierstoffs im Zahneingriff zwischen der Stahlschnecke und dem Bronze-Schneckenrad zu bestätigen. Die experimentellen Untersuchungen am trockengeschmierten Schneckengetriebe befassen sich mit der Ermittlung der Schmierfähigkeit von Festschmierstoffen basierend auf PTFE, welche im Kapitel 4.2 beschrieben wurden. Hierzu werden das Verschleißverhalten der Getriebekomponenten und das Transferverhalten der Festschmierstoffe auf die metallischen Bauteile, sowie das Reibverhalten und der Wirkungsgrad im Schneckengetriebe untersucht. Außerdem wird das thermische Verhalten des trockengeschmierten Schneckengetriebes untersucht. Der verwendete Prüfstand sowie die Versuchsmethodik und die erzielten Ergebnisse werden im Folgenden beschrieben.

## 5.1 Versuchsaufbau

Der Schneckengetriebeprüfstand zur Untersuchung des Transferverhaltens von Festschmierstoffen auf Basis von PTFE auf metallischen Oberflächen sowie das tribologische Verhalten der Getriebekomponenten unter Trockenschmierung ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Es handelt sich hierbei um einen elektrischen Verspannprüfstand.

Abbildung 5.2 stellt den schematischen Aufbau des Schneckengetriebeprüfstands dar. Dieser besteht u.a. aus einem Antriebsmotor (1) und einem Abtriebsmotor (2), die jeweils über eine Bogenzahnkupplung mit der Schneckenwelle und der Welle des Bronze-

Schneckenrades des Prüfgetriebes verbunden sind. Mit dem Abtriebsmotor (2) wird das Prüfgetriebe (4) mit dem zu untersuchenden Drehmoment belastet. Die Messung der An- und Abtriebsdrehmomente sowie der An- und Abtriebsdrehzahlen an den An- und Abtriebswellen des Prüfgetriebes erfolgt mit Hilfe von Präzisions-Drehmomentsensoren (5) und (6) des Typs 8661 der Firma burster. Bei dem eingesetzten Prüfgetriebe wurden seriengefertigte Schneckenzahnräder und Schneckenwellen von der Firma ATLANTA GmbH eingesetzt, die einen Achsabstand von  $a = 32 \text{ mm}$  und eine Übersetzung von  $i = 29$  aufweisen. Die Verzahnungsdaten des verwendeten Prüfgetriebes sind in Tabelle 5.1 angegeben.

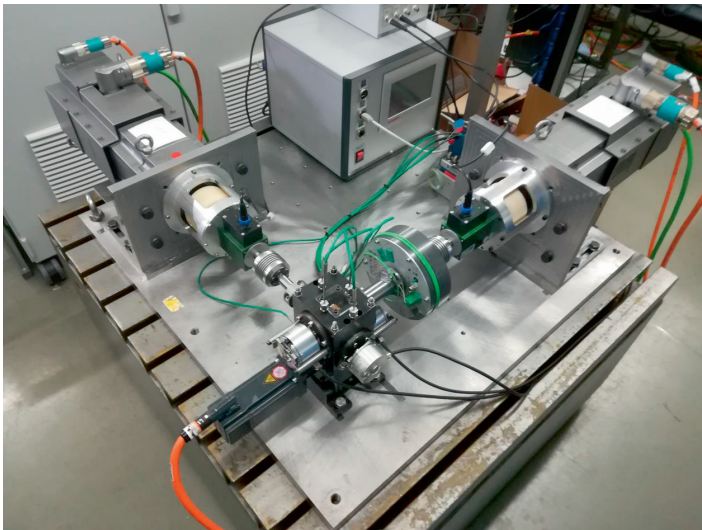


Abbildung 5.1: Bild des Schneckengetriebeprüfstands zur Untersuchung der Schmiereignung von Festschmierstoffen

In dieser Arbeit wurden einsatzgehärtete Schneckenwellen aus 16MnCr5 und Schneckenräder aus dem Bronzematerial CuSn12Ni2-C-GCB eingesetzt. Bei dem im Rahmen dieser Arbeit neuentwickelten Getriebegehäuse handelt es sich um ein geteiltes Stahlgehäuse, welches durch seine horizontale Teilungsebene die Montage- und Demontearbeiten am Getriebe vereinfacht.

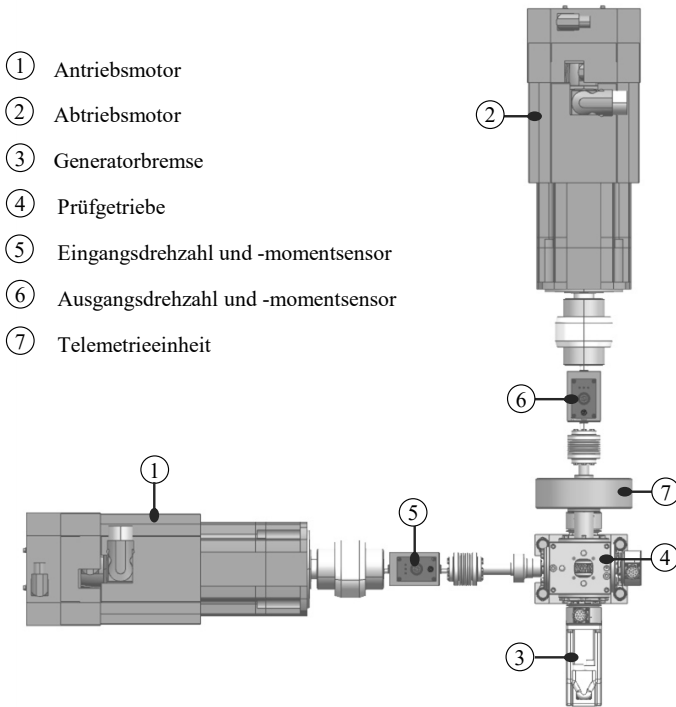


Abbildung 5.2: Schematische Darstellung des Schneckengetriebeprüfstands zur Untersuchung der Schmiereignung von Festschmierstoffen

Zur Schmierung des Zahneingriffs zwischen der Schnecke und dem Bronze-Schneckenrad wird das Prinzip der Transferschmierung angewendet, ähnlich wie in der Arbeit von DROZDOV [Dro73], in der zwei Opferzahnäder zur Schmierung der leistungsübertragenden Getriebezahnäder verwendet wurden.

In dieser Arbeit wurden Opferschneckenräder bestehend aus verschiedenen Polyamidmatrizen mit jeweils chemisch gebundenem PTFE-Festschmierstoff verwendet (vgl. Kapitel 4.2). Das Opferschneckenrad steht hierbei zusätzlich mit der Schnecke im Eingriff. Abbildung 5.3 stellt den Aufbau des Prüfgetriebes dar. Es lässt sich daraus die Anordnung der Getriebeteile im Gehäuse beobachten.

Tabelle 5.1: Verzahnungsdaten der verwendeten Prüfverzahnung

Größe	Einheit	Wert
Flankenform	-	ZK
Achsabstand $a$	mm	32
Getriebeübersetzung $i$	-	29
Zähnezahl Schnecke $z_1$	-	1
Zähnezahl Schenckenrad $z_{2,3}$	-	29
Axialmodul $m_x$	mm	1,6
Eingriffswinkel $\alpha_0$	°	20
Mittensteigungswinkel $\gamma_m$	°	5,4
Mittenkreisdurchmesser Schnecke $d_{m1}$	mm	17
Mittenkreisdurchmesser Schenckenrad $d_{m2,3}$	mm	47,2

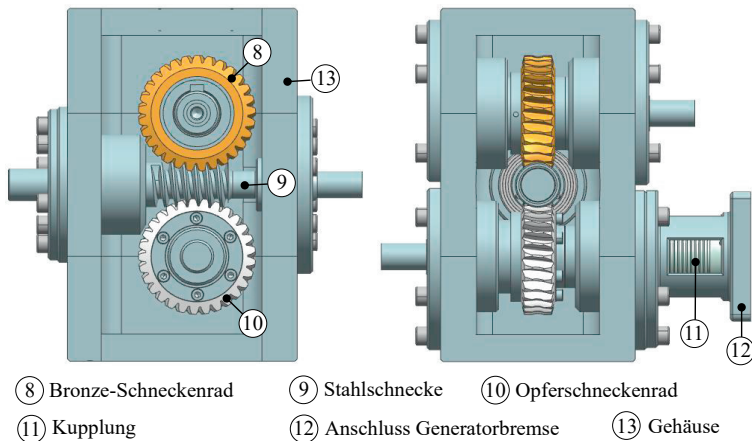


Abbildung 5.3: Aufbau des Prüfgetriebes zur Untersuchung der Schmiereignung von Festschmierstoffen

Das Compound-Schneckenrad (10) stellt das Opferschneckenrad dar, während das Bronze-Schneckenrad (8) und die Schnecke (9) die leistungsübertragenden Getriebe­komponenten darstellen, vgl. Abbildung 3.1. Im Zahneingriff mit der Schnecke wird das Compound-Schneckenrad generatorisch gebremst. Dafür wird ein Servomotor (die Generatorbremse

(3) in Abbildung 5.2) des Typs AM8122 der Firma BECKHOFF verwendet. Durch das Bremsen des Compoundrads wirkt im Zahneingriff zwischen dem Opferrad und der Schnecke eine bestimmte Belastung, welche zum gezielten Verschleiß des Opferrades führt. Dies führt wiederum zur Freisetzung des PTFE-Festschmierstoffs, welcher auf die Stahlschnecke transferiert wird und somit den Zahneingriff zwischen der Stahlschnecke und dem Bronze-Schneckenrad schmiert. Zur Vereinheitlichung der geometrischen Größen im Getriebe wurde das Opferschneckenrad mit den gleichen Parametern wie das Bronze-Schneckenrad, passend zu der Schnecke, von der Firma ATLANTA GmbH verzahnt.

Als Lagerung kommt bei der Schneckenwelle eine Fest-Los-Lagerung zur Anwendung. Als Festlager wird eine angestellte Lagerung in X-Anordnung mit zwei Schrägkugellagern des Typs 7202-BE-2RZP eingesetzt. Als Loslager an der Schneckenwelle wird ein Rillenkugellager des Typs 6202-2RS1 verwendet. Am Bronze-Schneckenrad wird eine angestellte Lagerung in X-Anordnung mit Rillenkugellagern vom Typ 61806-2RS1 und am Opferrad wird ebenfalls eine angestellte Lagerung in X-Anordnung realisiert. Hierzu werden zwei Rillenkugellagern vom Typ 61805-2RS1 und 61806-2RS1 verwendet. Die eingesetzten Lager im Prüfgetriebe sind fettgeschmiert und vom Hersteller SKF. Die Lagervorspannung der Schneckenwelle sowie das Lagerspiel der Schneckenradwellen bei Raumtemperatur wurden mit Hilfe von Passscheiben eingestellt. Weiterhin wurde mit Passscheiben das lastfreie Tragbild zwischen der Schnecke und den jeweiligen Schneckenrädern vor den jeweiligen Versuchen eingestellt, wobei zur Überprüfung des Tragbildes eine leicht entfernbare Tuschierpaste verwendet wurde. Ein Lack oder ähnliches würde u.U. das Transferverhalten des Festschmierstoffs beeinflussen.

An dem untersuchten Prüfgetriebe wurden neben den Drehzahlen und Drehmomenten an den jeweiligen Getriebewellen die Temperatur an den Lagerstellen und in der Verzahnung des Bronze-Schneckenrades sowie im Getriebeinnenraum und in der Umgebung gemessen. Die Temperaturmessung erfolgte hierbei durch Thermoelemente vom Typ K.

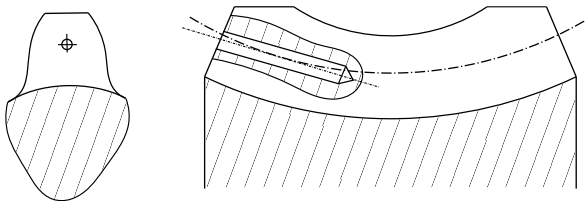


Abbildung 5.4: Messstelle der Massentemperatur am Bronze-Schneckenrad im Stirnschnitt (links) und Achsschnitt (rechts) des Schneckenrades

Abbildung 5.4 stellt die Position der Bohrung zur Temperaturmessung in der Verzahnung des Bronze-Schneckenrades dar. Die Temperaturmessung am Bronze-Schneckenrad

erfolgte mit Hilfe einer Telemetrieinheit, welche die Temperaturmessdaten am Bronze-Schneckenrad drahtlos an den Messrechner überträgt.

Weiterhin wurden die Übertragungsabweichungen der jeweiligen Zahneingriffe des Getriebes durch Einflanken-Wälzprüfung gemessen, welche zur Untersuchung des Verschleißes der Prüfkörper im Getriebe eingesetzt wurden. Die Messung der Übertragungsabweichung wird in Kapitel 5.3 beschrieben. Tabelle 5.2 stellt die relativen Fehler der gemessenen Drehmomente und Drehzahlen am Getriebeprüfstand dar.

Tabelle 5.2: Relative Fehler der gemessenen Drehmomente und Drehzahlen am Schneckengetriebe nach Angaben des Sensorherstellers

Messgröße	Messwert	relativer Fehler
Abtriebsmoment $T_2$	5 Nm	0,2%
	10 Nm	0,1%
Drehzahl $n_1$	140 min <sup>-1</sup>	3,5%
	250 min <sup>-1</sup>	2%

## 5.2 Versuchsvorbereitung und -durchführung

Zur Untersuchung des Schmierverhaltens des PTFE-Festschmierstoffs im Zahneingriff zwischen dem Bronze-Schneckenrad und der Schnecke aus Stahl wurden Experimente bei unterschiedlichen Belastungen durchgeführt. Hierbei wurde z.B. die Belastung im Eingriff zwischen dem Bronze-Schneckenrad und der Schnecke konstant gehalten, während die Belastung im Eingriff zwischen dem Opferschneckenrad und der Schnecke variiert wurde. Dadurch konnte der Einfluss der Belastung auf das Transferverhalten des Festschmierstoffs untersucht werden. Neben der Variation der Belastung im Zahneingriff zwischen dem Opferschneckenrad und der Schnecke wurden ebenfalls die Antriebsdrehzahl an der Schnecke und die Belastung im Eingriff zwischen der Schnecke und dem Bronze-Schneckenrad variiert. Die experimentellen Untersuchungen bezüglich des Reib- und Verschleißverhaltens der hier eingesetzten Festschmierstoffe an den Modellprüfständen haben gezeigt, dass die Polymermatrix einen Einfluss auf das Transferverhalten des Festschmierstoff haben kann. Demzufolge wurde in dieser Arbeit die Polymermatrix ebenfalls variiert, wobei die ausgewählten Compounds für die Getriebeversuche den aussichtsreichsten Compounds aus den tribologischen Modellversuchen entsprechen.

Vor den Versuchen am Getriebeprüfstand wurden die Getriebekomponenten in einem Ultraschallbad gereinigt. Die Reinigungsprozedur der Getriebeteile erfolgt ähnlich wie für die Prüfkörper in den Modellversuchen. Diese ist in Kapitel 4.1.3 beschrieben. In dieser

Arbeit wurden keine Einlaufversuche zur Erzeugung eines vollen Tragbilds auf der Schneckenradflanke durchgeführt. Demzufolge wurden die Tests nach der Getriebemontage für die jeweilige Versuchsreihe direkt gestartet. Der Zusammenbau des Prüfgetriebes begann mit dem Aufziehen der Lager auf die jeweiligen Getriebewellen. Die gelagerten Getriebewellen wurden im Anschluss in den jeweiligen Gehäuseteilen über Lagerhülsen eingesetzt und fixiert. Anschließend wurden die drei Gehäuseteile, vgl. Abbildung 5.3, aufeinander durch Paßstifte positioniert und verschraubt. Es erfolgte im Anschluss die Überprüfung des Tragbilds an den beiden Zahnengriffen im Prüfgetriebe.

## 5.3 Versuchsauswertung

Im Folgenden werden die Auswertungsmethoden vorgestellt, welche in dieser Arbeit zur Beurteilung der Schmierfähigkeit der einzelnen Festschmierstoffcompounds im trocken-geschmierten Schneckengetriebe berücksichtigt wurden. Hierbei wurde neben der Beurteilung des Verschleißverhaltens der Getriebekomponenten die Verlustleistung bzw. der Wirkungsgrad des Getriebes betrachtet.

### 5.3.1 Verschleiß

Die Verschleißermittlung der Getriebekomponenten wurde in dieser Arbeit gravimetrisch und durch Einflanken-Wälzprüfung durchgeführt.

Durch die Härtung der Schneckenwellenoberfläche tritt der größte Verschleiß in den Versuchen bei den weicheren Schneckenrädern aus Bronze und Polymercompound auf. Der Verschleiß des Opferrades sowie des Bronze-Schneckenrades wurde durch Messung der Masse dieser Getriebekomponenten unmittelbar vor und nach den jeweiligen Versuchen bestimmt.

Die Verschleißermittlung über die Massenbestimmung wird von verschiedenen Faktoren wie z.B. der Werkstoffcharge, Raumtemperatur, Oberflächenrauheit, Pressungsverteilung und Verunreinigungen auf den Prüfkörper beeinflusst, wodurch die Wiederholgenauigkeit der Messwerte beeinflusst wird. Um eine genauere Aussage über den Verschleiß der Getriebekomponenten machen zu können, kann der Verschleiß über die Messung der Übertragungsabweichung der Getriebezahnräder ermittelt werden, wodurch das Verdrehflankenspiel bzw. die relative Lage der Flanken der Schneckenwelle und des Schneckenrades zueinander bestimmt wird. Dies erfolgt durch die Einflanken-Wälzprüfung (EWP), welche in [VDI2608] beschrieben ist. Der Einsatz der EWP zur Verschleißermittlung an einem Schneckengetriebe ist in [DNO21] beschrieben. Dies erfolgte in dieser Arbeit mit Hilfe von hochauflösenden Inkrementaldrehgebern, mit einer Auflösung von jeweils 131072 Impulsen pro Umdrehung. Zur Veranschaulichung der Verschleißzunahme an den Getrie-



bekomponenten wurde die EWP zu Beginn und in bestimmten Messintervallen durchgeführt. Die EWP erfolgte in einem separaten Zyklus zur eigentlichen Messung, wobei die Schneckenwelle mit einer relativ niedrigen Drehzahl ( $n_1 = 20 \text{ min}^{-1}$ ) angetrieben wurde. Während der EWP wurden die jeweiligen Drehwinkel an der Antriebswelle  $\varphi_1$ , der Bronzeradwelle  $\varphi_2$  und der Opferradwelle  $\varphi_3$  von Inkrementaldrehgebern aufgezeichnet. Die Differenz zwischen der für die Übersetzung idealen Drehwinkelübertragung und der tatsächlichen Drehwinkelübertragung ergibt die Wälzabweichung  $\Delta\varphi$ . Diese wurde für die beiden Zahneingriffe im Getriebe durch die Gleichungen (5.1) und (5.2) ausgewertet, wobei die Einflanken-Wälzprüfung im Rechts- und Linkslauf durchgeführt wurde. Die Differenz der Wälzabweichungen im Rechts- und Linkslauf ergibt das Verdrehflankenspiel im Zahneingriff.

$$\Delta\varphi_{21} = \varphi_2 - \frac{\varphi_1}{i} \quad (5.1)$$

$$\Delta\varphi_{31} = \varphi_3 - \frac{\varphi_1}{i} \quad (5.2)$$

### 5.3.2 Wirkungsgrad und Verlustleistung

Die Berechnung des Wirkungsgrades und der Verlustleistung des Getriebes erfolgt in dieser Arbeit nach [DIN3996]. Bezogen auf die gemessenen Drehmomente und Drehzahlen an den jeweiligen Getriebewellen lässt sich der Gesamtwirkungsgrad des Getriebes nach Gleichung (5.3) bestimmen [Lin10].

$$\eta_{\text{ges}} = \frac{P_1 - |P_V|}{P_1} \quad (5.3)$$

$P_1$  beschreibt hierbei die Antriebsleistung und  $P_V$  die Gesamtverlustleistung am Getriebe. Die Gesamtverlustleistung  $P_V$  lässt sich nach Gleichung (5.4) bestimmen,

$$P_V = P_{VZP} + P_{VZ0} + P_{VLP} + P_{VL0} + P_{VD} + P_{VX} \quad (5.4)$$

mit:

- $P_{VZP}$  = lastabhängige Verzahnungsverlustleistung
- $P_{VZ0}$  = lastunabhängige Verzahnungsverlustleistung
- $P_{VLP}$  = lastabhängige Lagerverlustleistung
- $P_{VL0}$  = lastunabhängige Lagerverlustleistung
- $P_{VD}$  = Dichtungsverlustleistung
- $P_{VX}$  = sonstige Verlustleistungen

Dadurch, dass in dieser Arbeit ein fluidfreies Getriebe untersucht wurde, bei dem keine Abdichtung gegen Öl- oder Fettaustritt aus dem Getriebegehäuse notwendig ist, wurden die Dichtungsverlustleistungen  $P_{VD}$  nicht berücksichtigt. Die Berechnung der lastabhängigen und lastunabhängigen Lagerverlustleistungen  $P_{VLP}$  und  $P_{VL0}$  wurden anhand des Berechnungsverfahrens vom Lagerhersteller (SKF) durchgeführt.  $P_{VX}$  beschreibt die sonstigen Verlustquellen am Getriebe wie z.B. Lüfter und Ölpumpen. Als sonstige Verlustquelle im hier betrachteten Schneckengetriebe werden außerdem die Verluste berücksichtigt, die infolge der Transferschmierung des Festschmierstoffs im Getriebe entstehen. Hierzu zählen die Lagerverluste und die Verzahnungsverluste des Opferschneckenrads. Die sonstigen Verlustleistungen, außer diejenigen, die durch den Einsatz des Opferrads entstehen, sowie die lastunabhängige Verzahnungsverlustleistung  $P_{VZ0}$ , welche sich u.a. aus den Planschverlusten und Ölbeschleunigungsverlusten bei ölgeschmierten Getrieben zusammensetzen, werden hier vernachlässigt. Die lastabhängige Verzahnungsverlustleistung  $P_{VZP}$  lässt sich aus der gemessenen Gesamtverlustleistung durch Abzug der restlichen in Gleichung (5.4) aufgeführten Verlustleistungen bestimmen. Weiterhin kann die lastabhängige Verzahnungsverlustleistung  $P_{VZP}$  nach [DIN3996] in Anlehnung an Gleichung (5.5) bestimmt werden, wobei  $\eta_z$  dem Verzahnungswirkungsgrad entspricht.

$$P_{VZP} = T_2 \cdot \omega_2 \cdot \left( \frac{1}{\eta_z} - 1 \right) \quad (5.5)$$

Die Umstellung von Gleichung (5.5) nach  $\eta_z$  ergibt den folgenden Ausdruck zur Bestimmung des Verzahnungswirkungsgrads  $\eta_z$  bei bekannter Verzahnungsverlustleistung  $P_{VZP}$ , welche sich aus den Messungen bestimmen lässt.

$$\eta_z = \left( \frac{P_{VZP}}{T_2 \cdot \omega_2} + 1 \right)^{-1} \quad (5.6)$$

Der Verzahnungswirkungsgrad lässt sich ebenfalls nach [DIN3996] in Abhängigkeit des Mittensteigungswinkels der Schnecke  $\gamma_{m1}$  wie folgt bestimmen.

$$\eta_z = \frac{\tan \gamma_{m1}}{\tan(\gamma_{m1} + \arctan \mu_{zm})} \quad (5.7)$$

Die Zahnreibungszahl, welche zur Beurteilung des Reibverhaltens in den Zahneingriffen des Getriebes verwendet wird, kann in Abhängigkeit der lokalen Verteilung der Reibungskraft und der Normalkraft in der Verzahnung bestimmt werden. Durch die Mittelung der lokal verteilten Zahnreibungszahlen über alle Eingriffswinkel der Schnecke  $\varphi_1$  lässt sich die mittlere Zahnreibungszahl  $\mu_{zm}$  rechnerisch bestimmen. Diese Berechnungsmethode wurde von MAGYAR entwickelt und in [Mag12] und [Oeh18] angewendet. Dadurch, dass in dieser Arbeit keine lokalen Werte für die Zahnreibungszahl auf der Zahnflanke vorlagen, erfolgte die Berechnung der mittleren Zahnreibungszahl hier über die Umschreibung von

Gleichung (5.7).

$$\mu_{zm} = \tan \gamma_{m1} \cdot \frac{1 - \eta_z}{\tan^2 \gamma_{m1} + \eta_z} \quad (5.8)$$

Die Berechnung der Verlustleistungen in den jeweiligen Lagern des Getriebes beruht auf den Lagerkräften, welche sich anhand der Verzahnungskräfte bestimmen lassen. Die Verzahnungskräfte wurden in dieser Arbeit nach [DIN3996] bestimmt, wobei die an dem Mittenkreis der Schnecke (treibend) wirkenden Tangential-, Radial- und Axialkräfte  $F_{tm1}$ ,  $F_{rm1}$  und  $F_{xm1}$  berücksichtigt wurden. [DIN3996] stellt die Verzahnungs- und Lagerkräfte mit den entsprechenden Richtungen am Mittenkreis einer treibenden Schneckenwelle dar, wobei lediglich ein Schneckenrad im Eingriff berücksichtigt wird. Abbildung 5.5 zeigt die Verzahnungskräfte des untersuchten Schneckengetriebes mit zwei von der Schnecke angetriebenen Schneckenrädern, wobei die an den Angriffspunkten auftretenden Schneckenkräfte mit den Indizen „br“ und „co“, jeweils für das Bronze-Schneckenrad und das Opferrad, dargestellt werden.

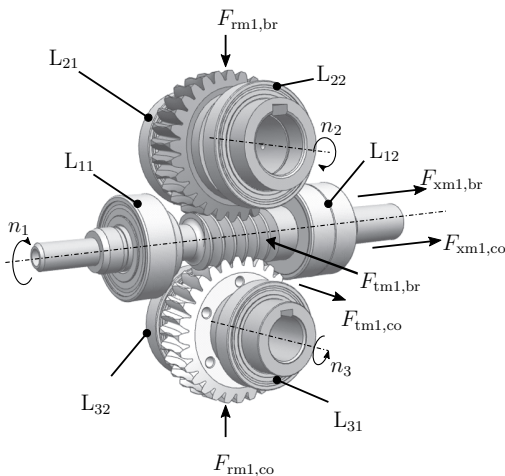


Abbildung 5.5: Schematische Darstellung der Verzahnung im Schneckengetriebe mit zwei Schneckenrädern im Eingriff mit der Schnecke

Die Tangential-, Radial- und Axialkräfte an der Schnecke lassen sich nach den folgenden Gleichungen bestimmen, wenn die Schnecke mit dem oberen Schneckenrad (hier das Bronze-Schneckenrad) im Eingriff ist.

$$F_{tm1,br} = -F_{xm2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{m1} \cdot \eta_z \cdot u} \quad (5.9)$$

$$F_{x_{m1,br}} = -F_{t_{m2}} = \frac{-2 \cdot T_2}{d_{m2}} \quad (5.10)$$

$$F_{r_{m1,br}} = -F_{r_{m2}} = F_{t_{m1,br}} \cdot \frac{\tan \alpha_0}{\sin(\gamma_{m1} + \arctan \mu_{zm})} \quad (5.11)$$

Dementsprechend ergeben sich die Verzahnungskräfte, wenn die Schnecke mit dem unteren Schneckenrad (hier das Opferrad) im Eingriff steht, welches die gleichen geometrischen Eigenschaften wie das Bronze-Schneckenrad aufweist.

$$F_{t_{m1,co}} = -F_{x_{m3}} = \frac{-2 \cdot T_3}{d_{m1} \cdot \eta_z \cdot u} \quad (5.12)$$

$$F_{x_{m1,co}} = -F_{t_{m3}} = \frac{-2 \cdot T_3}{d_{m2}} \quad (5.13)$$

$$F_{r_{m1,co}} = F_{r_{m3}} = -F_{t_{m1,co}} \cdot \frac{\tan \alpha_0}{\sin(\gamma_{m1} + \arctan \mu_{zm})} \quad (5.14)$$

Aus den Gleichungen (5.9) und (5.14) lassen sich die an der Schnecke wirkenden Gesamtkräfte in tangentialer, axialer und radialer Richtung wie folgt berechnen. Zur Berechnung der Radialkräfte in den Gleichungen (5.11) und (5.14) wurden anstatt der mittleren Zahnreibungszahl  $\mu_{zm}$  die in den Modellversuchen bestimmten Reibungszahlen in den jeweiligen Kontakten verwendet.

$$F_{t_{m1}} = F_{t_{m1,br}} + F_{t_{m1,co}} \quad (5.15)$$

$$F_{x_{m1}} = F_{x_{m1,br}} + F_{x_{m1,co}} \quad (5.16)$$

$$F_{r_{m1}} = F_{r_{m1,br}} + F_{r_{m1,co}} \quad (5.17)$$

Basierend auf den Abständen zwischen den Lagern auf den jeweiligen Wellen und den Kraftangriffspunkten der Zahnkräfte können die Lagerkräfte in axialer und radialer Richtung nach [Jür97] wie folgt berechnet werden. Hierbei wird angenommen, dass das Lager  $L_{12}$  der Schneckenwelle,  $L_{22}$  des Bronze-Schneckenrades und  $L_{32}$  des Opferrades axial belastet werden.

$$F_{L11,rad} = \sqrt{\left(\frac{F_{r_{m1}} \cdot l_{11} - F_{x_{m1}} \cdot d_{m1}/2}{l_{11} + l_{12}}\right)^2 + \left(\frac{F_{t_{m1}}}{2}\right)^2} \quad (5.18)$$

$$F_{L12,rad} = \sqrt{\left(\frac{F_{r_{m1}} \cdot l_{12} + F_{x_{m1}} \cdot d_{m1}/2}{l_{11} + l_{12}}\right)^2 + \left(\frac{F_{t_{m1}}}{2}\right)^2} \quad (5.19)$$

Dadurch, dass die Axialkraft nur in einer Richtung wirkt, lässt sich die Axialkraft an der Schnecke am Lager  $L_{12}$  wie folgt berechnen, während die Axialkraft am Lager  $L_{22}$  null beträgt.

$$F_{L12,ax} = F_{xm1} \quad (5.20)$$

Die Lagerkräfte an der Welle des Bronze-Schneckenrades lassen sich wie folgt berechnen.

$$F_{L21,rad} = \sqrt{\left(\frac{-F_{rm1,br} \cdot l_{21} + F_{tm1,br} \cdot d_{m2}/2}{l_{21} + l_{22}}\right)^2 + \left(\frac{-F_{xm1,br}}{2}\right)^2} \quad (5.21)$$

$$F_{L22,rad} = \sqrt{\left(\frac{-F_{rm1,br} \cdot l_{22} - F_{tm1,br} \cdot d_{m2}/2}{l_{21} + l_{22}}\right)^2 + \left(\frac{-F_{xm1,br}}{2}\right)^2} \quad (5.22)$$

$$F_{L22,ax} = -F_{tm1,br} \quad (5.23)$$

Analog zu den Gleichungen 5.21 bis 5.23 lassen sich die Lagerkräfte an der Welle des Opferrades wie folgt berechnen.

$$F_{L31,rad} = \sqrt{\left(\frac{-F_{rm1,co} \cdot l_{31} + F_{tm1,co} \cdot d_{m2}/2}{l_{31} + l_{32}}\right)^2 + \left(\frac{-F_{xm1,co}}{2}\right)^2} \quad (5.24)$$

$$F_{L32,rad} = \sqrt{\left(\frac{-F_{rm1,co} \cdot l_{32} - F_{tm1,co} \cdot d_{m2}/2}{l_{31} + l_{32}}\right)^2 + \left(\frac{-F_{xm1,co}}{2}\right)^2} \quad (5.25)$$

$$F_{L32,ax} = -F_{tm1,co} \quad (5.26)$$

Im Folgenden werden die Versuchsergebnisse am trockengeschmierten Schneckengetriebe vorgestellt. Der Fokus wird hierbei auf das thermische Verhalten, den Betriebsverschleiß und den Wirkungsgrad des Getriebes gelegt.

## 5.4 Ergebnisse und Diskussion

Zur Untersuchung des Schmierverhaltens des PTFE-Festschmierstoffs im Getriebe wurden Versuche mit unterschiedlichen Kontaktpressungen durchgeführt. Im Gegensatz zu den Modellversuchen wurden hier deutlich geringere Pressungen untersucht, da die Erwärmung des Getriebes bei der Untersuchung höherer Pressungen, wie es bei den Modellversuchen der Fall war, sehr hoch wäre. Dies wurde durch eine thermische Simulation des trockengeschmierten Schneckengetriebes überprüft, vgl. Kapitel 6.

In einem ersten Schritt wurde bei konstanter Antriebsdrehzahl  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$  und Belastung in den jeweiligen Zahneingriffen zwischen der Schnecke und dem Bronze- bzw. Opferschneckenrad, bei  $T_2 = 5 \text{ Nm}$  bzw.  $T_3 = 0,5 \text{ Nm}$ , der Festschmierstoff variiert. Dabei wurden als Festschmierstoff der reine PA12 und die mit PTFE und MO modifizierten Varianten verwendet. Zudem wurde bei gleichen Bedingungen ein Referenzversuch durchgeführt, indem kein Opferschneckenrad im Getriebegehäuse eingebaut wurde. Durch den Vergleich der geschmierten und ungeschmierten Betriebszustände wurde die Realisierbarkeit des verwendeten Schmierungsprinzips überprüft. Anschließend wurde der Einfluss der Belastung an den Zahneingriffen bei Verwendung der zwei vielversprechendsten Festschmierstoffe aus den Modellversuchen untersucht. Hierbei wurde das Lastmoment im Zahneingriff zwischen dem Bronze-Schneckenrad und der Schnecke  $T_2$  zwischen 5 und 10 Nm bei einer konstanten Last von  $T_3 = 0,5 \text{ Nm}$  im Zahneingriff zwischen dem Opferrad und der Stahlschnecke variiert. Außerdem wurde die Belastung im Eingriff zwischen dem Compound-Schneckenrad und der Schnecke im Bereich von  $T_3 = 0,3 - 0,7 \text{ Nm}$  variiert, während im Schnecke-Bronzerad-Zahneingriff eine konstante Last von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$  herrschte. Dadurch soll der Einfluss der Belastung im Zahneingriff zwischen der Schnecke und dem Opferschneckenrad auf das Transferverhalten des Festschmierstoffs sowie die Wirksamkeit des aufgebauten Transferfilms untersucht werden. Neben der Variation des Drehmoments in den Zahneingriffen wurde ebenfalls die Antriebsdrehzahl an der Schnecke im Bereich von  $n_1 = 140 - 250 \text{ min}^{-1}$  variiert. Die korrespondierenden mittleren Flankenpressungen  $\sigma_{\text{Hm}}$  zu den untersuchten Drehmomenten in den jeweiligen Zahneingriffen sind in Tabelle 5.3 angegeben. Ebenfalls lassen sich die zu den untersuchten Antriebsdrehzahlen korrespondierenden Gleitgeschwindigkeiten am Mittenkreis Tabelle 5.3 entnehmen. Die mittleren Flankenpressungen und Gleitgeschwindigkeiten am Mittenkreis wurden nach [DIN3996] unter Nutzung der Gleichungen (A.15) und (A.18) berechnet.

Bei den hier durchgeführten Getriebeversuchen wurden jeweils 5000 Lastzyklen am Schneckenrad durchgeführt, wobei nach 1000 Lastzyklen das Verdrehflankenspiel zwischen den Getriebekomponenten durch Messung der Übertragungsabweichung ermittelt wurde. Die Lastzyklen entsprechen der Anzahl der Belastungen, denen ein Zahn des Schneckenrads mit der Schnecke während der gesamten Prüfdauer ausgesetzt ist. Um ein Abheben der Flanken von Schnecke und Schneckenrad aufgrund dynamischer Effekte während der Messung der Übertragungsabweichung zu vermeiden, wurde die Schnecke mit einer geringen Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 20 \text{ min}^{-1}$  angetrieben und ein Bremsmoment von  $T_2 = 1 \text{ Nm}$  und  $T_3 = 0,2 \text{ Nm}$  wurde jeweils an dem Bronze- und Opferschneckenrad aufgebracht. Dadurch konnte ebenfalls der Einfluss der Flankenverformung auf die Verdrehflankenspielmessung minimiert werden. Die Versuchsparameter zur Ermittlung des Transferverhaltens des Festschmierstoffs im Getriebe sind in Tabelle 5.3 zusam-

mengefasst. In Tabelle 5.4 werden die Versuchsparameter zur Bestimmung der Übertragungsabweichung bzw. des Verdrehflankenspiels an den Zahnflanken des Prüfgetriebes angegeben.

Tabelle 5.3: Versuchsparameter zur Untersuchung des tribologischen Verhaltens sowie des Transferverhaltens von PTFE-Festschmierstoffen am trockengeschmierten Schneckengetriebe

Größe	Einheit	Wert
Antriebsdrehzahl $n_1$	$\text{min}^{-1}$	140 / 250
Gleitgeschwindigkeit am Mittenkreis $v_{\text{gm}}$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	0,12 / 0,22
Abtriebsmoment $T_2$	Nm	5 / 10
Transfermoment $T_3$	Nm	0,3 / 0,5 / 0,7
mittlere Flankenpressung Bronzerad $\sigma_{\text{Hm},2}$	MPa	167 / 236
mittlere Flankenpressung Opferrad $\sigma_{\text{Hm},3}$	MPa	9 / 12 / 14
Lastzyklen	-	5000

Tabelle 5.4: Versuchsparameter zur Ermittlung des Verdrehflankenspiels an den Zahnengriffen des Prüfgetriebes

Größe	Einheit	Wert
Antriebsdrehzahl $n_1$	$\text{min}^{-1}$	20
Abtriebsmoment $T_2$	Nm	1
Transfermoment $T_3$	Nm	0,2
Lastzyklen	-	1

### 5.4.1 Massentemperatur der Getriebekomponenten

Der Aufbau des Prüfgetriebes in dieser Arbeit erlaubt keine direkte Messung der Temperatur in der Zahnflanke der Schnecke. Aus diesem Grund werden hier nur die Temperaturen am Bronze-Schneckenrad und an den Lagerstellen der leistungsübertragenden Getriebeprüfkörper gemessen. Zur Abschätzung der Temperatur der Schnecke im Verzahnungsbereich wird ein Simulationsmodell basierend auf thermischen Netzwerken verwendet. Dieses wird in Kapitel 6 vorgestellt.

Die experimentelle Bewertung des thermischen Verhaltens des Prüfgetriebes erfolgte hier über die Messung der Massentemperatur des Bronzerades im Getriebe. Hierzu wurde ein

Thermoelement vom Typ K in der Mitte eines Zahnes im Bereich des Teilkreisdurchmessers des Schneckenrades angebracht, vgl. Abbildung 5.4.

Abbildung 5.6 zeigt den charakteristischen Verlauf der Massentemperatur des Bronze-Schneckenrades während der gesamten Versuchslaufzeit bzw. den gesamten Lastzyklen, wobei jede Unterbrechung im Verlauf durch die Messung des Verdrehflankenspiels resultiert. Dies erfolgte stets bei der gleichen Temperatur des Bronze-Schneckenrades (ca. 25 °C), welche nach jeden 1000 Lastzyklen (dies entspricht einem Prüfzyklus) über einen Abkühlvorgang erreicht wurde.

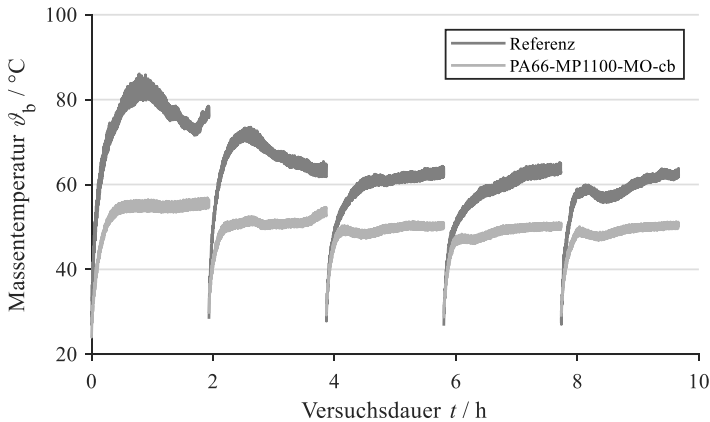


Abbildung 5.6: Zeitlicher Verlauf der Temperatur im Bereich der Verzahnung des Bronze-Schneckenrades bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$  und einem Abtriebsmoment von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$

Es zeigt sich in Abbildung 5.6, dass zu Beginn jedes Prüfzyklus nach der EWP-Messung die Temperatur schnell ansteigt und nach ungefähr einer halben Stunde degressiv weiterverläuft und gegen einem maximalen Wert konvergiert. Weiterhin kann beobachtet werden, dass im ungeschmierten Betrieb (Referenzversuch) die Temperatur einen maximalen Wert von ca. 85 °C im ersten Prüfzyklus erreicht und danach allmählich abfällt. Ein ähnliches Verhalten kann im zweiten Prüfzyklus beobachtet werden, jedoch mit geringerer Temperatur.

Der Einfluss des Festschmierstoffs auf den Temperaturverlauf des Bronze-Schneckenrades lässt sich ebenfalls in Abbildung 5.6 beobachten, wobei als Festschmierstoffcompound PA66-MP1100-MO-cb exemplarisch verwendet wurde. Es zeigt sich, dass sich das Bronze-Schneckenrad bei Verwendung dieses Opferschneckenrades weniger erwärmt. Weiterhin



kann beobachtet werden, dass die Temperatur während der fünf Prüfzyklen ähnlich verläuft, wobei nach dem ersten Prüfzyklus die Temperatur nach dem schnellen Anstieg mehr oder weniger im gleichen Bereich bleibt. Dieser Temperaturverlauf ist charakteristisch für die in dieser Arbeit untersuchten Festschmierstoffe.

In Abbildung 5.7 werden in Bezug auf die Erwärmung des Bronze-Schneckenrades die aus PA12 bestehenden Festschmierstoffcompounds miteinander verglichen, wobei zum Vergleich der Mittelwert der Temperaturwerte am Ende (letzte 15 Minuten) jedes Prüfzyklus aufgetragen wird. Es zeigt sich dabei, dass unabhängig vom verwendeten Festschmierstoff die Erwärmung beim Schneckenrad aus Bronze am geringsten ist, wenn ein Opferschneckenrad bestehend aus dem PTFE-Festschmierstoff eingesetzt wird. Diese Versuche wurden bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$ , einem Abtriebsmoment von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$  und einem Massentransfermoment von  $T_3 = 0,5 \text{ Nm}$  durchgeführt.

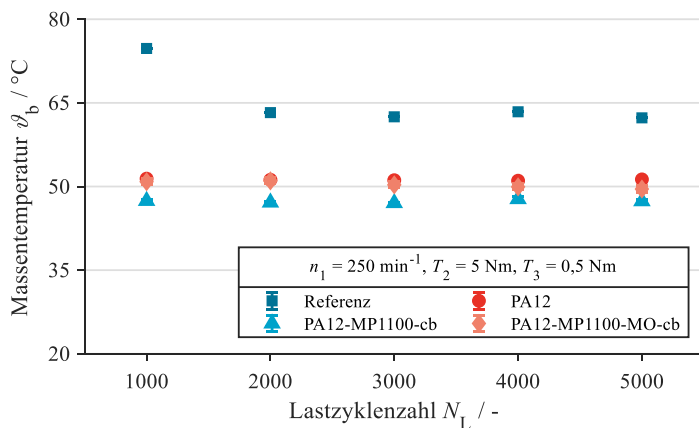


Abbildung 5.7: Einfluss des Festschmierstoffs auf die Massentemperatur des Bronze-Schneckenrades bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$  und einem Abtriebsmoment von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$

Während die Massentemperatur des geschmierten Bronze-Schneckenrades am Ende der jeweiligen Prüfzyklen, nach dem Einlauf, in einem konstanten Bereich bleibt, kann eine Temperaturabnahme beobachtet werden, wenn kein Festschmierstoff im Getriebe verwendet wird. Wobei ab 2000 Lastzyklen die Temperatur ebenfalls annähernd konstant bleibt, vgl. Abbildung 5.7. Weiterhin zeigt Abbildung 5.7, dass die Verwendung des Opferschneckenrades aus PA12-MP1100-cb zur geringeren Erwärmung des Bronze-Schneckenrades führt, wobei keine ausgeprägte Abweichung feststellbar ist, wenn MO in die Matrix ein-

gebunden wird.

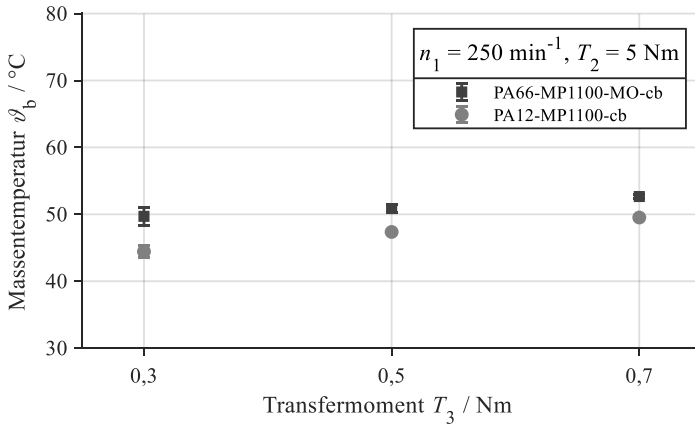


Abbildung 5.8: Einfluss der Belastung im Zahneingriff Schnecke-Opferschneckenrad auf die Massentemperatur des Bronze-Schneckenrades bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$  und einem Abtriebsmoment von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$

Der Einfluss der Belastung im Zahneingriff zwischen der Schnecke und dem Opferschneckenrad auf die Massentemperatur des Bronze-Schneckenrades wird in Abbildung 5.8 dargestellt. Hierbei werden die Temperaturen nach 5000 Lastzyklen miteinander verglichen, d.h. am Ende des fünften Prüfzyklus. Gleichzeitig wird der Einfluss des Matrixpolymers auf die Temperatur dargestellt. In Anlehnung an die vorherigen Ergebnisse aus den Block-Zwei-Scheiben- und Drei-Scheiben-Versuchen werden hierbei Opferschneckenräder bestehend aus den Compounds PA12-MP1100-cb und PA66-MP1100-MO-cb eingesetzt, vgl. Abbildungen 4.33 und 4.34. Abbildung 5.8 zeigt, dass mit steigendem Lastmoment im Zahneingriff zwischen der Schnecke und dem Opferschneckenrad das Bronze-Schneckenrad sich unabhängig des verwendeten Compounds kontinuierlich erwärmt. Weiterhin kann beobachtet werden, dass unter diesen Betriebsbedingungen die Verwendung des Festschmierstoffs PA66-MP1100-MO-cb im Vergleich zum Festschmierstoff PA12-MP1100-cb zu höheren Temperaturen des Bronze-Schneckenrades führt. Dieses Verhalten wird ebenfalls beobachtet, wenn bei konstantem Drehmoment im Zahneingriff zwischen Opferschneckenrad und Schnecke die Last im Eingriff variiert wird, vgl. Abbildung 5.9.

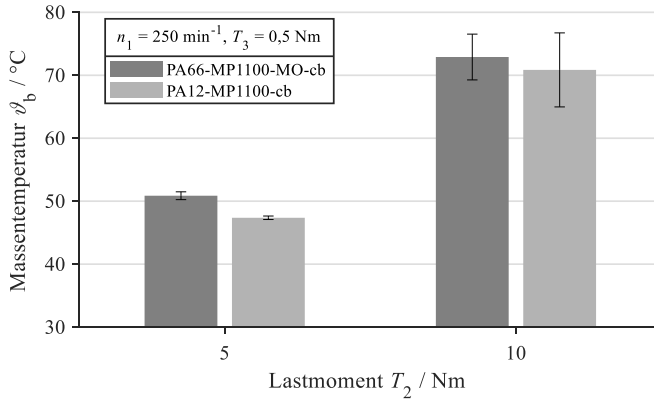


Abbildung 5.9: Einfluss der Belastung im Zahnengriff zwischen der Schnecke und dem Bronze-Schneckenrad auf die Massentemperatur des Bronze-Schneckenrades bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$  und einem Transfermoment von  $T_3 = 0,5 \text{ Nm}$

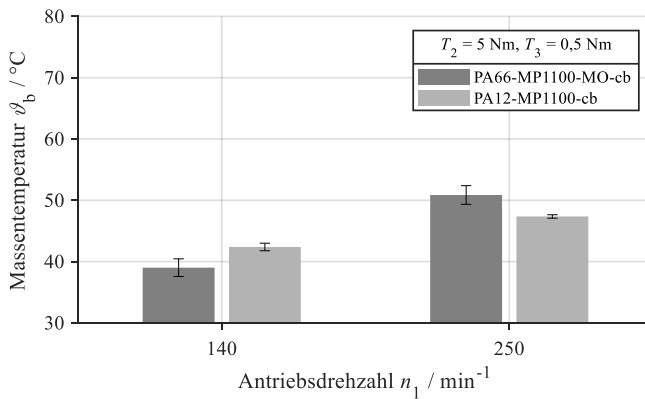


Abbildung 5.10: Einfluss der Antriebsdrehzahl auf die Massentemperatur des Bronze-Schneckenrades bei einem Abtriebsmoment von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$  und Transfermoment von  $T_3 = 0,5 \text{ Nm}$

Abbildung 5.10 zeigt den Einfluss der Antriebsdrehzahl auf die Massentemperatur des

Bronze-Schneckenrades, wenn die Opferschneckenräder bestehend aus PA12-MP1100-cb und PA66-MP1100-MO-cb eingesetzt werden. Es kann beobachtet werden, dass die Erhöhung der Antriebsdrehzahl an der Schnecke, wodurch die Antriebsleistung erhöht wird, zu einer Zunahme der Massentemperaturen führt, unabhängig davon, welche Festschmierstoffkombination als Opferschneckenrad verwendet wird.

### **Diskussion der Ergebnisse zur Massentemperatur**

Die in dieser Arbeit verwendeten Festschmierstoffe führen aufgrund ihrer mechanischen und thermischen Eigenschaften die an den Kontaktstellen im Getriebe entstehende Reibungswärme nicht oder nur in geringem Maße ab, anders als dies bei Flüssigkeitsschmierung der Fall ist. Daraus folgt, dass der Wärmeaustausch im Getriebegehäuse zwischen den Getriebekomponenten hauptsächlich durch Wärmeleitung über die Getriebekomponenten und Konvektion über die Luft im Getriebegehäuse erfolgen kann. Aufgrund der jedoch geringeren Wärmeleitfähigkeit von Luft (im Gehäuse) im Vergleich zu den verwendeten metallischen Prüfkörpern erfolgt die Wärmeübertragung im Gehäuse zum größten Teil durch Wärmeleitung zwischen den metallischen Getriebekomponenten (z.B. Lager, Wellen, Zahnräder). Dies erklärt die relativ hohen Temperaturen bei relativ kleinen Belastungen des Bronze-Schneckenrades.

Außerdem zeigt der Verlauf der gemessenen Massentemperatur am Bronze-Schneckenrad im Referenzversuch über die gesamte Versuchslaufzeit, dass im ersten Prüfzyklus die Temperatur am höchsten und im letzten Prüfzyklus geringer ist. Wobei erst ab dem dritten Prüfzyklus die Temperatur gegen einen konstanten Wert konvergiert. Die Schmierfähigkeit der hier eingesetzten Festschmierstoffe wird durch das Übertragungsvermögen des Festschmierstoffs auf die Stahloberfläche bestimmt. In Abwesenheit des Festschmierstoffs kommt es jedoch zu einem Transfer des Bronzeworkstoffs bzw. Aufbau einer Schicht aus Bronze auf der Stahloberfläche, vgl. Abbildung 5.11, sodass nach einer bestimmten Zeit hauptsächlich Bronze-Bronze-Kontakt in den Zahneingriffen herrscht. Dies könnte die Ursache für die zeitliche Abnahme der Temperatur im Referenzversuch sein.

Die Ausprägung eines über die Zahnflanke des Schneckenrades durchgehenden Tragbilds könnte ebenfalls die Temperaturabnahme des Bronzerades im Referenzversuch erklären, vgl. Abbildung 5.12a, wobei ein voll ausgebildetes Tragbild zur Verringerung der Flächenpressung auf der Zahnflanke führt. Im Vergleich zum ungeschmierten Zustand wird der Festschmierstoff im geschmierten Zustand bereits während der ersten Umdrehungen der Getriebekörper auf die Stahloberfläche transferiert, wodurch eine Schicht aus dem PTFE-Festschmierstoff gebildet wird. Der Aufbau einer Transferschicht aus dem Festschmierstoff auf der Stahloberfläche führt mit der Zeit zu immer besseren Schmierungsbedingungen und damit zu geringerer Reibung und niedrigeren Temperaturen.

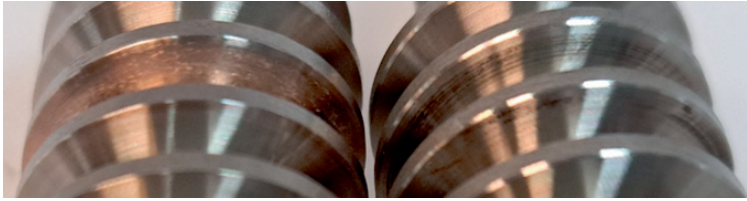
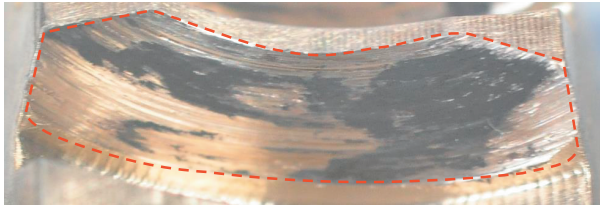


Abbildung 5.11: Zahnflankenoberfläche der Schnecke nach dem Referenzversuch (links) und nach dem mit PA12-MP1100-cb geschmierten Getriebeversuch (rechts) bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$ , einem Abtriebsmoment von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$  und einem Transfermoment von  $T_3 = 0,5 \text{ Nm}$

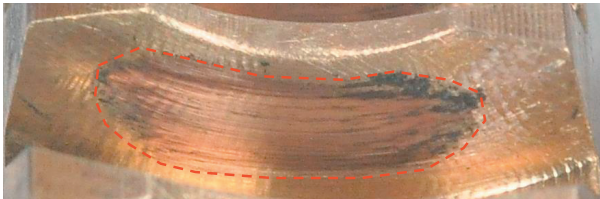
### 5.4.2 Verschleißverhalten des trockengeschmierten Schneckengetriebes

Das Verschleißverhalten der Getriebekomponenten kann qualitativ bestimmt werden, indem die trockengeschmierten Zahnflanken nach den jeweiligen Versuchen bildlich dokumentiert werden. Das stellt Abbildung 5.12 exemplarisch dar, wobei die Zahnflanken des Bronze-Schneckenrades nach den jeweiligen Versuchen im ungeschmierten Betrieb und mit PA12-MP1100-cb geschmierten Betrieb verglichen werden. Hierbei wurden die Zahnflanken mit einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$  und einem Drehmoment von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$  am Bronze-Schneckenrad in 5000 Lastzyklen belastet.

Abbildung 5.12 zeigt, dass bei Verwendung des Festschmierstoffs PA12-MP1100-cb das mittige Tragbild (in rot markierter Bereich auf der Zahnflanke) weniger ausgebreitet ist als ohne Schmierung, wobei das Tragbild durch den hohen Verschleiß über die komplette Zahnbreite ausgebreitet ist. Das hier dargestellte Tragbild im geschmierten Zustand ist charakteristisch für die meisten hier durchgeführten Versuche bei denen der PTFE-Festschmierstoff verwendet wurde, sodass ein Vergleich der Zahnflanken untereinander sich als schwierig erweist. Demzufolge wird eine quantitative Verschleißbestimmung notwendig. Die quantitative Verschleißuntersuchung erfolgte in dieser Arbeit einerseits mittels der gravimetrischen Verschleißbestimmung und andererseits durch die Messung des Verdrehflankenspiels in den Zahneingriffen zwischen der Schnecke und den jeweiligen Schneckenrädern. Die methodischen Vorgehensweisen hierzu sind im Abschnitt 5.3.1 beschrieben. Die erzielten Ergebnisse hierzu werden im Folgenden vorgestellt.



(a) Referenzversuch ohne Festschmierstoff



(b) Geschmiert mit PA12-MP1100-cb

Abbildung 5.12: Bild der Schneckenradflanke nach 5000 Lastzyklen bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$  und einem Drehmoment von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$  am Bronze-Schneckenrad

### Gravimetrische Verschleißbestimmung der Getriebekomponenten

Abbildung 5.13 zeigt den gravimetrischen Verschleiß des Bronze-Schneckenrades und des Opferschneckenrades bei Lastmomenten von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$  bzw.  $T_3 = 0,5 \text{ Nm}$  am Bronze-Schneckenrad bzw. am Opferschneckenrad. Dabei werden verschiedene Festschmierstoffe miteinander verglichen. Diese werden ebenfalls zum Referenzveruch verglichen, welcher dem Versuch entspricht, bei dem kein Opferschneckenrad im Getriebe vorhanden ist. Es ist dabei erkennbar dass in Abwesenheit des Festschmierstoffs im Prüfgetriebe das Bronze-Schneckenrad am stärksten verschleißt, wobei ein Massenverlust von ca. 250 mg nach 5000 Lastzyklen festgestellt wird. Die chemische Kopplung vom strahlenmodifizierten PTFE in der Polyamidmatrix PA12 führt zu einer deutlichen Abnahme des Verschleißes des Bronze-Schneckenrades im Vergleich zum Versuch mit reinem PA12. Zudem kann beobachtet werden, dass die Masse des Bronze-Schneckenrades bei Verwendung des Compounds PA12-MP1100-MO-cb zunimmt, was u.a. auf das während des Versuchs auf dem Bronzerad abgelagerte Material aus dem Verschleiß der Probekörper zurückzuführen ist. Die Betrachtung des Verschleißes des Opferschneckenrades lässt erkennen, dass, ähnlich wie bei den Modellversuchen am Zwei-Scheiben-Prüfstand, die chemische Bindung von

PTFE mit und ohne MO in der Matrix PA12 zu einer Reduzierung des Verschleißes des Opferbauteils führt. Diese Verschleißminderung wird auf die Bildung eines PTFE-Transferfilms auf der Stahloberfläche zurückgeführt.

Der Einfluss der Belastung am Opferschneckenrad auf die Verschleißmasse des Opfer- und Bronze-Schneckenrades ist in Abbildung 5.14 dargestellt. Es lässt sich dabei erkennen, dass die Erhöhung der Belastung (hier in einem kleinem Bereich) am Opferschneckenrad (das Transfermoment) keinen wesentlichen Einfluss auf dessen Verschleiß aufweist, wenn das Opferschneckenrad aus PA12-MP1100-cb verwendet wird. Der Einsatz des Opferschneckenrades aus PA66-MP1100-MO-cb führt dagegen tendenziell zu einem erhöhten Verschleiß des Opferschneckenrads.

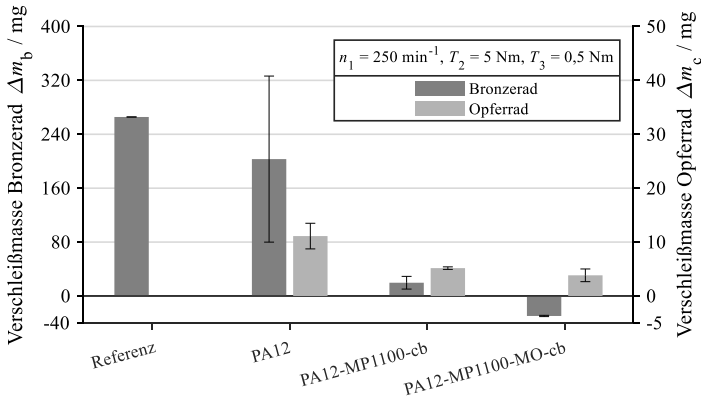
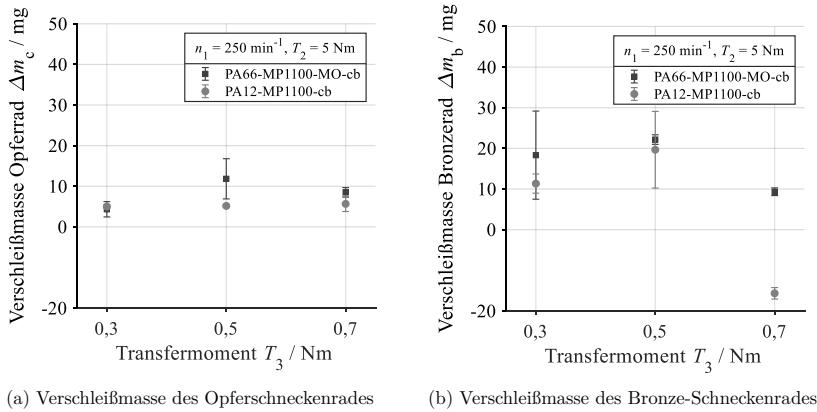


Abbildung 5.13: Einfluss von strahlenmodifiziertem PTFE auf das Verschleißverhalten im trockengeschmierten Schneckengetriebe bei einem Transfermoment von  $T_3 = 0,5$  Nm und einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250$  min<sup>-1</sup>

Ein entgegengesetztes Verhalten ist beim Verschleiß des Bronzeschneckenrades zu beobachten, wobei der geringste Verschleiß des Bronzerades erzielt wird, wenn am Opferschneckenrad unabhängig des verwendeten Compounds ein Transfermoment von  $T_3 = 0,7$  Nm eingestellt wird. Weiterhin kann in Abbildung 5.14 beobachtet werden, dass die Verwendung des Opferschneckenrads aus PA12-MP1100-cb zu einem geringeren Verschleiß von Getriebekomponenten führt im Vergleich zum Opferschneckenrad aus PA66-MP1100-MO-cb.



(a) Verschleißmasse des Opferschneckenrades

(b) Verschleißmasse des Bronze-Schneckenrades

Abbildung 5.14: Einfluss der Belastung am Opferschneckenrad auf die Verschleißmasse des Opfer- und Bronze-Schneckenrades bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$  und einem Lastmoment von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$  am Bronze-Schneckenrad

Die Erhöhung der Belastung im Zahneingriff zwischen dem Bronze-Schneckenrad und der Schnecke führt zu einer Zunahme des Verschleißes des Opferschneckenrades, unabhängig des dafür verwendeten Compounds (Vergleich Abbildung 5.15). Dieses Verhalten kann auf die Erhöhung des Energieeintrages infolge höherer Belastung zurückgeführt werden, wodurch das Opferschneckenrad stärker abbrasiv verschlissen wird. Während die Erhöhung des Lastmoments zu einer Erhöhung des Verschleißes des Bronze-Schneckenrads bei Verwendung des Compounds PA66-MP1100-MO-cb als Opferschneckenrad führt, die Erhöhung des Lastmoments führt hingegen zu einer tendenziellen Reduzierung des Verschleißes des Bronze-Schneckenrads, wenn das Compound PA12-MP1100-cb verwendet wird, vgl. Abbildung 5.15. Insgesamt kann in Abbildung 5.15 beobachtet werden, dass die Verwendung des Compounds PA12-MP1100-cb als Opferschneckenrad zu einem geringeren Verschleiß der Prüfkörper im Getriebe führt.



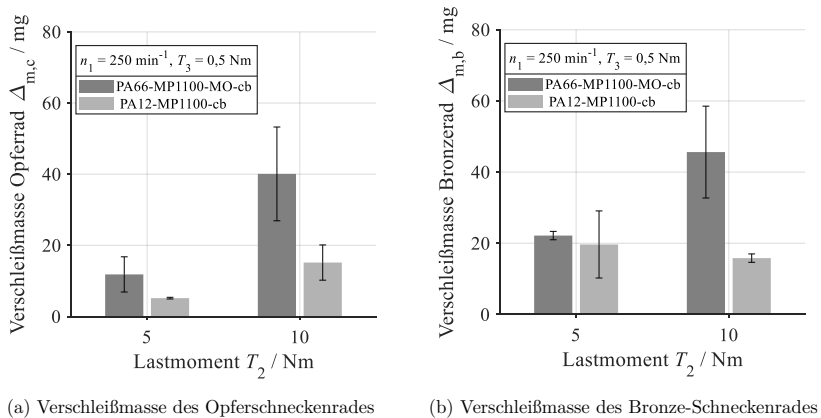


Abbildung 5.15: Einfluss des Lastmoments am Bronzerad auf die Verschleißmasse der Opfer- und Bronze-Schneckenräder bei einem Drehmoment von  $T_3 = 0,5 \text{ Nm}$  am Opferschneckenrad

Abbildung 5.16 zeigt den Einfluss der Antriebsdrehzahl an der Schneckenwelle auf den Verschleiß des Bronze- und des Opferschneckenrades. Es zeigt sich hierbei, dass der Verschleiß dieser Getriebekomponenten auch vom verwendeten Festschmierstoff abhängt, wobei der Einfluss sich bei den verschiedenen Geschwindigkeiten unterscheidet. Es wird z.B. beobachtet, dass bei geringerer Drehzahl der Festschmierstoff PA66-MP1100-MO-cb zu einem geringeren Verschleiß des Opferschneckenrades und des Bronze-Schneckenrades im Vergleich zu PA12-MP1100-cb führt, während bei höherer Drehzahl ein umgekehrtes Verhalten festzustellen ist. Weiterhin zeigt Abbildung 5.16, dass der Einfluss des Festschmierstoffs PA12-MP1100-cb auf den Verschleiß des Bronze-Schneckenrades geringer ist als bei Verwendung des Festschmierstoffs PA66-MP1100-MO-cb.

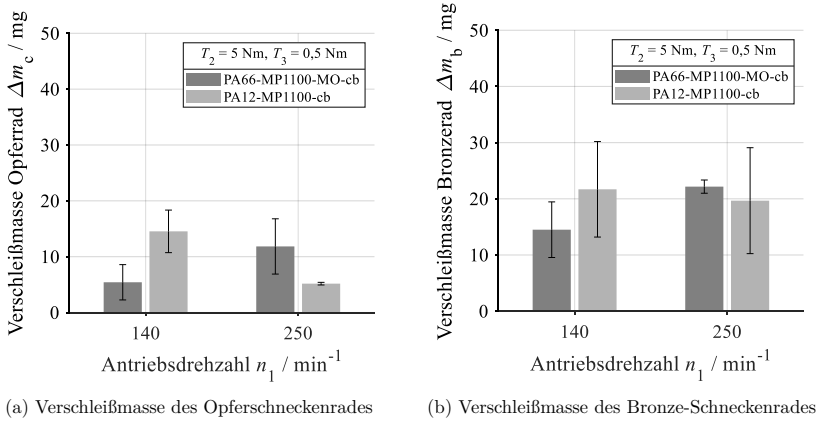


Abbildung 5.16: Einfluss der Antriebsdrehzahl an der Schneckenwelle auf die Verschleißmasse des Opfer- und Bronze-Schneckenrads bei einem Drehmoment von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$  am Bronze-Schneckenrad und  $T_3 = 0,5 \text{ Nm}$  am Compound-Schneckenrad

### Verschleißbestimmung durch Verdrehflankenspielmessung

Die gravimetrische Verschleißmessung kann von verschiedenen Faktoren beeinflusst werden, u.a. der Genauigkeit der verwendeten Waage. Weiterhin erfolgte die Massenbestimmung vor dem Getriebezusammenbau und nach den jeweiligen Versuchen. Vor jedem Versuch wurde jedoch das Leerlauftragbild auf der Schneckenradflanke eingestellt, indem die Prüfkörper axial und rotatorisch bewegt wurden. Die Bewegungen zur Einstellung des Tragbildes können bereits vor dem Versuchsbeginn zu einem geringen Verschleiß der Prüfkörper führen, wodurch die zu ermittelnde Verschleißmasse der Prüfkörper beeinflusst wird. Zur Umgehung dieser nachteiligen Faktoren bei der Bestimmung des Massenverschleißes wird hier die Verdrehflankenspielmessung eingesetzt. Diese ermöglicht außerdem die Verschleißbestimmung der Prüfkörper im zusammengebauten Zustand des Prüfgetriebes. Hierbei wird nach dem Zusammenbau des Prüfgetriebes, vor Versuchsbeginn und nach jeweils 1000 Lastzyklen bis zum Erreichen der geforderten Lastzyklenanzahl (hier 5000 Lastzyklen) das Verdrehflankenspiel gemessen. Die Differenz zwischen dem Verdrehflankenspiel nach 1000 Lastzyklen und vor Beginn des Versuchs ergibt die zeitliche Änderung des Verdrehflankenspiels, woraus eine Abnahme oder eine Zunahme des Spiels zwischen den Zähnen im Eingriff festgestellt wird.

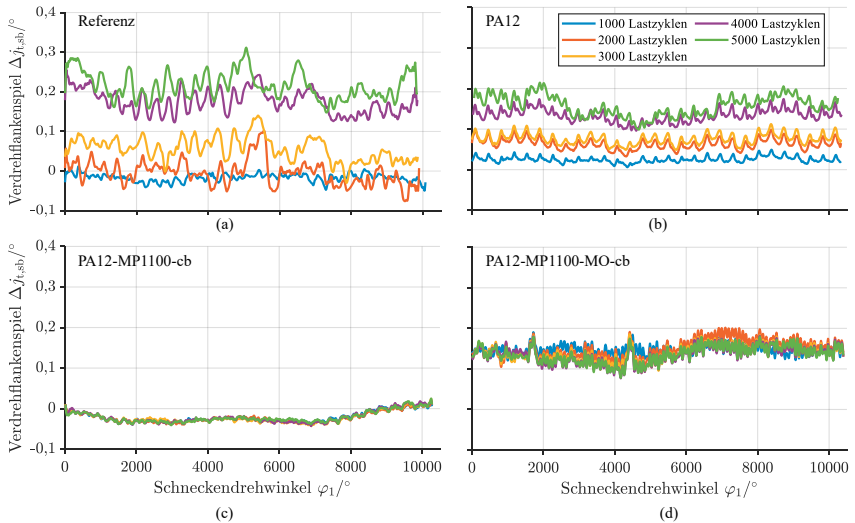
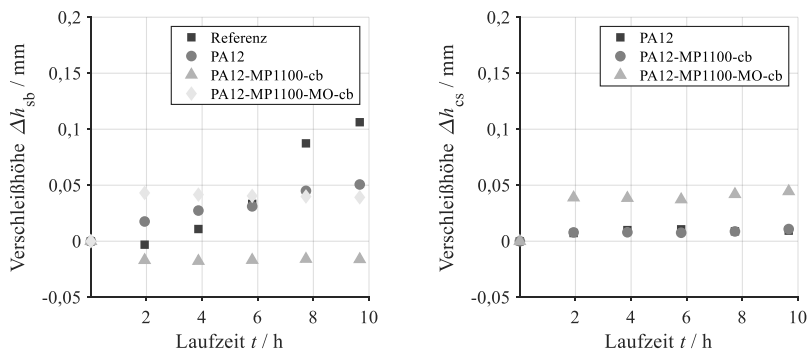


Abbildung 5.17: Einfluss des PTFE-Festschmierstoffs auf das Verdrehflankenspiel bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$ , einem Abtriebsmoment von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$  und Bremsmoment von  $T_3 = 0,5 \text{ Nm}$

Abbildung 5.17 zeigt die Änderung des Flankenspiels zwischen der Schnecke und dem Bronze-Schneckenrad im Getriebe in Abhängigkeit des Verdrehwinkels der Schnecke. Es wird deutlich, dass während des Referenzversuchs, in Abwesenheit des Opferschneckenrads bzw. des Festschmierstoffs, das Verdrehflankenspiel bei einem anfänglichen Wert von ca.  $0,35^\circ$  nach 5000 Lastzyklen um bis zu ca.  $0,3^\circ$  ansteigt, was auf einen starken Verschleiß der Verzahnung hinweist. Jede Kurve in Abbildung 5.17 zeigt den Mittelwert aus fünf nacheinander durchgeführten EWP-Messungen nach einem Prüfzyklus. Weiterhin kann in Abbildung 5.17 beobachtet werden, dass die Verwendung von reinem PA12 zu einer Abnahme des Verdrehflankenspiels nach 5000 Lastzyklen führt, wobei dies deutlich reduziert wird, wenn der strahlenmodifizierte PTFE ohne MO in der PA12-Matrix chemisch gebunden wird. Die Ergebnisse des Verdrehflankenspiels bei Verwendung des Compounds PA12-MP1100-MO-cb lässt einen starken Verschleiß im Zahneingriff zwischen der Schnecke und dem Bronze-Schneckenrad im ersten Prüfzyklus erkennen, vgl. Abbildung 5.17d. Für eine bessere Darstellung des Verschleißes in den Zahneingriffen zeigte DAUBACH in [DNO21] eine Methode, wie das Verdrehflankenspiel in Längenmaßstab umgerechnet werden kann. Basis hierfür stellen die Verdrehflankenspielzunahme  $\Delta j_t$  aus den Winkel-

messungen an den An- und Abtriebswellen, vgl. Abbildung 5.17, und die geometrischen Kenngrößen der Schneckenwelle dar. Die Verschleißhöhe  $h$  für jeden Schneckenradzahn im Eingriff lässt sich nach DAUBACH über Gleichung (5.27) bestimmen, wobei  $d_{m2}$  den Mitlenkreisdurchmesser des Schneckenrades und  $\alpha_0$  den Eingriffswinkel beschreiben. Hierbei lassen sich die jeweiligen Zahneingriffe durch die kurzweiligen, periodisch wiederkehrenden Schwankungen im zeitlichen Verlauf des Verdrehflankenspiels erkennen, vgl. Abbildung 5.17, welche auf das Ein- und Austreten eines Zahnkontaktes hindeutet. Durch die Mittelwertbildung der Verschleißhöhen über alle Zahneingriffe des Schneckenrades ergibt sich die mittlere Verschleißhöhe, welche im Folgenden als Verschleißhöhe bezeichnet wird und zur Beschreibung der Versuchsergebnisse mittels EWP-Messungen verwendet wird.

$$h = \Delta j_t \cdot \frac{d_{m2}}{2} \cdot \cos(\alpha_0) \quad (5.27)$$



(a) Verschleißhöhe im Zahneingriff zwischen der Schnecke und dem Bronze-Schneckenrad

(b) Verschleißhöhe im Zahneingriff zwischen der Schnecke und dem Opferschneckenrad

Abbildung 5.18: Einfluss des strahlenmodifizierten PTFE auf den Höhenverschleiß des Opfer- und Bronze-Schneckenrads bei einem Drehmoment von  $T_2 = 5$  Nm am Bronze-Schneckenrad,  $T_3 = 0,5$  Nm am Opferschneckenrad und einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$

In Abbildung 5.18 wird der Einfluss des PTFE-Festschmierstoffs auf die Verschleißhöhe zwischen den Zähnen des Bronze-Schneckenrades und der Schnecke, sowie im Zahneingriff zwischen dem Opferschneckenrad und der Schnecke dargestellt. Es ist deutlich erkennbar, dass die chemische Bindung von PTFE in der Polymermatrix PA12 die Verschleißhöhe

im Zahneingriff zwischen der Schnecke und dem Bronze-Schneckenrad reduziert. Während in Abwesenheit des Opferschneckenrades im Referenzversuch oder bei Verwendung des reinen PA12 als Opferschneckenrad die Verschleißhöhe im Zahneingriff zwischen der Schnecke und dem Bronze-Schneckenrad annähernd linear ansteigt, bleibt die Verschleißhöhe nach dem ersten Prüfzyklus annähernd konstant, wenn PTFE in der Matrix PA12 chemisch gebunden wird. Das gleiche Verhalten lässt sich auch beobachten, wenn MO Additive in dem Compound gebunden wurde. Weiterhin zeigt Abbildung 5.18, dass eine negative Verschleißhöhe im Eingriff zwischen der Schnecke und dem Bronzerad bei Verwendung des Opferschneckenrades aus dem Compound PA12-MP1100-cb gemessen wird. Dies kann auf den Transfer des Festschmierstoffs oder anderer Verschleißpartikel auf der Zahnflanke der Schnecke zurückgeführt werden, wodurch das Verdrehflankenspiel im Stahl-Bronze-Kontakt reduziert wird. Der Einfluss der Belastung in den Zahneingriffen sowie der Antriebsdrehzahl auf die Verschleißhöhe kann Anhang A.4 entnommen werden.

### 5.4.3 Wirkungs- und Verlustgrad des Schneckengetriebes

Neben dem thermischen Verhalten und Verschleißverhalten des trockengeschmierten Schneckengetriebes spielen der Wirkungsgrad des Getriebes und die im Getriebe entstehenden Verlustleistungen eine wesentliche Rolle bei der Beschreibung des tribologischen Verhaltens. Diese lassen sich anhand der in Abschnitt 5.3.2 beschriebenen Gleichungen nach [DIN3996] bestimmen.

Der Einfluss des strahlenmodifizierten PTFE auf den Wirkungsgrad im Getriebe lässt sich in Abbildung 5.19 erkennen, wobei sowohl der Gesamtwirkungsgrad des Getriebes als auch der Verzahnungswirkungsgrad eingetragen und miteinander verglichen werden. Der Gesamtwirkungsgrad setzt sich hierbei aus den Wirkungsgradanteilen der Lagerung und Verzahnungen im Getriebe zusammen. Es zeigt sich in Abbildung 5.19, dass unter den untersuchten Prüfbedingungen das schmierstofffreie Schneckengetriebe einen relativ schlechten Wirkungsgrad von ca. 12% aufweist. Weiterhin kann in Abbildung 5.19 beobachtet werden, dass die Verwendung des reinen Polymers PA12 als Opferschneckenrad im Getriebe den Wirkungsgrad auf ca. 16% erhöht. Die chemische Bindung von strahlenmodifiziertem PTFE in der Matrix PA12 führt zu einer weiteren Verbesserung des Wirkungsgrades, wobei kein besonderer Unterschied zwischen den PTFE-Festschmierstoffen mit und ohne MO-Ölmolekülen festgestellt wird. Ein ähnliches Verhalten ist bei den Verlustleistungen in Abbildung 5.20 zu beobachten, jedoch in umgekehrter Richtung. In Abbildung 5.20 werden die Beträge der jeweiligen Verlustarten verglichen.

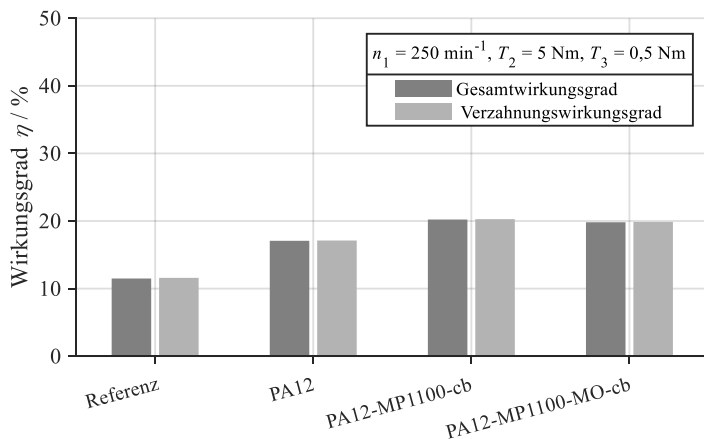


Abbildung 5.19: Einfluss des strahlenmodifizierten PTFE auf den Wirkungsgrad bei einem Generator-Bremsmoment von  $T_3 = 0,5$  Nm und einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250$  min<sup>-1</sup>

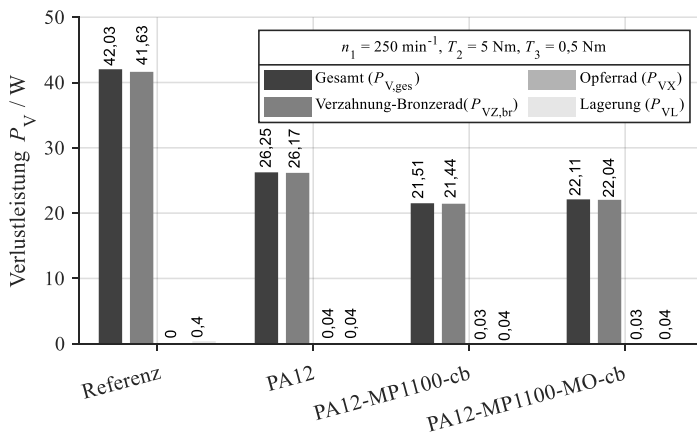


Abbildung 5.20: Einfluss des strahlenmodifizierten PTFE auf die Verlustleistung im Getriebe bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250$  min<sup>-1</sup>, einem Abtriebsmoment von  $T_2 = 5$  Nm und einem Transfermoment von  $T_3 = 0,5$  Nm

Es zeigt sich in Abbildung 5.20, dass die Verwendung des Opferschneckenrads aus PTFE zu einer Verbesserung des Verlustgrads im Schneckengetriebe führt, im Vergleich zum schmierstofffreien Zustand, bei dem die Verlustleistung an der Opferradverzahnung null beträgt. Es lässt sich weiterhin in Abbildung 5.20 erkennen, dass die Bronzerad-Schnecke-Verzahnung unabhängig des Schmierzustandes die anteilig höchste Verlustleistung aufweist, während die Lagerverlustleistungen die kleinsten Beträge aufweisen. Die geringen Lager- und Verzahnungsverluste im Zahneingriff zwischen dem Opferschneckenrad und der Stahlschnecke erklären die geringe Abweichung zwischen dem Gesamt- und Verzahnungswirkungsgrad in Abbildung 5.19.

In Abbildung 5.21 wird die mittlere Zahnreibungszahl im Zahneingriff zwischen dem Bronze-Schneckenrad und der Schnecke dargestellt, wobei untereinander die Compounds bestehend aus dem strahlenmodifizierten PTFE und der Matrixpolymer PA12 verglichen werden.

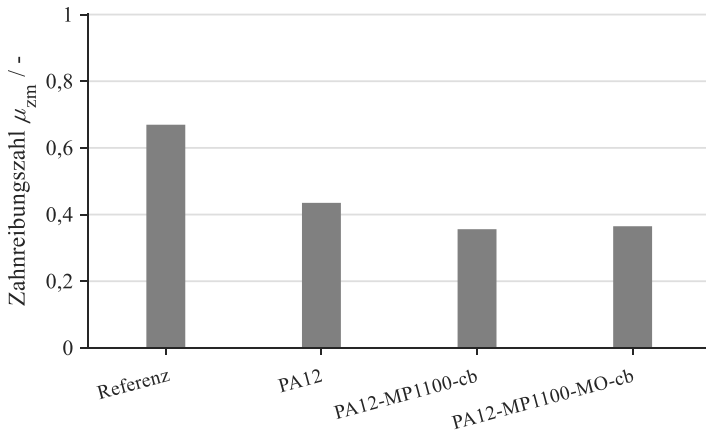


Abbildung 5.21: Einfluss des strahlenmodifizierten PTFE auf die mittlere Zahnreibungszahl im Zahnflankenkontakt zwischen der Schnecke und dem Bronze-Schneckenrad bei einem Generator-Bremsmoment von  $T_3 = 0,5 \text{ Nm}$ , einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$  und einem Abtriebsmoment von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$

Zudem wird der Referenzversuch berücksichtigt, welcher dem Versuch ohne Schmierstoff-einsatz im Getriebe entspricht. Die Ermittlung der Zahnreibungszahl erfolgt unter Zu-hilfenahme von Gleichung (5.8), welche den Zusammenhang von Mittensteigungswinkel und Verzahnungsverlustleistung beschreibt. Abbildung 5.21 zeigt, dass sich die Zahn-

reibungszahl qualitativ ähnlich wie die Verlustleistung verhält, wobei bei einem Lastmoment von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$  am Bronze-Schneckenrad und einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$  die Verwendung des PTFE-Festschmierstoffs, mit oder ohne MO, zu den geringsten Reibungszahlen in den Zahnkontakten führt.

Die Abbildungen 5.19 bis 5.21 zeigen, dass unter Trockenschmierung bei gleichbleibender Belastung der strahlenmodifizierte PTFE einen positiven Effekt auf die Reibungszahl und den Wirkungsgrad im Getriebe aufweist. Im Folgenden wird der Einfluss der Belastung auf den Wirkungsgrad und die Reibungszahl vorgestellt, wobei die Festschmierstoffe PA12-MP1100-cb und PA66-MP1100-MO-cb verglichen werden. Aufgrund der geringeren Verluste in der Lagerung des untersuchten trockengeschmierten Schneckengetriebes sind der Gesamtwirkungsgrad und der Verzahnungswirkungsgrad ähnlich, vgl. Abbildung 5.20. Daher wird im Folgenden zur Beschreibung des Wirkungsgrades der Gesamtwirkungsgrad des Getriebes berücksichtigt.

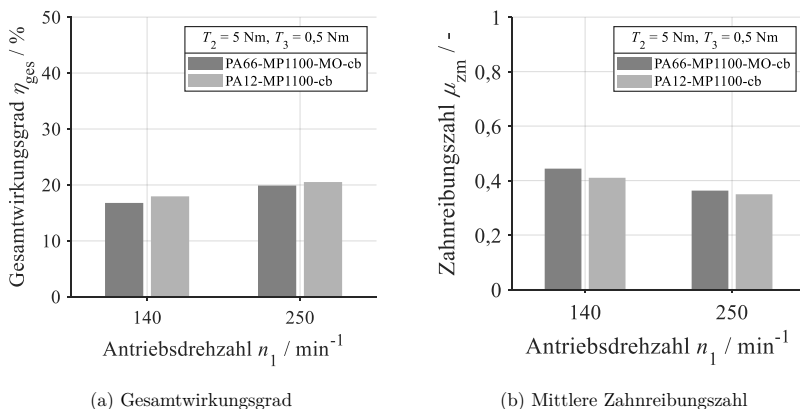


Abbildung 5.22: Einfluss der Antriebsdrehzahl an der Schneckenwelle auf den Wirkungsgrad bei einem Drehmoment von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$  am Bronze-Schneckenrad und  $T_3 = 0,5 \text{ Nm}$  am Compound-Schneckenrad

Abbildung 5.22a zeigt den Einfluss der Antriebsdrehzahl auf den Wirkungsgrad bei einem Abtriebsmoment von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$  und einem Transfermoment von  $T_3 = 0,5 \text{ Nm}$ . Unabhängig des verwendeten Festschmierstoffs wird beobachtet, dass der höchste Wirkungsgrad bei hoher Antriebsdrehzahl auftritt. Ein Vergleich der beiden verwendeten Compounds zeigt, dass der Compound PA12-MP1100-cb zu einem besseren Wirkungsgrad des Getriebes führt. Das gleiche Verhalten ist bei der Zahnreibungszahl zu beobachten, wobei die



Verwendung des Compounds PA12-MP1100-cb ebenfalls zu einer Verbesserung der Zahnreibungszahl führt, im Vergleich zum Compound PA66-MP1100-MO-cb, vgl. Abbildung 5.22b.

Der Einfluss des Lastmoments in der Verzahnung zwischen der Schnecke und dem Opferschneckenrad (Transfermoment) auf den Wirkungsgrad und die mittleren Zahnreibungszahlen ist in Abbildung 5.23 dargestellt. Es wird deutlich, dass die Änderung der Belastung am Opferschneckenrad im untersuchten Bereich keinen großen Einfluss auf die Zahnreibungszahl und den Wirkungsgrad hat. Ein Vergleich der Compounds PA12-MP1100-cb und PA66-MP1100-MO-cb führt zur Erkenntnis, dass der Compound PA12-MP1100-cb im Gegensatz zum Compound PA66-MP1100-MO-cb zu einer Verbesserung des Wirkungsgrades führt. Dies bewirkt auch eine Reduzierung der Zahnreibungszahl. Mit dem Compound PA12-MP1100-cb als Opferschneckenrad konnte beispielweise bei einem Transfermoment von  $T_3 = 0,7$  Nm der höchste Wirkungsgrad (ca. 24%) gemessen werden, während mit dem Compound PA66-MP1100-MO-cb der geringste Wirkungsgrad gemessen wurde.

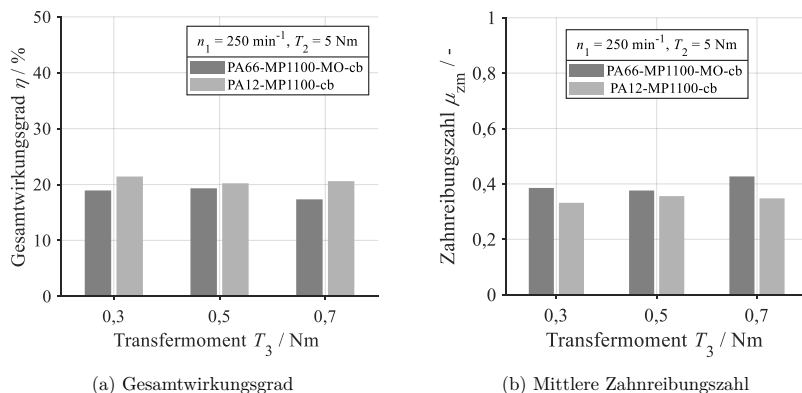


Abbildung 5.23: Einfluss des Transfermoments  $T_3$  auf den Verzahnungswirkungsgrad und -verlustleistung bei einem Abtriebsmoment von  $T_2 = 5$  Nm am Bronze-Schneckenrad und einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250$  min<sup>-1</sup>

In Abbildung 5.24 wird der Einfluss des Lastmoments in der Verzahnung zwischen dem Bronze-Schneckenrad und der Schnecke auf die Zahnreibungszahl und den Wirkungsgrad im trockengeschmierten Schneckengetriebe dargestellt, wobei der Gesamtwirkungsgrad gezeigt wird.

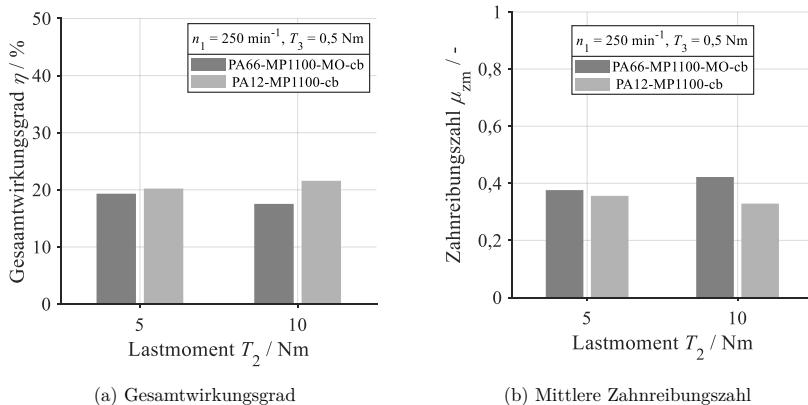


Abbildung 5.24: Einfluss des Lastmoments  $T_2$  auf die mittlere Zahnreibungszahl und den Gesamtwirkungsgrad bei einem Transfermoment von  $T_3 = 0,5 \text{ Nm}$  am Opferschneckenrad und einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$

Es ist in Abbildung 5.24b erkennbar, dass die Erhöhung des Lastmoments zu einer Erhöhung der mittleren Zahnreibungszahl im Zahneingriff zwischen der Schnecke und dem Bronze-Schneckenrad führt, wenn der Compound PA66-MP1100-MO-cb als Opferschneckenrad verwendet wird. Ein entgegengesetztes Verhalten lässt sich bei Verwendung des Compounds PA12-MP1100-cb beobachten, wobei die Zahnreibungszahl annähernd konstant bleibt. Abbildung 5.24a zeigt ebenfalls, dass der Einsatz von Opferschneckenrädern aus den Compounds PA12-MP1100-cb und PA66-MP1100-MO-cb zu unterschiedlichen Verhalten des Getriebewirkungsgrades führen. Während das Opferschneckenrad aus PA66-MP1100-MO-cb den Gesamtwirkungsgrad reduziert, führt die Verwendung des Opferschneckenrades aus PA12-MP1100-cb zu einer leichten Erhöhung des Wirkungsgrades im Getriebe, wenn das Lastmoment am Bronze-Schneckenrad erhöht wird.

## Oberflächenanalytische Untersuchung der Stahlschnecke

Die Getriebeversuche haben gezeigt, dass ähnlich wie bei den Modellversuchen am Block-Zwei-Scheiben- und Drei-Scheiben-Prüfstand die chemische Bindung des strahlenmodifizierten PTFE in dem Matrixpolymer PA12 zu einer deutlichen Verbesserung des Reib- und Verschleißverhaltens im Zahneingriff zwischen der Stahlschnecke und dem Bronze-Schneckenrad führt. Hierdurch konnte der Wirkungsgrad des Getriebes im Vergleich zum festschmierstofffreien Betriebszustand verbessert werden. Ähnlich wie in den Modellver-

suchen wurde die Kontaktfläche auf der Stahlschnecke in verschiedene Bereiche unterteilt. Abbildung 5.25 zeigt die Unterteilung der Flanke der Schnecke aus dem Versuch mit einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$ , einem Lastmoment von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$  am Bronze-Schneckenrad und  $T_3 = 0,5 \text{ Nm}$  am Opferschneckenrad. Während die Positionen A und C jeweils Bereiche in der Nähe des Zahnkopfs und Zahnfußes darstellen, stellt die Position B den Bereich am Teilkreisdurchmesser der Schnecke dar.

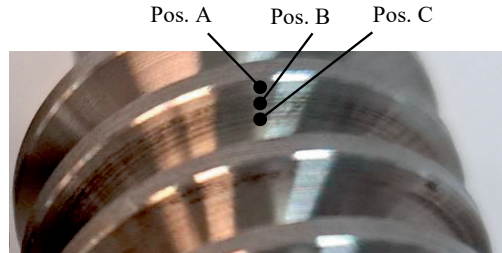
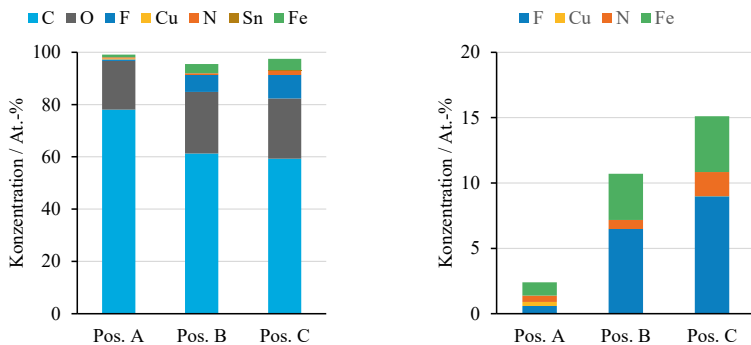


Abbildung 5.25: Darstellung des Auswahlbereichs für die oberflächenanalytische Untersuchungen auf der Zahnflanke der Stahlschnecke

Die oberflächenanalytischen Untersuchungen erfolgten hier ebenfalls am Institut für Oberflächen- und Schichtanalytik. Abbildung 5.26 stellt die Konzentrationen der chemischen Elemente in At.-% auf der Stahlschnecke dar, welche durch XPS-Analyse detektiert wurden. Aufgelöst werden hierbei einige der Hauptbestandteile der chemischen Elemente des Festschmierstoffcompounds sowie der Stahl und Bronzeoberfläche. Abbildung 5.26a zeigt, dass die C- und O-Elemente unabhängig vom betrachteten Bereich der Zahnflanke der Schnecke die höchsten Elementenkonzentrationen aufweisen, wobei diese in der Position A höhere Werte annehmen.

In Abbildung 5.26b ist eine detaillierte Verteilung der chemischen Elemente mit geringerer Konzentration aus Abbildung 5.26a dargestellt. Es ist erkennbar, dass unabhängig von der analysierten Position auf der Zahnflanke Fluor (F) das Element mit der höchsten Atomkonzentration nach den C- und O-Atomen ist. Während in den Positionen B und C jeweils 6,5 At.-% und 9 At.-% von F-Elementen nachgewiesen wurden, war in Position A der F-Anteil mit 0,6 At.-% deutlich geringer. Die Konzentration von Cu-Atomen in den drei analysierten Positionen auf der Stahloberfläche beträgt weniger als 0,5 At.-%, während ein höherer Anteil von Fe-Atomen sich über XPS-Analyse detektiert wird. Während in den Oberflächenbereichen B und C ca. 4 At.-% an Fe-Atomen detektiert wurden, waren es im



(a) XPS-Elementverteilung auf der Zahnflankenoberfläche der Schnecke

(b) Elemente mit niedriger Konzentration aus (a)

Abbildung 5.26: Mittels XPS-Spektroskopie ermittelte Konzentrationen der chemischen Elemente an verschiedenen Positionen der Laufspur auf der Schnecken Zahnoberfläche. Aufgenommen und ausgewertet am IFOS

Bereich A 1 At.-%. Weiterhin kann in Abbildung 5.26b beobachtet werden, dass N-Atome ebenfalls auf der Zahnflanke detektiert wurden, mit unterschiedlichen Konzentrationen abhängig des analysierten Oberflächenbereichs. Die Anwesenheit von N-Atomen auf der Zahnflanke deutet auf eine Übertragung des Matrixpolymers PA12 auf die Zahnflanke hin. Die Oberflächenanalytik an der Flanke der Stahlschnecke zeigt, dass ein deutlich geringerer Anteil des Bronzematerials (charakterisiert durch den Anteil an Cu-Atomen) auf die Stahloberfläche übertragen wird, im Vergleich zum PTFE-Festschmierstoff. Die relativ hohe Konzentration von Fe-Atome in den Bereichen B und C deuten auf einem undichten Transferfilm auf der Oberfläche der Stahlschnecke hin. Die geringste Elementkonzentration der F- und Cu-Atome im Zahnkopfbereich der Schnecke (Position A) ist ein Hinweis dafür, dass der Schnecken Zahn im Bereich des Zahnkopfs wenig bis gar nicht belastet wurde. Dies zeigt ebenfalls Abbildung 5.25.

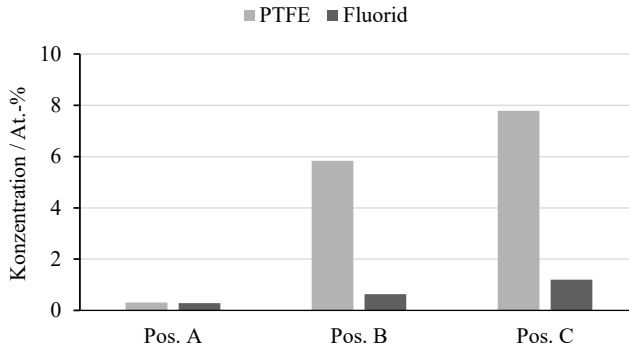


Abbildung 5.27: Vergleich von PTFE- und Fluorid-Konzentrationen auf der Schneckenzahnoberfläche nach den Versuchen am Getriebeprüfstand bei Verwendung des Compounds PA12-MP1100-cb. Aufgenommen und ausgewertet am IFOS

Analog zur Oberflächenanalyse bei den Modellversuchen wurden anhand von XPS-Detailspektren auf der Flankenoberfläche des Schneckenzahns die Bindungszustände der detektierten chemischen Elemente analysiert. Diese werden in Abhängigkeit des betrachteten Bereichs auf der Oberfläche des Schnecke Zahns in Abbildung 5.27 dargestellt. Es ist zusätzlich erkennbar, dass auf der Oberfläche der Stahlschnecke der übertragene PTFE-Transferfilm abhängig von den analysierten Bereichen in verschiedenen Konzentrationen detektiert wird. Es wird deutlich, dass die geringste Konzentration an PTFE in der Nähe des Zahnkopfs (Position A der Zahnflanke) auftritt und in Richtung des Zahnfußes ansteigt. Verglichen mit den detektierten Fluoriden auf der Stahloberfläche wird beobachtet, dass sich weniger Fluoride als PTFE auf der Oberfläche aufbauen, was auf die gute Qualität des aufgebauten Transferfilms hindeutet.

### Diskussion der Schneckengetriebeversuche

Die Versuche am Schneckengetriebeprüfstand haben gezeigt, dass die chemische Bindung des strahlenmodifizierten PTFE in der Polyamidmatrix PA12 zur Verbesserung der tribologischen Eigenschaften im trockengeschmierten Schneckengetriebe führt. Der Aufbau des PTFE-Transferfilms auf die Stahloberfläche der Schneckenwelle konnte durch oberflächenanalytische Untersuchungen nachgewiesen werden. Die Bildung eines PTFE-Transferfilms

auf der Oberfläche des Schneckenzahns kann somit als Ursache für die Verbesserung des Verschleißverhaltens im PTFE-feststoffgeschmierten Zahneingriff im untersuchten Schneckengetriebe angenommen werden, was wiederum zu einer Verbesserung des thermischen Verhaltens und des Wirkungsgrads des Schneckengetriebes führt.

Die experimentellen Untersuchungen zeigten weiterhin, dass bei Erhöhung der Belastung am Bronze-Schneckenrad sowie bei Erhöhung der Antriebsdrehzahl, die eingesetzten Opferschneckenräder zu unterschiedlichem Reib- und Verschleißverhalten im Schneckengetriebe führen. Die Erhöhung der Antriebsdrehzahl und des Lastmoments am Bronze-Schneckenrad führt infolge des hohen Gleitreibungsanteils an den Zahneingriffen zu einer Erhöhung der Prüfkörpertemperaturen im Getriebe, jedoch unabhängig des eingesetzten Opferschneckenrads. Während das Polymer PA66 einen Glasübergangstemperaturbereich von 64–68 °C aufweist, zeigt PA12 eine deutlich geringere Glasübergangstemperatur von ca. 37 °C, welche aufgrund des geringeren Massenanteils an PTFE nicht besonders beeinflusst wird. Infolge der hohen Temperaturen an der Schneckenverzahnung bei hoher Drehzahl oder hohem Drehmoment wird weiterhin vermutet, dass ebenfalls hohe Temperaturen an der Kontaktfläche der Schnecke mit den Opferschneckenrädern wirken. Bei Erwärmung des Compounds bzw. des Opferschneckenrades über seine Glasübergangstemperatur, werden die viskoelastischen Eigenschaften, Scherkräfte, Haftung und das Transferverhalten des PTFE-Festschmierstoffs aus den Opferschneckenrädern beeinflusst, wodurch das Verschleißverhalten des Opferrads bei hoher Belastung beeinflusst wird.

Die Verläufe der über Verdrehflankenspielmessung ermittelten Verschleißhöhe in den mit PTFE geschmierten Zahneingriffen zeigen, dass das Bronze-Schneckenrad in den ersten 1000 Lastzyklen höher verschleißt. Dies lässt sich durch die relativ hohe Verschleißhöhe im ersten Prüfzyklus zeigen, welche danach annähernd konstant verläuft. Dieses Verhalten wurde insbesondere bei geringen Lasten und geringer Antriebsdrehzahl beobachtet, während bei höheren Lasten und hoher Drehzahl eine zeitliche Zunahme der Verschleißhöhe in den Verzahnungen beobachtet werden konnte. Die hier aufgeführten Erkenntnisse führen zu der Annahme, dass das trockengeschmierte Schneckengetriebe aufgrund des ungünstigen thermischen und Verschleißverhaltens bei hohen Belastungen ohne entsprechende Kühlung nicht im Dauerbetrieb eingesetzt werden kann. Dennoch konnte gezeigt werden, dass die Transferschmierung eines Schneckengetriebes mit PTFE-Festschmierstoff funktioniert.

# 6 Thermische Analyse des trockengeschmierten Schneckengetriebes

Infolge der Erwärmung der Getriebekomponenten können temperaturbedingte Schäden am Getriebe entstehen, welche die Funktionalität des Getriebes beeinträchtigen. Diese sind z.B. das Schmelzen des Opferschneckenrads und das Fressen bzw. der adhäsive Verschleiß im metallischen Kontakt. Weiterhin führt ein Temperaturgradient an den Getriebe-komponenten zu einer thermischen Ausdehnung dieser Komponenten, welche die Kontaktbedingungen und damit das Verhalten des Systems verändert. Die Vorhersage des thermischen Verhaltens kann dabei unterstützen, die Abkühl- und Schmierungsbedingungen des Getriebes zu bestimmen. Dazu kann die Finite-Elemente-Methode (FEM) eingesetzt werden, die als Wärmequelle die an den Kontaktstellen entstehenden Verlustleistungen annimmt [HK96; PC79; TA81]. Jedoch beschränkt sich die Anwendung der FEM meist auf eine Komponente des zu untersuchenden Getriebes und kann in Abhängigkeit der Gitterverfeinerung eine hohe Berechnungszeit in Anspruch nehmen.

Aufgrund der thermischen Wechselwirkung zwischen den einzelnen Komponenten durch Wärmeübertragungsprozesse (Wärmestrahlung, Wärmeleitung und Konvektion), ist die Kenntnis der Temperatur anderer Getriebekomponenten von großer Bedeutung. Die thermische Analyse eines gesamten 6-Ganggetriebes wurde von CHANGENET ET AL. durchgeführt, wobei ein thermisches Netzwerkmodell auf Grundlage des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik für instationäre Bedingungen aufgebaut wurde [COV05]. Hierbei wurde das gesamte Getriebe in einzelne Elemente mit jeweils einheitlicher Temperatur unterteilt, die mittels Wärmewiderständen verbunden sind. Diese Methode ist in den letzten Jahren für die thermische Analyse verschiedener Getriebearten angewendet worden. GEIGER nutzte z.B. diese Methode zur Untersuchung des Wirkungsgrads und des Wärmeaus-halts eines Stirnradverspannungsprüfstands bei stationären und instationären Betriebsbedingungen. Hierbei wurden die realen geometrischen Daten des untersuchten Zahnradgetriebes berücksichtigt [Gei14]. Die Anwendung dieser Methode auf Schneckengetriebe ist in [Mon12; PLS18] vorgestellt. Basierend auf dem Ansatz von [PLS18] untersuchten

OEHLER ET AL. in [OSM19] den Wirkungsgrad von Schneckengetrieben unter transienten Betriebsbedingungen, wobei die berechnete Temperatur des flüssigen Schmierstoffs zur tribologischen Simulation angewendet wurde. Dadurch konnte eine sehr gute Übereinstimmung des simulativ und experimentell ermittelten Wirkungsgrads gezeigt werden. Die beschriebenen Ansätze zur thermischen Analyse der Komponenten im Getriebe werden meist für fluidgeschmierte Getriebe eingesetzt, wodurch u.a. die Temperatur des Schmierstoffs bestimmt wird. Bei Anwendungen, in denen diese herkömmlichen Schmierstoffe nicht oder nur begrenzt eingesetzt werden, stattdessen Festschmierstoffe, spielt die thermische Analyse des Getriebes eine umso größere Rolle. Grund hierfür ist der fehlende konvektive Wärmeaustausch durch den Schmierstoff. Dadurch kann die thermische Tragfähigkeit des Getriebes vorhergesagt und optimiert werden.

Mit Hilfe der thermischen Netzwerkmethodik können beliebige Systeme thermisch untersucht werden, wodurch ihr Wärmehaushalt bestimmt wird. Ähnlich wie bei elektrischen Netzwerken, wo basierend auf dem OHM'schen Gesetz, der durch ein Widerstand  $R_{\text{ohm}}$  fließende Strom  $I$  infolge einer angelegten elektrischen Spannung  $U$  nach Gleichung (6.1) bestimmt wird, wird bei der thermischen Netzwerkmethodik der Wärmestrom  $\dot{Q}$  nach Gleichung (6.2) bestimmt, der zwischen zwei Knotenpunkten eines Netzwerkes über den thermischen Widerstand  $R_{\text{th}}$  aufgrund einer Temperaturdifferenz  $\Delta T$  fließt.

$$I = \frac{U}{R_{\text{ohm}}} \quad (6.1)$$

$$\dot{Q} = \frac{\Delta\vartheta}{R_{\text{th}}} \quad (6.2)$$

Anstatt des thermischen Widerstands  $R_{\text{th}}$  wird bei der Methode der thermischen Netzwerke im Allgemeinen der thermische Leitwert  $L_{\text{th}}$  verwendet, welcher die Reziproke des thermischen Widerstands  $R_{\text{th}}$  darstellt. Damit gilt Gleichung (6.3) als grundlegende Formel für die thermischen Netzwerkmethodik [Gei14]. Eine ausführliche Beschreibung der thermischen Netzwerkmethodik kann [Gei14; PLS18] entnommen werden.

$$\dot{Q} = \Delta\vartheta \cdot L_{\text{th}} \quad (6.3)$$

## 6.1 Diskretisierung des Prüfgetriebes und Aufbau des thermischen Netzwerkes

Die Anwendung der thermischen Netzwerkmethodik auf ein Getriebe erfordert eine Diskretisierung des zu untersuchenden Getriebes in isotherme Knotenpunkte, welche den Komponenten im Inneren des Getriebes zugewiesen sind und aufgrund derer thermischen



Wechselwirkungen ein Netzwerk bilden. Die Größe des Netzwerks spielt hierbei eine wichtige Rolle [Gei14]. Während mit einem groben Netzwerk Simulationsergebnisse mit ungenügender Genauigkeit in kurzer Rechenzeit erzielt werden, führt ein feineres Netzwerk zu höherer Genauigkeit der Ergebnisse sowie höherem Modellierungsaufwand und höherer Rechenzeit. Daher soll die Diskretisierung des Getriebes so ausgewählt werden, dass Ergebnisse mit ausreichender Genauigkeit und angemessener Rechenzeit erzielt werden. Für das in dieser Arbeit zu untersuchende trocken geschmierte Schneckengetriebe ist in Abbildung 6.1 die Verbindungslogik im Getriebe dargestellt. Diese zeigt, welche Knotenpunkte im Getriebe zueinander in Verbindung stehen. Hierbei werden sowohl die Schneckenwelle als auch die Schneckenradwelle jeweils durch mehrere Knotenpunkte diskretisiert. Für eine bessere Übersichtlichkeit wird die Diskretisierung der Schneckenradwelle in Abbildung 6.1 nicht gezeigt. Während die Knotenpunktverteilung auf der Schneckenradwelle ähnlich wie bei einer herkömmlichen Welle erfolgt, wird die Schneckenwelle im Bereich der Verzahnung über die Verzahnungslänge mehrfach axial unterteilt.

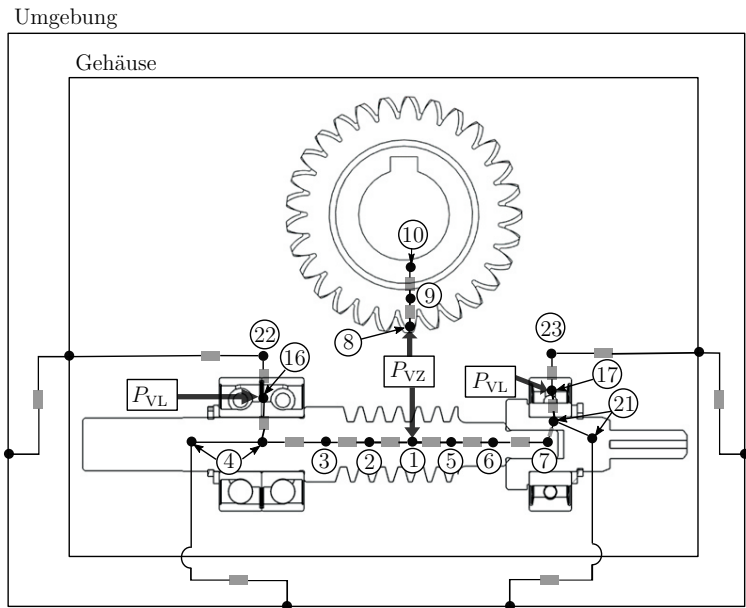


Abbildung 6.1: Thermisches Netzwerk für das trocken geschmierte Schneckengetriebe

Die Knotenpunktverteilung von Schneckenwellen sowie der Einfluss der Eingriffslänge auf die Temperaturberechnung ist in [PLS18] detailliert beschrieben. Analog hierzu erfolg-

te die Diskretisierung der Schneckenwelle in dieser Arbeit, wobei die Eingriffslänge der Schnecke über das Programm *SNETRA* berechnet wurde, vgl. [BSS15]. Weiterhin wird das Schneckenrad in dieser Arbeit mit zwei Knotenpunkten modelliert, jeweils ein Knoten für die Zahnmitte und den Radkörper. Somit kann die experimentell ermittelte Temperatur am Zahnrad besser verglichen werden, da diese in der Verzahnung gemessen wurde. Anders als in [Sta11], wo dem Lageraußenring und -innenring sowie den Wälzkörpern jeweils ein Knoten zugeordnet wurde, wird den Lagern im vorliegenden Getriebe jeweils ein Knoten zugeordnet, der mit der jeweiligen Wärmequelle aus der resultierenden Verlustleistung des Lagers verknüpft ist. Des Weiteren werden dem Gehäuse und der Umgebung jeweils ein Knoten zugeordnet. Kunststoffe weisen im Allgemeinen eine geringere Wärmeleitfähigkeit als Stahl auf. Aus diesem Grund leitet das Kunststoff-Opferrad im hier untersuchten Getriebe einen sehr geringen Wärmeanteil von der Schneckenwelle auf die Opferradwelle. Zusammen mit der Tatsache, dass das Opferschneckenrad im Vergleich zum Bronze-Schneckenrad eine geringe Belastung erfährt, was zu einer geringen Verlustleistung in der Verzahnung zwischen Schnecke und Opferschneckenrad führt, wird hier der Einfluss des Opferschneckenrades auf die thermische Analyse des Getriebes vernachlässigt. Hierbei wird die gesamte Baugruppe mit dem Opferschneckenrad im Getriebe vernachlässigt.

Tabelle 6.1 stellt eine Übersicht der verwendeten Knoten im untersuchten trockengeschmierten Schneckengetriebe dar. Die Ermittlung des Wärmehaushalts im Getriebe setzt neben der Diskretisierung des Getriebes sowie der Berechnung der Verlustleistungen an den Knoten im Getriebe, die Kenntnis der Leitwerte zwischen den Bauteilen im Getriebe voraus. Die Berechnung der Leitwerte beruht auf den Wärmeübertragungsmechanismen. Im Allgemeinen kann die Wärmeübertragung zwischen den Komponenten über die Mechanismen der Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung stattfinden.

Die Wärmeleitung findet im Getriebe durch mechanische Berührung der Festkörper statt. Die Ermittlung der Leitwerte im Getriebe unter Annahme der Wärmeleitung zwischen den Komponenten des Getriebes erfordert die Vereinfachung dieser Komponente in einfachen geometrischen Formen. Es wird hierbei zwischen der Wärmeleitung durch einen Hohlzylinder in axialer sowie in radialer Richtung und der Wärmeleitung durch eine ebene Wand unterschieden. Die Berechnung der Wärmeleitwerte beruht dabei auf Gleichung (6.4), welche der FOURIER-Gleichung der Wärmeleitung entspricht [BS13].

$$c \cdot \rho \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial t} = \lambda \left( \frac{\partial \vartheta}{\partial x} + \frac{\partial \vartheta}{\partial y} + \frac{\partial \vartheta}{\partial y} \right) \quad (6.4)$$

$c$  beschreibt hierbei die Wärmekapazität,  $\rho$  die Dichte,  $\lambda$  die Wärmeleitfähigkeit innerhalb des Körpers, welche hier als konstante Größen angenommen werden.

Im Falle eines Wärmestroms durch eine ebene Wand wird Gleichung (6.5) zur Berechnung

Tabelle 6.1: Knotenpunktübersicht des trockengeschmierten Schneckengetriebes

Knotennummer	Knotenbezeichnung
1	Verzahnungsabschnitt im Eingriff
2	Restverzahnung Antriebseite
3	Wellenabschnitt vor Lagersitz Antriebseite
4	Wellenabschnitt mit Lagersitz Antriebseite
5	Restverzahnung Nicht-Antriebseite
6	Wellenabschnitt vor Lagersitz Nicht-Antriebseite
7	Wellenabschnitt mit Lagersitz Nicht-Antriebseite
8	Verzahnung Schneckenrad
9	Radkörper
10	Wellenabschnitt mit WNV
11	Wellenabschnitt mit Absatz
12	Wellenabschnitt vor Lagersitz Abtriebseite
13	Wellenabschnitt mit Lagersitz Abtriebseite
14	Wellenabschnitt vor Lagersitz Nicht-Abtriebseite
15	Wellenabschnitt mit Lagersitz Nicht-Abtriebseite
16	Lager schneckenwelle Antriebseite ( $L_{11}$ )
17	Lager schneckenwelle Nicht-Antriebseite ( $L_{12}$ )
18	Lager Schneckenradwelle Abtriebseite ( $L_{21}$ )
19	Lager Schneckenradwelle Nicht-Abtriebseite ( $L_{22}$ )
20	Gehäuse
21	Anschluss Winkelmessung Schneckenwelle
22	Hülsenabschnitt mit Lagersitz $L_{11}$
23	Hülsenabschnitt mit Lagersitz $L_{12}$
24	Hülsenabschnitt mit Lagersitz $L_{21}$
25	Hülsenabschnitt mit Lagersitz $L_{22}$
26	Freistehender Hülsenabschnitt für $L_{21}$
27	Freistehender Hülsenabschnitt für $L_{22}$
28	Hülsenabschnitt mit Gehäusesitz für $L_{21}$
29	Hülsenabschnitt mit Gehäusesitz für $L_{22}$
30	Luft im Gehäuse
31	Umgebung

des Leitwerts eingesetzt.  $s$  beschreibt dabei die Wandstärke und  $A$  die Fläche über die der Wärmestrom fließt. Diese Formel kann z.B. zur Berechnung des Leitwerts zwischen der Zahnflanke und der Zahnmitte eines Zahnrads verwendet werden.

$$L = \frac{\lambda \cdot A}{s} \quad (6.5)$$

Bei einem Wärmestrom über einen Hohlzylinder kann Gleichung (6.6) zur Berechnung des Leitwerts verwendet werden. Hierbei stellt  $l$  die Länge des Zylinders,  $d_a$  und  $d_i$  jeweils der Außen- und Innendurchmesser des Zylinders dar. Hierdurch kann z.B. der Leitwert zwischen dem Zahnradkörper eines Standard-Radkörpers und dem Wellenabschnitt, auf dem das Zahnrad sitzt, berechnet werden.

$$L = \frac{\lambda \cdot 2 \cdot \pi \cdot l}{\ln(d_a/d_i)} \quad (6.6)$$

Im Gegensatz zur Wärmeleitung findet Konvektion statt, wenn die thermische Energie über ein strömendes Medium (dies kann auch der vorhandenen Luft im Getriebe entsprechen) transportiert wird. Im Allgemeinen wird zwischen freier und erzwungener Konvektion unterschieden. Während bei der freien Konvektion der Wärmetransport auf Dichteunterschiede aufgrund unterschiedlicher Temperaturen im Fluid zurückzuführen ist, wird die erzwungene Konvektion von außen induziert, z.B. durch die Rotation von Wellen in der Luft bzw. im Fluid [BS13]. Die Wärmeübertragung zwischen dem Fluid und der angeströmten Oberflächen wird bei konvektiven Vorgängen durch den Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  beschrieben. Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten kann mit Hilfe der Ähnlichkeitstheorie berechnet werden, wobei sich aus der NUSSELT-Korrelation folgende Beziehung für den Wärmeübergangskoeffizient ergibt [Gei14].

$$\alpha = \frac{\lambda \cdot Nu}{l} \quad (6.7)$$

$l$  entspricht hierbei der charakteristischen Länge des umströmten Körpers und  $Nu$  der NUSSELT-Zahl, welche für verschiedene Geometrien des umströmten Körpers und Strömungszustände in Abhängigkeit der REYNOLDS-Zahl und der PRANDTL-Zahl berechnet werden kann [Gei14]. Die Anwendung der NUSSELT-Korrelation zur Bestimmung der Leitwerte u.a. zwischen einem Zahnrad und dem flüssigen Schmierstoff ist in [COV05] und [Gei14] vorgestellt.

Bei der Wärmestrahlung findet der Wärmetransport durch elektromagnetische Wellen statt. Die Berücksichtigung der Wärmestrahlung im Inneren des Getriebes stellt sich als komplex dar, da alle Komponenten untereinander in Wechselwirkung stehen, wodurch ihre Modellierung zu umfangreich wird. Um die Modellierung des thermischen Netzwerks effizienter zu gestalten, bezogen auf die Komplexität des Netzwerks und die Rechenzeit, wird

die Wärmestrahlung bei der Berechnung der Temperatur im Inneren des Getriebes vernachlässigt. Bei der Berechnung der Wärmeabgabe des Getriebes an die Umgebung wird somit lediglich die Wärmestrahlung zwischen der Gehäuseaußenwand und der Umgebung berücksichtigt. Die Berechnung des Wärmestroms sowie die Herleitung des Wärmeübergangskoeffizienten infolge Strahlung kann [BS13] und [Geil4] entnommen werden.

## 6.2 Simulationsablauf

Abbildung 6.2 zeigt den Ablauf zur zeitabhängigen Temperaturberechnung der Getriebe-  
komponenten mittels der thermischen Netzwerkmethode.

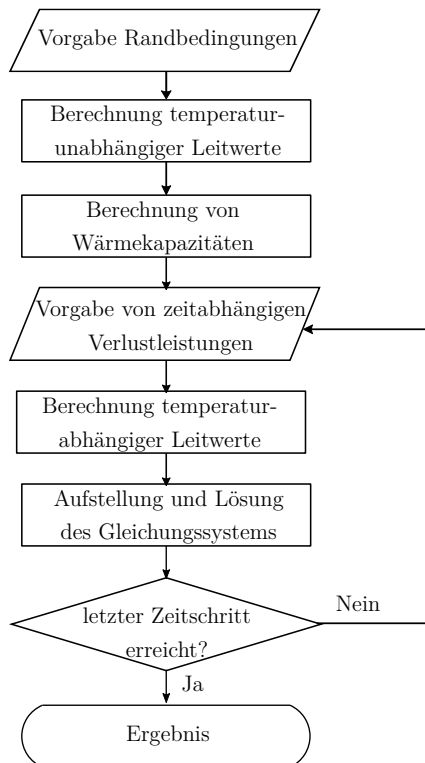


Abbildung 6.2: Berechnungsablauf zur Bestimmung der instationären Temperatur mit Hilfe der Methoden der thermischen Netzwerke

In einem ersten Schritt werden die Getriebekomponenten identifiziert, welchen isothermen Knotenpunkte zugewiesen werden. In dieser Arbeit wird der Gehäuseluft ein eigener Knotenpunkt zugewiesen. Diese wird im Folgenden als Getriebekomponente betrachtet. Darauf basierend wird das thermische Netzwerk aufgebaut, welches die thermische Wechselwirkung der Getriebekomponenten darstellt, vgl. Abbildung 6.1. Im Anschluss hierzu werden die temperaturunabhängigen Leitwerte zwischen den Knoten sowie die Wärmekapazitäten der jeweiligen Getriebekomponenten unter Annahme von konstanten Wärmeleitfähigkeiten  $\lambda$  berechnet. Nach der Berechnung der temperaturunabhängigen Größen wird die Zeitschleife mit zuvor berechneten Werten durchgeführt. Die Zeitschleife beginnt hierbei mit der Bestimmung der Verluste der einzelnen Wärmequellen. Diese entsprechen im Falle des hier untersuchten trockengeschmierten Schneckengetriebes dem lastabhängigen Verlust an der leistungsführenden Schneckenverzahnung sowie den Lagerverlusten. Diese werden auf Basis der experimentell gemessenen Drehmomente bestimmt. Die Betrachtung des konvektiven Wärmeübergangs im Getriebe sowie der Wärmeabgabe an die Umgebung zeigt eine Temperaturabhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten infolge der temperaturabhängigen Viskosität der Luft. Demzufolge wird der Wärmeübergangskoeffizient und somit der Wärmeleitwert bei konvektivem Wärmeübergang bei jedem Iterationschritt neu berechnet. Nach der Berechnung der temperaturunabhängigen Leitwerte wird das aus der Diskretisierung des Prüfgetriebes entstandene Gleichungssystem aufgestellt und gelöst. Der Aufbau dieses Gleichungssystems kann [Oeh18] entnommen werden. Zum Lösen des Gleichungssystems wird die Berechnungsmethode nach CARTER verwendet [Car90].

### 6.3 Berechnungsbeispiel

In Abbildung 6.1 wird die Verteilung der isothermen Knotenpunkte im trockengeschmierten Schneckengetriebe schematisch dargestellt, wobei den Lagern jeweils ein Knotenpunkt zugewiesen wird. Basierend auf diesem Netzwerk wird im Folgenden beispielhaft die Temperatur ausgewählter Getriebekomponenten gezeigt. Hierbei wird der Fokus auf die Temperaturen der Schnecke, dem Schneckenrad, und den Lagerungen der Schnecken- und Bronze-Schneckenradwelle gelegt. Als Wärmequelle gelten hier die leistungsführende Schneckenverzahnung und die Lager. Für dieses Berechnungsbeispiel wird angenommen, dass das Bronze-Schneckenrad mit einem Lastmoment von  $T_2 = 12 \text{ Nm}$  gebremst wird, während die Schnecke mit  $n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$  angetrieben wird. Die Berechnung der Verlustleistungen erfolgt nach den im Abschnitt 5.3 beschriebenen Zusammenhängen.

Abbildung 6.3 zeigt den zeitlichen Verlauf der Temperatur im Bereich der Verzahnung von Schnecke und Schneckenrad und die Lagertemperaturen. Es ist erkennbar, dass zum Versuchsbeginn die Temperaturen schnell ansteigen und nach einer bestimmten Zeit annä-

hernd konstant verlaufen. Es ist auch zu erkennen, dass sich die Schnecke im Vergleich zu den anderen Komponenten am stärksten erwärmt und nach etwa halber Stunde eine Temperatur von 200 °C erreicht, wobei nach einer Stunde das Bronze-Schneckenrad eine Temperatur von ca. 80 °C erreicht. Für diese Berechnung wurde entsprechend der experimentell ermittelten niedrigsten Reibungszahl im feststoffgeschmierten Stahl-Bronze-Kontakt bei den Modellversuchen auf dem Drei-Scheiben- und am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand eine mittlere Zahnreibungszahl von  $\mu_{zm} = 0,2$  angenommen.

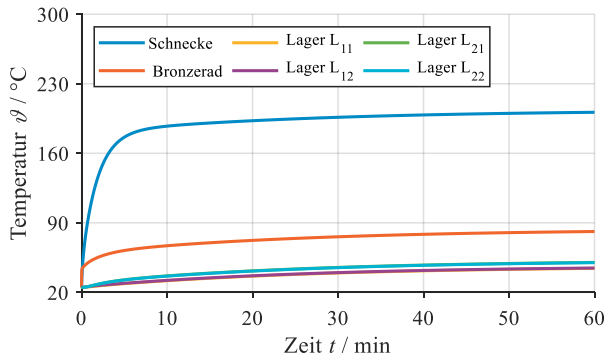


Abbildung 6.3: Massentemperatur ausgewählter Komponenten im trockengeschmierten Schneckengetriebe bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$ , Abtriebsmoment von  $T_2 = 12 \text{ Nm}$  und einer mittleren Zahnreibungszahl von  $\mu_{zm} = 0,2$

Die hohe Temperatur der Schnecke kann auf den hohen Gleitreibungsanteil in der Verzahnung und der geringeren Wärmeleitfähigkeit der Stahlschnecke im Vergleich zum Bronze-Schneckenrad zurückgeführt werden. Diese hohen Temperaturen lassen sich auch dadurch erklären, dass die Schnecke immer mit demselben Bereich der Verzahnung im Eingriff ist, während es aufgrund der höheren Zähnezahls des Schneckenrades eine gewisse Zeit dauert, bis derselbe Zahn des Schneckenrades wieder im Eingriff ist.

## 6.4 Thermisches Verhalten des Prüfgetriebes

Aufgrund des mangelnden konvektiven Wärmetransports aus den Komponenten im trockengeschmierten Getriebe, wegen fehlender Flüssigkeit (Schmieröl) im Getriebegehäuse, könnten sich die Getriebekomponenten unter Trockenreibung so stark erwärmen, dass u.a.

die zulässige Temperatur zur Beibehaltung der Komponentenfestigkeit überschritten wird, wodurch die Einsatzbarkeit des Getriebes beeinträchtigt wird. Bedingt durch ihre thermischen Eigenschaften (u.a. die Wärmekapazität), stellt die Stahlschnecke das thermisch kritische Bauteil im Prüfgetriebe dar, wegen ihrer im Vergleich zum Bronzekörper geringeren Wärmeleitfähigkeit. Als Eingangsgröße für die thermische Simulation wurden die aus den Messungen ermittelten Verzahnungsverlustleistungen im Stahl-Bronze-Kontakt, sowie die Lagerverlustleistungen des leistungsübertragenden Getriebeteils verwendet. Im Folgenden wird die Schneckentemperatur im Bereich der Verzahnung für das trockengeschmierte Schneckengetriebe analysiert. Für eine aussagekräftige Bewertung der Ergebnisse aus der thermischen Simulation bedarf es einer Validierung des aufgebauten Simulationsmodells. Die komplexe Zugänglichkeit der Getriebekomponenten sowie die konstruktive Ausführung machen die Validierung dieses Modell über Messung aller Komponententemperaturen nicht möglich. Daher wird zur Validierung dieses Modells die Massetemperatur des Bronze-Schneckenrades verwendet.

Abbildung 6.4 zeigt den zeitlichen Temperaturverlauf in der Verzahnung des Bronze-Schneckenrades, wobei die experimentell ermittelten und simulativ berechneten Temperaturen bei verschiedenen Belastungen am Bronze-Schneckenrad gegenüber verglichen werden.

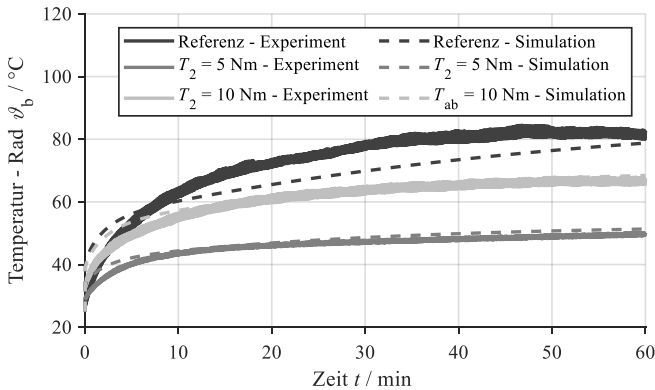


Abbildung 6.4: Experimentelle und simulierte Verzahnungstemperatur am Schneckenrad bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250\text{ min}^{-1}$ . Ein Abtriebsmoment von  $T_2 = 5\text{ Nm}$  wird für den Referenzbetrieb untersucht.

In Abbildung 6.4 wird als Referenz der Versuch bezeichnet, in dem kein Opferschneckenrad im Getriebe eingesetzt wurde. Hierbei wird das Bronze-Schneckenrad mit einem



Bremsmoment von  $T_2 = 5$  Nm belastet. In Abbildung 6.4 wird deutlich, dass die gemessenen Temperaturen durch die simulierten Temperaturen am Bronze-Schneckenrad gut angenähert werden. Es zeigt sich, dass die simulierten Temperaturverläufe analog zu den experimentell ermittelten Temperaturverläufen zu Beginn des Versuches schnell ansteigen und nach einer gewissen Zeit degressiv verlaufen, wobei der degressive Verlauf je nach Belastung und Schmierzustand früher oder später einsetzt. Darüber hinaus ist festzustellen, dass bei Verwendung des Opferschneckenrads mit PTFE-Festschmierstoff sich das Bronze-Schneckenrad im Vergleich zum Referenzversuch weniger erwärmt. Außerdem wird deutlich, dass die Erhöhung des Bremsmoments am Bronze-Schneckenrad von  $T_2 = 5$  Nm auf  $T_2 = 10$  Nm zu einer Erhöhung der Temperatur führt. Damit ist das Simulationsmodell zur thermischen Analyse des Prüfgetriebes auf Basis der gemessenen Temperatur am Bronze-Schneckenrad validiert. Darauf basierend kann die Temperatur der Schneckenwelle gut abgeschätzt werden. Dies wird in Abbildung 6.5 dargestellt, wobei der ungeschmierte Referenzversuch mit den geschmierten Versuchen gegenübergestellt werden.

Es zeigt sich in Abbildung 6.5, dass in Abwesenheit des Opferschneckenrads bzw. Schmierstoffs die Schnecke eine Temperatur von ca. 180 °C im Bereich der Verzahnung erreichen kann.

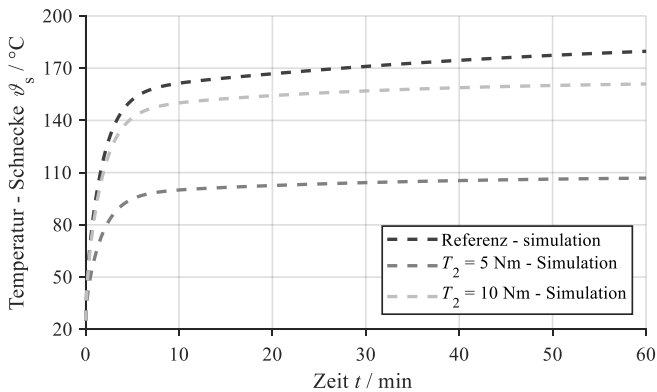


Abbildung 6.5: Simulierte Temperatur im Bereich der Verzahnung der Stahlschnecke bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$ . Ein Abtriebsmoment von  $T_2 = 5$  Nm wird bei der Simulation des Referenzbetriebes angenommen.

Die Abbildungen 6.4 und 6.5 zeigen, dass über die gewählte Versuchsdauer nach dem schnellen Anstieg am Versuchsbeginn die simulierten Temperaturen keinen Beharrungs-

zustand aufweisen.

In der Abbildung 6.6 ist das thermische Verhalten der Stahlschnecke unter der Annahme eines Aussetzbetriebes dargestellt, bei dem die Leistungsübertragung am Prüfgetriebe nach Ablauf von zwei Minuten für die Dauer von zwei Minuten unterbrochen wird.

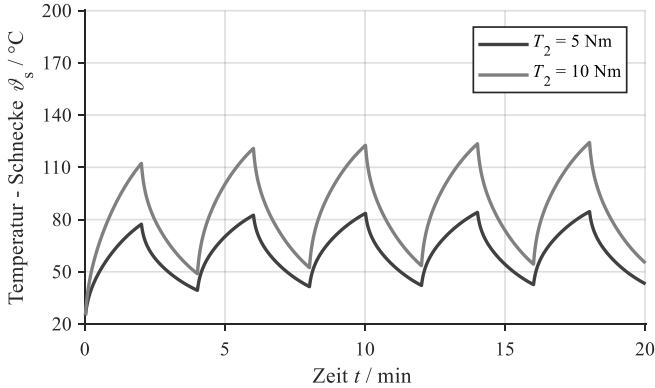


Abbildung 6.6: Temperaturvergleich der Schnecke in Aussetzbetrieb bei  $T_2 = 5$  Nm und  $T_2 = 10$  Nm bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$

Dabei wird ein Vergleich zwischen der Belastung des Bronze-Schneckenrades von 5 und 10 Nm gezeigt. Es ist wie in Abbildung 6.5 erkennbar, dass sich unabhängig von der Belastung am Bronzerad die Schnecke im belasteten Zustand schnell erwärmt. Diese erreicht im ersten Zyklus bei einer Belastung von  $T_2 = 5$  Nm eine Temperatur von  $78 \text{ °C}$ . Nach der Unterbrechung der Leistungsübertragung im Getriebe (im Stillstand) kann eine Abkühlung der Schnecke beobachtet werden, wobei die angenommene Zeit zum Abkühlen nicht ausreicht, um die Schneckentemperatur auf die Starttemperatur von  $25 \text{ °C}$  abzukühlen. Werden die Temperaturen in Abbildung 6.5 und die maximalen Temperaturen in Abbildung 6.6 miteinander verglichen, so wird deutlich, dass durch den Aussetzbetrieb des Prüfgetriebes die Schnecke insgesamt weniger als im Dauerbetrieb erwärmt wird. Es ist erkennbar, dass bei einer Belastung von  $T_2 = 5$  Nm am Bronzerad im Dauerbetrieb nach 10 Minuten Betriebszeit die Schnecke auf ca.  $100 \text{ °C}$  erwärmt wird, während die Schnecke im Aussetzbetrieb nach 10 Minuten Betriebszeit eine maximale Temperatur von  $82 \text{ °C}$  erreicht. Diese Untersuchungen zeigen, dass dieser Prototyp für ein trockengeschmiertes Schneckengetriebe im Aussetzbetrieb (für Stellantriebe typisch) funktionieren kann, wobei das trockengeschmierte Getriebe die Getriebeerwärmung geringer hält. Dies ist im Rahmen von weiteren Arbeiten durch experimentelle Untersuchungen zu verifizieren.

# 7 Zusammenfassung und Ausblick

## 7.1 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurden grundlegende Untersuchungen zur Tragfähigkeit von trocken geschmierten Schneckengetrieben durchgeführt, wobei zur Trockenschmierung des Schneckengetriebes das Prinzip der Transferschmierung mit PA-PTFE-cb Compounds verwendet wurde. Mit Hilfe von tribologischen Versuchen am Block-auf-Ring-, Block-Zwei-Scheiben- und Drei-Scheiben-Prüfstand, die jeweils eine Weiterentwicklung des am MEGT vorhandenen Zwei-Scheiben-Prüfstands darstellen, wurden aus einer Vielzahl von Festschmierstoffvarianten die hinsichtlich Reibung und Verschleiß günstigsten Varianten im Stahl-Bronze-Kontakt für den Einsatz im Schneckengetriebe ausgewählt.

Die experimentellen Untersuchungen zum Verschleißverhalten und Wirkungsgrad im trocken geschmierten Schneckengetriebe zeigen, dass die Verwendung eines Compounds auf PTFE-Basis die tribologischen Eigenschaften im Getriebe sowie den Wirkungsgrad des Getriebes im Vergleich zum ungeschmierten Betriebszustand deutlich verbessert. Die Verbesserung des Wirkungsgrades und des Verschleißverhaltens im Getriebe kann auf den Transfer des PTFE-Festschmierstoffs auf die Schneckenoberfläche zurückgeführt werden, wodurch ein PTFE-Schmierfilm aufgebaut wurde. Dies konnte durch oberflächenanalytische Untersuchungen nachgewiesen werden.

Mit einem im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Simulationsmodell, basierend auf der Methode der thermischen Netzwerke, wurde das thermische Verhalten des trocken geschmierten Schneckengetriebes analysiert. Die Belastung des Bronze-Schneckenrades mit einem Drehmoment von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$  und einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$  führte zu einer nicht schädigenden Erwärmung der Getriebekörper, sodass ein Einsatz des Getriebes unter diesen Betriebsbedingungen ohne äußere Abkühlung möglich ist. Weiterhin wurde ein Aussetzbetrieb des trocken geschmierten Schneckengetriebes simuliert. Es zeigte sich, dass sich die Getriebekomponenten im Aussetzbetrieb im Vergleich zum Dauerbetrieb geringer erwärmen, wodurch eine erhöhte Lebensdauer des Getriebes unter den hier untersuchten Betriebsbedingungen erreicht wird.

## 7.2 Ausblick

In dieser Arbeit wurden die Grundlagen für die Entwicklung eines trockengeschmierten Schneckengetriebes gelegt, welches durch einen Transferfilm geschmiert wird. Zur Verbesserung seiner Tragfähigkeit können im Rahmen zukünftiger Arbeiten weitere Untersuchungen durchgeführt werden. Einige dieser Untersuchungen sind nachstehend aufgeführt. Die Menge an transferiertem PTFE-Festschmierstoff auf der Schneckenoberfläche kann vom Anteil des in der PA-Matrix vorhandenen PTFE-Festschmierstoffs abhängen. In dieser Arbeit wurden Compounds mit einem PTFE-Anteil von 18-20 wt.-% untersucht, womit ein inhomogener Aufbau der Schmierstoffschicht aus PTFE beobachtet wurde. Eine Verbesserung der Schmierstoffverteilung auf der Stahloberfläche könnte durch Compounds mit einem erhöhten PTFE-Anteil in der PA-Matrix untersucht werden.

Sowohl die Modellversuche als auch die Getriebeversuche haben gezeigt, dass der größte Bronzeverschleiß zu Beginn der Experimente entsteht, bis die Rauheitstäler der Stahloberfläche mit dem Festschmierstoff aufgefüllt wurden oder sich eine Schicht aus dem PTFE-Festschmierstoff auf der Stahloberfläche gebildet hat. Hier können zur Verbesserung der Schmierstofftransferrate bzw. der Schmierstoffschicht auf der Stahloberfläche einerseits Compounds verwendet werden, welche aufgrund der mechanischen Eigenschaften des PTFE-Festschmierstoffs im Kontakt mit der Stahloberfläche schneller freigesetzt werden. Andererseits kann mit Hilfe eines Einlaufvorgangs zwischen der Stahloberfläche und dem Opferbauteil die Stahloberfläche beschichtet und anschließend die Bronzeoberfläche in Kontakt mit der Stahloberfläche gebracht werden.

Zur Untersuchung der Schmierfähigkeit der Festschmierstoffe im Schneckengetriebe wurden 5000 Lastzyklen pro Versuch untersucht, was dazu führte, dass in Anhängigkeit vom verwendeten Compound und den untersuchten Betriebsbedingungen der Einlauf im Schneckengetriebe, charakterisiert durch das Tragbild, nicht abgeschlossen wurde. Hier könnten höhere Lastzyklenzahlen untersucht werden, um einerseits die Lebensdauer der Getriebebauteile und andererseits die nötige Zeit bis zur vollständigen Tragbildentstehung bei Feststoffschmierung zu bestimmen. Außerdem könnte das Schmierverhalten des trocken geschmierten Schneckengetriebes im Aussetzbetrieb untersucht werden.

Im Rahmen von weiteren Arbeiten könnte ebenfalls eine Alternative zur Feststoffschmierung mit PTFE untersucht werden, da die Verwendung von PTFE aufgrund der damit verbundenen Umweltverschmutzung [LCD20] verboten werden könnte. Als Alternative zu PTFE könnte z.B. der Einsatz von Graphit als Festschmierstoff untersucht werden, da Graphit auch unter atmosphärischen Bedingungen sehr gute tribologische Eigenschaften aufweist.

# A Anhang

## A.1 Berechnung von Kontaktpressungen bei den Modellversuchen

Zur Vermeidung von Kantenrissen im Kontakt zwischen der Stahl- und der Bronzescheibe bzw. zwischen der Compound- und der Stahlscheibe bei den Versuchsanordnungen Block-Zwei-Scheiben und Drei-Scheiben wurde die Mantelfläche der Stahlscheibe ballig und die der Bronze- bzw. Compound-scheibe annähernd zylindrisch ausgeführt, so dass im Kontakt dieser Oberflächen eine elliptische Kontaktfläche entsteht. Zur Berechnung der im Zwei-Scheiben-Kontakt herrschenden Pressungen wird die HERTZ'sche Theorie [Her82] zur Berechnung trockener Punktkontakte eingesetzt.

Zur mathematischen Beschreibung des Kontaktes zwischen wälzenden dreidimensionalen Körpern werden diese als Ellipsoide vereinfacht, die durch orthogonale Hauptkrümmungsebenen an der Kontaktstelle mit den Hauptkrümmungsradien  $R_{1x}$  und  $R_{1y}$  für den Körper 1 und  $R_{2x}$  und  $R_{2y}$  für den Körper 2 beschrieben werden. Im Allgemeinen können die Hauptkrümmungsebenen beliebig orientiert werden. Abbildung A.1 zeigt den Kontakt zwischen zwei Ellipsoiden bei gleicher Orientierung der Hauptkrümmungsebenen.

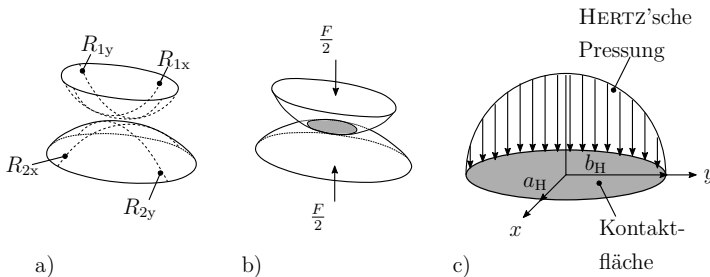


Abbildung A.1: Darstellung des Kontakts zwischen zwei Ellipsoiden nach [Zoe09].

a) undeformierte Geometrie; b) deformierte Geometrie; c) HERTZ'sche Druckverteilung

Unter der Annahme, dass die beiden Körper isotrope und homogene Materialeigenschaften

besitzen und die Ellipsoide die gleiche Hauptkrümmungsebene haben, kann der Kontakt zwischen den beiden Ellipsoiden als Kontakt zwischen einem reduzierten Ellipsoid und einer Ebene vereinfacht werden. Wobei das reduzierte Ellipsoid einen reduzierten E-Modul  $E'$  und reduzierte Hauptkrümmungsradien,  $R_x$  und  $R_y$  aufweist. Nach [DAM03] können die reduzierten Hauptkrümmungsradien und der reduzierte E-Modul wie folgt berechnet werden:

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_{1x}} + \frac{1}{R_{2x}} \quad (\text{A.1})$$

$$\frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{1y}} + \frac{1}{R_{2y}} \quad (\text{A.2})$$

$$\frac{2}{E'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (\text{A.3})$$

wobei  $\nu_1$  und  $\nu_2$  jeweils die Poissonzahl von Körper 1 und 2 beschreiben.

Die Geometrie des reduzierten Ellipsoids kann im unbelasteten Zustand durch die Gleichung (A.4) beschrieben werden. Diese stellt auch die Spaltform zwischen dem reduzierten Ellipsoid und der Ebene dar, wobei  $h_0$  den Abstand zwischen den beiden beschreibt.

$$h(x,y) = h_0 + \frac{x^2}{2 \cdot R_x} + \frac{y^2}{2 \cdot R_y} \quad (\text{A.4})$$

Unter Last weist die elliptische Kontaktfläche die Radien  $a_H$  und  $b_H$  auf. Auf der Kontaktfläche wirkt eine Druckverteilung infolge der einwirkenden Normalkraft. Die resultierende HERTZ'sche Druckverteilung wird durch folgende Gleichung bestimmt,

$$p(x,y) = p_{H,\max} \cdot \sqrt{1 - \frac{x^2}{a_H^2} - \frac{y^2}{b_H^2}} \quad \text{für} \quad \frac{x^2}{a_H^2} + \frac{y^2}{b_H^2} \leq 1 \quad (\text{A.5})$$

$$p(x,y) = 0 \quad \text{sonst} \quad (\text{A.6})$$

wobei die maximale HERTZ'sche Pressung  $p_{H,\max}$  in der Mitte der Kontaktfläche wirkt.

$$p_{H,\max} = \frac{3 \cdot F_N}{2 \cdot \pi \cdot a_H \cdot b_H} \quad (\text{A.7})$$

Die kleinere Ellipsenachse  $a_H$  der Kontaktfläche lässt sich nach [DAM03] wie folgt berechnen:

$$a_H = \left( \frac{3 \cdot F_N \cdot R}{E'} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left( \frac{2 \cdot \kappa \cdot \xi}{\pi} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{A.8})$$

wobei  $R$  der reduzierte Radius und  $\kappa$  das Halbachsenverhältnis beschreiben.

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y} \quad (\text{A.9})$$

Das Halbachsenverhältnis  $\kappa$  und die Abplattung im HERTZ'schen Kontakt  $\delta$  lassen sich nach HAMROCK und BREWE [HB83] durch die folgenden Beziehungen berechnen:

$$\kappa = \frac{a_H}{b_H} \quad (\text{A.10})$$

$$\frac{R_x}{R_y} = \kappa^2 \cdot \frac{\chi - \xi}{\xi - \kappa^2 \cdot \chi} \quad (\text{A.11})$$

$$\delta = \frac{a_H^2 \cdot \chi}{2 \cdot R \cdot \xi} \quad (\text{A.12})$$

mit

$$\chi(m) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{1}{\sqrt{1 - m^2 \cdot \sin^2 \phi}} d\psi \quad (\text{A.13})$$

$$\xi(m) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - m^2 \cdot \sin^2 \phi} d\psi \quad (\text{A.14})$$

Die Gleichungen (A.8), (A.11) und (A.12) enthalten die elliptischen Integrale  $\chi(m)$  und  $\xi(m)$ , die in Abhängigkeit von  $m = (1 - \kappa^2)^{\frac{1}{2}}$  definiert sind. Dabei beschreibt  $\chi(m)$  das elliptische Integral erster Art und  $\xi(m)$  das elliptische Integral zweiter Art. Bei bekannten reduzierten Hauptkrümmungsradien  $R_x$  und  $R_y$  der reduzierten Ellipsoide lassen sich die Halbachsen  $a_H$  und  $b_H$  der Kontaktellipse iterativ mit Hilfe der Gleichungen (A.8) - (A.14) bestimmen.

## A.2 Tribologische Eigenschaften im Opferbauteil-Stahlscheibe-Kontakt

Abbildung A.2 zeigt die Reibungszahl im Kontakt zwischen dem Opferblock und der Stahlscheibe im Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand, während Abbildung A.3 die Reibungszahl im Kontakt zwischen der Opferscheibe und der Stahlscheibe im Drei-Scheiben-Prüfstand zeigt. In beiden Versuchsanordnungen wirkt im Stahl-Bronze-Kontakt jeweils eine HERTZ'sche Pressung von 270 MPa. Abbildung A.4 zeigt die Temperatur der Stahlscheibe sowohl am Block-Zwei-Scheiben- als auch am Drei-Scheiben-Prüfstand. Die nachfolgend dargestellten Temperaturen entsprechen jeweils den Temperaturen im quasistationären Bereich der Verläufe, siehe Abbildung 4.14.

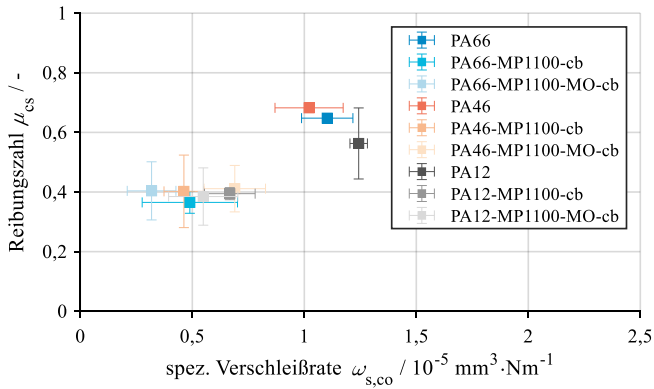


Abbildung A.2: Reib- und Verschleißverhalten am Block-Zwei-Scheiben-Prüfstand im Kontakt zwischen dem Opferbauteil und der Stahlscheibe in Abhängigkeit des verwendeten Compounds



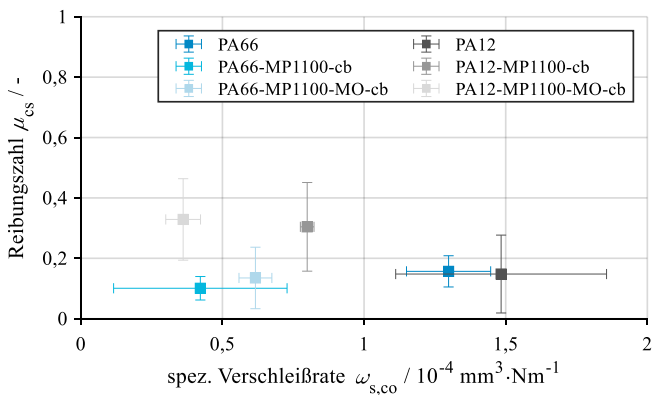


Abbildung A.3: Reib- und Verschleißverhalten am Drei-Scheiben-Prüfstand im Opferbauteil-Stahlscheibe-Kontakt

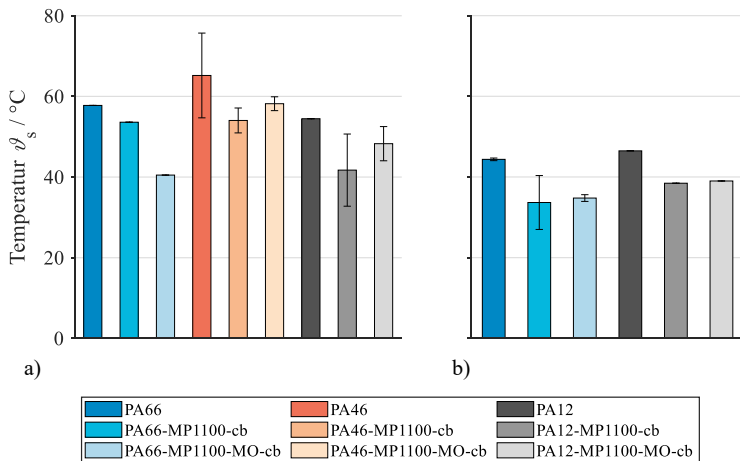
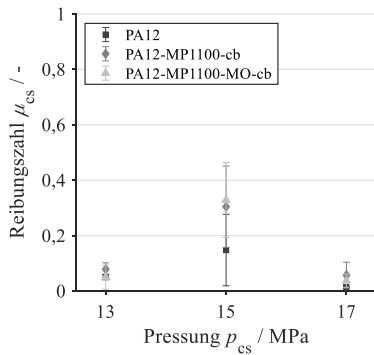
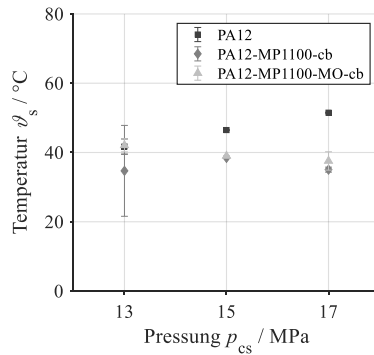


Abbildung A.4: Einfluss des Compounds auf die Temperatur der Stahlscheibe, a) bei der Block-Zwei-Scheiben-Versuchs-anordnung mit  $p_{cs} = 3 \text{ MPa}$  und b) bei der Drei-Scheiben-Versuchs-anordnung mit  $p_{cs} = 15 \text{ MPa}$ .



(a) Reibungszahl im  
Compound-Stahlscheibe-Kontakt



(b) Temperatur der Stahlscheibe

Abbildung A.5: Reibungszahl im Compound-Stahlscheibe-Kontakt und b) Temperatur der Stahlscheibe bei einer HERTZ'schen Pressung von 270 MPa im Stahl-Bronze-Kontakt am Drei-Scheiben-Prüfstand.

## A.3 Bestimmung der mittleren Flankenpressung im Schneckengetriebe

Zur Berechnung der lokalen HERTZ'schen Pressungsverteilung in den Zahnflanken eines Schneckengetriebes kann das Berechnungsprogramm *SNETRA* nach [Lut00] eingesetzt werden, das nach dem Stand der Technik nicht für Getriebekomponente aus Kunststoff ausgelegt ist. Nach [DIN3996] kann aus dem Achsabstand des Schneckengetriebes  $a$ , dem Antriebsmoment an der Schnecke  $T_1$ , dem reduzierten E-modul  $E'$  der Kontaktkörper und dem Kennwert für die mittlere HERTZ'sche Pressung  $p_m^*$  die mittlere Flankenpressung  $\sigma_{\text{Hm}}$  bestimmt werden, vgl. Gleichung (A.15),

$$\sigma_{\text{Hm}} = \frac{4}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{p_m^* \cdot T_1 \cdot 10^3 \cdot E'}{a^3}} \quad (\text{A.15})$$

mit

$$\frac{2}{E'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (\text{A.16})$$

In dieser Arbeit werden Zahnflanken der Form „K“ verwendet. Nach [DIN3996] wird für diese Flankenform der Kennwert für die mittlere HERTZ'sche Pressung  $p_m^*$  nach Gleichung (A.17) berechnet,

$$p_m^* = 0,1794 + 0,2389 \cdot \frac{a}{d_{m1}} + 0,0761 \cdot x \cdot |x|^{3,18} + 0,0536 \cdot q - 0,00369 \cdot z_2 - 0,01136 \cdot \alpha_0 + 44,9814 \cdot \frac{x + 0,005657}{z_2} \cdot \left(\frac{z_1}{q}\right)^{2,6872} \quad (\text{A.17})$$

wobei  $x$  den Profilverschiebungsfaktor des Schneckenrades beschreibt.

Die Berechnung der Gleitgeschwindigkeit am Mittenkreis erfolgt nach Gleichung (A.18).

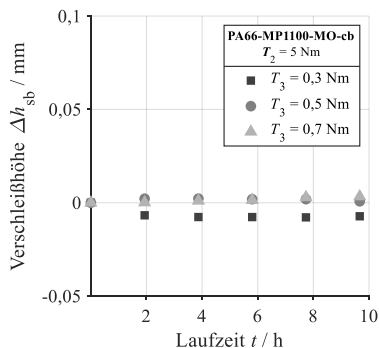
$$v_{\text{gm}} = \frac{d_{m1} \cdot n_1}{19098 \cdot \cos \gamma_m} \quad (\text{A.18})$$

## A.4 Verschleißhöhenbestimmung mittels Einflankenwälzprüfung

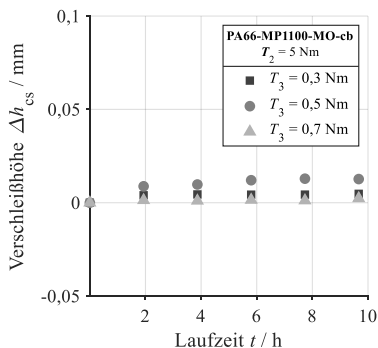
Abbildungen A.6 und A.7 zeigen jeweils die Veränderung der Verschleißhöhe in den Zahnengriffen Schnecke-Bronze-Schneckenrad und Schnecke-Opferschneckenrad bei verschiedenen Transfermomenten am Opferschneckenrad und konstanter Antriebsdrehzahl und Bremsmoment am Bronze-Schneckenrad.

Abbildungen A.8 und A.9 zeigen jeweils die Änderung der Verschleißhöhe in den Zahnengriffen Schnecke-Bronze-Schneckenrad und Schnecke-Opferschneckenrad in Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl bei konstantem Bremsmoment am Bronze-Schneckenrad und am Opferschneckenrad.

Abbildungen A.10 und A.11 zeigen den Einfluss des Lastmoments auf das Bronze-Schneckenrad auf die mittlere Verschleißhöhe im Zahnengriff zwischen Schnecke und Bronze-Schneckenrad bzw zwischen der Schnecke und Opferschneckenrad.

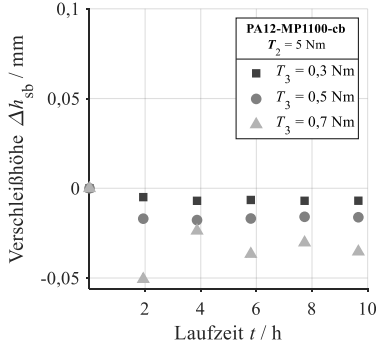


(a) Schnecke-Bronzerad-Verzahnung

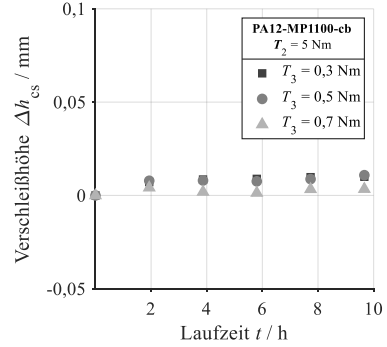


(b) Schnecke-Opferad-Verzahnung

Abbildung A.6: Einfluss des Transfermoments auf die Verschleißhöhe in den Zahnengriffen des trockengeschmierten Schneckengetriebes bei einem Abtriebsmoment von  $T_2 = 5 \text{ Nm}$  und einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$  und unter Verwendung des Compounds PA66-MP1100-MO-cb

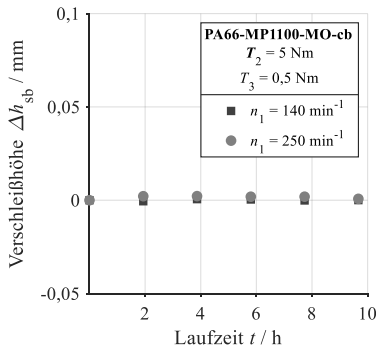


(a) Schnecke-Bronzerad-Verzahnung

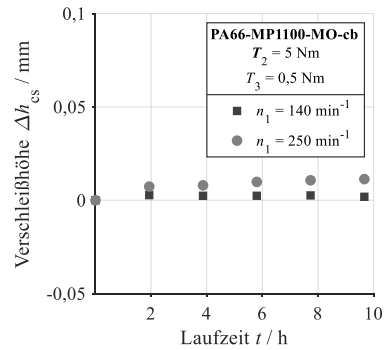


(b) Schnecke-Opferad-Verzahnung

Abbildung A.7: Einfluss des Transfermoments auf die Verschleißhöhe in den Zahnengriffen des trockengeschmierten Schneckengetriebes bei einem Abtriebsmoment von  $T_2 = 5$  Nm und einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250$  min<sup>-1</sup> und unter Verwendung des Compounds PA12-MP1100-cb

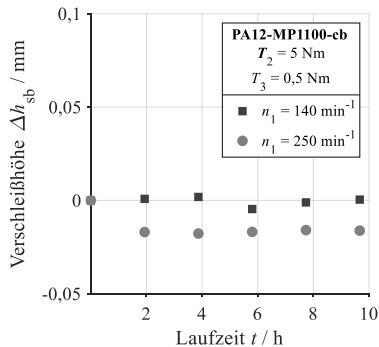


(a) Schnecke-Bronzerad-Verzahnung

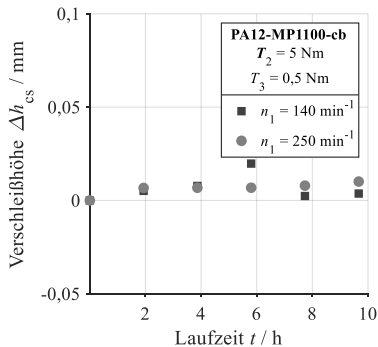


(b) Schnecke-Opferad-Verzahnung

Abbildung A.8: Einfluss der Antriebsdrehzahl  $n_1$  auf die Verschleißhöhe in den Zahnengriffen des trockengeschmierten Schneckengetriebes bei einem Abtriebsmoment von  $T_2 = 5$  Nm und einem Transfermoment von  $T_3 = 0,5$  Nm und unter Verwendung des Compounds PA66-MP1100-MO-cb

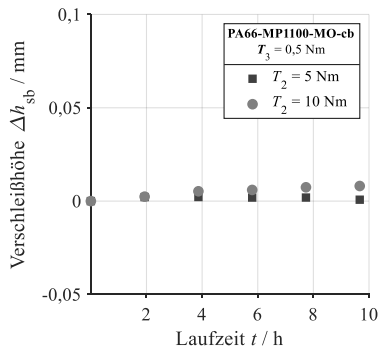


(a) Schnecke-Bronzerad-Verzahnung

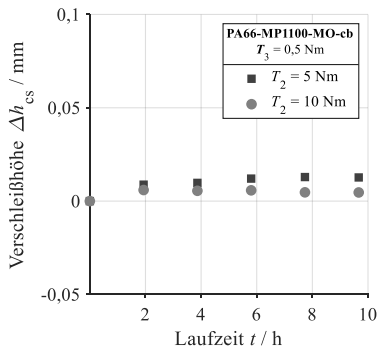


(b) Schnecke-Opferad-Verzahnung

Abbildung A.9: Einfluss der Antriebsdrehzahl  $n_1$  auf die Verschleißhöhe in den Zahneingriffen des trockengeschmierten Schneckengetriebes bei einem Abtriebsmoment von  $T_2 = 5$  Nm und einem Transfermoment von  $T_3 = 0,5$  Nm und unter Verwendung des Compounds PA12-MP1100-cb

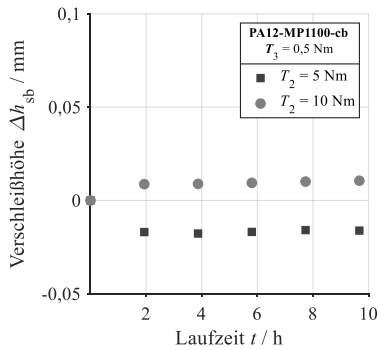


(a) Schnecke-Bronzerad-Verzahnung

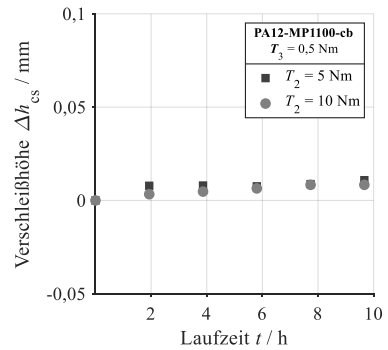


(b) Schnecke-Opferad-Verzahnung

Abbildung A.10: Einfluss des Lastmoments auf die Verschleißhöhe in den Zahneingriffen des trockengeschmierten Schneckengetriebes bei einem Transfermoment von  $T_3 = 0,5$  Nm und einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250$  min<sup>-1</sup> und unter Verwendung des Compounds PA66-MP1100-MO-cb



(a) Schnecke-Bronzerad-Verzahnung



(b) Schnecke-Opferrad-Verzahnung

Abbildung A.11: Einfluss des Latmoments auf die Verschleißhöhe in den Zahneingriffen des trockengeschmierten Schneckengetriebes bei einem Abtriebsmoment von  $T_3 = 0,5$  Nm und einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 250$  min<sup>-1</sup> und unter Verwendung des Compounds PA12-MP1100-cb

# Literatur

- [Ada86] ADAMS, C. E.: *Plastics Gearing: Selection and Application*, Mechanical Engineering, Marcel Dekker, 1986.
- [Adr01] ADRIAENSENS, P.: „Quantitative magnetic resonance imaging study of water uptake by polyamide 4,6“, in: *Polymer* 42(19) (2001-09), S. 7943–7952.
- [Arc53] ARCHARD, J. F.: „Contact and Rubbing of Flat Surfaces“, in: *Journal of Applied Physics* 24(8) (1953-08), S. 981–988.
- [BS13] BAEHR, H. D.; STEPHAN, K.: *Wärme- und Stoffübertragung*, Springer Berlin Heidelberg, 2013.
- [BM72] BARTZ, W.; MÜLLER, K.: „Investigations on the lubricating effectiveness of molybdenum disulfide“, in: *Wear* 20(3) (1972-07), S. 371–379.
- [BB92] BEAMSON, G.; BRIGGS, D. R.: *High Resolution XPS of Organic Polymers: The Scienta ESCA300 Database*, J.Wiley und Sons Chichester, 1992-11.
- [BNB06] BIJWE, J.; NAIDU, V.; BHATNAGAR, N. et al.: „Optimum concentration of reinforcement and solid lubricant in polyamide 12 composites for best tribo-performance in two wear modes“, in: *Tribology Letters* 21(1) (2006-01), S. 57–64.
- [BK12] BIRKHOFFER, H.; KÜMMERLE, T.: *Feststoffgeschmierte Wälzlager*, Springer Berlin Heidelberg, 2012.
- [BSS15] BORN, S.; SIGMUND, W.; STEPLINGER, J.-P. et al.: *SNESYS IV Abschlussbericht - Erweiterung SNESYS II*, Frankfurt/Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 2015.
- [Bou91] BOUCHÉ, B.: „Reibungszahlen von Schneckengetriebeverzahnungen im Mischreibungsgebiet“, Diss., Ruhr-Universität Bochum, 1991.
- [Bow64] BOWEN, P. H.: „Solid Lubrication of Gears and Bearings in a Space Environment“, in: *A S L E Transactions* 7(3) (1964-01), S. 227–235.
- [BSA66] BREWE, D. E.; SCIBBE, H. W.; ANDERSON, W. J.: „Film-Transfer Studies of Seven Ball-Bearing Retainer Materials in 60 deg. R (33 deg. K) Hydrogen Gas at 0.8 Million DN Value“, in: *NASA TND-3730*, 1966.
- [BT78] BRISCOE, B. J.; TABOR, D.: „Friction and wear of polymers: the role of mechanical properties“, in: *British Polymer Journal* 10(1) (1978), S. 74–78.



- [Buc81] „Chapter 10 Solid Film Coatings“, in: *Tribology Series*, hrsg. von BUCKLEY, D. H., Elsevier, 1981, S. 569–617.
- [Car90] CARTER, C.: „Computational methods for passive solar simulation“, in: *Solar Energy* 45(6) (1990), S. 379–384.
- [COV05] CHANGENET, C.; OVIEDO-MARLOT, X.; VELEX, P.: „Power Loss Predictions in Geared Transmissions Using Thermal Networks-Applications to a Six-Speed Manual Gearbox“, in: *Journal of Mechanical Design* 128(3) (2005-08), S. 618–625.
- [Cla72] CLAUSS, F. J.: *Solid Lubricants and Self-Lubricating Solids*, Elsevier, 1972.
- [CH03] CZICHOS, H.; HABIG, K.-H.: *Tribologie-Handbuch; Reibung und Verschleiß*, Bd. 2, Wiesbaden: Vieweg, 2003.
- [CH20] CZICHOS, H.; HABIG, K.-H., Hrsg.: *Tribologie-Handbuch*, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020.
- [Dah20] DAHIWAL, R.: „Contribution to the influence of cage wear on the bearing life of solid-lubricated rolling bearings“, Diss., Technische Universität Kaiserslautern, 2020.
- [DAM03] DAMIENS, B.: „Modélisation de la lubrification sous-alimentée dans les contacts élastohydrodynamiques élliptiques“, Diss., Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2003.
- [DNO21] DAUBACH, K.; NORGAEUER, P.; OEHLER, M. et al.: *Tragfähigkeit von Schneckengetrieben mit kleinen Achsabständen. Abschlussbericht zum FVA-Forschungsvorhaben 503 III (Heft 1446)*, Frankfurt/Main: Forschungvereinigung Antriebstechnik e.V., 2021.
- [DOS21] DAUBACH, K.; OEHLER, M.; SAUER, B.: „Wear simulation of worm gears based on an energetic approach“, in: *Forschung im Ingenieurwesen* (2021-09).
- [DHP13] DEARN, K. D.; HOSKINS, T. J.; PETROV, D. G. et al.: „Applications of dry film lubricants for polymer gears“, in: *Wear* 298-299 (2013-02), S. 99–108.
- [DDY13] DEMIRCI, M. T.; DÜZCÜKOGLU, H.; YAKUT, R.: „Investigation of Temperature Effects on Tribological Properties of Glass Fiber and MoS<sub>2</sub> Reinforced PA 6.6 and PA 66 Journal Bearings“, in: *Journal of Materials Science and Engineering. A* 3(11A) (2013-11).
- [Det18] DETERS, L.: „Reibung, Verschleiß und Schmierung“, in: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*, Springer Berlin Heidelberg, 2018, S. 1–68.

- [DFS02] DETERS, L.; FISCHER, A.; SANTNER, E. et al.: *Tribologie: Verschleiß, Reibung: Definitionen, Begriffe, Prüfung*, GfT-Arbeitsblatt 7, Moers: Gesellschaft für Tribologie, 2002.
- [DIN1319] DIN 1319:1996-5, *Grundbegriffe der Messtechnik*. Berlin: Beuth.
- [DIN3975-1] DIN 3975-1:2017-9, *Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zylinder-Schneckengetriebe mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen - Teil 1: Schnecke und Schneckenrad*. Berlin:
- [DIN3996] DIN 3996:2019-9, *Tragfähigkeitsberechnung von Zylinder-Schneckengetrieben mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen*. Berlin: Beuth.
- [DIN50320] DIN 50320:1979-12, *Verschleiß, Begriffe, Systemanalyse von Verschleißvorgängen, Gliederung des Verschleißgebietes*. Berlin: Beuth.
- [DIN50321] DIN 50321:1979-12, *Verschleiß - Messgrößen*. Berlin: Beuth.
- [DINENISO25178-2] DIN EN ISO 25178-2:2012-9, *Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft – Teil 2: Begriffe und Oberflächen-Kenngrößen*. Berlin: Beuth.
- [Dom05] DOMININGHAUS, H.: *Die Kunststoffe und ihre Eigenschaften*, Springer Berlin Heidelberg, 2005.
- [Dom12] DOMININGHAUS, H.: *Kunststoffe*, hrsg. von ELSNER, P.; EYERER, P.; HIRTH, T., Springer Berlin Heidelberg, 2012.
- [Dow78] DOWSON, D.: „Tribological characteristics of polymers with particular reference to polyethylene“, in: *Polymer surfaces* 19 (1978), S. 399–424.
- [Dro73] DROZDOV, Y. E. A.: „Rotaprint Method of Lubricating Dry Reduction Gears“, in: *Russian Eng. J.* (1973).
- [Erd01] ERDEMIR, A.: „Solid lubricants and self-lubricating films“, in: *Modern tribology handbook*, hrsg. von BHUSHAN, B., Mechanics and materials science series, Boca Raton, FL: CRC Press, 2001, S. 787–826, ISBN: 0-8493-84036.
- [FGT80] FLEISCHER, G.; GROGER, H.; THUM, H.: *Verschleiß und Zuverlässigkeit*, Berlin: VEB Verlag, 1980.
- [FLK07] FRANKE, R.; LEHMANN, D.; KUNZE, K.: „Tribological behaviour of new chemically bonded PTFE polyamide compounds“, in: *Wear* 262(3-4) (2007-02), S. 242–252.
- [Gar86] GARDOS, M. N.: „Self-Lubricating Composites for Extreme Environmental Conditions“, in: *Friction and Wear of polymer composites*, Elsevier, 1986, S. 397–477.

- [GBS68] GEE, A. W. J. DE; BEGELINGER, A.; SALOMON, G.: „Paper 3: Influence of the Atmosphere on the Endurance of Some Solid Lubricants Compared at Constant Layer Thickness“, in: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings* 183(9) (1968-09), S. 18–27.
- [Gei14] GEIGER, J. S.: „Wirkungsgrad und Wärmehaushalt von Zahnradgetrieben beiinstationären Betriebszuständen“, Diss., Technische Universität München, 2014.
- [Geu13] GEUSS, M.: „Tragfähigkeit von Schneckengetrieben beim Einsatz von lebensmittelverträglichen Schmierstoffen mit Kontamination von Wasser“, Diss., Ruhr-Universität Bochum, 2013.
- [GIS16] GHAZALI, W.; IDRIS, D. D.; SOFIAN, A. et al.: „A review on failure characteristics of polymer gear“, in: *MATEC Web of Conferences* 90:01029 (2016-12), hrsg. von GHANI, S. C.; HAMZAH, W. W.; ALIAS, A.
- [GP96] GIRARDEAUX, C.; PIREAUX, J.-J.: „Analysis of Poly(tetrafluoroethylene) (PTFE) by XPS“, in: *Surface Science Spectra* 4(2) (1996-04), S. 138–141.
- [GW66] GREENWOOD, J. A.; WILLIAMSON, J. B. P.: „Contact of nominally flat surfaces“, in: *Proc. Roy. Soc. London. Series A. Mathematical and Physical Sciences* 295(1442) (1966-12), S. 300–319.
- [HD93] HÄGER, A.; DAVIES, M.: „Short-Fibre Reinforced, High-Temperature Resistant Polymers for a Wide Field of Tribological Applications“, in: *Advances in Composite Tribology*, Elsevier, 1993, S. 107–157.
- [HB83] HAMROCK, B. J.; BREWE, D.: „Simplified Solution for Stresses and Deformations“, in: *Journal of Lubrication Technology* 105(2) (1983-04), S. 171–177.
- [HK96] HANDSCHUH, R. F.; KICHER, T. P.: „A Method for Thermal Analysis of Spiral Bevel Gears“, in: *Journal of Mechanical Design* 118(4) (1996-12), S. 580–585.
- [Hei05] HEILEMANN, J.: „Tragfähigkeit und Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Schnecken-Zahnflankenformen unter Berücksichtigung der Oberflächenhärte und Härtetiefe“, Diss., Technische Universität München, 2005.
- [Her08] HERMES, J.: „Tragfähigkeit von Schneckengetrieben bei Anfahrvorgängen sowie Last- und Drehzahlkollektiven“, Diss., Ruhr-Universität Bochum, 2008.
- [Her82] HERTZ, H.: „Über die Berührung fester elastischer Körper.“, in: *Journal für die reine und angewandte Mathematik (Crelles Journal)* 1882(92) (1882), S. 156–171.

- [HHJ13] HOFFMANN, T.; HELLER, M.; JEHNICHEN, D. et al.: „Influence of absorbing materials on the functionalization of poly(tetrafluoroethylene) during  $\gamma$ -irradiation“, in: *Journal of Applied Polymer Science* 130(3) (2013-05), S. 1787–1793.
- [JM64] JOHNSTON, R.; MOORE, A.: „The burnishing of molybdenum disulphide on to metal surfaces“, in: *Wear* 7(6) (1964-11), S. 498–512.
- [Jür97] JÜRGING, M.: „Selbstbremsung von dynamisch belasteten Schneckengetrieben“, Diss., Ruhr-Universität Bochum, 1997.
- [KP86] KANAKIA, M.; PETERSON, M.: „Literature Review of Solid Lubrication Mechanisms“, in: *Interim Report BFLRF No. 213, US Army Belvoir Research Development and Engineering Center* (1986).
- [KET19] KELLER, A.; ENGER, M.; TRUBNYKOV, S. et al.: „Quality of PTFE containing transfer films and their impact on tribological performance“, in: 2019, S. 35/1–35/4.
- [KPH22] KONOPKA, D.; PAPE, F.; HEIMES, N. et al.: „Functionality Investigations of Dry-Lubricated Molybdenum Trioxide Cylindrical Roller Thrust Bearings“, in: *Coatings* 12(5) (2022-04), S. 591.
- [LM93] LANDHEER, D.; MEESTERS, C.: „Reibung und Verschleiß von PTFE-Compounds“, in: *Kunststoffe* 83(12) (1993), S. 996–1001.
- [Lan99] LANSDOWN, A.: *Molybdenum Disulphide Lubrication*, Elsevier Science, 1999.
- [LVG19] LATES, M. T.; VELICU, R.; GAVRILA, C. C.: „Temperature, Pressure, and Velocity Influence on the Tribological Properties of PA66 and PA46 Polyamides“, in: *Materials* 12(20) (2019-10), S. 3452.
- [LHL02] LEHMANN, D.; HUPFER, B.; LAPPAN, U. et al.: „New PTFE-polyamide compounds“, in: *Designed Monomers and Polymers* 5(2-3) (2002-01), S. 317–324.
- [LF87] LINCE, J. R.; FLEISCHAUER, P. D.: „Crystallinity of rf-sputtered MoS<sub>2</sub> films“, in: *Journal of Materials Research* 2(6) (1987-12), S. 827–838.
- [Lin10] LINKE, H., Hrsg.: *Stirnradverzahnung: Berechnung - Werkstoffe - Fertigung*, Carl Hanser Verlag, 2010.
- [LLY14] LIU, J.; LIN, H.; YI, H. L. et al.: „The Influence of Modified Polytetrafluoroethylene (PTFE) on the Properties of PA6/PTFE Blends“, in: *Applied Mechanics and Materials* 662 (2014-10), S. 38–45.

- [LCD20] LOHMANN, R.; COUSINS, I. T.; DEWITT, J. C. et al.: „Are Fluoropolymers Really of Low Concern for Human and Environmental Health and Separate from Other PFAS?“, in: *Environmental Science and Technology* 54(20) (2020-10), S. 12820–12828.
- [LLS04] LUNKWITZ, K.; LAPPAN, U.; SCHELER, U.: „Modification of perfluorinated polymers by high-energy irradiation“, in: *Journal of Fluorine Chemistry* 125(6) (2004-06), S. 863–873.
- [Lut00] LUTZ, M.: „Methoden zur rechnerischen Ermittlung und Optimierung von Tragbildern an Schneckengetrieben“, Diss., Technische Universität München, 2000.
- [MHD21] MA, Y.; HU, J.; DONG, X.: „A review of physical vapor deposition coatings for rolling bearings“, in: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 236(4) (2021-06), S. 786–803.
- [Mag12] MAGYAR, B.: „Tribo-dynamische Untersuchungen von Zylinderschneckengetrieben“, Diss., Technische Universität Kaiserslautern, 2012.
- [MWB06] MARTENS, S.; WEHNACHT, V.; BERGER, L.-M. et al.: „Ölfreie Getriebe: Ölfreier Betrieb von Leistungsübertragenden Zahnradgetrieben“, in: Göttingen, 2006.
- [McM87] MCMURTREY, E. L.: *High performance solid and liquid lubricants: An industrial guide*, NJ, USA: Noyes Data Corp.: Park Ridge, 1987.
- [MRO18] MENEZES, P. L.; ROHATGI, P. K.; OMRANI, E., Hrsg.: *Self-Lubricating Composites*, Springer Berlin Heidelberg, 2018.
- [Miy01] „Solid lubrication fundamentals and applications“, in: Hrsg. von MIYOSHI, K., Bosa Roca: Crc Press Inc, 2001, Kap. Introduction and background.
- [Miy02] MIYOSHI, K.: *Solid lubrication fundamentals and applications*, Materials engineering, New York: Marcel Dekker, 2002, ISBN: 9780367455118.
- [Mon12] MONZ, A.: „Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Schneckengetrieben bei Schmierung mit konsistenten Getriebefetten“, Diss., Technische Universität München, 2012.
- [MNN18] MURAKI, M.; NAKAMURA, K.; NAKATSU, K.: „Effect of PTFE and Some Additives of Engine Oil on Tribological Properties between Polyamide and Carbon Steel“, in: *Tribology Online* 13(2) (2018-06), S. 67–74.
- [Neu90] NEUPERT, K.: „Verschleißtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinderschneckengetrieben“, Diss., Technische Universität München, 1990.

- [NGS21a] NGUYEN, T.-D.; GEDAN-SMOLKA, M.; SIMO KAMGA, L. et al.: „Chemically bonded PA66-PTFE-oil-cb composites as novel tribologically effective materials: Part 2“, in: *Proceedings of the Estonian Academy of Sciences* 70(4) (2021), S. 493–499.
- [NGS21b] NGUYEN, T. D.; GEDAN-SMOLKA, M.; SIMO KAMGA, L. et al.: „Chemical Bonded Oil-PTFE-PA66 Composites as Novel Tribologically Effective Materials: Part 1“, in: *Solid State Phenomena* 320 (2021-06), S. 113–118.
- [NSM22] NGUYEN, T. D.; SCHMIDT, T.; MEISSNER, T. et al.: „Chemically bonded PA-PTFE-oil compounds by reactive processing: Chemical, thermal, morphological, and mechanical analysis“, in: *Journal of Applied Polymer Science* 139(46) (2022-08).
- [NSM21] NGUYEN, T.-D.; SCHMIDT, T.; MALANIN, M. et al.: „Chemisch gekoppelte PA12-PTFE-Öl-cb Werkstoffe als neuartige tribologische Materialien“, in: *62. Tribologie-Fachtagung*, Göttingen, 2021.
- [NW42] NIEMANN, G.; WEBER, C.: „Schneckengetriebe mit flüssiger Reibung“, in: *VDI-Forschungsheft* 312 (1942).
- [OBB04] OBERBACH, K.; BAUR, E.; BRINKMANN, S. et al.: *Saechtling Kunststoff Taschenbuch*, München: Hanser, 2004.
- [Oeh18] OEHLER, M.: „Methodische Ansätze zur Optimierung des Wirkungsgrades von Schneckengetrieben“, Diss., Technische Universität Kaiserslautern, 2018.
- [OSM19] OEHLER, M.; SAUER, B.; MAGYAR, B.: „Efficiency of Worm Gear Drives Under Transient Operating Conditions“, in: *Journal of Tribology* 141(12) (2019-09).
- [Pad19] PADENKO, E.: „PBI-Hochleistungsbeschichtungen für verschleißbeanspruchte Funktionsflächen“, Diss., Technische Universität Kaiserslautern, 2019.
- [PLS18] PASCHOLD, C.; LOHNER, T.; STAHL, K.: *Thermische Betrachtung von Schneckengetrieben in WTplus. Abschlussbericht zum FVA-Forschungsvorhaben 69 VII (Heft 1300)*, Frankfurt/Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 2018.
- [PSL20] PASCHOLD, C.; SEDLMAIR, M.; LOHNER, T. et al.: „Efficiency and heat balance calculation of worm gears“, in: *Forschung im Ingenieurwesen* 84(2) (2020-01), S. 115–125.
- [PC79] PATIR, N.; CHENG, H. S.: „Prediction of the Bulk Temperature in Spur Gears Based on Finite Element Temperature Analysis“, in: *A S L E Transactions* 22(1) (1979-01), S. 25–36.

- [PS97] PLESKACHEVSKY, Y.; SMURUGOV, V.: „Thermal fluctuations at PTFE friction and transfer“, in: *Wear* 209(1-2) (1997-08), S. 123–127.
- [Pop09] POPOV: *Kontaktmechanik und Reibung*, Springer Berlin Heidelberg, 2009.
- [Pör19] PÖRSCH, S.: „Ansätze zur erweiterten Lebensdauerberechnung feststoffgeschmierter Wälzlager“, Diss., Technische Universität Kaiserslautern, 2019.
- [Pra01] PRATT, G. C.: „Bearing Materials: Plain Bearings“, in: *Encyclopedia of Materials: Science and Technology*, Elsevier, 2001, S. 488–496.
- [Pre82] PREDKI, W.: „Hertzsche Drücke, Schmierspalthöhen und Wirkungsgrade von Schneckengetrieben“, Diss., Ruhr-Universität Bochum, 1982.
- [Pre91] PREDKI, W.: „Stand der Schneckengetriebeentwicklung“, in: *Konstruktion* 43 (1991), S. 233–238.
- [Rab65] RABINOWICZ, E.: *Friction and Wear of Materials*, New York: John Wiley and Sons, Inc., 1965.
- [Rei16] REISSMANN, J.: „Beitrag zur Entwicklung einer verbesserten Berechnungsmethode für die Zahnfußtragfähigkeit von Zylinderschneckengetrieben“, Diss., Technische Universität Chemnitz, 2016.
- [RRL94] ROHATGI, P. K.; RAY, S.; LIU, Y.: „Metal Matrix - Solid Lubricant Composites“, in: *CRC handbook of lubrication and tribology 3* (1994).
- [SFB03] SAWYER, W.; FREUDENBERG, K. D.; BHIMARAJ, P. et al.: „A study on the friction and wear behavior of PTFE filled with alumina nanoparticles“, in: *Wear* 254(5-6) (2003-03), S. 573–580.
- [Sch10] SCHLECHT, B.: *Maschinenelemente 2: Getriebe, Verzahnungen und Lagerungen*, München: Pearson, 2010.
- [SPH16] SHEN, J. T.; PEI, Y. T.; HOSSON, J. T. M. D.: „Wear and Failure Mechanism of PTFE/SiO<sub>2</sub>/Epoxy Composites“, in: *Journal of Tribology* 138(3) (2016-05).
- [SOM18] SIMO KAMGA, L.; OEHLER, M.; MAGYAR, B. et al.: „Charakterisierung des strukturviskosen Verhaltens von Schmierstoffen durch Kombination von Experiment und EHD-Simulation mithilfe des Carreau-Modells“, in: *Forschung im Ingenieurwesen* 82(4) (2018-09), S. 301–309.
- [SEM23] SIMO KAMGA, L.; EMRICH, S.; MERZ, R. et al.: „Influence of PTFE-based dry lubricants on friction and wear behavior in dry lubricated steel-bronze contact“, in: *Journal of Tribology* 145(12) (2023-09).
- [SNE22] SIMO KAMGA, L.; NGUYEN, T.-D.; EMRICH, S. et al.: „The effect of irradiated PTFE on the friction and wear behavior of chemically bonded PA46-PTFE-cb and PA66-PTFE-cb compounds“, in: *Wear* 502-503 (2022-08).

- [SNS21] SIMO KAMGA, L.; NGUYEN, T.-D.; SCHMIDT, T. et al.: „Einfluss einer chemischen Kopplung von strahlenmodifiziertem PTFE mit PA46 auf mechanische Eigenschaften und das Reib- und Verschleißverhalten“, in: *Tribologie und Schmierungstechnik* 68(2) (2021-06).
- [SSO22] SIMO KAMGA, L.; SIPPEL, J.; OEHLER, M. et al.: „Einfluss des Substratmaterials bei der Transferschmierung von Stahl- Bronze-Kontakten mit PA66-PTFE-cb Trockenschmierstoffen“, in: *Tribologie und Schmierungstechnik* 69(4) (2022-09), S. 5–11.
- [SHS14] SOMMER, K.; HEINZ, R.; SCHÖFER, J.: „Tribologische Grundlagen“, in: *Verschleiß metallischer Werkstoffe*, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014, S. 3–34, ISBN: 9783834824646.
- [Spa69] SPALVINS, T.: „Deposition of MoS<sub>2</sub> Films by Physical Sputtering and Their Lubrication Properties in Vacuum“, in: *A S L E Transactions* 12(1) (1969-01), S. 36–43.
- [Sta11] STAHL, T.: „Einfluss von Drehzahl und Lastkollektiven auf die Entwicklung von Reibmoment und Temperatur in Wälzlagern“, Diss., Universität Erlangen-Nürnberg, 2011.
- [Ste93] STEINGRÖVER, K.: „Untersuchungen zu Verschleiß, Verlustgrad und Fresen bei Zylinder-Schneckengetrieben“, Diss., Technische Universität München, 1993.
- [SS08] STEINHILPER, W.; SAUER, B., Hrsg.: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*, Springer Berlin Heidelberg, 2008.
- [Str02] STRIBECK, R.: „Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager“, in: *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure (VDI)* 46 (1902), S. 1341–1348.
- [Tho86] THORP, J. M.: „Tribological Properties of Selected Polymeric Matrix Composites against Steel Surfaces“, in: (1986), S. 89–135.
- [TA81] TOWNSEND, D. P.; AKIN, L. S.: „Analytical and Experimental Spur Gear Tooth Temperature as Affected by Operating Variables“, in: *Journal of Mechanical Design* 103(1) (1981-01), S. 219–226.
- [TCH13] TZANAKIS, I.; CONTE, M.; HADFIELD, M. et al.: „Experimental and analytical thermal study of PTFE composite sliding against high carbon steel as a function of the surface roughness, sliding velocity and applied load“, in: *Wear* 303(1-2) (2013-06), S. 154–168.
- [VDI2608] VDI 2608:2001-3, *Einflanken- und Zweiflanken-Wälzprüfung an Zylinderrädern, Kegelrädern, Schnecken und Schneckenrädern*. Berlin: Beuth.



- [VB97] VELDE, F. V. D.; BAETS, P. D.: „The friction and wear behaviour of polyamide 6 sliding against steel at low velocity under very high contact pressures“, in: *Wear* 209(1-2) (1997-08), S. 106–114.
- [WCW02] WALTON, D.; CROPPER, A.; WEALE, D. J. et al.: „The efficiency and friction of plastic cylindrical gears Part 1: Influence of materials“, in: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 216 (2002), S. 75–78.
- [Wan15] WANG, D.: „Berechnung der Wälzlagerreibung aufgrund weiterentwickelter rheologischer Fluidmodelle“, Diss., Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2015.
- [WY07] WANG, Y.; YAN, F.: „A study on tribological behaviour of transfer films of PTFE/bronze composites“, in: *Wear* 262(7-8) (2007-03), S. 876–882.
- [WBR13] WARDZINSKI, B.; BUTTERY, M.; ROBERTS, E. W.: „The Potential of Indium as a Soft Metal Lubricant Replacement for Lead“, in: 2013.
- [Wun75] WUNSCH, F.: „Festschmierstoffe, Theorie und Praxis“, in: *Ingenieur digest* 13(12) (1975), S. 10–20.
- [YD14] YAKUT, R.; DÜZCÜKOGLU, H.: „Examining the Abrasion Behaviour of PA 66 Gears in Different Cycles“, in: *Advances in Materials Science and Engineering* 2014 (2014), S. 1–5.
- [Yam90] YAMAGUCHI, Y.: *Tribology of Plastic Materials: Their Characteristics and Applications to Sliding Components*, Tribology series, Elsevier Science, 1990, ISBN: 9780080875804, URL: <https://books.google.de/books?id=KNG0sfgQn-EC>.
- [Zoe09] ZOELLEN, M. VAN: „Thin layer flow in rolling element bearings“, Diss., University of Twente, 2009.

# Eigene Veröffentlichungen zur Dissertation

1. Simo Kamga, L.; Nguyen, T.-D.; Gedan-Smolka, M. et al.: „Einfluss von strahlenmodifiziertem PTFE auf die tribologischen Eigenschaften von Polyamid 46“, in: 61. Tribologie-Fachtagung, Göttingen, 2020
2. Nguyen, T.-D.; Gedan-Smolka, M.; Simo Kamga, L. et al.: „Chemically bonded PA66-PTFE-oil-cb composites as novel tribologically effective materials: Part 2“, in: Proceedings of the Estonian Academy of Sciences 70(4) (2021), S. 493-499
3. Nguyen, T.-D.; Simo Kamga, L.; Gedan-Smolka, M. et al.: „Chemical Bonded PA66-PTFE-Oil Composites as Novel Tribologically Effective Materials: Part 2“, in: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 1140(1) (2021-05), S. 012056
4. Nguyen, T. D.; Gedan-Smolka, M.; Simo Kamga, L. et al.: „Chemical Bonded Oil-PTFE-PA66 Composites as Novel Tribologically Effective Materials: Part 1“, in: Solid State Phenomena 320 (2021-06), S. 113-118
5. Simo Kamga, L.; Nguyen, T.-D.; Schmidt, T. et al.: „Einfluss einer chemischen Kopplung von strahlenmodifiziertem PTFE mit PA46 auf mechanische Eigenschaften und das Reib- und Verschleißverhalten“, in: Tribologie und Schmierungstechnik 68(2) (2021-06)
6. Nguyen, T.-D.; Schmidt, T.; Malanin, M. et al.: „Chemisch gekoppelte PA12-PTFE-Öl-cb Werkstoffe als neuartige tribologische Materialien“, in: 62. Tribologie-Fachtagung, Göttingen, 2021
7. Simo Kamga, L.; Oehler, M.; Sauer, B. et al.: „Untersuchung der Schmierfähigkeit von PA-PTFE-cb-Compounds als Trockenschmierstoffe im Stahl-Bronze-Kontakt mithilfe von Experiment und Simulation“, in: 62. Tribologie-Fachtagung, Göttingen, 2021
8. Simo Kamga, L.; Oehler, M.; Nguyen, T.-D. et al.: „PA-PTFE-cb compounds based dry lubrication in steel-bronze contact: Tribological characterization of dry lubricants“, in: 7th World Tribology Congress (WTC), Lyon, 2022-07

- 
9. Simo Kamga, L.; Nguyen, T.-D.; Emrich, S. et al.: „The effect of irradiated PTFE on the friction and wear behavior of chemically bonded PA46-PTFE-cb and PA66-PTFE-cb compounds“, in: *Wear* 502-503 (2022-08)
  10. Simo Kamga, L.; Oehler, M.; Koch, O. et al.: „Untersuchungen zum thermischen Verhalten eines mit PTFE trockengeschmierten Schneckengetriebes mithilfe vom Experiment und Simulation“, in: 63. Tribologie-Fachtagung (GFT), Göttingen, 2022-09
  11. Simo Kamga, L.; Sippel, J.; Oehler, M. et al.: „Einfluss des Substratmaterials bei der Transferschmierung von Stahl- Bronze-Kontakten mit PA66-PTFE-cb Trockenschmierstoffen“, in: *Tribologie und Schmierungstechnik* 69(4) (2022-09), S. 5-11
  12. Simo Kamga, L.; Emrich, S.; Merz, R. et al.: „Influence of PTFE-based dry lubricants on friction and wear behavior in dry lubricated steel-bronze contact“, in: *Journal of Tribology* 145(12) (2023-09)

# Studentische Arbeiten zur Dissertation

1. Billenstein, M.: „Tribologische Charakterisierung von Trockenschmierstoffen am Zwei-Scheiben-Prüfstand“, Masterarbeit, Nr. 1136/21, 2021
2. Hoffman, F.: „Temperaturberechnung trockener Tribokontakte nach Carslaw und Jaeger“, Bachelorarbeit, Nr. 1099/20, 2020
3. Paulus, S.: „Erarbeitung und konstruktive Umsetzung eines Konzeptes zur Erweiterung des Zwei-Scheiben-Prüfstandes zur Untersuchung von Feststoffschmierung“, Studienarbeit, Nr. 1067/19, 2019
4. Ritz, Y.: „Temperatursimulation für einen Drei-Scheiben-Prüfstand unter transienten Betriebsbedingungen mit Hilfe der Methode der Thermischen Netzwerke“, Studienarbeit, Nr. 1174/22, 2022
5. Weik, T.: „Literaturrecherche zur Anwendung von Festschmierstoffen in der Antriebstechnik“, Studienarbeit, Nr. 1179/22, 2022
6. Zwick, B.: „Tribologische Charakterisierung von PTFE-Trockenschmierstoffen im trockengeschmierten Schneckengetriebe“, Masterarbeit, Nr. 1197/22, 2022

# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Name Lionel Simo Kamga  
Geburtsort Dschang (Kamerun)

## Ausbildung

04/2016–05/2018 Technische Universität Kaiserslautern  
Studium Maschinenbau und Verfahrenstechnik  
Schwerpunkt Produktentwicklung  
Abschluss: Master of Science (M.Sc.)  
10/2011–03/2016 Technische Universität Kaiserslautern  
Studium Maschinenbau und Verfahrenstechnik  
Schwerpunkt Produktentwicklung  
Abschluss: Bachelor of Science (B.Sc.)

## Berufliche Tätigkeiten und Erfahrungen

Seit 06/2023 DB Systemtechnik GmbH, Minden  
Referent für Radsatztechnologie  
06/2018–05/2023 Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-  
Landau, Kaiserslautern  
Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie  
Wissenschaftlicher Mitarbeiter  
03/2016–05/2018 Technische Universität Kaiserslautern  
Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie  
Hilfswissenschaftlicher Mitarbeiter  
10/2016–10/2017 BorgWarner Turbo Systems GmbH, Kirchheimbolanden  
Werkstudent  
04/2015–05/2015 GKN Gelenkwellenwerk GmbH, Kaiserslautern  
Praktikant  
03/2013–05/2013 Saarstahl AG, Völklingen  
Praktikant

# Dissertationen am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik (MEGT) der TU Kaiserslautern

1. Gähje, Heino: Bewertung der Naßbagger und der sich anschließenden Transportkette im Schelfbereich unter Anwendung eines EDV-Modells. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1981
2. Kahle, Ulrich: Das Micro-CAD-System ein Beitrag zur Einführung einer rechnerunterstützten Konstruktionsweise in kleinen und mittleren Unternehmen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1983
3. Kreutz, Sax: Simulation von Vergleichmässigungsprozessen auf stirnseitig abgebauten Massenschüttgutkreislagerplätzen mit Hilfe eines elektrischen Analogiemodells und eines gleichwertigen digitalen Modells. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1983
4. Rende, Hikmet: Ein Beitrag zur Untersuchung der elastischen Nachgiebigkeiten der verspannten Teile von Schraubenverbindungen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1984
5. Sponagel, Stefan: Gummi-Metall-Bauteile. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1987
6. Spaltowski, Ralf: Ein Beitrag zur Beurteilung der Trageigenschaften und des Reibungsverhaltens von nicht-newtonschen Flüssigkeiten in stationär und dynamisch bewegten Gleitlagerungen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1988
7. Britz, Stefan: Ein Beitrag zur Erfassung der Funktionsprinzipien dynamischer Wellendichtungen unter besonderer Berücksichtigung des Radialwellendichtrings. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1988
8. Hennerici, Horst: Ein Beitrag zur Berechnung der Beanspruchungen und der nichtlinearen Rückstellkräfte und -momente von dünnen Kreisringblechen als Wirkglieder von Membrankupplungen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1988

9. Jiang, Fuqing: Ratterschwingungen bei selbsthemmenden Schneckengetrieben. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1989
10. Endemann, Ulrich: Ein Beitrag zur theoretischen und experimentelle Untersuchung hydrodynamisch arbeitender Spiralrillen-Radialgleitlager. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1989
11. Schlossarczyk, Jörg: Ein Beitrag zur Berechnung, Modellbildung und experimentellen Untersuchung drehelastischer Scheibenkupplungen unter Berücksichtigung des im Betrieb auftretenden Wellenversatzes. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1990
12. Lutz, Thomas: Ein Beitrag zur Berechnung druckbelasteter Elastomerlager. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1990
13. Lehnertz, Hermann: Ein Beitrag zur Berechnung hydrodynamisch arbeitender Radialgleitlager bei stationärem Betrieb mit Hilfe von Kleinrechnern. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1990
14. Maier, Martin: Experimentelle Untersuchung und numerische Simulation des Crashverhaltens von Faserverbundwerkstoffen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1990
15. Steiner, Matthias: Ein Beitrag zur theoretischen und experimentellen Erfassung der Funktionsmechanismen von axialen Gleitringdichtungen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1992
16. Stopp, Ralf: Elastomere Werkstoffe für Formdichtungen. Ein Beitrag zur Dimensionierung von Dichtsystemen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1993
17. Joo, Kwang-Taek: Beitrag zum Einfluß mechanischer Parameter auf das Spurverhalten von dreirädrigen fahrerlosen Transportfahrzeugen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1993
18. Fritzsche, Ralf: Ein Beitrag zur Untersuchung des Verhaltens von Radialwellendichtungen aus Elastomer- und Polytetrafluoräthylen-Material bei speziellen Betriebsbedingungen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1994
19. Becker, Matthias: Ein Beitrag zur Untersuchung der Temperaturentwicklung in einer drehelastischen Scheibenkupplung bei dynamischer Beanspruchung unter besonderer Berücksichtigung des im Betrieb auftretenden Winkelversatzes. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1994
20. Helfrich, Axel: Bestimmung der Kenngrößen von nicht-newtonschen Schmierstoffen für die Dimensionierung hydrodynamisch arbeitender Gleitlager. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1995

21. Mattheis, Fritz: Ein Beitrag zur theoretischen und experimentellen Untersuchung von Flachdichtungen am Beispiel von polymerbeschichteten Metallblechen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1995
22. Koch, Jürgen: Das Gleitlager endlicher Breite eine Lösung der Reynoldsschen Differentialgleichung. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1995
23. Spieth, Gottfried: Mechanische und werkstofftechnische Untersuchung von Verbindungen mit Schrauben aus thermoplastischem Kunststoff. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1995
24. Kramm, Georg: Ein Beitrag zur Modellierung von nicht-newtonschen Schmierstoffen und deren Verwendung für hydrodynamisch arbeitende Gleitlager. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1996
25. Berg, Michael: Untersuchungen zum Schmierstoffdurchsatz und zur Reibungsleistung dynamisch belasteter Radialgleitlager. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1996
26. Mán, László: Ein Beitrag zur Vorhersage von Freßschäden an tribologischen Wirkstellen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1997
27. Gast, Stefan: Zielfunktionen zur Optimierung der Laufeigenschaften räumlicher Mechanismen auf der Grundlage ebener Kontaktverlustkriterien. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2000, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 331
28. Ruhl, Christian: Ein Beitrag zur Wirkungsweise von Radialwellendichtungen unter Berücksichtigung von rauheitsinduzierter Hydrodynamik und radialen Verlagerungen der Gegenlauffläche. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2000, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 339
29. Huber, Matthias: Ein Beitrag zur Untersuchung hydrodynamisch arbeitender Radialgleitlager unter Berücksichtigung der Schmierölverdünnung mit Rapsölmethylester. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2000, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 453
30. Fuerst, Axel: Analytische Simulation von hydrodynamischen Gleitlagern in Wasserkraftanlagen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2000, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 343
31. Reif, Andreas: Entwicklung eines integrierten automatisiert schaltenden Getriebes zum Einsatz in Elektrostraßenfahrzeugen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2000, Fortschritt-Bericht VDI, Reihe 1, Nr. 477
32. Lorreng, Dirk: Ein Beitrag zur Ermittlung und Beschreibung der Fließeigenschaften biologisch schnell abbaubarer Schmierstoffe. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2001, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 3, Nr. 741



33. Péteri, Szabolcs: Untersuchungen von Radialwellendichtringen unter Wellenschwingungen bei unterschiedlichen Temperaturen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2004, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 379
34. Hahn, Kersten: Dynamik-Simulation von Wälzlagerkäfigen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2005, Skaker Verlag, Reihe Konstruktionstechnik, ISBN 3-83223-760-7
35. Teutsch, Roman: Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlagern und Wälzfürungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2005, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 01/2005, ISBN 3-93689-073-0
36. Groß, Torsten: Ein Beitrag zur Entwicklung und Analyse serieller und paralleler Strukturen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2007, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 02/2007, ISBN 978-3-93943-246-3
37. Thullen, Carlo: Entwicklung und Validierung einer Universalprüfeinrichtung zur Untersuchung von dynamisch belasteten Radialwellendichtungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2008, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 03/2008, ISBN 978-3-93943-289-0
38. Nicola, Andreas: Versuchsgestützte Dynamiksimulation hydraulisch gespannter Kettentriebe und Drehungleichförmigkeiten. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2008, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 04/2008, ISBN 978-3-93943-290-6
39. Aul, Eduard: Analyse von Relativbewegungen in Wälzlagersitzen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2008, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 05/2008, ISBN 978-3-93943-296-8
40. Bach, Peter: Umsturzsicherheit von Doppeldeckeromnibussen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2008, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 06/2008, ISBN 978-3-93943-297-5
41. Scheuermann, Miguel: Dynamiksimulation zur virtuellen Produktentwicklung von Rollenschienenführungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2010, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 07/2010, ISBN 978-3-94143-849-1
42. Wohlgemuth, Martin: Ein Beitrag zur Lebensdauerverlängerung von feststoffgeschmierten Rillenkugellagern. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2010, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 08/2010, ISBN 978-3-94143-864-4
43. Lechner, Tim: Prognose der Dichtlippenfolgefähigkeit von RWDR bei dynamisch verlagter Welle. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2012, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 09/2012, ISBN 978-3-94143-891-0

44. Magyar, Balázs: Tribo dynamische Untersuchungen von Zylinderschneckengetrieben. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2012, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 10/2012, ISBN 978-3-94399-503-9
45. Babbick, Till: Wandern von Wälzlageringerringen unter Punktlast. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2012, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 11/2012, ISBN 978-3-94399-505-3
46. Gastauer, Tobias: Reibungs und Verschleißuntersuchungen von Elastomerwerkstoffen für Dichtungsanwendungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2012, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 12/2013, ISBN 978-3-94399-516-9
47. Gummer, Alexander: Analytische Untersuchung des Geometrieinflusses auf das Verschleißverhalten von Antriebsketten. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2013, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 13/2013, ISBN 978-3-94399-523-7
48. Aul, Viktor: Kontaktmodelle zur dynamischen Simulation vollrolliger Zylinderrollenlager. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2014, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 14/2014, ISBN 978-3-94399-555-8
49. Marquart, Matthias: Ein Beitrag zur Nutzung feststoffgeschmierter Wälzlager. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2014, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 15/2014, ISBN 978-3-94399-552-7
50. Buchmiller, Viktor: Wälzgelagerter Kurbeltrieb - Potenzial von Wälzlagern im Verbrennungsmotor. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2015, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 16/2015, ISBN 978-3-94399-579-4
51. Kaiser, Fabian: Ein Simulationsmodell zur Analyse des Schmierfilms von Stangendichtungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2015, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 17/2015, ISBN 978-3-95974-010-4
52. Bajer, Peter: Einflussgrößen auf das Schlupfverhalten von Wälzlagern in Generatorgetrieben. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2016, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 18/2016, ISBN 978-3-95974-016-6
53. Jennewein, Barbara: Integrierter Berechnungsansatz zur Prognose des dynamischen Betriebsverhaltens von Radialwellendichtringen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2016, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 19/2016, ISBN 978-3-95974-015-9
54. Radnai, Benjamin: Wirkmechanismen bei spannungsbeaufschlagten Wälzlagern. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2016, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 20/2016, ISBN 978-3-95974-029-6

55. Frölich, Daniel: Strategien und Modelle zur Simulation des Betriebsverhaltens von Radial-Wellendichtringen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2016, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 21/2016, ISBN 978-3-95974-030-2
56. Sappok, Daniel: Experimentelle und simulative Methoden zur Untersuchung der Verschleißvorgänge im Kettengelenk von Antriebs- und Steuerketten. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2016, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 22/2016, ISBN 978-3-95974-033-3
57. Kiekbusch, Timo: Strategien zur dynamischen Simulation von Wälzlagern. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2017, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 23/2017, ISBN 978-3-95974-043-2
58. Kaiser, Christian: Entwicklung einer Prüfmethode für Modelluntersuchungen an schmutzbeaufschlagten Radial-Wellendichtringen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2017, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 24/2017, ISBN 978-3-95974-052-459
59. Fingerle, Thorsten: Experimentelle und simulative Untersuchung des Schlupfverhaltens von Kegelrollenlagern, Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2017, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 25/2017, ISBN 978-3-95974-054-8
60. Eckstein, Christian: Ermittlung repräsentativer Lastkollektive zur Betriebsfestigkeit von Ackerschleppern. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2017, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 26/2017, ISBN 978-3-95974-064-7
61. Fruth, Torben: Vom tribologischen Modellversuch zum Maschinenelement: Berücksichtigung des rheologischen Verhaltens von Schmierstoffen in der Wälzlagersimulation. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2018, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 27/2018, ISBN 978-3-95974-084-5
62. Fábíán, Csaba: Verbesserung des Wirkungsgrades von Steuerkettentrieben durch bedarfsgerechte Kettenspannung. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2018, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 28/2018, ISBN 978-3-95974-091-3
63. Oehler, Manuel: Methodische Ansätze zur Optimierung des Wirkungsgrades von Schneckengetrieben. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2018, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 29/2018, ISBN 978-3-95974-097-5
64. Jürgen, Liebrecht: Technisch-mathematischer Ansatz zur Berechnung der hydraulischen Verluste in Wälzlagern. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2018, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 30/2018, ISBN 978-3-95974-103-3

65. Krupp, Frederik: Reibleistungsreduzierung in Steuerkettentrieben. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2018, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 31/2018, ISBN 978-3-95974-107-1
66. Herweg, Sören: Entwicklung und Validierung einer Methodik für erweiterte Ventiltriebssimulationen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2019, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 32/2019, ISBN 978-3-95974-106-4
67. Pörsch, Sascha: Ansätze zur erweiterten Lebensdauerberechnung feststoffgeschmierter Wälzlager. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2019, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 33/2019, ISBN 978-3-95974-113-2
68. Thielen, Stefan: Entwicklung eines TEHD-Tribosimulationsmodells für Radialwellendichtringe. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2019, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 34/2019, ISBN 978-3-95974-120-0
69. Weyrich, Dominik: Tribologisches Prüfsystem für Dichtungsanwendungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2020, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 35/2020, ISBN 978-3-95974-131-6
70. Wiesker, Sebastian: Axialschub an nadelgelagerten Stützrollen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2020, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 36/2020, ISBN 978-3-95974-136-1
71. Bechev, Dani: Prüfmethodik zur Charakterisierung der elektrischen Eigenschaften von Wälzlagerschmierstoffen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2020, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 37/2020, ISBN 978-3-95974-135-4
72. Zimmermann, Florian: Optimierung der Energieeffizienz von Kettenspannsystemen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2020, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 38/2020, ISBN 978-3-95974-138-5
73. Becker, Andre: Entwicklung einer Prüfmethodik für Verschleißuntersuchungen an Kettengelenken von Antriebs- und Steuerketten. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2021, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 39/2020, ISBN 978-3-95974-143-9
74. Dahiwal, Rahul: Contribution to the Influence of Cage Wear on the Bearing Life of Solid Lubricated Rolling Bearings. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2021, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 40/2021, ISBN 978-3-95974-151-4
75. Hofmann, Markus: Auslegung von Berechnungsverfahren am Beispiel der Simulation von Mischreibung. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2022, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 41/2022, ISBN 978-3-95974-174-3

76. Burkhart, Christoph: Ein Beitrag zum Verständnis des Verschleißverhaltens im System Radialwellendichtring. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2022, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 42/2022, ISBN 978-3-95974-184-2
77. Mármol, Margarita: Development of a new bearing geometry to reduce friction losses. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2022, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 43/2022, ISBN 978-3-95974-189-7
78. Sebteini, Seiedardeshir: Kritische Schlupfzustände von Wälzlagern im Mindestlastbereich. Dissertation, Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau, 2023, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 44/2023, ISSN 1860-8035
79. Meffert, Dominik: Einfluss der Bauteilkontur auf das Verschleiß- und Reibungsverhalten von Gelenkketten. Dissertation, Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau, 2023, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 45/2023, ISBN 978-3-95974- 195-8
80. Foko Foko, Flavien: Semi-analytische Kontaktmodellierung in Maschinenelementen. Dissertation, Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau, 2023, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 46/2023
81. Graf, Simon: Charakterisierung und Auswirkungen von parasitären Lagerströmen in Mischreibung. Dissertation, Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau, 2023, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 47/2023, ISBN 978-3-95974-201-6
82. Gonda, Attila: Determination of rolling bearing capacitances with experimental and numerical investigation methods. Dissertation, Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau, 2023, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 48/2023, ISBN 978-3-95974-216-0
83. Simo Kamga, Lionel: Grundlagenstudie zur Tragfähigkeit von mit PTFE trockengeschmierten Schneckengetrieben. Dissertation, Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau, 2023, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 49/2023, ISBN 978-3-95974-215-3



