Charakterisierung der Reibungs- und Verschleißmechanismen in gleitlackbeschichteten Magnetsystemen unter Berücksichtigung SCR-System spezifischer Randbedingungen

Von der Fakultät für Maschinenbau der Helmut-Schmidt-Universität/Universität der Bundeswehr Hamburg zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs genehmigte

DISSERTATION
vorgelegt von

Stefan Göllner

aus Bad Windsheim

Hamburg 2023

Tag der mündlichen Prüfung:	25.01.2023
Referent:	Prof. Dr.-Ing. Frank Mantwill
Korreferent:	Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer

Danksagung

Besonders bedanken möchte ich mich bei meinem Doktorvater Herrn Prof. Mantwill für die spannende und lehrreiche Zeit, die vielen konstruktiven Diskussionen und die großartige Betreuung. Bei Herrn Prof. Sauer möchte ich mich für das Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Korreferats herzlich bedanken. Herrn Prof. Stöberl möchte ich für das entgegengebrachte Vertrauen sowie die zahlreichen fachlichen und anregenden Diskussionen auch über die wissenschaftliche Arbeit hinaus bedanken. Der stets offene Meinungsaustausch über den gesamten Promotionszeitraum hinweg war dabei sehr angenehm und konstruktiv. Auch Herrn Dr. Rocker möchte ich für die fachliche Unterstützung sowie wertvollen Anregungen danken. Allen Studenten, die im Rahmen einer Abschlussarbeit zur Forschung beitrugen, möchte ich ebenfalls meinen Dank aussprechen. Darüber hinaus möchte ich mich bei meiner Familie für die langjährige Unterstützung, ihr Verständnis und das entgegengebrachte Vertrauen herzlich bedanken. Ein ganz besonderes Dankeschön gilt zuletzt meiner Lebensgefährtin Jessica Schmidt, die mir stets Verständnis, Geduld und Unterstützung entgegenbrachte. Nun können wir zu neuen Ufern aufbrechen.

Kurzfassung

In modernen Hubmagnetsystemen zur Abgasnachbehandlung sind Schmierstoffe extremen Randbedingungen ausgesetzt. Dies können neben dem Einsatz von chemisch aggressiven Medien unter anderem hohe Temperaturen oder Gleitgeschwindigkeiten sein. Aufgrund ihrer flexiblen Zusammensetzung aus Gittermatrix, Füllstoffgehalt und Additiven ermöglichen Gleitlacke eine Abstimmung ihrer Eigenschaften auf anspruchsvolle Anforderungsprofile. Sie finden überall dort Anwendung, wo herkömmliche Schmierstoffe wie Fette oder Öle an ihre Grenzen kommen oder aufgrund ihrer Stoffeigenschaften nicht eingesetzt werden können. Bisher ist das tribologische Verhalten von Gleitlacken in *SCR*-Systemen zur Abgasnachbehandlung unerforscht.
In der vorliegenden Arbeit wurden Gleitlacke aus tribologischer Sicht bezüglich ihrer Eignung für den Einsatz in Magnetsystemen unter *SCR*-System spezifischen Umgebungsbedingungen untersucht. Zum Verständnis der ablaufenden Verschleißmechanismen wurde ein anschauliches Erklärungsmodell entwickelt. Die Randbedingungen der im Rahmen der Forschung durchgeführten Versuche wurden aus dem Zielsystem, der Rücksaugpumpe, abgeleitet. Auf Basis des $C\&C^2$-Ansatzes erfolgte zunächst eine umfassende Systemanalyse. Mittels eines *DOE* unterhalb der Fressgrenze wurde das tribologische Verhalten von *PAI-PTFE* Gleitlacken in Modellversuchen analysiert. Ein auf Basis multipler Regression entwickeltes Modell ermöglicht die Vorhersage von Verschleiß und Reibung mit einem Bestimmtheitsmaß $R^2 > 0,81$. Die Einflussparameter Temperatur, Oberflächengüte des Gegenkörpers sowie die NH_3-Konzentration zeigen eine besonders ausgeprägte Signifikanz. Über eine Analyse der zugrunde liegenden Verschleißmechanismen auf mikroskopischer Ebene konnte festgestellt werden, dass Veränderungen des tribologischen Verhaltens im Wesentlichen auf die Ausbildung der Transferfilme zurückzuführen sind. Durch die Bearbeitung der Gegenkörperoberfläche wird das Adhäsionsverhalten und damit die Stabilität des Schutzfilmes maßgeblich beeinflusst. Die Vorschädigung der Gleitlackschicht mittels NH_3 manipuliert die Dimension der resultierenden Transferpartikel und hat somit einen entscheidenden Einfluss auf die Ausbildung des Transferfilmes. Temperierung führt zu mechanischen sowie rheologischen Änderungsprozessen im Gleitlackfilm. Auf Basis dieser Erkenntnisse wurde ein für transferfilmbildende Festschmierstoffbeschichtungen allgemeingültiges Erklärungsmodell entwickelt. Es stellt den Wirkungsprozess vom Initialzustand bis zum Systemausfall in neun grundlegenden Stufen dar. Charakteristische Mechanismenänderungen unter Einfluss besonders relevanter Parameter sind dabei bildlich veranschaulicht. Über, auf dem Konzept nach WÖHLER basierende, Beanspruchbarkeitskurven wurde die Zuverlässigkeit in Abhängigkeit der untersuchten Einflussparameter dargestellt. Durch eine Erhöhung der Umgebungstemperatur bis *ca.* $107\,°C$ sowie einer Reduzierung der Oberflächenrauheit des Gegenkörpers auf Werte bis R_z2 kann die Lebensdauer signifikant erhöht werden. Auf Basis der Ergebnisse vorliegender Arbeit können die Grenzen signifikanter Einflussparameter sowie Empfehlungswerte für den Einsatz von Gleitlacken in zukünftigen Anwendungen gegeben werden.

Abstract

In modern lifting magnet systems for exhaust aftertreatment, lubricants are exposed to extreme boundary conditions. In addition to the use of chemically aggressive media, this can include high temperatures or sliding speeds. Due to its flexible composition of lattice matrix, filler content and additives, bonded coatings allow to match their properties to demanding requirement profiles. They are used wherever conventional lubricants such as fats or oils reach their limits or can not be used because of their material properties. So far, the tribological behavior of bonded coatings in *SCR*-systems for exhaust aftertreatment is unexplored.

In the present work, bonded coatings were examined with regard to their suitability from a tribological point of view for use in magnet systems under *SCR*-system specific ambient conditions. To understand the wear mechanisms that take place a explanatory model was developed. The boundary conditions of the experiments carried out as part of the research were derived from the target system, the backflow pump. Based on the $C\&C^2$-approach, a comprehensive system analysis was carried out first. The tribologic behavior of $PAI-PTFE$ bonded coatings was analyzed in model tests by means of a *DOE* below the scuffing limit. A based on multiple regression developed model enables the prediction of wear and friction with a coefficient of determination $R^2 > 0,81$. The influencing parameters temperature, surface quality of the counter body and the NH_3-concentration show a particularly pronounced significance. By an analysis of the underlying wear mechanisms on a microscopic level it could be determined, that changes in the tribological behavior are essentially due to the formation of the transfer films. By processing the counter-body surface, the adhesion behavior and thus the stability of the protective film is significantly influenced. The pre-damage of the bonded coating using NH_3 manipulates the dimension of the resulting transfer particles and thus has a decisive influence on the formation of the transfer film. Tempering leads to mechanical and rheological change processes in the bonded coating film. Based on these findings a general explanatory model for transfer film forming solid lubricant coatings was developed. It shows the running mechanisms from the initial state to system failure in nine basic stages. Characteristic changes in mechanisms under the influence of particularly relevant parameters are graphically outlined. By stress resistance curves based on the concept according to WÖHLER, the reliability as a function of the analyzed influencing parameters was illustrated. By increasing the ambient temperature to approx. $107\,^{\circ}C$ and a reduction in the surface roughness of the counter-body to values up to R_z2 , the durability can be increased significantly. Based on the results of the present work, limits of significant influencing parameters as well as recommended values for the use of bonded coatings in future applications can be given.

Verzeichnis der verwendeten Variablen, Symbole und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Erläuterung
$\mathring{A}$	$10^{-10}m$	Ångström
A_a	m^2	Nominelle Kontaktfläche
$A_{c,i}$	m^2	Konturenfläche
A_f	m^2	Reibfläche
a_{pl}	mm	Kontaktradius infolge plastischer Verformung
A_r	m^2	Reale Kontaktfläche
c	$Gew.-\%$	Konzentration
c_p	$J/(kg \cdot K)$	Spezifische Wärmekapazität
D	mm	Mittlerer Durchmesser des Mikrokontakts
E	GPa	Elastizitätsmodul
e_R^*	J/mm^3	Reibungsenergiedichte
f	Hz	Frequenz
F_{Feder}	N	Federkraft
F_{Magnet}	N	Magnetkraft
F_N	N	Normalkraft
F_R	N	Reibungskraft
f_{rot}	U/min	Drehzahl
F_{sc}	N	Fresslast
H	N/m^2	Härte ARCHARD-Modell
h_V	μm	Verschleißhöhe FLEISCHER-Modell
I_h	mm/m	Verschleißintensität
k	mm^3/Nm	Verschleißkoeffizient
L_a	N	Lastamplitude
L_m	N	Mittelspannung
m	-	Geradensteigung
M_r	$\%$	Materialanteil
N	-	Schwingspielzahl
N_D	-	Grenzschwingspielzahl
N_m	-	Anzahl Mikrokontakte einer realen Oberfläche
p	N/mm^2	Pressung
p_{sc}	N/mm^2	Auf Einlauffläche bezog. Pressung bei Fresser
P_A	$\%$	Ausfallwahrscheinlichkeit
Pe	-	PECLET-Zahl
R^2	$\%$	Bestimmtheitsmaß

$korr.R^2$	%	Korrigiertes Bestimmtheitsmaß
R'	mm	Vergleichsradius
R	mm	Radius
R_a	µm	Arithmetischer Mittenrauwert
R_e	MPa	Proportionalitätsgrenze
$R_{p0,2}$	MPa	0,2% Dehngrenze
R_p	µm	Maximale Profilspitzenhöhe
R_{pk}	µm	Reduzierte Spitzenhöhe
R_{vk}	µm	Reduzierte Riefentiefe
R_z	µm	Gemittelte Riefentiefe
s	mm	Gleitweg
s_R	mm	Reibungsweg
T	$^\circ C$	Temperatur
T_a	$^\circ C$	Auslagerungstemperatur
T_c	$^\circ C$	Kontakttemperatur
T_g	$^\circ C$	Glasübergangstemperatur
ΔT	$^\circ K$	Temperaturänderung
T_o	mm	Oberer Totpunkt
T_u	mm	Unterer Totpunkt
V_V	m^3	Verschleißvolumen FLEISCHER-Modell
v	m/s	Geschwindigkeit
W	mm^3/m	Verschleißrate
W_A	m^2	Verschleißfläche
W_l	µm	linearer Verschleißbetrag
W_R	J	Reibungsarbeit
W_V	m^3	Verschleißvolumen ARCHARD-Modell
V_R	mm^3/Nm	Reibvolumen pro Arbeit
Δx	mm	Hub *bzw.* Schwingweite

Griechische Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Erläuterung
α	$^\circ$	Kreuzungswinkel zwischen den Zylindern
$\alpha_{Steigung}$	$^\circ$	Steigungswinkel einer Geraden
ε	-	Eingriffsverhältnis
ε_{eg}	-	Eingriffsverhältnis nach FOUVRY
ε_i	-	Residuum
$\varepsilon_{örtl.}$	-	Örtliches Eingriffsverhältnis
$\varepsilon_{zeitl.}$	-	Zeitliches Eingriffsverhältnis
η	$kg/(m \cdot s)$	Viskosität
ϑ	$^\circ$	Hilfswinkel HERTZSCHE Pressung

λ_{th}	$W/(m \cdot K)$	Thermische Wärmeleitfähigkeit
μ	-	Reibungskoeffizient
ν	-	Poissonzahl *bzw.* Querkontraktionszahl
ξ	-	Hilfsgröße HERTZSCHE Pressung
ρ	kg/m^3	Massendichte
τ_R	MPa	Reibschubspannung
ψ	-	Hilfsgröße HERTZSCHE Pressung

Abkürzungen

Abkürzungen	**Bezeichnung**
bspw.	Beispielsweise
bzw.	Beziehungsweise
C	Connector
C&C^2-Ansatz	Contact & Channel Ansatz
ca.	Circa
DIN	Deutsches Institut für Normung
DOE	Design of experiments
DSC	Dynamische Differenzkalorimetrie
EDX	Energiedispersive Röntgenspektroskopie
F	Fluor
Gew.-%	Gewichtsprozent
GFE	Gestaltfunktionselement
GmbH	Gesellschaft mit beschränkter Haftung
GNC	Gasnitrocarburierung
HDPE	High-density Polyethylen
HWL	Harnstoff-Wasser-Lösung
H_2O	Wasser
H_2S	Schwefelwasserstoff
IRG − OECD	International Research Group on Wear of Engineering Metarials
KLM	Konfokaler Lichtmikroskopie
LDPE	Low-density Polyethylen
LSS	Leitstützstruktur
MoS_2	Molybdändisulfid
MRP	Professur für Maschinenelemente und Rechnergestützte Produktentwicklung
N_2	Stickstoff
NH_3	Ammoniak
$(NH_2)_2CO$	Harnstoff
NO_X	Stickoxide

O	Sauerstoff
$OFAT$	One factor at a time
OFG	Oberflächengüte
PAI	Polyamidimid
POM	Polyoxymethylen
$PTFE$	Polytetrafluorethylen
REM	Rasterelektronenmikroskop
RT	Raumtemperatur
SCR	Selektive Katalytische Reduktion
SO	Schwefelmonoxid
SO_2	Schwefeldioxid
$UHMWPE$	Ultrahochmolekulares Polyethylen
$vgl.$	Vergleiche
WFP	Wirkflächenpaar
$z.B.$	Zum Beispiel

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung **1**
1.1 Motivation . . . 1
1.2 Aufbau der Arbeit . . . 2

2 Stand der Technik **3**
2.1 Die selektive katalytische Reduktion von Stickoxiden . . . 3
2.2 Hubmagnetsysteme . . . 5
2.2.1 Aufbau . . . 5
2.2.2 Wirkprinzip . . . 6
2.2.3 Anwendungen . . . 6
2.3 Tribologische Grundlagen . . . 7
2.3.1 Das tribologische System . . . 7
2.3.2 Technische Oberflächen . . . 8
2.3.3 Reibung . . . 10
2.3.4 Kontakttemperatur . . . 12
2.3.5 Verschleiß . . . 13
2.4 Gleitlacke . . . 18
2.4.1 Grundlagen Gleitlacke . . . 19
2.4.2 Festschmierstoffe . . . 23
2.4.3 Tribologie der Gleitlackbeschichtungen . . . 25
2.5 Der Modellversuch . . . 30
2.5.1 Gängige Prüfsysteme . . . 31
2.6 Schwingfestigkeit nach WÖHLER . . . 34
2.7 Statistische Versuchsplanung . . . 37
2.7.1 D-optimaler Versuchsplan . . . 37
2.7.2 Multiple lineare Regression . . . 38

3 Zielsetzung **40**

4 Systemanalyse und Lastableitung **41**
4.1 Analyse des Zielsystems mittels C&C^2-Ansatz . . . 41
4.2 Lastableitung . . . 43

5 Versuchsaufbau und -methodik **47**
5.1 Auswahl Modellsystem . . . 47
5.2 Versuchsaufbau . . . 48
5.2.1 Prüfstand und Probenhalterung . . . 48
5.2.2 Prüfkörper . . . 49
5.3 Versuchsmethodik . . . 53

6 Ergebnisse **56**

6.1 Orientierende Vorversuche 56
6.1.1 Abgrenzung des gewählten PAI-PTFE Gleitlacksystems 56
6.1.2 Wirkungsweise des Gleitlacksystems 58
6.1.3 Zusammenfassung und Diskussion – orientierende Vorversuche . 60
6.2 Analyse signifikanter Einflussparameter mittels DOE 61
6.2.1 Definition der Fressgrenze 62
6.2.2 Modell zur Beschreibung von Reibung und Verschleiß 64
6.2.3 Zusammenfassung der DOE-Ergebnisse 74
6.3 Einfluss Temperatur und Oberflächengüte 75
6.3.1 Reibung 75
6.3.2 Verschleiß 79
6.3.3 Zusammenfassung und Diskussion – Einfluss Temperatur und Oberflächengüte 82
6.4 Untersuchung der Kontakttemperatur 85
6.4.1 Numerische Berechnung der nominellen Kontakttemperatur und Verifikation am Prüfstandversuch 86
6.4.2 Kontakttemperatur unter Berücksichtigung der Blitztemperatur am Mikrokontakt 90
6.4.3 Zusammenfassung und Diskussion – Untersuchung der Kontakttemperatur 91
6.5 Analyse der Beanspruchbarkeit 92
6.5.1 Beanspruchbarkeitskurven 92
6.5.2 Verschleißmechanismen in Abhängigkeit der Beanspruchbarkeit . 96
6.5.3 Zusammenfassung und Diskussion – Analyse der Beanspruchbarkeit 100
6.6 Einfluss Lastkollektiv 102
6.6.1 Zusammenfassung und Diskussion – Einfluss Lastkollektiv 104
6.7 Einfluss Eingriffsverhältnis 105
6.7.1 Zusammenfassung und Diskussion – Einfluss Eingriffsverhältnis . 106
6.8 Einfluss NH_3-Konzentration 107
6.8.1 Zusammenfassung und Diskussion – Einfluss NH_3 113

7 Zusammenfassung und Diskussion 115

8 Ausblick 127

A Anhang 139
A.1 HERTZSCHE Pressung für beliebige elliptische Kontaktflächen und Kreuzungswinkel 139
A.2 Einspannung Zylinder 140
A.3 Prüfkörper 140
A.4 Statistische Versuchsplanung-DOE 144

A.5 Analyse der Beanspruchbarkeit 146
A.6 Untersuchung der Kontakttemperatur 148
A.7 Lebenslauf 151
A.8 Publikationsliste 152

Tabellenverzeichnis

1 Chemische Eigenschaften von AdBlue® nach [1] 4
2 Beispielanwendungen für Hubmagnetsysteme nach [2] 7
3 Typische Reibungskoeffizienten unterschiedlicher Reibungszustände nach [3] 12
4 Verschleißmechanismen und ihre Erscheinungsformen nach [4, 5] 16
5 Stärken und Schwächen von Gleitlacken nach [6] 21
6 Bewertung gängiger Prüfsysteme für die Anwendung auf Hubmagnetsysteme hinsichtlich des Aufwandes für die Ausrichtung der Prüfkörper zueinander, der Realisierbarkeit möglichst variabler Flächenpressungen, der Flexibilität bezüglich der Untersuchung variabler Eingriffsverhältnisse und der Übertragbarkeit der Oberflächenmorphologien infolge des Bearbeitungsverfahrens 32
7 Berechnungsgrundlagen für den elastischen Kontakt an gekrümmten Oberflächen nach [4] 33
8 Übersicht der Gestaltfunktionselemente GFE für die Rücksaugpumpe . . 43
9 Aus dem Zielsystem Rücksaugpumpe abgeleitete Randbedingungen . . . 46
10 Materialeigenschaften 11SMn30 nach GNC-Behandlung 50
11 Materialeigenschaften des verwendeten $PAI-PTFE$ Gleitlacksystems . . 51
12 Ammoniakkonzentrationen in Abhängigkeit der Auslagerungstemperatur 52
13 Messdaten Gleitlackscreening 57
14 Fresslasten der Laststeigerungsversuche 63
15 Parametrierung des DOE 65
16 Reibkoeffizienten der DOE Versuche 66
17 Ergebnisse der Regressionsanalyse für den Reibkoeffizienten 70
18 Verschleißtiefe der DOE Versuche 71
19 Ergebnisse der Regressionsanalyse für die Verschleißtiefe W_l 74
20 Ermittelte Kontakttemperaturen der realen bzw. der mittels FEM berechneten nominellen Kontaktflächen 92
21 Gegenüberstellung der für SCR-System spezifische Umgebungsbedingungen relevanten Einflussfaktoren auf die Tribologie 115
22 ξ und η in Abhängigkeit vom Hilfswinkel ϑ nach [7] 139
23 Paramtervariationen des D-optimalen Versuchsplanes 145
24 Grundaufbau und Randbedingungen des FEM Modells 148

Abbildungsverzeichnis

1 Aufbau der vorliegenden Arbeit [8] 2
2 Aufbau eines Denoxtronic-Reduktionsmittel-Dosiersystems nach [9] . . . 4
3 Funktionsprinzip einer Membranpumpe nach [10] 5
4 Schematische Darstellung eines Hubmagnetsystems im unbestromten (links) und bestromten (rechts) Zustand nach [11] 6
5 Schema eines tribologischen Systems nach [4] 8
6 Schematischer Aufbau einer technischen Oberfläche nach [4] 9
7 Oberflächen- und Rauheitswerte nach [12] 10
8 Schematische Darstellung elementarer Reibungszustände nach [13] 11
9 Exemplarische Eingriffsverhältnisse einer elliptischen Kontaktfläche nach [14, 15] 15
10 Gängige Verschleißmechanismen nach [3] 16
11 Schematischer Aufbau eines Gleitlacksystems nach [16] 19
12 Wirkungsweise einer Gleitlackbeschichtung nach [17]: *a*) Partieller Austrag des Festschmierstoffes; *b*) Übertrag des Festschmierstoffes auf den Gegenkörper; *c*) Transferfilmausbildung 20
13 Die Vorbehandlung und Applikation von Gleitlacken nach [6] 22
14 Modellvorstellung von MoS_2 nach [18] 24
15 Verschleißverhalten in Abhängigkeit des Gleitweges für transferfilmbildende Festschmierstoffbeschichtungen nach [19] 26
16 Kategorien tribologischer Prüfungen nach [20] 30
17 Etablierte Prüfsysteme für oszillierende Modellversuche 31
18 HERTZSCHE Pressung und Abplattung für Zylinder-Zylinder *bzw.* Kugel Kugel nach [4, 21] 33
19 Exemplarischer Verlauf einer WÖHLER-Linie nach [22] 35
20 Ermittlung der Zeitfestigkeit mittels Perlenschnurverfahren nach [23] . . 36
21 Ermittlung der Dauerfestigkeit mittels Abgrenzungsverfahren nach [24] . 36
22 Statistische Versuchspläne nach [25] 38
23 Anwendung des $C\&C^2$-Ansatzes auf die Rücksaugpumpe 41
24 2D-Edyson Magnetkreismodell zum Einfluss des Magnetkraftverlaufes in Abhängigkeit des Arbeitsluftspaltes bei einem nominalen Strom von 1,7 A nach [26] 44
25 2D-Edyson Berechnung der durch den Magnetfluss induzierten Kräfte auf den Magnetanker bei einem nominalen Strom von 1,7 A: a) Kräfte bei Kippwinkel 1,15°; b) Querkraft Membranseite am WFP_{GL-GNC} nach [26] 45
26 Ansys Mechanical-Berechnung der Temperaturverteilung in der Rücksaugpumpe bei einer Umgebungstemperatur von -30°C nach [27] 45
27 Auswahl der Modellsysteme 48
28 Prüfstandaufbau und Probenhalterung der Modellversuche im *CAD* . . . 49

29 Exemplarische Oberflächentopographien der drei Unterprobenvarianten in 50-facher Vergrößerung am konfokalen Laserscanning-Mikroskop der Firma NanoFocus 52
30 Flussdiagramme der Probenfertigungsprozesse 52
31 Exemplarische Gleitlackoberflächen nach 500 h Auslagerung im Exikator in Gegenwart von HWL bei unterschiedlichen Auslagerungstemperaturen und NH_3-Konzentrationen 53
32 Auswertung des linearen Verschleißbetrages 54
33 Zusammenfassende Übersicht zum Vorgehen der Untersuchungen 55
34 Gleitlackscreening: Resultierende Reibkoeffizientenverläufe der Laststeigerungsversuche 58
35 Exemplarische Längsschliffe des gleitlackbeschichteten Zylinders nach unterschiedlichen Laufzeiten 59
36 Exemplarische Konvokalmikroskopaufnahmen der Platten nach unterschiedlichen Laufzeiten 60
37 Energiedispersive Röntgenspektroskopie der Platte im Initialzustand, während des Einlaufs sowie bei Systemausfall 61
38 Laststeigerungsversuche zur Ermittlung der Fresslasten für variierende Frequenzen bei vorliegender Raumtemperatur RT *bzw.* bei einer Umgebungstemperatur von 80°C 63
39 Definition der Fressgrenze zur Abgrenzung des Parameterraumes für den *DOE* unter Verwendung der Gegenkörper-Oberfläche Var.1 64
40 Punkte des D-optimalen Versuchsplans in der von der Normalkraft und der Frequenz aufgespannten Ebene 65
41 Pareto-Diagramm der standardisierten Effekte für den Reibkoeffizienten . 67
42 Haupteffektediagramm für den Reibkoeffizienten 68
43 Wahrscheinlichkeitsnetz der Residuen für den Reibkoeffizienten 69
44 Pareto-Diagramm der standardisierten Effekte für den linearen Verschleißbetrag 72
45 Haupteffektediagramm für den linearen Verschleißbetrag 73
46 Wahrscheinlichkeitsnetz der Residuen für den linearen Verschleißbetrag . 73
47 Reibkoeffizientenverläufe für variierende Umgebungstemperaturen unter sonst konstanten Randbedingungen 76
48 Reibkoeffizientenverläufe im Temperatursteigerungsversuch von 20°C auf 200°C unter Verwendung der Oberflächengüten Var.1 (R_z5-6) und Var.2 (R_z2-3) 77
49 Reibkoeffizienten für variierende Temperaturen und Oberflächengüten im Modellversuch Zylinder-Platte 78
50 Aus dem Modell abgeleitetes Konturdiagramm des Reibkoeffizienten für variierende Temperaturen und Oberflächengüten 79

51 Linearer Verschleißbetrag für variierende Temperaturen und Oberflächengüten im Modellversuch Zylinder-Platte 80
52 Exemplarische Verschleißspuren unter Verwendung der Oberflächengüten Var.1-Var.3 bei sonst konstanten Randbedingungen 80
53 Aus dem Modell abgeleitetes Konturdiagramm des linearen Verschleißbetrages für variierende Temperaturen und Oberflächengüten 81
54 Zusammenhang zwischen der Reibarbeit nach Fleischer und dem resultierenden Verschleißvolumen in Abhängigkeit der Oberflächengüte des Gegenkörpers 82
55 Modell zur Beschreibung des Einflusses von Temperatur und Oberflächengüte 84
56 *DSC*-Analyse zur Bestimmung der Glasübergangstemperatur des untersuchten Gleitlackes 85
57 Aufbau des Abaqus 2D-Simulationsmodells aus Zylinder, Platte und Gleitlackbeschichtung zur Berechnung der nominellen Kontakttemperatur . . . 86
58 Prüfstandaufbau zur Messung der Kontakttemperatur 87
59 Exemplarischer Vergleich der gemessenen Kontakttemperaturen im Prüfstandversuch und der FEM-Simulation 88
60 Einfluss der Netzgröße auf die berechnete Kontakttemperatur der FEM-Simulation 89
61 Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf die berechnete Kontakttemperatur der FEM-Simulation 89
62 Maximale Kontakttemperaturen am Mikrokontakt der realen Oberflächen in Abhängigkeit der Frequenz 90
63 Schematische Darstellung der Vorgehensweise zur Ermittlung des Kurzzeitverschleißes der Beanspruchbarkeitskurven 93
64 Beanspruchbarkeitskurve zur Darstellung des Zusammenhangs zwischen dem *pv*-Wert und der ertragbaren Zyklenzahl 95
65 Übersicht der 50 %-Beanspruchbarkeitskurven unter Variation der Parameter Oberflächengüte, Temperatur und Frequenz 96
66 Zylinder- und plattenseitige Verschleißspuren der drei Verschleißbereiche aus der Beanspruchbarkeitskurve 1 (Var.2 (R_z2-3), 20°C, 11 Hz) nach einer Laufzeit von jeweils 33.000 Zyklen: *a*) Kurzzeitverschleiß; *b*) Zeitabhängiger Verschleiß; *c*) Zeitunabhängiger Verschleiß 97
67 Zylinder- und plattenseitige Verschleißspuren der drei Verschleißbereiche aus der Beanspruchbarkeitskurve 2 (Var.2 (R_z2-3), 40°C, 11 Hz) nach einer Laufzeit von jeweils 33.000 Zyklen: *a*) Kurzzeitverschleiß; *b*) Zeitabhängiger Verschleiß; *c*) Zeitunabhängiger Verschleiß 98

68 Zylinder- und plattenseitige Verschleißspuren der drei Verschleißbereiche aus der Beanspruchbarkeitskurve 3 (Var.1 (R_z5-6), 20°C, 11 Hz) nach einer Laufzeit von jeweils 33.000 Zyklen: *a*) Kurzzeitverschleiß; *b*) Zeitabhängiger Verschleiß; *c*) Zeitunabhängiger Verschleiß 99
69 Exemplarische EDX-Analysen zur chemischen Zusammensetzung der Transferfilme von Kurve1 (Var2(R_z2-3), 20°C, 11 Hz) in Abhängigkeit des Beanspruchungsbereiches 100
70 Partikeltransfer oberhalb und unterhalb der Beanspruchungsgrenze: *a*) Ein- und Auslagerung von Transferpartikeln oberhalb der Beanspruchungsgrenze; *b*) Kontinuierliche Partikeleinlagerung unterhalb der Beanspruchungsgrenze 101
71 Schematischer Vergleich der beiden im Modellversuch betrachteten Lastkollektive Start-Stop und Dauerlauf 103
72 Gemessene Reibkoeffizienten und lineare Verschleißbeträge in Abhängigkeit des Lastkollektivs (Start-Stop *bzw*. Dauerlauf) im Modellversuch Zylinder-Platte 104
73 Übersicht der untersuchten Eingriffsverhältnisse mit den zugehörigen Kreuzungswinkeln und Normalkräften sowie exemplarischen Verschleißbildern 105
74 Gemessene Reibkoeffizienten und lineare Verschleißbeträge in Abhängigkeit des Kreuzungswinkels im Modellversuch Zylinder-Zylinder 106
75 In Abhängigkeit des Eingriffsverhältnisses ε_{eg} nach FOUVRY vorliegende Verschleißart a) Schwingungsverschleiß am Linienkontakt ($\alpha = 0°$), b) reversierender Gleitverschleiß am Punktkontakt ($\alpha = 90°$) 107
76 Resultierende Reibkoeffizienten in Abhängigkeit der bei der Auslagerung vorgelegenen Ammoniakkonzentrationen im Modellversuch Zylinder-Platte 108
77 Resultierender linearer Verschleißbetrag in Abhängigkeit der, bei der Auslagerung vorgelegenen, Ammoniakkonzentrationen im Modellversuch Zylinder-Platte 109
78 Übersicht resultierender Transferfilme auf dem Gegenkörper sowie gemessener Oberflächenrauheiten der Gleitlackschicht in Abhängigkeit der bei der Auslagerung vorgelegenen Ammoniakkonzentration 110
79 Oberflächenstrukturen und Längsschliffe der ausgelagerten Gleitlackbeschichtungen für eine Ammoniakkonzentration von 0,1 $Gew.-\%$ bis 1,3 $Gew.-\%$ *bzw*. 13,5 $Gew.-\%$ 111
80 Elementverteilung der ausgelagerten Gleitlacke in Abhängigkeit der Ammoniakkonzentration 112
81 Elementverteilung der Transferfilme nach Auslagerung in Gegenwart von HWL bei 1,3 $Gew.-\% NH_3$ *bzw*. 13,5 $Gew.-\% NH_3$ 113
82 Erklärungsmodell zum Einfluss der Gegenkörper-Oberflächengüte auf das tribologische Verhalten von Gleitlacken 119

83 Erklärungsmodell zum Einfluss der Ammoniakkonzentration auf das tribologische Verhalten von Gleitlacken 122
84 Allgemein gültiges Erklärungsmodell zur Wirkungsweise transferfilmbildender Festschmierstoffe 125
85 HERTZSCHE Pressung für beliebig gewölbte Flächen und Kreuzungswinkel [7] 140
86 Probeneinspannung und Winkeleinstellscheibe 140
87 Ergebnisse der Zugversuche mit Rundproben aus $11SMn30$ 141
88 Ergebnisse der Zugversuche mit Rundproben aus $11SMn30 + GNC$ . . . 141
89 Fertigungszeichnung der Platte für den Aufbau Zylinder-Platte 142
90 Fertigungszeichnung der zylindrischen Unterprobe für den Aufbau Zylinder-Zylinder gekreuzt 142
91 Fertigungszeichnung der zylindrischen Oberprobe 143
92 Thermogravimetrische Analyse der untersuchten Lacksysteme 143
93 Rauheitsparameter der drei Unterprobenvarianten 144
94 Beanspruchbarkeitskurve 2: Temperierung von $20°C$ auf $40°C$ 146
95 Beanspruchbarkeitskurve 3: Reduzierung der Gegenkörper-Oberflächengüte von Var.2 (R_z2-3) auf Var.1 (R_z5-6) 147
96 Beanspruchbarkeitskurve 4: Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit von von 17,6 mm/s (11 Hz) auf 22,4 mm/s (14 Hz) 147
97 EDX-Analysen zur chemischen Zusammensetzung der Transferfilme in Abhängigkeit des Beanspruchungsbereiches: *a*) Kurve2: Var2 (R_z2-3), $40°C$, 11 Hz, *b*) Kurve3: Var1 (R_z5-6), $20°C$, 11 Hz 148
98 Randbedingungen des Simulationsmodells - RB1: Tie Kontakt zwischen Zylinder und Gleitlack; RB2+RB4: KC-Spannen (Platte); RB3: KC-Hub und Einspannung Zylinder; RB5: KC-Krafteinwirkung Platte 149
99 Aufgezeichnete Temperaturverläufe über der Versuchszeit im Modellversuch sowie im Simulationsmodell 150

1 Einleitung

1.1 Motivation

Die Reduzierung der gesetzlich erlaubten Emissionsgrenzwerte steht seit vielen Jahren im Fokus der weltweiten Umweltpolitik. Um den immer strenger werdenden Emissionsvorschriften gerecht zu werden, kommen in modernen Dieselmotoren Abgasnachbehandlungssysteme zum Einsatz. Durch die sogenannte selektive katalytische Reduktion (*SCR*) kann die Konzentration an Stickoxiden (NO_X) im Abgas deutlich reduziert werden. Als Reduktionsmittel wird eine wässrige Harnstofflösung in den Abgasstrang injiziert. Dabei können die giftigen Stickoxide zu Stickstoff und Wasser abgebaut werden [9, 28].
Schmierstoffe sind in *SCR* Systemen anspruchsvollen tribologischen Bedingungen ausgesetzt. Die Gleitlackbeschichtung weist *bspw.* gegenüber einer $PTFE$-Gleitbuchse bei der Auslegung von Maschinenelementen eine deutlich höhere Flexibilität bezüglich Bauraum auf. Anwendungsgebiete von Gleitlacken in tribologischen Systemen zeigen in den letzten Jahren einen stetigen Zuwachs. Sie kommen überall dort zum Einsatz, wo herkömmliche Schmierstoffe an ihre Grenzen kommen oder eine Zugänglichkeit nach der Montage nicht mehr möglich ist. Die flexible Zusammensetzung aus Gittermatrix, Füllstoffgehalt und Additiven erlaubt eine Abstimmung der Gleitlackeigenschaften auf definierte Anforderungsprofile [29]. Da der Einsatz von Gleitlacksystemen als Alternative zum herkömmlichen Schmierstoffeinsatz zunehmend an Bedeutung gewinnt, ist dieser in *SCR*-Systemen noch weitgehend unerforscht. In modernen Hubmagnetsystemen zur Abgasnachbehandlung liegen erschwerte Umgebungsbedingungen wie *bspw.* chemisch aggressive Medien, hohe Gleitgeschwindigkeiten, Temperaturen oder variable Pressungen vor. In der vorliegenden Arbeit soll die Eignung von Gleitlacken für den Einsatz in Hubmagnetsystemen unter *SCR*-System spezifischen Randbedingungen aus tribologischer Sichtweise untersucht werden.

1.2 Aufbau der Arbeit

Wie in Abbildung 1 dargestellt, ist die vorliegende Arbeit in acht Kapitel unterteilt. Das Schaubild wurde in Anlehnung an einen Vorschlag von Herrn SCHEELE im Rahmen des Doktoranden Clubs des *MRP* erstellt [8]. Der Aufbau orientiert sich an bekannte Methodiken von BLESSING *bzw.* HEVNER und umfasst die Kerninhalte sowie Zielsetzungen der einzelnen Kapitel [30, 31].

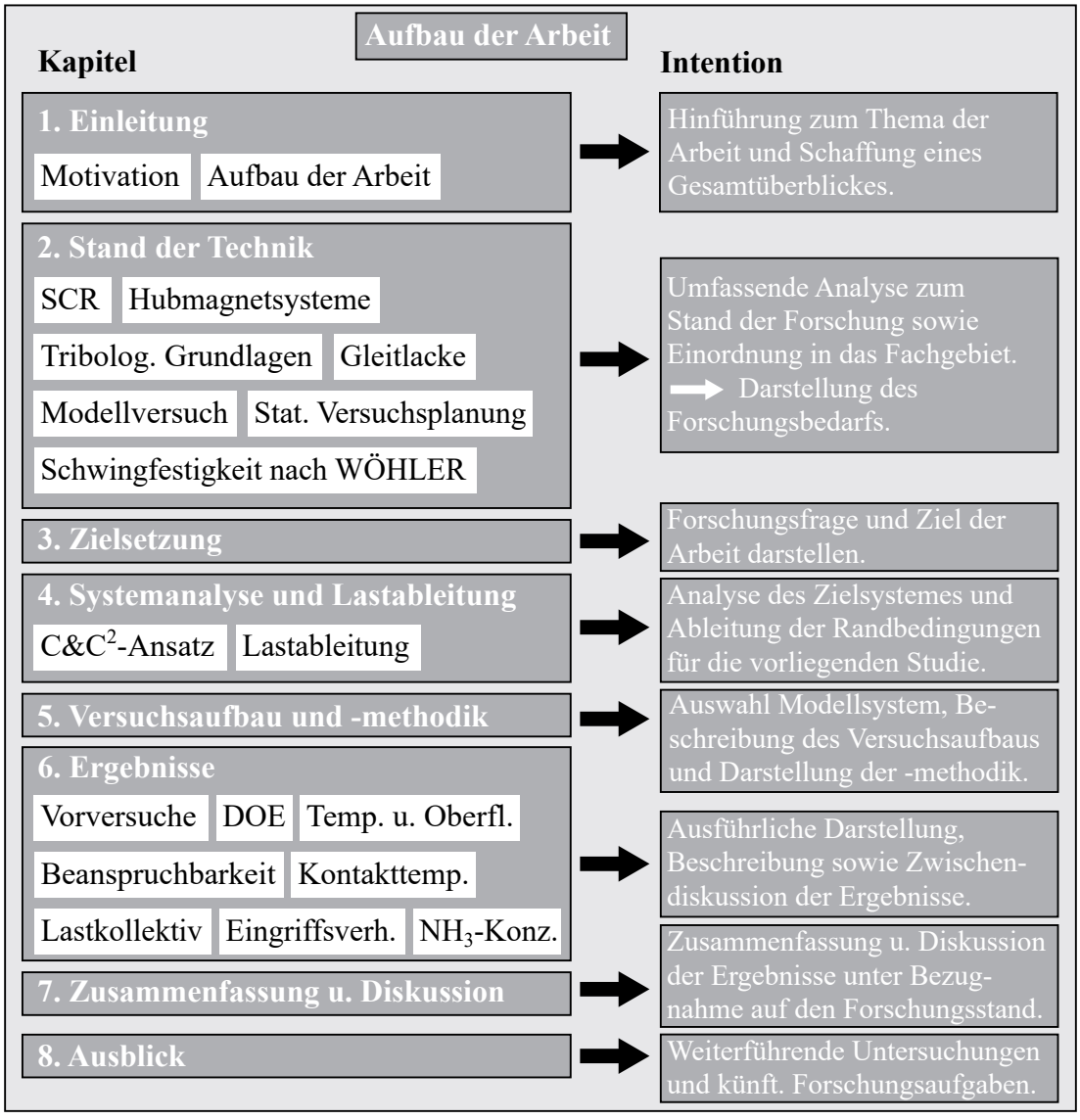


Abbildung 1: Aufbau der vorliegenden Arbeit [8]

2 Stand der Technik

In diesem Kapitel werden der aktuelle Stand der Technik sowie die theoretischen Grundlagen zum Verständnis der Arbeit beschrieben. Zunächst werden Funktion und Aufbau von *SCR*-Systemen erläutert. Anschließend wird das im Rahmen der vorliegenden Arbeit betrachtete System sowie dessen Wirkprinzip vorgestellt. Im weiteren Verlauf werden die relevanten Grundlagen aus dem Fachgebiet Tribologie sowie ein Überblick zum Thema Gleitlacke vermittelt. Abschließend werden für Modellversuche gängige Prüfsysteme vorgestellt und erforderliche Grundlagen bezüglich Schwingfestigkeit und Statistik nähergebracht.

2.1 Die selektive katalytische Reduktion von Stickoxiden

Die kontinuierliche Verschärfung der Abgasvorschriften für Kraftfahrzeuge mit dem Ziel der Treibhausgasneutralität bis Ende 2050 führte dazu, dass die vorgegebenen Grenzwerte alleine durch eine Verbrennungsoptimierung mittels innermotorischer Maßnahmen nicht mehr erreicht werden konnten. Aktuelle Emissionsgrenzwerte können nur durch eine Kombination aus innermotorischen und nachmotorischen Maßnahmen mittels selektiver katalytischer Reduktion realisiert werden [32].
Sie zeichnet sich durch eine Reduktion der NO_X-Emissionen um bis zu 90 % bei gleichzeitig geringem Kraftstoffverbrauch aus. Als Reduktionsmittel hat sich Ammoniak (NH_3) etabliert. Es wird in den Abgasstrang eingespritzt und reagiert nach Gleichung 1 [9].

$$NO + NO_2 + 2NH_3 \longrightarrow 2N_2 + 3H_2O \tag{1}$$

Dabei werden die giftigen Stickoxide zu Stickstoff (N_2) und Wasser (H_2O) reduziert [9]. Die zur Abgasnachbehandlung eines Fahrzeuges erforderliche Menge an Ammoniak wäre aufgrund seiner Toxizität sicherheitstechnisch bedenklich. Daher kommt eine Trägersubstanz in Form von Harnstoff $(NH_2)_2CO$ zum Einsatz. Die im Folgenden auch als AdBlue® bezeichnete Lösung von 32,5 % Harnstoff in demineralisiertem Wasser ist grundwasserverträglich und wird unter anderem als Dünge- und Futtermittel verwendet [9]. Für den gefahrenfreien Einsatz in der Automobilbranche ist die wässrige Lösung weder entzündlich noch explosionsgefährlich. Sie ist nicht toxisch und stellt daher keine Gefahr für den Wasserhaushalt dar. Folglich wird AdBlue® in die niedrigste Wassergefährdungsklasse eingestuft. Eine Zersetzung des in AdBlue® gelösten Harnstoffs erfolgt bereits ab Raumtemperatur unter Bildung von Ammoniak und Kohlendioxid. Dieser Vorgang wird auch „Alterung“ bezeichnet. Durch eine Erhöhung der Umgebungstemperatur kann die Zersetzung beschleunigt werden. Weitere Eigenschaften sind Tabelle 1 zu entnehmen [1].

Tabelle 1: Chemische Eigenschaften von AdBlue® nach [1]

Eigenschaft	Spezifikation
Harnstoffgehalt	31,8 - 33,2 *Gew.-%*
Wärmeleitfähigkeit bei 25°*C*	ca. 0,570 $W/m \cdot K$
pH-Wert frische Lösung	9,0 - 9,5
pH-Wert gealterte Lösung	max. 10
Oberflächenspannung	min. 65 mN/m bei 20°*C*

Eine Abgasanlage zur selektiven katalytischen Reduktion (*SCR*) setzt sich, wie in Abbildung 2 gezeigt, maßgeblich aus einem Fördermodul, einem Dosiermodul sowie einem AdBlue-Tank zusammen. Die *SCR*-Technik arbeitet kontinuierlich und greift nicht in den Motorbetrieb ein.

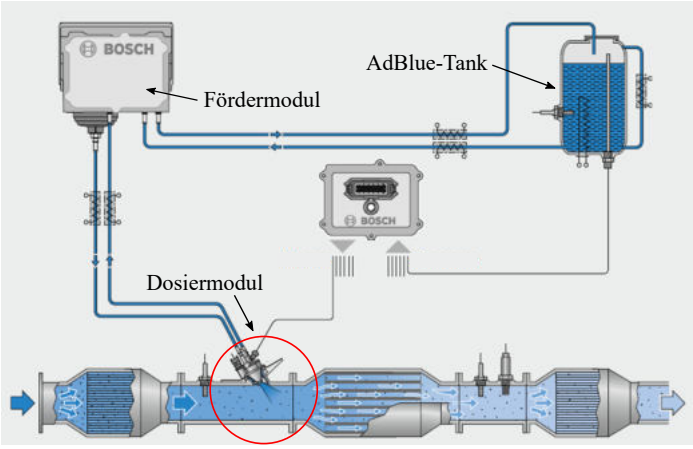


Abbildung 2: Aufbau eines Denoxtronic-Reduktionsmittel-Dosiersystems nach [9]

Das Fördermodul hat die Aufgabe, das Reduktionsmittel in ausreichender Menge und unter vorgegebenem Druck vom Tank an das Dosiermodul zu leiten, damit dort ein feines Spray erzeugt werden kann.
Die im Fördermodul integrierte Rücksaugpumpe schützt das Dosiermodul sowie die Druckleitungen vor Zerstörungen bei tiefen Umgebungstemperaturen. Da der Gefrierpunkt des verwendeten Reduktionsmittels bei -11C° liegt, würde die infolge des Eisdruckes hervorgerufene Ausdehnung bei niedrigen Umgebungstemperaturen zu einer Beschädigung des Systems führen. Um dies zu verhindern, saugt die Rücksaugpumpe das Medium beim Abstellen des Motors, beginnend vom Dosiermodul, in den Vorratsbehälter zurück. Gleichzeitig hat sie die Funktion, das Versorgungsmodul zu beheizen, um die Funktionalität auch bei niedrigen Umgebungstemperaturen gewährleisten zu können. Die von der Robert Bosch *GmbH* entwickelte Rücksaugpumpe stellt das Zielsystem der vorliegenden Arbeit dar. Eine detaillierte Systemanalyse und Funktionsbeschreibung erfolgt in Kapitel 4.1. Die Förderung beruht auf dem in Abbildung 3 dargestellten Funktionsprinzip einer Membranpumpe. Sie wird auch als Oszillationsverdrängerpumpe bezeichnet und erreicht nach WUTZ ein Saugvermögen von bis zu 20 $\frac{m^3}{h}$ [10]. Die Membran dient als

hermetische Trennung zwischen den Pumpenkomponenten und der korrosiven Harnstoffwasserlösung [33]. Im Ausgangszustand (Abbildung 3*a*) sind die beiden Ventile geöffnet. Durch eine Aufwärtsbewegung der Membran bei geschlossenem, förderseitigem Ventil (Abbildung 3*b*) wird das Medium angesaugt. Im Fördertakt (Abbildung 3*c*) schließt sich das saugseitige Ventil und das Medium wird durch die Abwärtsbewegung der Membran verdrängt [10].

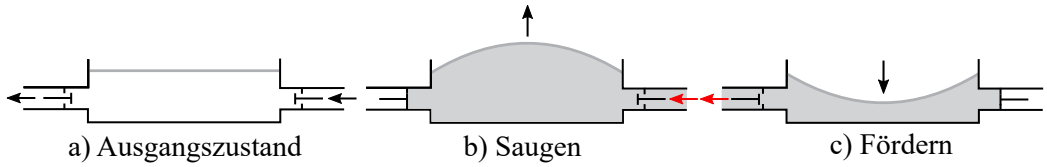


Abbildung 3: Funktionsprinzip einer Membranpumpe nach [10]

In der Literatur sind unterschiedliche Arten von Aktuatoren zur Betätigung von Membranpumpen aufgeführt. Dabei wird im Wesentlichen zwischen elektromagnetischen, mechanischen, pneumatischen und hydraulischen Antrieben unterschieden [33, 34, 35]. Aufgrund von wirtschaftlichen, fertigungstechnischen und wartungstechnischen Aspekten haben sich für den Einsatz in *SCR*-Systemen elektromagnetische Linearantriebe mit Rückstellfeder etabliert. Dieses im nachfolgenden Unterkapitel näher erläuterte Antriebskonzept wird in der Fachsprache auch als Hubmagnetsystem bezeichnet [33, 35].

2.2 Hubmagnetsysteme

Der stetig zunehmende Automatisierungsgrad, die kontinuierliche Verbesserung elektrischer und mechanischer Geräte sowie das immer breiter werdende Einsatzspektrum fluidtechnischer Anlagen treiben die Entwicklung elektromagnetischer Aktoren immer weiter voran. Die Grundlagen dieser im Folgenden als Hubmagnetsysteme bezeichneten Antriebskonzepte werden im vorliegenden Kapitel vermittelt. Dabei werden zunächst Aufbau und Wirkprinzip beschrieben, anschließend folgen technische Anwendungsbeispiele [11].

2.2.1 Aufbau

Kerninhalt des Hubmagnetsystems ist der Elektromagnet. Dieser sorgt dafür, dass elektrische Energie über eine Zwischenform, der magnetischen Energie, in mechanische Bewegungsenergie überführt wird. Wie Abbildung 4 schematisch zeigt, setzen sich Hubmagnetsysteme im Wesentlichen aus Spulenkörper, Anker, Innenpolkern und Druckfeder zusammen. Abhängig von der konstruktiven Auslegung dieser Funktionselemente lassen sich unterschiedliche Magnetkraft-Hub-Kennlinien realisieren und an das gewünschte Anforderungsprofil anpassen [36].

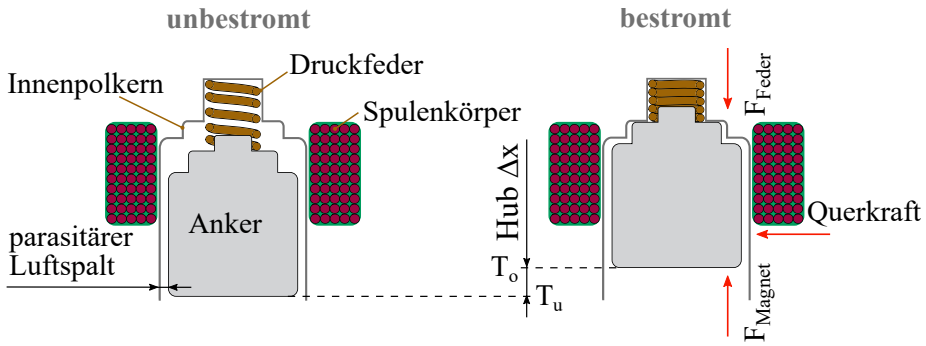


Abbildung 4: Schematische Darstellung eines Hubmagnetsystems im unbestromten (links) und bestromten (rechts) Zustand nach [11]

2.2.2 Wirkprinzip

Charakteristisch für Hubmagnete sind die zwei stabilen Positionen des Ankers zwischen denen die Gegenkräfte überwunden werden müssen. Über die Bestromung der Spule wird ein Magnetfeld induziert und somit die Bewegung von der Hubanfangslage, dem unteren Totpunkt T_u (Abbildung 4 links) zur Hubendlage, dem oberen Totpunkt T_o (Abbildung 4 rechts) realisiert. Eine ausführliche Analyse des Zielsystems Rücksaugpumpe wird in Kapitel 4.1 beschrieben.
Nach KALLENBACH decken die meisten Hubmagnete einen Stellbereich bis *ca.* 10 *mm* ab. Mit Topfmagneten können sogar Stellwege bis zu 100 *mm* realisiert werden. Zwischen Anker und Innenpolkern ergibt sich immer ein fertigungstechnisch bedingtes Spiel, der sog. parasitäre Nebenluftspalt. Dieser beeinflusst den magnetischen Wirkungsgrad negativ. Gleichzeitig wird während der Oszillationsbewegung eine von der Fertigungstoleranz abhängige Verkippung des Ankers im Innenpolkern ermöglicht. Ausgelöst wird sie durch die resultierenden Querkräfte aus dem Magnetfeld, der Feder sowie der Verbindung des Ankers mit dem Funktionselement. Folglich ist der Luftspalt so gering wie funktionsnotwendig und fertigungstechnisch möglich zu gestalten [11].

2.2.3 Anwendungen

Hubmagnetsysteme kommen hauptsächlich dort zum Einsatz, wo Flüssigkeiten und Gase zu messen, steuern und regeln sind. Wie Tabelle 2 zeigt, erstreckt sich ihr Anwendungsspektrum über zahlreiche, unterschiedliche Branchen [2]. Aufgrund des einfachen mechanischen Aufbaus, des hohen Beschleunigungsvermögens bei kleinen Hüben und der guten Integrationsmöglichkeit gewinnen Hubmagnetsysteme auch in der Abgasnachbehandlung zunehmend an Bedeutung [11].

Tabelle 2: Beispielanwendungen für Hubmagnetsysteme nach [2]

Branchen	Beispielanwendungen
Maschinen- und Anlagenbau	Kühlung, Schmierung und Dosierung
Wasserversorgung	Trinkwasserabfüllung
Gebäudetechnik	Automatische Türöffnungen, Schließfächer
Sicherheitstechnik	Feuerlöschsysteme
Medizintechnik	Schlauchquetschung
Brennstoffversorgung	Transport- und Tankeinrichtungen
Sortiertechnik	Banknotenzählung
Fahrzeugbau	Gangwahlschalter

2.3 Tribologische Grundlagen

Das vorliegende Kapitel vermittelt die Grundlagen der Tribologie. Dabei werden zunächst das tribologische System sowie die am tribologischen Kontakt in Wechselwirkung befindliche technische Oberfläche näher erläutert. Weiterhin werden die für tribologische Systeme besonders relevanten Größen Reibung und Verschleiß sowie die Kontakttemperatur beschrieben.
Der Begriff Tribologie wurde im Jahre 1966 erstmals durch den englischen Wissenschaftler PETER JOST geprägt und leitet sich aus den griechischen Begriffen *tribein* (reiben) und *logica* (Lehre) ab [37]. Wörtlich übersetzt handelt es sich bei der Tribologie um die „Reibungslehre“ [38]. Sie wird nach der zurückgezogenen Norm *DIN* 50323 als „die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung“ definiert. Neben den Kerninhalten Reibung und Verschleiß einschließlich Schmierung werden entsprechende Grenzflächenwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen behandelt [39]“.

2.3.1 Das tribologische System

Gegenstand jeder tribologischen Untersuchung ist das in Abbildung 5 veranschaulichte tribologische System. Anders als bei den Werkstoffeigenschaften wie der Härte oder dem Elastizitätsmodul ergeben sich Reibungs- und Verschleißmessgrößen aus dem Zusammenspiel aller beteiligten Stoffe sowie der Beanspruchung am tribologischen Kontakt. Während der tribologischen Wechselwirkung zweier Gegenkörper kommt es zu einer stofflichen Veränderung, die das tribologische Verhalten im weiteren Verlauf beeinflusst. Alle stofflichen Komponenten, Eigenschaften, Veränderungen, Vorgänge und Größen die an einer tribologischen Beanspruchung beteiligt sind können daher in einem tribologischen System zusammengefasst werden. Dabei werden die unmittelbar im Kontakt stehenden Bauteile und Stoffe von der technischen Gesamtkonstruktion durch eine Systemgrenze getrennt [20]. Entsprechend der Abbildung 5 werden die stofflichen Komponenten als Systemstruktur und die Beanspruchungsgrößen als Beanspruchungskollektiv bezeich-

net. Die technische Funktion des Tribosystems besteht darin, die Eingangsgrößen in technisch nutzbare Ausgangsgrößen umzuwandeln. Durch Reibung und Verschleiß entstehen Verlustgrößen. Zudem wirken Störgrößen, wie *bspw*. Schwingungen oder Strahlungen auf das tribologische System und beeinflussen die Ausgangs- und Verlustgrößen. Die Systemstruktur umfasst die stofflichen Komponenten wie Grundkörper, Gegenkörper, Zwischenstoff und Umgebungsmedium. Das Beanspruchungskollektiv wird durch Eingangsgrößen wie Bewegung, Belastung, Temperatur *usw*. beschrieben [4, 40].

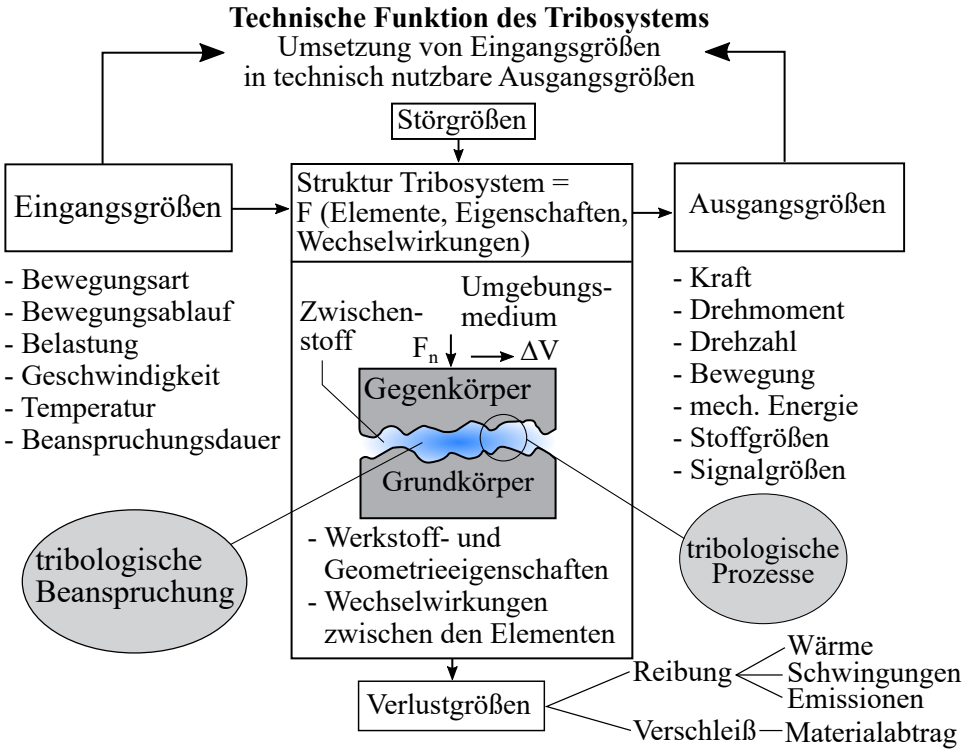


Abbildung 5: Schema eines tribologischen Systems nach [4]

Für die Auswertung eines tribologischen Systems sind die tribotechnischen Eingangsgrößen von besonderer Bedeutung. Sie beeinflussen die tribologische Beanspruchung und damit die Stoff- und Formänderungen der Kontaktpartner maßgeblich. Ebenso die durch Reibung und Verschleiß entstehenden Verlustgrößen [40]. Durch gezielte Anwendung tribologischer Kenntnisse auf Oberflächen in Relativbewegung können Werkstoff-, Energie- und Wartungskosten eingespart werden. Dabei können Anpassungen in konstruktiver, fertigungstechnischer, schmierungstechnischer oder werkstofftechnischer Form zur Verbesserung des Gesamtsystems führen [21, 41]. Zum Verständnis des tribologischen Verhaltens unterschiedlicher Oberflächen müssen die technischen Oberflächen im Kontakt genauer betrachtet werden.

2.3.2 Technische Oberflächen

Technische Oberflächen bilden die geometrische Begrenzung eines Bauteils. Sie unterscheiden sich vom Grundwerkstoff maßgeblich durch deren Gefügestruktur sowie deren chemischer Zusammensetzung. Der Aufbau einer technischen Oberfläche ist in Ab-

bildung 6 exemplarisch anhand einer Metalloberfläche zu sehen. Demnach ergeben sich von innen nach außen die drei Bereiche Grundwerkstoff, innere Grenzschicht und äußere Grenzschicht. Bei der inneren Grenzschicht handelt es sich um eine an den Grundwerkstoff anschließende Verformungs- *bzw.* Verfestigungszone. Abweichend vom Grundwerkstoff setzt sich die äußere Grenzschicht aus Oxidschichten, Adsorptionsschichten und Verunreinigungen zusammen [4]. Während des Bearbeitungsprozesses einer technischen Oberfläche kommt es zu plastischen Verformungen sowie thermischen Belastungen. Diese definieren neben den mechanischen Eigenschaften und den Eigenspannungszustand auch die Rauheit der äußeren Grenzschicht [38].

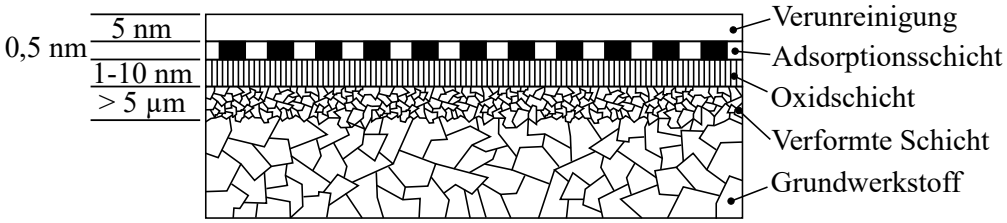


Abbildung 6: Schematischer Aufbau einer technischen Oberfläche nach [4]

Rauheit

Zur Charakterisierung und Optimierung eines tribologischen Systems muss die reale Kontaktfläche A_r (Gleichung 2) möglichst genau erfasst werden, da sie die zugrunde liegenden Reibungs- und Verschleißprozesse maßgeblich beeinflusst [42].

$$A_r = \sum_{i=1}^{i=n} A_{r,i} \tag{2}$$

Die reale Kontaktfläche resultiert aus der Summe der Kontaktstellen an den Rauheitsspitzen zweier Oberflächen. Wie in Abbildung 7 an einem exemplarischen Oberflächenprofil dargestellt, kann der Rauheitswert einer Oberfläche durch die Parameter R_z, R_a, $R_{z,max}$, R_{pk}, R_{vk} und R_{mr} beschrieben werden. Bei der gemittelten Rautiefe R_z handelt es sich um einen Mittelwert aus mehreren aufeinanderfolgenden Einzelrautiefen aus jeweils gleich großen Messabschnitten im Profil. Der arithmetische Mittenrauwert R_a errechnet sich als Mittelwert aller Abweichungen des Rauheitsprofils von einer Mittellinie entlang der Bezugsstrecke. Die maximale Rautiefe $R_{z,max}$ beschreibt den Abstand von der tiefsten Riefe zur höchsten Spitze innerhalb der Messstrecke. Die beiden Kenngrößen Spitzenhöhe und Riefentiefe werden durch die reduzierte Spitzenhöhe R_{pk} *bzw.* die reduzierte Riefentiefe R_{vk} definiert. Der Materialanteil R_{mr} (ehemals Traganteil) errechnet sich nach Gleichung 3 aus der Summe der im Material verlaufenden Streckenabschnitte im Schnittniveau c dividiert durch die Gesamtmessstrecke in Prozent [12].

$$R_{mr} = \frac{100}{L_r} \cdot \sum_{i=1}^{n} MI_i \tag{3}$$

Zur Ermittlung der realen Kontaktfläche muss neben der Rauheit auch die Welligkeit der

Oberflächen bestimmt werden. Diese wird über die Konturenfläche $A_{c,i}$ beschrieben (Gleichung 4).

$$A_c = \sum_{i=1}^{i=n} A_{c,i} \tag{4}$$

Erfahrungsgemäß ist die reale Kontaktfläche gegenüber der nominellen Kontaktfläche A_a deutlich kleiner ($A_r \approx 10^{-1}$ bis $10^{-4} \cdot A_a$). Daher fallen die realen Pressungsspitzen in den Rauheitskontakten im Einlaufvorgang gegenüber den nominellen Flächenpressungen deutlich höher aus [3]. Untersuchungen von GREENWOOD und WILLIAMSON zeigen, dass die Summe der realen Kontaktflächen proportional zur anliegenden Normalkraft F_N ist [43].

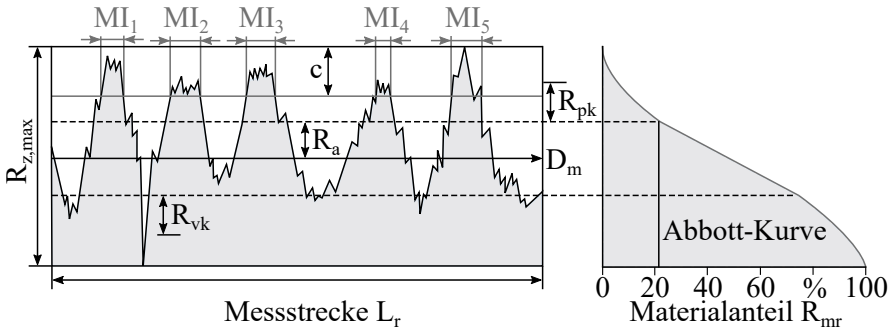


Abbildung 7: Oberflächen- und Rauheitswerte nach [12]

In den nachfolgenden Unterkapiteln werden die beiden Verlustgrößen Reibung und Verschleiß eines technischen Systems näher erläutert.

2.3.3 Reibung

Nach *DIN* 50281 ist Reibung ein mechanischer Widerstand, der eine Relativbewegung einander berührender Körper hemmt oder verhindert [44]. FLEISCHER definiert die Reibung als „den Verlust an mechanischer Energie beim Ablauf, Beginnen oder Beenden einer Relativbewegung sich berührender Stoffbereiche“ [45].
Während des Betriebs wirken auf die Kontaktstellen tribologische Beanspruchen wie *bspw.* Kräfte, Vibrationen oder Temperaturen. Durch die so entstehende Reibung wird Reibarbeit dissipiert, welche als Aktivierungsenergie für tribochemische Prozesse dient [4]. Grundlegend unterscheidet man zwischen äußerer und innerer Reibung. Tritt Reibung zwischen sich berührenden Grenzflächen von Festkörpern auf, so spricht man von äußerer Reibung. Bei der inneren Reibung handelt es sich um den Widerstand eines Körpers gegen die Relativbewegung seiner Volumenbestandteile. Bei Reibungsvorgängen tritt immer eine von der Materialpaarung sowie deren Oberflächenbeschaffenheit charakteristische Reibungskraft F_R (Gleichung 5) horizontal entgegengesetzt der Bewegungsrichtung auf. Diese ist proportional zur Normalkraft F_N und muss überwunden werden, um eine Bewegung zu erzeugen oder aufrecht zu erhalten. Den Quotienten aus Reibungskraft und Normalkraft bezeichnet man als Reibungskoeffizient μ [4, 21].

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} \tag{5}$$

In den meisten Anwendungen ist eine hohe Reibung aufgrund des Energieverbrauches und der damit einhergehenden Verschlechterung des Wirkungsgrades unerwünscht (*bspw.* bei Kugellagern). Neben der unerwünschten Reibung gibt es Anwendungsfälle, wie *z.B.* das Bremsen, in denen eine hohe Reibung gewollt ist.

Reibungszustände

Der Reibungszustand wird durch die stofflichen und energetischen Zustandsgrößen beschrieben. Über die vorliegenden Aggregatzustände sowie deren Mischformen werden die in Abbildung 8 veranschaulichten Reibungszustände Festkörperreibung, Flüssigkeitsreibung, Mischreibung, und Grenzreibung definiert [4].

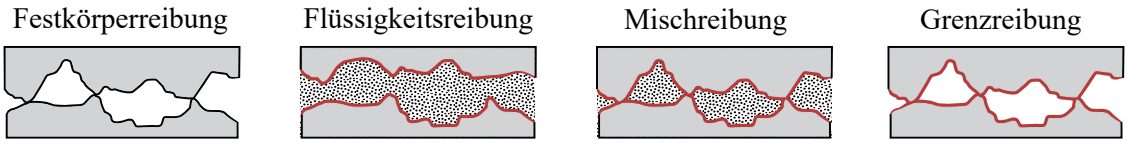


Abbildung 8: Schematische Darstellung elementarer Reibungszustände nach [13]

Die Festkörperreibung zeichnet sich durch einen direkten Kontakt der Gegenkörper ohne Zwischenstoff wie zum Beispiel Haft-, Reaktions- oder Schmierstoffschichten aus. Demzufolge wird dieser Reibungszustand mit einem besonders ausgeprägten Reibungs- und Verschleißverhalten auch als Trockenreibung bezeichnet. Bei der Flüssigkeitsreibung oder auch hydrodynamischen Schmierung dagegen sind die Kontaktflächen der Gegenkörper durch das Schmiermedium vollständig voneinander getrennt. Es findet kein Festkörperkontakt mehr statt, wodurch die Reibung und der Verschleiß erheblich reduziert werden. Reibung liegt in diesem Zustand ausschließlich in der Flüssigkeitsschicht vor. Dies macht man sich *z.B.* bei Gleitlagern zu Nutze. Mischreibung ist jene Reibung die auftritt, wenn der Schmierfilm zwischen den Kontaktstellen durch partielle Festkörperkontakte unterbrochen wird, wodurch es zu einer zeitlichen und örtlichen Überlagerung von mehreren Reibungszuständen kommt. Nach FLEISCHER handelt es sich bei der Mischreibung um eine Mischform von mindestens zwei Reibungszuständen, die parallel zueinander auftreten. Grenzreibung tritt auf, wenn Reibung zwischen festen Grenzschichten mit gegenüber dem Ausgangsmaterial modifizierten Eigenschaften stattfindet. Auf den Oberflächen der Kontaktstellen befindet sich ein molekularer Grenzschichtfilm. Die hydrodynamische Wirkung des Schmierstoffs ist hier vernachlässigbar, da die Geschwindigkeit sehr klein ist *bzw.* die vorhandene Schmierstoffmenge nicht ausreicht um den Spalt zu füllen [40, 45]. Bei der Gasreibung handelt es sich um Reibung zwischen Gasfilm und Festkörper die aerostatisch oder aerodynamisch erzeugt werden kann [4].
Tabelle 3 liefert nach STEINHILPER und SAUER Erfahrungswerte für Reibungskoeffizienten unterschiedlicher Reibungszustände [3].

Tabelle 3: Typische Reibungskoeffizienten unterschiedlicher Reibungszustände nach [3]

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

Ein Großteil der bei tribologischer Beanspruchung dissipierten Reibarbeit wird in Wärme umgewandelt. Diese im weiteren Verlauf der Arbeit als Kontakttemperatur bezeichnete Größe wird im nachfolgenden Abschnitt näher erläutert.

2.3.4 Kontakttemperatur

Der durch Reibung induzierte Energieumsatz in tribologischen Prozessen geht mit Wärmeflüssen im Kontaktbereich einher [4, 46]. Dadurch kommt es zu einer reibungsbedingten Erhöhung der Temperatur beider Kontaktpartner. Die Temperaturerhöhung im Mikrokontakt wird in der Literatur auch als Blitztemperatur bezeichnet [4]. Aufgrund der Unzugänglichkeit und der Komplexität von elastisch-plastischen Kontaktdeformationsprozessen gestaltet sich die experimentelle Messung der reibungsbedingten Temperaturerhöhung oft als schwierig. Für eine möglichst genaue numerische Berechnung müssen Energiedissipationsmechanismen und temperaturabhängige Eigenschaften der Kontaktpartner bekannt sein. Untersuchungen zum Einfluss der Kinematik auf die durch Reibung induzierte Temperaturerhöhung zeigen einen besonders ausgeprägten Temperaturanstieg bei Gleitvorgängen [4].
Einen Ansatz zur Berechnung der Blitztemperatur bei kleinen, mittleren und hohen Gleitgeschwindigkeiten liefert KUHLMANN-WILSDORF [47, 48, 49, 50].

Für niedrige Geschwindigkeiten gilt Gleichung 6:

$$\Delta T(Pe \ll 1) = \frac{\mu \cdot \left(\frac{\pi \cdot F_N \cdot H}{N_m}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot v}{4 \cdot (\lambda_{th1} + \lambda_{th2})} \tag{6}$$

Für hohe Geschwindigkeiten gilt Gleichung 7 :

$$\Delta T(Pe \gg 1) = \frac{9 \cdot \pi \cdot \mu}{32 \cdot \lambda_{th1}} \cdot \left(\frac{\lambda_{th1}^2 \cdot H^3 \cdot F_N}{\pi \cdot \rho^2 \cdot c_p^2 \cdot N_m}\right)^{\frac{1}{4}} \cdot v^{\frac{1}{2}} \tag{7}$$

Durch eine Erhöhung der Last vergrößert sich die reale Kontaktfläche. Eine Abschätzung der Anzahl an Mikrokontakte N_m kann über die Härte H des weicheren Körpers und dem mittleren Durchmesser des Mikrokontakts mit Gleichung 8

$$N_m = \frac{4 \cdot F_N}{\pi \cdot D^2 \cdot H} \tag{8}$$

erfolgen [50]. Die dimensionslose PECLET-Zahl *Pe* beschreibt bei Stoff- und Wärmetransportvorgängen das Verhältnis von advektiven zu diffusiven Flüssen auf einer charakteristischen Länge *L*. [51]. Sie errechnet sich über die Gleichung 9

$$Pe = \frac{\rho \cdot c_p \cdot a \cdot v}{2 \cdot \lambda_{th}} \tag{9}$$

aus der Dichte ρ, der thermischen Leitfähigkeit λ_{th}, der spezifischen Wärmekapazität c_p und der Gleitgeschwindigkeit v. Der Kontaktradius infolge plastischer Verformung a_{pl} kann über die Gleichung 10

$$a_{pl} = \sqrt{\frac{F_N}{\pi \cdot H}} \tag{10}$$

bestimmt werden [49, 50]. Die Gleitgeschwindigkeit v (Gleichung 11) für oszillierende Kontakte

$$v = 2 \cdot \Delta x \cdot f \tag{11}$$

kann abhängig vom Hub Δx und der Frequenz bestimmt werden. Der Faktor 2 ergibt sich aus der Hin- und Rückwärtsbewegung einer Schwingung [52]. In den Untersuchungen von WÖPPERMANN und YARIM wurden die oben genannten Gleichungen zur Berechnung der Blitztemperatur bei oszillierendem Gleitverschleiß herangezogen und durch Prüfstandmessungen verifiziert [49, 53]. Der Grenzbereich der Modellgültigkeit wird erreicht, sobald der Schmelzpunkt der Werkstoffe überschritten wird und sowohl Härte als auch Elastizitätsmodul auf den Wert Null abfallen [54].

2.3.5 Verschleiß

Der Verschleiß beschreibt den fortschreitenden Materialabtrag aus der Oberfläche von Festkörpern, insbesondere an Maschinenelementen, hervorgerufen durch Reibbeanspruchung. Nach FLEISCHER wird Verschleiß als „infolge Reibung eintretende Form- und/oder Stoffveränderung der die Oberfläche von Festkörpern bildenden Stoffbereiche, die außerhalb einer technologisch beabsichtigten Formgebung oder Stoffveränderung liegen“ definiert. In den meisten Fällen sind Verschleißvorgänge unerwünscht und wirken sich wertmindernd auf ein Erzeugnis aus. In Ausnahmefällen wie *bspw.* bei Einlaufvorgängen kann der Verschleiß auch gewollt sein [21, 55].
Nach einer Konvention der International Research Group on Wear of Engineering Metarials ($IRG-OECD$) kann für Stahlkontakte ein Verschleißkoeffizient W_V von $10^{-6}\ \frac{mm^3}{Nm}$ als Grenzwert zwischen „schwerem Verschleiß“ bei der Festkörperreibung und „mildem Verschleiß“ bei der Grenz- *bzw.* Mischreibung angenommen werden [4].

Verschleißarten

Abhängig von der Art des tribologischen Systems und der vorliegenden Beanspruchung unterscheidet man zwischen den nachfolgenden Verschleißarten.

Verschleißarten, die vorrangig in Tribosystemen mit geschlossener Systemstruktur (Bewegungs-, Kraft-, Energie- oder Signalübertragung wie *bspw.* Hubmagnetsysteme) auftreten:

- Schwingungsverschleiß
- Gleitverschleiß
- Wälzverschleiß
- Prallverschleiß/Stoßverschleiß
- Furchungsverschleiß (Gegenkörperfurchung)

Verschleißarten, die hauptsächlich in Tribosystemen mit offener Systemstruktur (ständiger Stoffffluss in oder aus dem System wie *bspw.* Fördersysteme) auftreten:

- Furchungsverschleiß (Teilchenfurchung)
- Strahlenverschleiß
- Erosion (Strömungsverschleiß)

In Hubmagnetsystemen finden vorrangig oszillierende Relativbewegungen statt. Die hierbei zugrunde liegenden Verschleißarten sind der Schwingungsverschleiß und der Gleitverschleiß. Daher werden im Folgenden ausschließlich diese beiden Erscheinungsformen näher beschrieben [4].

Schwingungs- und Gleitverschleiß in Abhängigkeit des Eingriffsverhältnisses

Der Schwingungsverschleiß (Abbildung 9 rechts) tritt bei einer oszillierenden Relativbewegung mit kleiner Schwingungsamplitude auf [56]. Charakteristisch ist die Überlappung der Kontaktflächen von Hubanfangs- und Hubendlage. Die Änderung der Schwingweite Δx, der Normalkraft oder des Verschleißvolumens W_V kann das vorliegende Eingriffsverhältnis ε_{eg} beeinflussen. Wird *bspw.* Δx so stark vergrößert, dass es während der Oszillation zu keiner Überlappung der Kontaktflächen von Hubanfangs- und Hubendlage mehr kommt, liegt ein reversierender Gleitverschleiß (Abbildung 9 links) vor. Hierbei wird der Abtransport von Verschleißpartikeln sowie die Zufuhr von Schmiermittel in den Kontaktbereich begünstigt. Während der oszillierende Körper eine stationäre mechanische Beanspruchung mit kontinuierlicher Reibungswärmeaufnahme erfährt, wird der starre Gegenkörper nur zyklisch beansprucht. Dadurch werden Adsorptionsprozesse sowie tribochemische Reaktionen begünstigt. Der Übergang vom Schwingungsverschleiß in den reversierenden Gleitverschleiß kann durch das Eingriffsverhältnis bestimmt werden. Dies berechnet sich nach FOUVRY über die Gleichung 12

$$\varepsilon_{eg} = \frac{D}{a} = \frac{\frac{\Delta x}{2}}{a}. \tag{12}$$

Die Variable D ergibt sich aus der halben Schwingweite $\frac{\Delta x}{2}$, a beschreibt den HERTZSCHEN Kontaktradius. Für den Schwingungsverschleiß ergibt sich so ein Eingriffsverhältnis von $\varepsilon_{eg} < 1$ *bzw.* für den reversierenden Gleitverschleiß von $\varepsilon_{eg} \geq 1$ [14, 15].

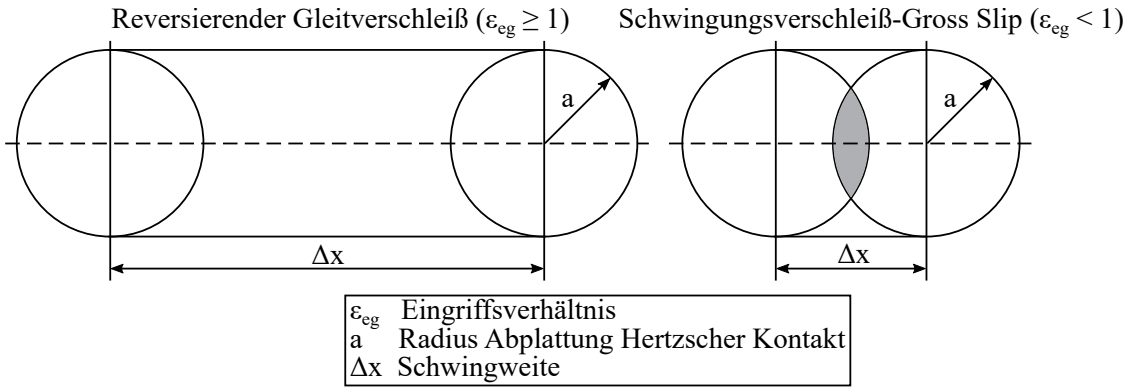


Abbildung 9: Exemplarische Eingriffsverhältnisse einer elliptischen Kontaktfläche nach [14, 15]

Nach CZICHOS stellt ε_{eg} das Verhältnis der momentanen, nominellen Tribokontaktfläche zur gesamten überstrichenen Reibfläche A_f eines Reibkörpers dar. Dabei kann zwischen dem zeitlichen und dem örtlichen Verhältnis unterschieden werden. Das zeitliche Eingriffsverhältnis $\varepsilon_{zeitl.}$ beschreibt, wie lange ein Punkt im Kontakt mit seinem Gegenkörper steht und errechnet sich aus der Kontaktzeit dividiert durch die Gesamtzeit einer Oszillation. Das örtliche Eingriffsverhältnis $\varepsilon_{örtl.}$ wird als momentane nominelle Kontaktfläche zur nominellen Gesamtfläche der Verschleißspur definiert. Liegt beispielsweise ein Eingriffsverhältnis von $\varepsilon_{zeitl.} = 1$ vor, so sind Grund- und Gegenkörper dauerhaft im Kontakt. Es findet eine stationäre Beanspruchung und Reibungsleistungsaufnahme im Eingriff statt. Bei einem Eingriffsverhältnis $\varepsilon_{zeitl.} < 1$ wird die Kontaktfläche des Grundkörpers zyklisch belastet. Dabei können entstandene Verschleißpartikel aus dem Kontakt getragen *bzw.* frisches Schmiermedium in den Kontakt gezogen werden. Während der zeitlichen Unterbrechung des Kontakts können tribochemische Reaktionen zwischen der freiliegenden Verschleißspur und der Umgebung erfolgen [4].
Im Rahmen von Verschleißanalysen ist häufig von sogenannten Verschleißmechanismen die Rede. Gängige Verschleißmechanismen werden im Folgenden näher beschrieben.

Verschleißmechanismen

Bei Verschleißmechanismen handelt es sich um die physikalischen und chemischen Wechselwirkungen an den Kontaktflächen eines tribologischen Systems. Abhängig von den Bedingungen des Tribosystems sowie dem vorliegenden Belastungskollektiv unterscheidet man im Wesentlichen zwischen den vier in Abbildung 10 schematisch veranschaulichten Mechanismen.

- Oberflächenzerrüttung
- Abrasion
- Adhäsion
- Triboreaktionen

Oberflächenzerrüttung oder auch Ermüdungsverschleiß genannt, tritt bei periodisch wirkenden Belastungen, die in normaler oder paralleler Richtung zur Oberfläche wirken,

auf. Eine weitere Ursache für diesen Verschleißmechanismus ist die Werkstoffermüdung infolge wiederkehrender elastischer und plastischer Deformationen im Oberflächenbereich. Anders als bei der Abrasion und Adhäsion tritt der Ermüdungsverschleiß auch unter den Bedingungen der Flüssigkeitsreibung auf. Bei der Abrasion dringen die Rauheitsspitzen des härteren Körpers in den Gegenkörper ein, wodurch es zum Materialverlust unter Riefenbildung an mindestens einer der Oberflächen kommt. Die Adhäsion zeichnet sich durch lokale Verschweißungen von Festkörpern aus. Besitzen diese eine höhere Festigkeit als die Werkstoffe der Reibkörper, kommt es zum Heraustrennen von Material. Charakteristisch für die Triboreaktion ist eine Herabsetzung der Festigkeit beteiligter Oberflächenschichten infolge chemischer Reaktionen mit Bestandteilen des Zwischenstoffs oder des Umgebungsmediums. Dadurch wird der Materialabtrag bei weiterer Beanspruchung begünstigt. In den meisten Anwendungsfällen wirken mehrere Verschleißmechanismen gleichzeitig, nur in Einzelfällen ist ein Mechanismus dominant. Tabelle 4 liefert typische Verschleißerscheinungsformen der entsprechenden Verschleißmechanismen [5, 21]. Bei dem in Hubmagnetsystemen vorrangig vorliegenden Schwingungsverschleiß können nach CZICHOS alle vier Verschleißmechanismen wirken [4].
Eine Abschätzung des Verschleißes in Abhängigkeit der Beanspruchung kann über bestehende Verschleißmodelle erfolgen. Diese werden im Folgenden näher beschrieben.

Tabelle 4: Verschleißmechanismen und ihre Erscheinungsformen nach [4, 5]

Verschleißmechanismus	Verschleißerscheinungsform
Oberflächenzerrüttung	Risse, Grübchen
Abrasion	Kratzer, Riefen, Mulden, Wellen
Adhäsion	Fresser, Löcher, Kuppen, Schuppen, Materialübertragung
Tribochemische Reaktion	Reaktionsprodukte (Schichten, Partikel)

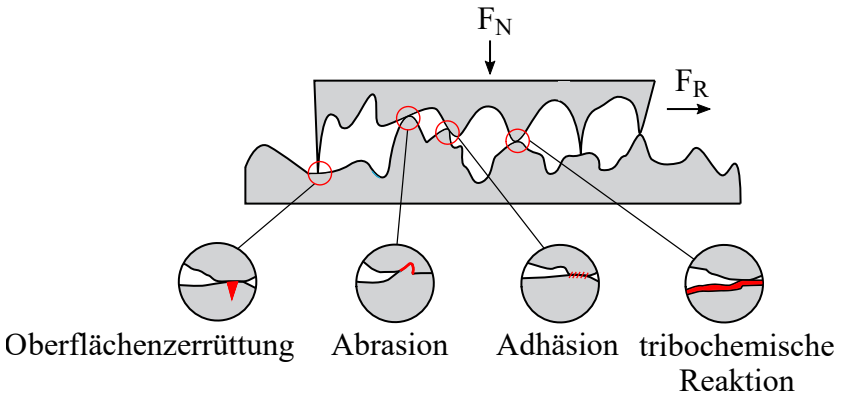


Abbildung 10: Gängige Verschleißmechanismen nach [3]

Verschleißmodelle

Aufgrund zahlreicher Einflussgrößen und deren Wechselwirkungen untereinander sowie der Sensitivität des Systems gibt es aktuell noch kein allgemein gültiges Verschleißmo-

dell. Das Ziel eines Verschleißmodells ist die zuverlässige Voraussage des Verschleißfortschrittes und die Lebensdauerprognose bei einem anliegenden Belastungskollektiv. Nach MENG wurden bereits in der Mitte des 20. Jahrhunderts die ersten Verschleißmodelle aufgestellt und bis heute weiterentwickelt [57]. Auf Basis dieser Forschungsarbeiten werden die Verschleißmodelle heute in zwei Kategorien unterteilt.

- **Phänomenologische Modelle,** die auf empirischen Beobachtungen von Experimenten beruhen.
- **Mechanische Modelle,** die basierend auf Verschleißmechanismen entwickelt wurden [58].

Das phänomenologische Modell von ARCHARD hat sich in der heutigen Technik bereits etabliert und stellt einen Zusammenhang zwischen der wirkenden Belastung und dem entstehenden Verschleiß her. Demnach wird das Verschleißvolumen W_V (Gleichung 13)

$$W_V = \frac{k \cdot F_N \cdot s}{H} \tag{13}$$

in Abhängigkeit der Normalkraft F_N, des Gleitweges s, des Verschleißkoeffizienten k und der Härte H des weicheren Werkstoffes beschrieben. Der Verschleißkoeffizient k ist ein für unterschiedliche Anwendungen experimentell ermittelter, empirischer Faktor. Er beschreibt die Beanspruchbarkeit des Systems bei Festkörper-, Misch- und Grenzreibung [4]. Folglich hat sich die Übertragbarkeit der bereits bestehenden Koeffizienten auf weitere tribologische Systeme als zu ungenau erwiesen. Die Grenze der Verschleißberechnung anhand des Modells nach ARCHARD liegt in der geringen Anzahl der Einflussparameter, welche für die Berechnung berücksichtigt werden. Alle weiteren Parameter werden im Verschleißkoeffizienten k zusammengefasst [59]. Zur Funktionsbewertung in Hubmagnetsystemen (Kolben-Zylinder) wird häufig der linearer Verschleißbetrag W_l herangezogen. Dieser lässt sich unter Berücksichtigung der Kontaktfläche A nach Gleichung 14 berechnen [60].

$$W_l = k \cdot p \cdot s \tag{14}$$

Das mechanische Modell von FLEISCHER bezieht sich direkt auf die eingebrachte Reibungsarbeit W_R (Gleichung 15),

$$W_R = F_R \cdot s_R = F_R \cdot 2\Delta x \cdot f \cdot t = \mu \cdot F_N \cdot 2\Delta x \cdot f \cdot t \tag{15}$$

die sich als Produkt aus Reibungskraft F_R und Reibungsweg s_R zusammensetzt. Demnach ist die Akkumulation an eingebrachter Reibungsenergie in einem lokalen Volumenbereich der Verschleißspur die Grundlage für das Verschleißwachstum. Über die Reibungskraft wird dabei im Gegensatz zum Modell von ARCHARD auch der vorliegende Reibkoeffizient (Gleichung 5) berücksichtigt. Die Reibungsenergiedichte e_R (Gleichung 16)

$$e_R = \frac{W_R}{V_R} \tag{16}$$

stellt das Bindeglied zwischen eingebrachter Reibungsarbeit und dem Reibvolumen V_R dar. Je kleiner die Reibungsenergiedichte ist, desto kürzer fällt die Lebensdauer der Reibpaarung bei gleichbleibender Beanspruchung aus.
Sobald sich infolge der Rauheit zwischen den Kontaktkörpern ein kritischer Betrag an innerer Energie angesammelt hat, erfolgt Abrasion. Liegt der Wert unterhalb einer systemabhängigen Schwelle, werden die sich berührenden Rauheitsspitzen elastisch deformiert und ein Teil der eingebrachten Energie gespeichert. Die restliche Energie wird in Form von Wärme dissipiert [61]. Eine Schwierigkeit bei der Berechnung der Reibungsenergiedichte stellt die Ermittlung des Reibvolumens dar. Hierzu gibt es weder analytische noch experimentelle Ansätze, weshalb FLEISCHER die scheinbare Reibungsenergiedichte e_R^* (Gleichung 17) aufstellt. Dabei wird das Reibvolumen durch das einfacher zu ermittelnde Verschleißvolumen V_V ersetzt. Der somit entstehende Zusammenhang gibt die Energie an, welche benötigt wird, um ein bestimmtes Verschleißvolumen aus der nominellen Kontaktfläche A_a und der Verschleißhöhe h_V hervorzurufen [59, 62].

$$e_R^* = \frac{W_R}{V_V} = \frac{W_R}{A_a \cdot h_V} \tag{17}$$

Die Verschleißgrundgleichung nach FLEISCHER beschreibt das Verhältnis zwischen e_R^* und der Reibschubspannung τ_R durch die sogenannte Verschleißintensität I_h (Gleichung 18) [61, 63].

$$I_h = \frac{\tau_R}{e_R^*} \tag{18}$$

Sie gibt die gleitwegsbezogene Verschleißhöhe an.
Im bisherigen Verlauf wurden die Grundlagen zum Fachgebiet Tribologie vorgestellt. Diese werden im Rahmen der vorliegenden Forschung zur Charakterisierung von Gleitlackbeschichtungen angewendet. Das nachfolgende Kapitel behandelt die Grundlagen der Gleitlacke sowie bestehende Forschungsergebnisse.

2.4 Gleitlacke

Bei Gleitlacken spricht man von trockenen Schmierstofflösungen zum Verschleißschutz, welche den herkömmlichen Industrielacken im Aufbau sehr ähnlich sind. Sie kommen in erster Linie da zur Anwendung, wo Schmierstoffe wie Fette und Öle aufgrund ihrer Stoffeigenschaften nicht eingesetzt werden können oder versagen [16]. Daher gewinnen Gleitlacksysteme im Bereich der „Sonderanwendungen“ mit speziellen Anforderungen zunehmend an Bedeutung [29]. Hinsichtlich der Funktionalität von Gleitlacken unterscheidet man zwischen einer Beschichtung mit Lebensdauerschmierung, einer Einlaufschmierung oder einer reinen Montageerleichterung. Analog zum Zielsystem dieser Arbeit ist bei zahlreichen Baugruppen eine Zugänglichkeit zu den einzelnen Komponenten nach der Montage nicht mehr möglich. In diesen Fällen muss die Gleitlackbeschichtung ihre Funktion über die gesamte Lebensdauer erfüllen. Klassische Anwendungen sind zum

Beispiel Bolzen, Scharniere, Federn, Magnetanker, Lagerelemente oder Kolben [17]. Dieses Kapitel behandelt die Grundlagen der Gleitlacke und schafft einen Überblick der für diese Arbeit relevanten Erkenntnisse aus vorangehenden Forschungsarbeiten.

2.4.1 Grundlagen Gleitlacke

Aufbau einer Gleitlackschicht

Abbildung 11 zeigt die Zusammensetzung von Gleitlacken anhand eines Schichtmodells. Hauptbestandteil eines Gleitlacksystems und damit maßgeblich für dessen schmierwirksame Eigenschaften entscheidend sind Festschmierstoffe, welche in Kapitel 2.4.2 näher erläutert werden. Sie werden durch Bindemittel in Form von Epoxid-, Acrylharzen, Silikaten oder Boraten zusammengehalten. Lösemittel sorgen bei der Applikation für eine gleichmäßige, dünne Schicht auf der Bauteiloberfläche. Hier kommt häufig Benzin, Ester oder auch Wasser zum Einsatz. Zur Realisierung geforderter Eigenschaften kann mithilfe von Additiven zusätzlich eine Feinoptimierung vorgenommen werden [6]. Dies wird beispielsweise durch die Zugabe von Entschäumern, Korrosionsinhibitoren oder Netzmitteln erreicht. Eine zusätzliche Phosphat- oder Nitrierschicht trägt zur besseren Haftung des Gleitlackes sowie zum Schutz des Grundmaterials vor korrosiven Angriffen bei.

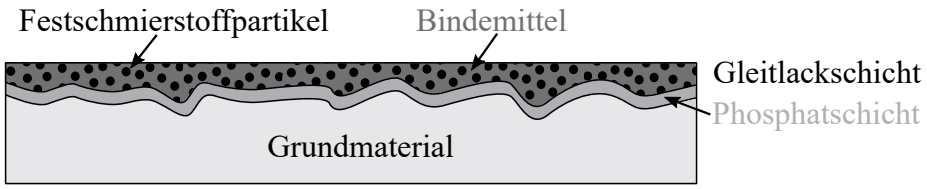


Abbildung 11: Schematischer Aufbau eines Gleitlacksystems nach [16]

Um eine möglichst gute Haftung zwischen Lack und Grundmaterial sicherstellen zu können, wird vor der Auftragung eine ausreichende Grundrauheit am Bauteil benötigt. Diese gibt ZECHEL mit einem Arithmetischen Mittenrauwert R_a von *ca.* 1-2 μm an [6]. Im Idealfall wird die reduzierte Spitzenhöhe R_{pk} gegenüber der reduzierten Riefentiefe R_{vk} eher klein gehalten. Der unbeschichtete Gegenkörper sollte eine Oberflächenrauheit von $R_a = 0,2 - 0,8\,\mu m$ aufweisen [6]. Dies ist für die im Folgenden beschriebene Wirkungsweise des Gleitlacksystems von entscheidender Bedeutung.

Wirkungsweise von Gleitlacken

Sobald eine Relativbewegung zwischen beschichteten- und Gegenkörper stattfindet, erfolgt zunächst ein Einlaufvorgang. Dabei werden ausgeprägte Spitzen des Gegenkörperprofils abgetragen und die Gleitlackoberfläche glättet sich ein. Während des weiteren Gleitvorganges kommt es zum partiellen Austrag von Festschmierstoffkomponenten aus dem Gleitlack-Schichtsystem (Abbildung 12*a*). Diese werden auf den Gegenkörper übertragen (Abbildung 12*b*), wodurch sich ein sogenannter Transferfilm ausbildet (Abbildung

12*c*). Nun findet die Relativbewegung zwischen Gleitlackoberfläche und Schmierstoffschicht statt, was eine deutliche Reduzierung der Reibung zur Folge hat [17].

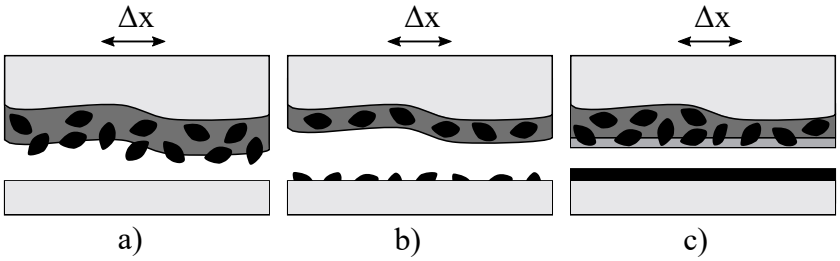


Abbildung 12: Wirkungsweise einer Gleitlackbeschichtung nach [17]: *a*) Partieller Austrag des Festschmierstoffes; *b*) Übertrag des Festschmierstoffes auf den Gegenkörper; *c*) Transferfilmausbildung

Wird die Schichtdicke auf der Substratoberfläche mit voranschreitendem Verschleiß zu gering, kann es zu lokalen Durchdringungen einzelner Rauheitsspitzen des Grundmaterials kommen. An diesen Stellen findet erhöhter Verschleiß statt und der Reibungskoeffizient steigt schlagartig an. Die zunehmende Reibung resultiert aus der kontinuierlichen Relativbewegung an der Schadstelle. Dadurch kann diese vergrößert oder auch durch den Eintrag von Schmierstoffpartikeln zeitweise wieder aufgefüllt werden. Diese stochastischen Effekte können sich auf die Streuung der gemessenen Ergebnisse auswirken [29]. Bedingt durch den Wirkmechanismus der Transferfilmbildung eignen sich Gleitlacke vorrangig für Anwendungen ohne Medienschmierung. Weitere Eigenschaften des Schichtsystems werden im Folgenden aufgeführt.

Potenziale und Grenzen

Gleitlacke ermöglichen den Verzicht von Schmierstoffen wie Öle und Fette, weshalb sie zunehmend an Bedeutung und Anwendung in der Automatisierung gewinnen. Durch die trockene Oberfläche gleitlackbeschichteter Bauteile können sowohl ein Schmierstoff-Ablauf von der Reibstelle als auch eine Klebneigung bei der automatisierten Montage vermieden werden. Weiterhin unterstützen Gleitlacke den Einlauf hoch belasteter Maschinenelemente, erleichtern die Montage und gewährleisten in vielen Fällen eine wartungsfreie Lebensdauerschmierung. Der Hauptvorteil einer Gleitlackbeschichtung ist die Möglichkeit, seine Eigenschaften durch eine variable Zusammensetzung seiner Bestandteile auf anspruchsvolle Anforderungsprofile flexibel abzustimmen. TREMMEL spricht in seiner Arbeit sogar von maßgeschneiderten Beschichtungen oder „tailored coatings“ [64]. Um eine möglichst hohe Standzeit der Gleitlackbeschichtung zu erzielen, muss eine gute Haftung der Lackschicht auf dem Substrat gewährleistet werden. Daher wird eine Oberflächenvorbehandlung des Grundmaterials vorausgesetzt. Die Aufrauung der Substratoberfläche kann mechanisch oder chemisch erzeugt werden. Seine Grenzen findet der Gleitlack bei Anwendungen mit einer Relativbewegung zwischen Oberflächen mit scharfen Kanten und Spitzen. Diese haben auf den Gleitlack eine Feilen-ähnliche Wirkung

und führen somit zum vorzeitigen Ausfall des Systems. Die Beschichtung von Innenkonturen wie *bspw*. Bohrungen oder Schlitze und Nuten ist aus physikalisch-technischen Gründen nur bedingt möglich. In Abhängigkeit der gewünschten Eigenschaften des Gleitlacksystems ist die Dimension der Schichtdicke limitiert [5, 29, 65, 66, 67]. Dies wird im Zusammenhang mit der Applikation im nächsten Abschnitt näher erläutert. Eine zusammenfassende Übersicht der wesentlichen Vor- und Nachteile von Gleitlackbeschichtungen ist in Tabelle 5 dargestellt.

Tabelle 5: Stärken und Schwächen von Gleitlacken nach [6]

Stärken	Schwächen
Maßgeschneiderte Eigenschaften einstellbar	Oberflächenvorbehandlung notw.
Wartungsfreie Lebensdauerschmierung	Scharfe Kanten
Einfache Montage	Medium
Einsatz unter extremen Bedingungen	Maximale Schichtdicke begrenzt
Vermeidung von Stick slip	Beschichtung von Innenkonturen
Kein Weglaufen von der Reibstelle	
Weiter Temperaturbereich (-200°C - +650°C)	
Konstante, flexible Schichtdicke realisierbar	

Gleitlack-Applikation

Die grundlegenden Prozessschritte der Gleitlack-Applikation von der Entfettung und Reinigung der Bauteiloberfläche bis zur Endkontrolle sind in Abbildung 13 schematisch dargestellt. Für eine gute Haft- und Funktionsfähigkeit des Gleitlackes muss die Substratoberfläche frei von Öl, Fett, Wasser, Korrosion oder Zunderschichten sein. Dies kann beispielsweise mittels Spray-Entfettung oder Ultraschallbad-Entfettung erreicht werden. Hierbei wird häufig auf alkalische, wässrige Medien oder auch Lösemittel wie *z.B.* : Ethylacetat *bzw.* Aceton, die nach dem Verdampfen keinen Rückstand hinterlassen, zurückgegriffen. Über die Kombination mit Ultraschall oder Wärme kann die Reinigungswirkung zusätzlich verstärkt werden. Anschließend werden durch chemische oder rein mechanische Aufrauverfahren, wie zum Beispiel Nitrieren *bzw.* Sandstrahlen, Hinterschnitte auf der Oberfläche des Grundmaterials erzeugt. In diese kann die Dispersion aus Festschmierstoffpartikeln und Bindemittel später hineinfließen, sodass sich während des Aushärteprozesses eine formschlüssige Verbindung zwischen Gleitlack und Substratoberfläche einstellt. Mit chemischen Aufrauverfahren kann die Haftung des Gleitlackes auf dem Substrat im Vergleich zum Sandstrahlen deutlich verbessert werden [6, 17]. Außerdem wird durch das Nitrieren ein zusätzlicher Korrosionsschutz erreicht. Ein nachfolgender Reinigungs- und Trocknungsvorgang soll Verunreinigungen, die durch den Aufrauprozess am Bauteil entstanden sind, entfernen. Die Applikation des Gleitlackes kann in Abhängigkeit der Teilegeometrie und der erforderlichen Schichtqualität durch Tauchen, Spritzen, Trommeln oder Tauchzentrifugieren erfolgen. Für die Versuche im Rahmen der

Forschungsarbeit werden die Teile ausschließlich spritzbeschichtet. Durch den automatisierten Schichtauftrag lassen sich qualitativ hochwertige, homogene Lackschichten erzeugen. Dies ist für eine konstante Kontaktfläche über den Gleitweg und damit für die Vergleichbarkeit der Forschungsergebnisse von entscheidender Bedeutung. Eine inhomogene Schichtdickenverteilung würde zur lokalen Erhöhung der HERZSCHEN Pressung *bzw.* des Eingriffsverhältnisses führen und die untersuchte Beanspruchung des tribologischen Systems verfälschen. Die Schichtdicke beläuft sich beim Spritzprozess typischerweise im Bereich von $10-20\,\mu m$. Als letzte Instanz erfolgt je nach Gleitlack ein Einbrenn- *bzw.* Trocknungsvorgang mit anschließender Qualitätskontrolle. Überprüft werden dabei die Oberflächengüte, die Schichtdicke sowie die Haftung auf dem Grundmaterial [6, 17, 65]. Da eine Schichtdicke von $20\,\mu m$ den bestmöglichen Kompromiss aus Vergleichbarkeit der Versuchsbedingungen und ausreichend messbarem Verschleiß bietet, werden die Versuche im Rahmen der Forschung vorliegender Arbeit mit dieser Schichtdicke durchgeführt [5, 29, 65, 66, 67]. Größere Schichtdicken $> 20\,\mu m$ müssten prozesstechnisch über eine Aufbringung mehrerer übereinanderliegender Schichten realisiert werden. Dadurch induzierte inhomogene Schichtdickenverteilungen sowie Adhäsionsprobleme würden sich negativ auf die Vergleichbarkeit der Versuchsbedingungen auswirken [6, 17]. Schichtdicken $< 20\,\mu m$ würden zuverlässige Aussagen über den Einfluss der untersuchten Parameter auf die resultierende Verschleißtiefe erschweren.

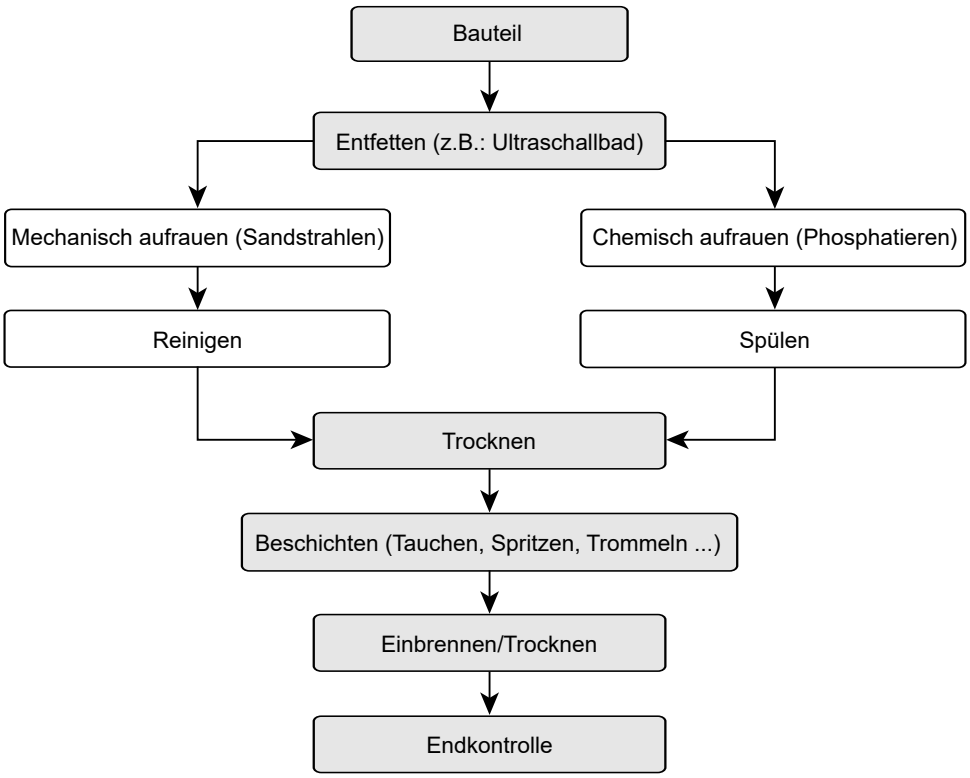


Abbildung 13: Die Vorbehandlung und Applikation von Gleitlacken nach [6]

Die charakteristischen tribologischen Eigenschaften des applizierten Gleitlackes werden maßgeblich durch den verwendeten Festschmierstoff definiert. Das nachfolgende Unterkapitel behandelt die in Gleitlacksystemen gängigen Festschmierstoffe. Dabei wird je-

weils auf deren chemische Zusammensetzung sowie den daraus resultierenden Stärken und Schwächen bei der Anwendung eingegangen.

2.4.2 Festschmierstoffe

BORKHOFER und KÜMMERLE definieren sie als „Stoffe, die bewusst eingesetzt werden, um Reibung zwischen Körpern und den Verschleiß in der Kontaktzone zu verringern“ [29]. Festschmierstoffe finden als Reinstoffe, Verbindungen oder Gemische in unterschiedlichsten Erscheinungsformen wie Pulver, Pasten, Schichten, Filmen oder Compounds Anwendung. Zu den bekanntesten und meist verwendeten Festschmierstoffen zählen Molybdändisulfid MoS_2 und Polytetrafluorethylen $PTFE$.
Aufgrund seiner Verschleißbeständigkeit ist MoS_2 in der Schmierstoffindustrie weit verbreitet [68]. Es setzt sich aus einem Molybdän- sowie zwei Schwefelatomen zusammen. Wie in Abbildung 14 schematisch dargestellt, ist Molybdändisulfid lamellenförmig aufgebaut. Dabei entspricht eine Lamelle einer Lage von MoS_2-Molekülen [18]. Beim Übergang von Lamelle zu Lamelle stehen sich zwei Schwefelebenen gegenüber, die lediglich durch schwache VAN-DER-WAALS-Kräfte zusammengehalten werden. Dieser Übergang ist mit 3,08 Ångström $Å$ kaum kleiner als die Dicke einer gesamten MoS_2-Lamelle. Aufgrund der schwachen Wechselwirkungen zwischen den gegenüberliegenden Schwefelebenen ergibt sich eine geringe Scherfestigkeit, wodurch die einzelnen Lamellen bei Druck- und Gleitbeanspruchung leicht aufeinander abgleiten können [20]. Ein weiterer Vorteil von MoS_2 ist seine hohe thermische Stabilität. Diese ist unter Sauerstoffausschluss besonders stark ausgeprägt und beträgt kurzzeitig $1000°C$ *bzw.* langzeitig $650°C$. In sauerstoffhaltiger Atmosphäre dagegen sollte eine Temperatur von $500°C$ nicht für längere Zeit überschritten werden. Für langzeitige tribologische Beanspruchung in sauerstoffhaltiger Atmosphäre ist eine thermische Stabilität bis $350°C$ gegeben [69]. Ein großer Nachteil für die Anwendung von MoS_2 in Gleitlacken ist die Empfindlichkeit gegenüber Luftfeuchtigkeit. Nach ROBERTS und DONNET et al. können in Vakuum sehr niedrige Reibungskoeffizienten bis zu 0,002 nachgewiesen werden [70, 71, 72]. Befindet sich das tribologische System dagegen in Luft, so erhöht sich der Reibungskoeffizient infolge der Tribooxidation auf Werte zwischen 0,1 und 0,2 [72, 73, 74]. Diesen Reibungsanstieg begründet GROSSEAU-POUSSARD et al. in seiner Arbeit mit einer Zunahme der Scherfestigkeit bei erhöhter Luftfeuchtigkeit. Dadurch wird das Abgleiten von *S-Mo-S*-Lamellen beeinträchtigt [75]. Unter einer relativen Luftfeuchtigkeit von 40% bis 60% weist die Schicht eine Scherfestigkeit von etwa $56\,MPa$ auf, welche in Ultrahochvakuum auf bis zu $0{,}7\,MPa$ reduziert werden kann [72]. Ein weiterer Grund für die Verschlechterung der tribologischen Eigenschaften von MoS_2 unter Einfluss von Luftfeuchtigkeit ist das abrasiv wirkende Molybdändioxid MoO_2. In den drei nachfolgenden, simultan ablaufenden, chemischen Reaktionsgleichungen wird das Oxidationsverhalten von MoS_2 in Luft beschrieben (Gleichung 19-21).
In der Zwischenreaktion mit Wasserdampf wird unter Ausgasung von Schwefelwasserstoff H_2S das Zwischenprodukt MoO_2 gebildet. Während der Zwischenreaktion mit Luft

entsteht MoO_2 unter Ausgasung von Schwefelmonoxid SO und Schwefeldioxid SO_2. Als Endreaktion zerfällt das chemisch instabilere MoO_2 unter Sauerstoffeinfluss zum ebenfalls abrasiv wirkenden MoO_3 [69, 76].

Zwischenreaktion mit Wasser:	$MoS_2 + H_2O$	$\longrightarrow$	$MoO_2 + H_2S\uparrow$	(19)
Zwischenreaktion mit Luft:	$MoS_2 + O_2$	$\longrightarrow$	$MoO_2 + \uparrow SO + SO_2\uparrow$	(20)
Endreaktion:	$MoO_2 + O_2$	$\longrightarrow$	MoO_3	(21)

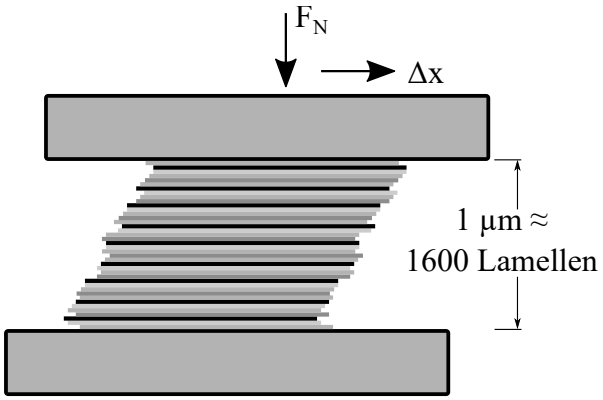


Abbildung 14: Modellvorstellung von MoS_2 nach [18]

Tribologische Systeme mit Polytetrafluoroethylen ($PTFE$) oder umgangssprachlich auch als Teflon bekannt, zeichnen sich durch einen äußerst niedrigen Reibungskoeffizienten von bis zu $\mu < 0{,}01$ aus [77]. In einem Vergleich mehrerer Polymerfestschmierstoffe können WANG et al. die niedrigste Reibung für $PTFE$-Beschichtungen nachweisen [78, 79]. Bei $PTFE$ handelt es sich um ein linear aufgebautes, teilkristallines, thermoplastisches Polymer aus Fluor und Kohlenstoff [77, 80]. Der E-Modul E liegt zwischen 400 MPa und 750 MPa, die Poissonzahl ν beträgt 0,46. Zu den Vorteilen zählen ein breites Temperaturspektrum von -270°C bis *ca.* +300°C sowie eine hohe Chemikalien- und Oxidationsbeständigkeit [29, 81, 82]. Aufgrund der schwachen intermolekularen Bindungen bildet sich im Zuge der Relativbewegung zwischen den Kontaktkörpern ein dünner, schützender Transferfilm auf dem Gegenkörper aus. Er trennt die weiche Polymeroberfläche von den harten Rauheitsspitzen des Gegenkörpers [83]. In Gegenwart von Flüssigschmierstoffen wird die Ausbildung eines stabilen Transferfilms verhindert, wodurch Reib- und Verschleißverhalten beeinträchtigt werden [84]. Die schwachen Bindungen und der niedrige E-Modul sorgen jedoch auch für eine geringe Verschleißbeständigkeit. Weitere Nachteile sind das Fließen bereits unter geringer Druckbeanspruchung, eine geringe thermische Leitfähigkeit sowie ein hoher thermischer Ausdehnungskoeffizient [85, 86]. Daher kommt es in reiner Form nur selten zur Anwendung [65]. Die Anfälligkeit gegenüber Verschleiß kann durch Beigebung von Zusatzpartikeln wie *bspw.* Grafit, Carbon, Glas oder auch MoS_2 verbessert werden [19, 87]. Bei der Verbesserung des Fließverhaltens macht man sich der Einlagerung von Fasern, Pulvern oder anderen Füllstoffen zu Nutze [87]. BLANCHET und KENNEDY definieren zwei wichtige Faktoren für die Verschleißreduzierung von $PTFE$-Gleitlacken [88].

1. Die Prävention von Materialabtrag aus dem Gleitlack.
2. Die Prävention von Materialabtrag aus dem Transferfilm.

Um mit $PTFE$-Gleitlacken bei niedriger Reibung gleichzeitig eine hohe Verschleißbeständigkeit erzielen zu können, wird ein Bindemittel mit besonders hoher Abriebfestigkeit benötigt. Bei den Herstellern kommt dabei häufig ein *PAI*-Polymersystem zum Einsatz. Polyamidimid ist ein Hochtemperaturpolymer mit guter chemischer Beständigkeit gegenüber Diesel, Benzin und Motoröl. Es kann sowohl als Duroplast als auch als Thermoplast verarbeitet werden [89, 90]. *PAI* setzt sich aus Amid- und Imidgruppen zusammen. Dabei sorgen die Imidgruppen durch ihre aromatische Struktur für eine hohe Festigkeit, Steifigkeit und Temperaturbeständigkeit der *PAI*-Matrix. Über Amidgruppen kann eine Beweglichkeit der Strukturkette und damit eine gute Duktilität der Matrix erzielt werden [91].
Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden ausschließlich Lacksysteme mit $PTFE$-Füllung näher untersucht. Daher beschränkt sich das nachfolgende Kapitel auf die Tribologie von $PTFE$-Gleitlacken. Eine Abgrenzung des untersuchten Lackes gegen weitere Lacksysteme wird in Kapitel 6.1 beschrieben.

2.4.3 Tribologie der Gleitlackbeschichtungen

Die tribologische Funktionsweise transferfilmbildender Gleitlackbeschichtungen wird gemäß BURRIS et al. in drei aufeinanderfolgende, charakteristische Phasen unterteilt. Abbildung 15 zeigt für die jeweiligen Phasen eine exemplarische Auftragung des Verschleißvolumens W_V über den Gleitweg. Demnach zeichnet sich die erste Phase - „Run in Period“ durch einen großen Verschleißkoeffizienten k von etwa $5{\cdot}10^{-5}\,mm^3/Nm$ aus. Partikel werden aus dem Gleitlack abgetragen und auf die Oberfläche des Gegenkörpers transferiert [19, 92]. Gleichzeitig erfolgt eine Einglättung der Rauheitsspitzen am Gegenkörper [19, 93]. Zunächst setzt sich der Transferfilm aus großen, plattenartigen Partikeln zusammen. Aufgrund ihrer Form und Größe können sich die Partikel nur schlecht in die Oberflächenstruktur des Gegenkörpers einlagern. Mit zunehmendem Gleitweg nimmt die Größe der Partikel immer mehr ab. Dadurch wird die Haftung des Transferfilms auf dem Gegenkörper begünstigt und der Verschleißkoeffizient nimmt auf einen Wert von *ca.* $7 \cdot 10^{-6}\,mm^3/Nm$ ab. In der „Transition Period“ nehmen die Partikel eine „samenartige“ Form von 100 - 1000 nm Breite und 5 - 10 nm Höhe an. Somit können selbst kleinste Täler des Gegenkörperprofils aufgefüllt werden und es bildet sich ein flächendeckender, gut haftender Transferfilm aus. Diese Übergangsphase zeichnet sich durch einen Verschleißkoeffizienten annähernd Null aus. Die letzte Phase - „Steady State Period“ ist durch einen gleichbleibend niedrigen Verschleißkoeffizienten von *ca.* $2 \cdot 10^{-7}\,mm^3/Nm$ geprägt. Der Transferfilm weist eine inselartige Morphologie mit Partikelgrößen von 1-20 μm auf. Die „Inseldichte“ wird mit voranschreitendem Gleitweg immer größer [19, 92, 93].

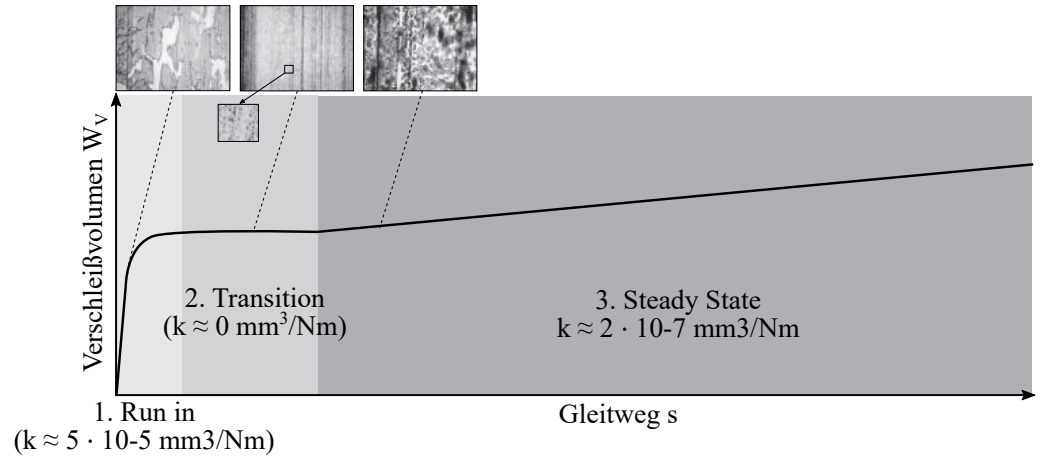


Abbildung 15: Verschleißverhalten in Abhängigkeit des Gleitweges für transferfilmbildende Festschmierstoffbeschichtungen nach [19]

Aus der Literatur ist bekannt, dass die Parameter Oberflächengüte, Temperatur, Flächenpressung, Gleitgeschwindigkeit zwischen Grund und Gegenkörper sowie der $PTFE$ Gehalt das tribologische Verhalten von Gleitlacken maßgeblich beeinflussen [94, 95]. Im Folgenden werden die Ergebnisse bereits bestehender Forschungsarbeiten hierzu ausführlich erläutert. Abschließend werden die daraus erlangten Erkenntnisse für die Untersuchungen der vorliegenden Forschungsarbeit zusammengefasst.

Einfluss Oberflächengüte und Transferfilm

Die Oberflächengüte des Gegenkörpers spielt für die Transferfilmausbildung und damit für die Verschleißrate von polymergefüllten Gleitlacken eine entscheidende Rolle. Dieser Effekt macht sich am stärksten in der oben beschriebenen „Run in Period“ bemerkbar. Der Transferfilm trennt die weiche Polymeroberfläche von den harten Rauheitsspitzen des Gegenkörpers und sorgt somit für eine Reibungs- und Verschleißreduzierung [83, 92, 93]. Nach BLANCHET und KENNEDY wird die Verschleißbeständigkeit eines Gleitlacksystems durch die Abtragrate des ausgebildeten Transferfilms limitiert [96]. Demzufolge sind Täler und eingeglättete Plateaus Voraussetzung für die Ausbildung eines stabilen Transferfilms [93]. Eine Transferfilmausbildung wird neben dem $PTFE$ auch durch weitere Polymere wie *z.B.* $LDPE$, $HDPE$, $UHMWPE$ oder POM realisiert [83]. BAHADUR et al. weisen in ihren Untersuchungen mittels Stift-Scheibe Versuchen eine verbesserte Transferfilmausbildung durch zunehmende Oberflächenrauheit des Gegenkörpers nach, da sich die gelösten Polymerpartikel in raue Oberflächen besser einlagern können [97, 98, 99]. Diese Erkenntnis deckt sich auch mit der Studie von PARLAR et al, die in rotierenden Stift-Scheibe-Versuchen eine reduzierte Reibung für zunehmende Oberflächenrauheiten feststellen konnten [94]. Überschreitet die Rauheit einen kritischen Wert, wird die Ausbildung des Transferfilms destabilisiert, wodurch die Verschleißrate zunimmt [98, 100]. Dieser kritische Rauheitswert vergrößert sich mit dem Füllstoffgehalt. Somit können höhere Oberflächenrauheiten durch einen größeren Füllstoffgehalt teilweise ausgeglichen werden [98]. Außerdem konnte eine Korrelation zwischen der Dimension übertragener

Partikel und der Rauheit des Gegenkörpers nachgewiesen werden [93, 101]. Sind Oberflächenstruktur und Gleitrichtung parallel zueinander ausgerichtet, wird der Abtrag des Transferfilms gegenüber einer senkrechten Ausrichtung begünstigt und die Verschleißbeständigkeit des Systems nimmt ab [83, 102, 103].
FRANKLIN und KRAKER definieren in ihren Untersuchungen am oszillierenden Stift-Scheibe-Versuch drei Typen der Transferfilmausbildung in Abhängigkeit der Oberflächenrauheit des Gegenkörpers. Demnach tritt bei geringen Rauheitskennwerten von $R_p < 0{,}1\,\mu m$ *bzw.* $R_a < 0{,}025\,\mu m$ ein diskontinuierlicher Materialtransfer, der zum Großteil aus Matrixwerkstoff besteht, auf. Übertragene Partikel zeigen eine Dimension $\leq 20\,\mu m$. Ab einer Rauheit von $R_p = 0{,}25\text{-}0{,}7\,\mu m$ *bzw.* $R_a = 0{,}08\text{-}0{,}14\,\mu m$ bildet sich ein kontinuierlicher Transferfilm mit mehr $PTFE$ als Matrixwerkstoff aus. Bis auf einzelne Rauheitsspitzen wird die Oberflächenstruktur des Gegenkörpers weitestgehend vom Film bedeckt. Durch die herausragenden Spitzen findet ein kontinuierlicher Abrasivverschleiß statt. Sobald ein Rauheitswert von $R_p = 1{,}3\,\mu m$ *bzw.* $R_a = 0{,}45\,\mu m$ überschritten wird, entsteht ein unstetiger Transferfilm aus großen Klumpen $\geq 20\,\mu m$. Dieser setzt sich zu gleichen Teilen aus $PTFE$ und Matrixwerkstoff zusammen. Charakteristisch ist ein stark ausgeprägter Abrasivverschleiß. Weiterhin konnte ein größerer Einfluss der maximalen Profilspitzenhöhe R_p gegenüber dem Mittenrauwert R_a auf die Verschleißrate nachgewiesen werden [83]. Empirische Untersuchungen zeigen eine Korrelation der Spitzenhöhe mit dem zugrunde liegenden Abrasivverschleiß [83, 93]. WIELEBA konnte in einem *DOE* nachweisen, dass Rauheitsparameter, welche die Höhe der Rauheiten eines Profils beschreiben, maßgeblich den Verschleiß beeinflussen. Parameter, welche die Form des Profils beschreiben, wirken sich dagegen eher auf die Reibung aus [100]. Eine minimale Verschleißrate konnte bei einer Oberfläche von $R_p = 0{,}25\text{-}0{,}4\,\mu m$ *bzw.* $R_a = 0{,}085\text{-}0{,}095\,\mu m$ festgestellt werden. Ab $R_p = 1{,}3\,\mu m$ steigt die Verschleißrate mit zunehmender Rauheit stark an [83].
Neben der Oberfläche des Gegenkörpers spielt für die Tribologie auch die Oberfläche des Substratmaterials eine entscheidende Rolle. Durch eine raue Substratoberfläche wird bei der Gleitlackapplikation eine mechanische Hinterschneidung erzielt und so eine formschlüssige Verbindung zwischen Gleitlack und Substrat hergestellt. Bei einer zu hohen Rauheit der Oberfläche können allerdings überhöhte Spitzen partiell aus dem Gleitlack herausragen *bzw.* frühzeitig freigelegt werden und damit die Lebensdauer des Systems reduzieren. Zu glatte Substratoberflächen ohne Einlagerungsmöglichkeiten führen zu lokalen Delaminationen des Gleitlackes [99]. In oszillierenden Kugel-Platte-Versuchen mit unterschiedlichen Substratoberflächen konnten MILLER et al. ideale tribologische Eigenschaften für Oberflächen mit Riefen und möglichst abgetragenen Spitzen nachweisen. Dies kann in der Realität *bspw.* durch Nachbearbeitung der Oberfläche mittels Honen, Finishen oder Läppen erzielt werden [99].

Einfluss Temperatur

Ein weiterer Einflussparameter für typische Gleitlackanwendungen ist die Temperatur. STAUB konnte in seinen Untersuchungen am Stift-Scheibe Tribometer eine Abnahme

des Reibungskoeffizienten für steigende Temperaturen bis 150°C nachweisen. Die obere Temperaturgrenze ist dabei stark von der Zusammensetzung der jeweiligen Lacksysteme abhängig [104]. Ein verbessertes Reibverhalten für steigende Temperaturen zeigen auch die Kugel-Platte Versuche von BABUSKA et al. [81]. Dieses Verhalten lässt sich auf die Veränderungen der amorphen und kristallinen Regionen im $PTFE$ während der Phasenumwandlung zurückführen. Dadurch ändert sich die innere Reibung und folglich auch das rheologische Verhalten des Lacksystems [82]. Nach CALLEJA et al. können für $PTFE$ drei Kristallinitätsphasen nachgewiesen werden. Demnach liegt während der Glasübergangstemperatur von -103°C ein amorpher Zustand vor. In dieser Phase weisen die makromolekularen Ketten eine ungeordnete Struktur auf. Zwischen -50°C und 32 °C liegt die Übergangszone, bei der mit steigender Temperatur eine immer höhere Kristallinität induziert wird. Mit Erreichen von *ca.* 116°C stellt sich eine vollständig geordnete Struktur der Molekülketten ein. Ab einer Temperatur von *ca.* 330°C wird schließlich der Schmelzpunkt von $PTFE$ erreicht [82]. BABUSKA et al. unterteilt die Übergangszone in zwei weitere Stufen. Dabei werden die makromolekularen $PTFE$-Ketten ab einer Temperatur von 19°C von der helixartigen 13/6-Form zur 15/7-Helixstruktur aufgedrillt. Ab 30°C erfolgt eine weitere Umwandlung zur 15/6-Helix. Durch das Aufdrillen der Ketten mit steigender Temperatur stellt sich eine immer höhere Mobilität der kristallinen Phase ein und der Reibungskoeffizient nimmt ab [81, 82].

Einfluss Flächenpressung

Die vorliegende Flächenpressung hat für die Auswahl von Schichtsystemen meist einen hohen Stellenwert. Daher wurden in der Vergangenheit bereits einige Studien zum Einfluss der Flächenpressung auf die Tribologie von Gleitlacken veröffentlicht. Aus den rotierenden Block-Ring Versuchen von PARLAR et al. geht ein konstantes Reibverhalten im Bereich zwischen $50N$ $(0,64MPa)$ und $150N$ $(1,91MPa)$ hervor [94]. Nach TOUMI et al. kommt es zu einer Abnahme der Reibung *bzw.* zu einem Anstieg des Verschleißes bei zunehmenden Pressungen [92]. Die Untersuchungen von YEO und POLYCARPOU wurden an einem oszillierenden Stift-Scheibe Tribometer durchgeführt. Dabei konnten für Pressungen unter $43MPa$ sehr geringe Reibwerte von 0,02 bis 0,035 nachgewiesen werden. Eine stufenweise Anhebung der Normalkraft bis zum Fressen zeigt einen Ausfall von $PEEK/PTFE$ bei $133MPa$ *bzw.* von $PTFE$/Pyrrolidon bei $166MPa$ [84].

Einfluss Gleitgeschwindigkeit

Auch im Zusammenhang mit der Gleitgeschwindigkeit konnte in bestehenden Forschungen ein Einfluss auf das tribologische Verhalten von Gleitlacken nachgewiesen werden. Die Untersuchungen von STAUB und PARLAR am Stift-Scheibe Versuch zeigen eine Zunahme des Reibungskoeffizienten mit der Gleitgeschwindigkeit [94, 104]. Vergleichsweise hohe Gleitgeschwindigkeiten können in einen Reibungskoeffizienten bis zu 0,3 resultieren [85, 86]. Einen möglichen Erklärungsansatz liefern BLANCHET und KENNEDY.

Demnach wird bei hohen Gleitgeschwindigkeiten eine Enthaftung initiiert, sobald der Reibungskoeffizient einen bestimmten Schwellenwert überschritten hat [96]. Ab dieser Grenze überwiegt die Scherung unterhalb der Polymerschicht gegenüber der Scherbeanspruchung an der Kontaktschnittstelle und es kommt zur lokalen Delamination [105, 106]. TOUMI et al. können mittels Oszillationsversuchen am Zylinder-Platte Tribometer einen Anstieg von Reibung und Verschleiß für zunehmende Geschwindigkeiten nachweisen. Besonders im Bereich $6\,mm/s \leq v \leq 10\,mm/s$ konnte ein starker Anstieg der beiden Zielgrößen beobachtet werden. Niedrige Gleitgeschwindigkeiten limitieren lokale Schmelzprozesse auf sehr kleine Bereiche. An diesen Stellen kommt es zur Adhäsion durch sogenanntes „Micro-Pflügen“. Durch höhere Gleitgeschwindigkeiten werden dagegen größere Schmelzpunkte induziert, welche zu einem breiteren Adhäsionsspektrum, dem sogenannten „Macro-Pflügen“, führen [92].

Einfluss PTFE-Gehalt und Struktur

Durch Variation des Füllstoffgehaltes sowie dessen Kristallstruktur wie zum Beispiel Typ, Größe und Form kann die resultierende Verschleißrate beeinflusst werden [94, 107, 108]. Nach PARLAR et al. nimmt die Reibung mit dem Füllstoffgehalt zu [94]. GEDAN-SMOLKA et al. konnten in ihren Kugel-Scheibe Untersuchungen eine geringfügige Verschleißzunahme mit steigendem $PTFE$-Anteil bei einem Optimum zwischen 10 *Gew.-%* und 15 *Gew.-%* feststellen. Ab einem Füllstoffgehalt von 22,5 *Gew.-%* bricht die Flexibilität während der statischen Beanspruchung im Tiefungsversuch deutlich ab [109]. Die Stift-Scheibe-Untersuchungen von RAHMATI und MAHBOOBI zeigen dagegen eine Abnahme von Reibung und Verschleiß bei Erhöhung des $PTFE$-Gehalts bis zu einem Schwellenwert von $10\,g/l$. Höhere Konzentrationen führen zu einer Anhäufung der $PTFE$-Partikel an der Lackoberfläche, was in einem Anstieg der Verschleißrate resultiert [80]. Dies deckt sich mit den oszillierenden Stift-Scheibe Versuchen von BLANCHET et al., die außerdem eine höhere Sensitivität des Füllstoffgehaltes auf das Verschleißvolumen für kleinere Partikelgrößen nachweisen konnten. Weiterhin konnte das Verschleißvolumen durch eine kleinere Partikelgröße reduziert werden [98].
Die betrachteten Studien liefern einige Erkenntnisse, welche für die vorliegende Forschungsarbeit bedeutend sind. Sie geben Anhaltspunkte bezüglich Wirkmechanismen, Reibungs- und Verschleißverhalten sowie dem Ausfall des Tribosystems. Aufgrund des Systemcharakters tribologischer Kontakte ist eine direkte Übertragung der Erkenntnisse auf das betrachtete Zielystem (Ableitung der Randbedingungen *vgl.* Kapitel 4.1) nicht möglich. Die Erkenntnisse lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Die Analyse des Transferfilmes auf dem Gegenkörper ist für das Verständnis der Verschleißmechanismen von entscheidender Bedeutung.
- Zur Ausbildung des Transferfilmes wird eine Grundrauheit des Gegenkörpers benötigt.
- Durch eine Erhöhung der Umgebungstemperatur bis *ca.* $150\,°C$ kann die Reibung reduziert werden.

- Mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit steigen Reibung und Verschleiß.
- Die Überschreitung einer von der Gleitlackzusammensetzung abhängigen kritischen Pressung führt zum Ausfall des tribologischen Systems.
- Die Verschleißrate transferfilmbildender Gleitlackbeschichtungen ist in der Einlaufphase am höchsten.

Die Charakterisierung tribologischer Systeme bezüglich variabler Einflussparameter erfolgt als erste Instanz üblicherweise anhand von Modellversuchen. Im nachfolgenden Kapitel wird die tribologische Prüfkette unter Berücksichtigung der Abstraktionsgrade vom Modellversuch bis hin zum Feldversuch vorgestellt. Anschließend werden für Modellversuche gängige Prüfsysteme erläutert und gegenübergestellt.

2.5 Der Modellversuch

Die Analyse eines tribologischen Systems kann auf unterschiedlichen Ebenen erfolgen. Vom Feldversuch unter realen Betriebsbedingungen nimmt der Abstraktionsgrad bis hin zum Modellversuch mit vereinfachten Prüfkörpern immer mehr zu (*vgl.* Abbildung 16 links). Eine qualitative Bewertung dieser Vereinfachungen anhand der Gesichtspunkte Prüfbedingungen, Ergebnisinterpretation, Wiederholbarkeit, Übertragbarkeit auf technische Gesamtsysteme und Preis zeigt Abbildung 16 [4, 110].
Die Untersuchungen im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit erfolgen anhand von Modellversuchen. Dadurch können Streuungen durch Störgrößen, wie *bspw.* den Montage- oder Fertigungsprozess, minimiert werden. Weiterhin ist eine unabhängige und flexible Untersuchung variabler Einflussgrößen möglich [4, 17, 111].

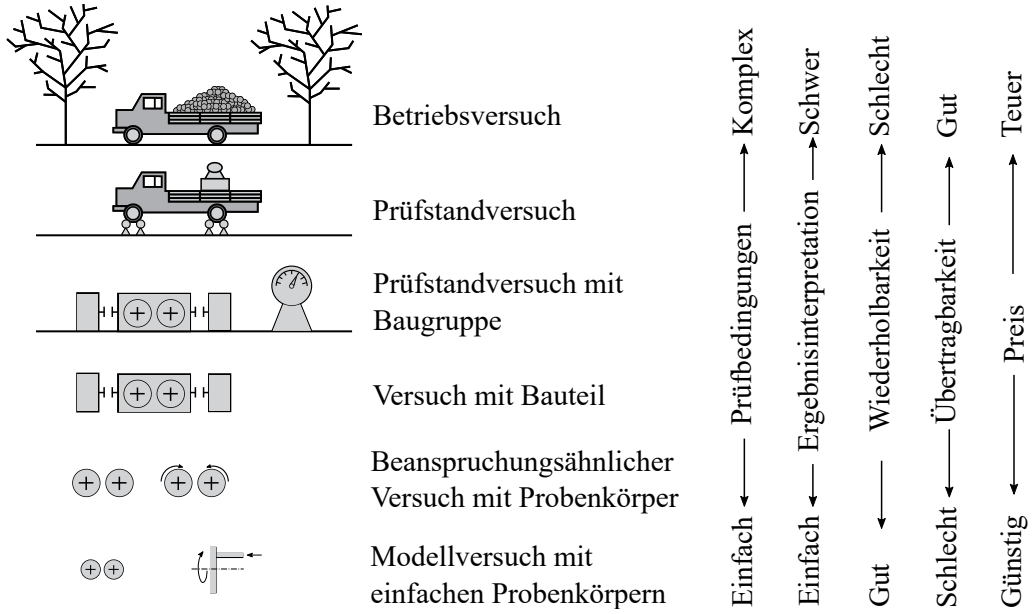


Abbildung 16: Kategorien tribologischer Prüfungen nach [20]

In Modellversuchen können zahlreiche Prüfgeometrien zum Einsatz kommen. Das nächste Unterkapitel behandelt aus der Literatur bekannte Prüfsysteme und stellt diese gegenüber.

2.5.1 Gängige Prüfsysteme

Gängige Prüfgeometrien für oszillierende Relativbewegungen der Kontaktkörper sind Zylinder-Zylinder gekreuzt, Platte-Platte, Zylinder-Platte und Kugel-Platte. Eine schematische Darstellung dieser Prüfgeometrien liefert Abbildung 17. Diese werden im Folgenden für die Anwendung auf Hubmagnetsysteme hinsichtlich des Aufwandes für die Ausrichtung der Prüfkörper zueinander, der Realisierbarkeit möglichst variabler Flächenpressungen, der Flexibilität bezüglich der Untersuchung variabler Eingriffsverhältnisse und der Übertragbarkeit der Oberflächenmorphologien infolge des Bearbeitungsverfahrens quantitativ bewertet.

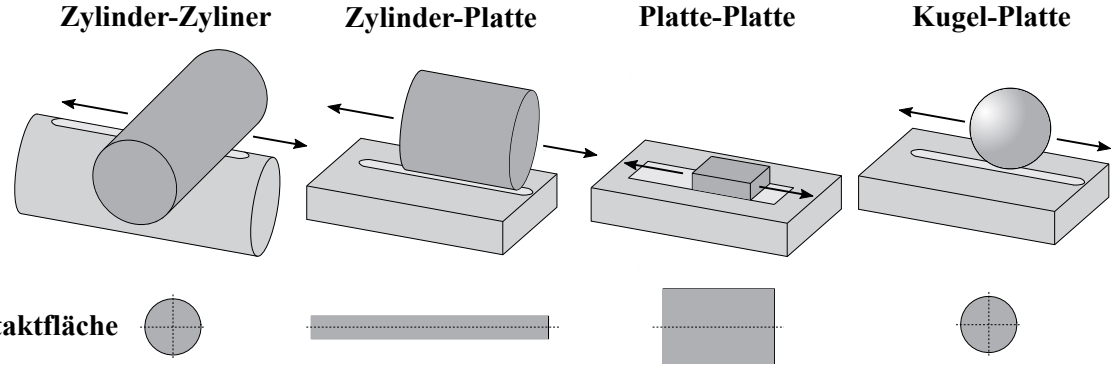


Abbildung 17: Etablierte Prüfsysteme für oszillierende Modellversuche

Unterschiedliche Oberflächengüten infolge einer Nachbearbeitung durch *bspw.* Drehen, Schleifen, Reiben oder Honen zur Bewertung deren Einfluss auf das tribologische Verhalten lassen sich fertigungstechnisch mit dem Aufbau Zylinder-Zylinder besonders gut realisieren. Mit fortschreitendem Verschleiß vergrößert sich die Kontaktfläche bei zylindrischen oder kugelförmigen Modellkörpern. Dadurch ändert sich neben dem Eingriffsverhältnis auch die vorliegende Pressung über die Zeit. Unter der Verwendung zweier Platten als Probenkörper kann die Kontaktfläche und damit die Pressung über die Laufzeit eines Versuches konstant gehalten werden. Weiterhin ergeben sich für die Prüfsysteme Kugel Platte sowie den 90° gekreuzten Zylindern, bedingt durch die kleinen Kontaktflächen, bereits bei Anliegen geringer Normalkräfte vergleichsweise große Flächenpressungen. Über die Geometrien Zylinder-Platte und Platte-Platte lassen sich auch kleinere Flächenpressungen realisieren. Ein Nachteil des Aufbaus Platte-Platte ist die Ausrichtung der Platten. Sind die Kontaktflächen der Platten nicht exakt parallel zueinander ausgerichtet, kann es während der Relativbewegung zu Kantenläufern kommen. Auch der Aufbau Zylinder-Platte erfordert eine Ausrichtung des Zylinders, sodass ein sauberer Linienkontakt über die Länge des Zylinders gewährleistet ist. Eine fehleranfällige Ausrichtung der Probenkörper entfällt bei den Aufbauten Kugel Platte und den 90° gekreuzten Zylindern. Befinden sich die Längsachsen der beiden Zylinder parallel zueinander müssen diese ebenfalls vor Versuchsbeginn ausgerichtet werden. Eine zusammenfassende Bewertung der Prüfgeometrien bezüglich Ausrichtung, Pressung, Flexibilität und Übertragbarkeit liefert Tabelle 6. Die Bewertung der Prüfsysteme anhand der jeweiligen Gesichtspunkte erfolgt

von +2 (sehr gut) bis -2 (sehr schlecht). Ein besonders gutes Gesamtergebnis hinsichtlich der bewerteten Parameter wird mit den Geometrien Zylinder-Zyinder und Zylinder-Platte erzielt. Der Aufbau Zylinder-Platte zeigt keine negative Bewertung der berücksichtigten Parameter und eignet sich demnach für ein breites Anwendungsspektrum. Für das System der gekreuzten Zylinder müssen Einschränkungen bezüglich der Pressung berücksichtigt werden (lediglich hohe Pressungen möglich). Die Erkenntnisse aus Tabelle 6 werden für die Auswahl des im Rahmen der Forschungsarbeit verwendeten Modellsystems herangezogen (siehe Kapitel 5.1).

Tabelle 6: Bewertung gängiger Prüfsysteme für die Anwendung auf Hubmagnetsysteme hinsichtlich des Aufwandes für die Ausrichtung der Prüfkörper zueinander, der Realisierbarkeit möglichst variabler Flächenpressungen, der Flexibilität bezüglich der Untersuchung variabler Eingriffsverhältnisse und der Übertragbarkeit der Oberflächenmorphologien infolge des Bearbeitungsverfahrens

	Ausrichtung	Pressung	Flexibilität	Übertragbarkeit
Zylinder-Zylinder gekreuzt	+1	-1	+2	+2
Zylinder-Platte	0	+1	+1	+1
Platte-Platte	-1	+2	0	-2
Kugel-Platte	+2	-1	0	-2

In Abhängigkeit der gewählten Prüfgeometrie ergeben sich bei gleicher Normalkraft deutliche Unterschiede in den Flächenpressungen. Die Theorie von HERTZ ermöglicht eine analytische Berechnung der aus der Belastung mit einer Normalkraft resultierenden elastischen Formänderung sowie der dabei entstehenden Spannung zweier Körper [112]. Im nachfolgenden Abschnitt werden Berechnungsgrundlagen zur HERTZSCHEN Pressung für den Linien- und Punktkontakt vorgestellt. Diese Kontaktgeometrien können *bspw.* in Hubmagnetsystemen an der Kontaktstelle Anker-Innenpolkern auftreten.

Hertzsche Pressung

Wie in Abbildung 18 zu sehen, bilden sich die Abplattungen an der Kontaktstelle bei einer Linienberührung rechteckig *bzw.* bei einer Punktberührung elliptisch aus. Zur Berechnung der HERTZSCHEN Pressung sollten die Werkstoffe homogen, eigenspannungsfrei sowie geometrisch ideal ohne Rauheits- oder Formabweichungen ausgebildet sein [113, 114].

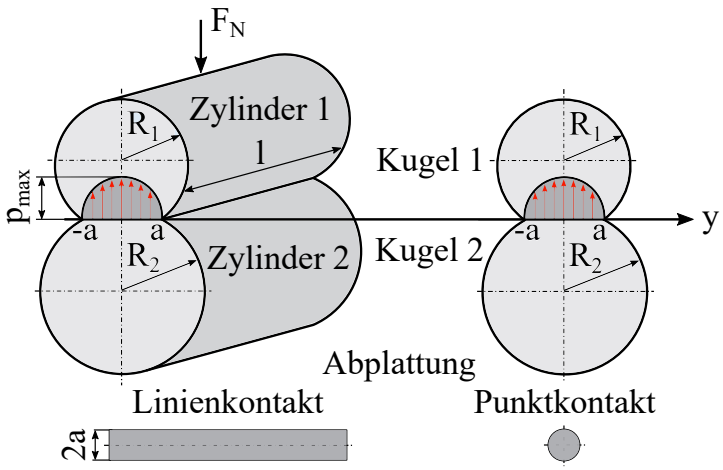


Abbildung 18: HERTZSCHE Pressung und Abplattung für Zylinder-Zylinder *bzw.* Kugel Kugel nach [4, 21]

Die Berechnungsgrundlagen für die beiden Systeme Kugel-Platte *bzw.* Zylinder-Platte sind Tabelle 7 zu entnehmen.

Tabelle 7: Berechnungsgrundlagen für den elastischen Kontakt an gekrümmten Oberflächen nach [4]

Kontakt	Zylinder-Zylinder	Kugel-Kugel
Maximaldruck	$p_{max} = \left(\frac{F'_N \cdot E'}{\pi \cdot R'}\right)^{\frac{1}{2}}; F'_N = \frac{F_N}{l}$ (22)	$p_{max} = \frac{1}{\pi}\left(\frac{6 \cdot E'^2 \cdot F_N}{R'^2}\right)^{\frac{1}{3}}$ (23)
Halbe Kontaktbreite	$a = 2\left(\frac{F'_N \cdot R' \cdot E'}{\pi}\right)^{\frac{1}{2}}$ (24)	$a = \left(\frac{3F_N \cdot R'}{4E'}\right)^{\frac{1}{3}}$ (25)
Kontaktfläche	$A_r = 2a \cdot l$ (26)	$A_r = \pi \cdot a^2$ (27)
Deformation	$w = \frac{4F'_N}{\pi E'}$ (28)	$w = \left(\frac{9}{16E'^2 \cdot R'}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot F_N^{\frac{2}{3}}$ (29)

Über den reduzierten Elastizitätsmodul E' (Gleichung 30) werden die beiden Materialeigenschaften E-Modul und Querkontraktionszahl ν in die Berechnungen mit eingebunden.

$$\frac{1}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \tag{30}$$

Der Vergleichsradius R' (Gleichung 31)

$$\frac{1}{R'} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \tag{31}$$

ergibt sich über die Summe der Radien im Kontakt stehender Reibpartner. Die HERTZSCHE Pressung für die Berührung beliebig elliptischer Kontaktflächen und Kreuzungswinkel (siehe Anhang A.1 Abbildung 85) kann über die Gleichungen 47-52 (Anhang A.1) berechnet werden [7, 115, 116].

Als Beanspruchungsgrenze, bei deren Überschreiten ein Übergang von der elastischen in die plastische Verformung erfolgt, wird nach MEERKAMM die kritischen Pressung p_{krit} (Gleichung 32)

$$p_{krit} = 1,67 \cdot R_e \tag{32}$$

definiert [117]. Für die Anwendbarkeit der HERTZSCHEN Gleichung sollte die Beanspruchung die Proportionalitätsgrenze R_e des Werkstoffes nicht überschreiten [114]. Für kontraforme Kontakte wie Kugel-Platte oder Zylinder-Platte wird der Radius für die Platte auf $R = \infty$ festgelegt. Auch bei beschichteten Kontakten kann die Theorie nach HERTZ zur Abschätzung der Kontaktspannungen herangezogen werden [118].
Die Ableitung der Beanspruchung in Form der Pressung aus dem betrachteten Zielsystem erfolgt in Kapitel 4.2. Eine Methode zur Darstellung der anliegenden Beanspruchung über die ertragbare Lebensdauer liefert der aus der Literatur bekannte WÖHLER Versuch. LANGLADE und LISKIEWICZ konnten in ihren Studien eine Analogie zwischen den bestehenden WÖHLER-Versuchen und dem tribologischen Verschleißverhalten von Beschichtungen herstellen [119, 120]. Da dieses Verfahren im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit auf das betrachtete tribologische System (*vgl.* Kapitel 4.1) angewendet werden soll, werden die benötigten Grundlagen zur Schwingfestigkeit nach WÖHLER im nachfolgenden Abschnitt betrachtet.

2.6 Schwingfestigkeit nach WÖHLER

Für eine betriebssichere Auslegung von Bauteilen ist neben der Analyse eines zuverlässigen Belastungskollektivs sowie des eingesetzten Werkstoffs auch die Kenntnis der Bauteilfestigkeit erforderlich. Bei zyklisch beanspruchten Bauteilen erfolgen an dieser Stelle Ermüdungsfestigkeitsnachweise.
Unter Materialermüdung versteht man die Schädigung oder das Versagen von Werkstoff und Bauteil unter zeitlich veränderlicher, häufig wiederholter Beanspruchung [121]. Eine gängige Methode, um die Ermüdungsfestigkeit von Werkstoffen und Bauteilen zu ermitteln, ist der nach AUGUST WÖHLER benannte WÖHLER-Versuch. Er ist ursprünglich für die Prüfung metallischer Werkstoffe nach *DIN* 50100 genormt und entwickelt worden [122, 123]. Demnach stellt die WÖHLER-Linie einen Zusammenhang zwischen der sinusförmigen Belastung mit der Lastamplitude L_a und der bis zum Versagen der Probe ermittelten Schwingspielzahl N dar (Abbildung 19) [121, 124]. Sie lässt sich in die drei charakteristischen Bereiche Kurzzeitfestigkeit, Zeitfestigkeit und Dauerfestigkeit untergliedern. Im Kurzzeitbereich tritt ein Versagen des Bauteils nach kürzester Zeit auf. Das Zeitfestigkeitsgebiet zeichnet sich durch eine deutliche Zunahme der ertragbaren Schwingspielzahl bei abnehmender Lastamplitude aus. Über die Neigungskennzahl k kann die Neigung der Zeitfestigkeitsgeraden angegeben werden. Sie wird als konstant angenommen und in der Literatur mit Werten von $3 \leq k \leq 15$ angegeben. Die Dauerschwingspielzahl N_D stellt den Abknickpunkt für den Übergang der Zeitfestigkeitsgeraden in die Dauerfestigkeit dar

[22, 24, 121].
Auch in der Zuverlässigkeitsbewertung von Reibpaarungen können WÖHLER-ähnliche Konzepte angewendet werden. So kann ein Zusammenhang zwischen der Beanspruchung und der ertragbaren Zyklenzahl mit entsprechenden Ausfallwahrscheinlichkeiten dargestellt werden. Jedoch unterscheiden sich die Verschleißvorgänge der klassischen WÖHLER-Versuche von jenen der Tribologieversuche grundlegend [45, 125, 126, 127].

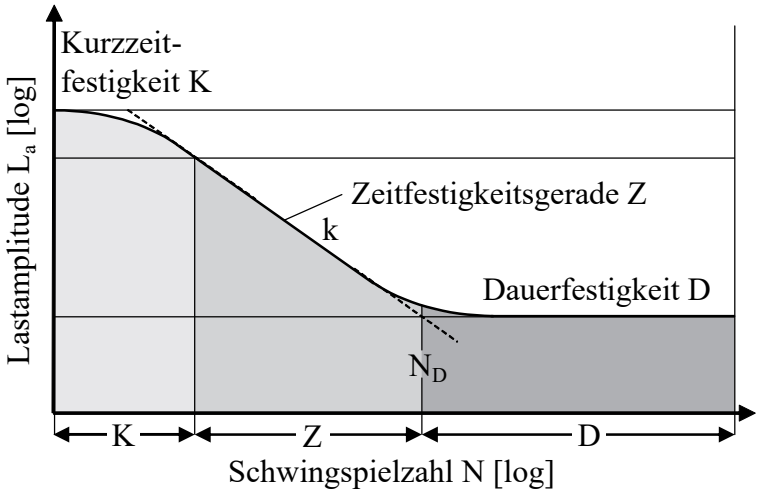


Abbildung 19: Exemplarischer Verlauf einer WÖHLER-Linie nach [22]

Zeitfestigkeit

Für die Ermittlung der Zeitfestigkeitsgerade kommt das sogenannte Perlenschnurverfahren zur Anwendung. Eine beispielhafte Auftragung der Zeitfestigkeitsgerade nach dem Perlenschnurverfahren zeigt Abbildung 20. Demnach werden Proben auf mehreren Lasthorizonten bis zu einem definierten Ausfallkriterium getestet. Die Zeitfestigkeitsgerade wird durch lineare Regression über die Methode der kleinsten Fehlerquadrate für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von P_A = 50% berechnet [24, 128]. Um weitere Ausfallwahrscheinlichkeiten angeben zu können, müssen die Versuchspunkte auf einen gemeinsamen Lasthorizont projiziert werden [128]. Anschließend kann die logarithmische Standardabweichung $s_{log,N,SP}$ über die Gleichung 33 berechnet werden [23, 129].

$$s_{log,N,SP} = \frac{n-1,74}{n-2}\sqrt{\frac{1}{n-2}\sum_{i-1}^{n}(log(N_i)-log(N_{50\%,SP}))^2} \tag{33}$$

Der logarithmische Mittelwert lässt sich über die Gleichung 34 berechnen.

$$log(N_{50,SP}) = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} log(N_i) \tag{34}$$

Ein Nachteil des Perlenschnurverfahrens ist die Vereinheitlichung der Streuung über den Regressionsbereich, da in der Praxis meist größer werdende Standardabweichungen hin zu kleineren Lasten beobachtet werden [23].

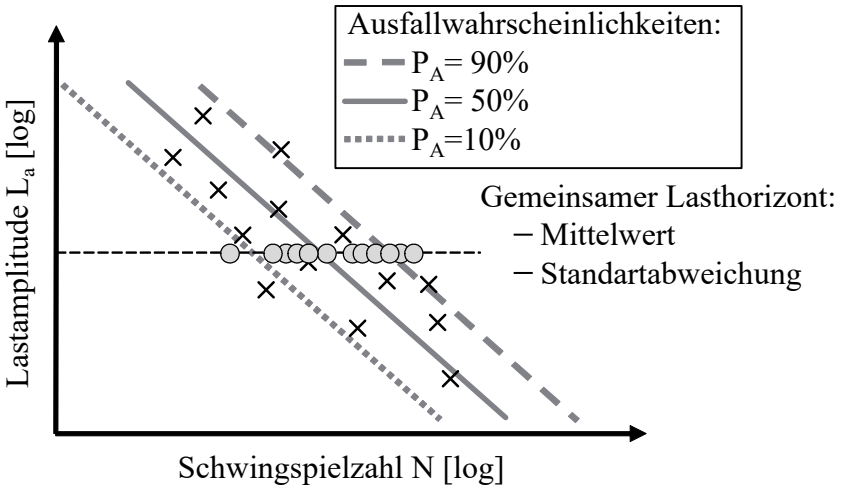


Abbildung 20: Ermittlung der Zeitfestigkeit mittels Perlenschnurverfahren nach [23]

Dauerfestigkeit

Die Bestimmung der Dauerfestigkeit erfolgt über das Abgrenzungsverfahren. Demnach können Mittelwert und Standardabweichung mit einer minimalen Anzahl an Versuchen zuverlässig ermittelt werden [129]. Wie in Abbildung 21 schematisch dargestellt, werden im ersten Schritt Versuche auf zwei Lasthorizonten im Bereich der Dauerfestigkeit durchgeführt, sodass sowohl Ausfälle als auch Durchläufer auftreten [130]. Versuche, die den vorher definierten Wert der Grenzschwingspielzahl N_D überschreiten, werden als Durchläufer bezeichnet. Versuche die den Grenzwert N_D nicht erreichen werden als Ausfall eingestuft [129]. Anschließend kann die Ausfallwahrscheinlichkeit P_{Ai} mit der Abschätzungsgleichung (Gleichung 35) nach ROSSOW berechnet werden [131].

$$P_{A,i} = \frac{3n_{A,i} - 1}{3n_i + 1} \tag{35}$$

Durch die Größen $n_{A,i}$ und n_i werden die Anzahl der Ausfälle für den i-ten Lasthorizont *bzw*. die Anzahl der Versuche für den i-ten Lasthorizont dargestellt. Über ein Wahrscheinlichkeitsnetz können im Anschluss Mittelwert $L_{D,50}$ und Standardabweichung $s_{log,L,SP}$ ermittelt werden.

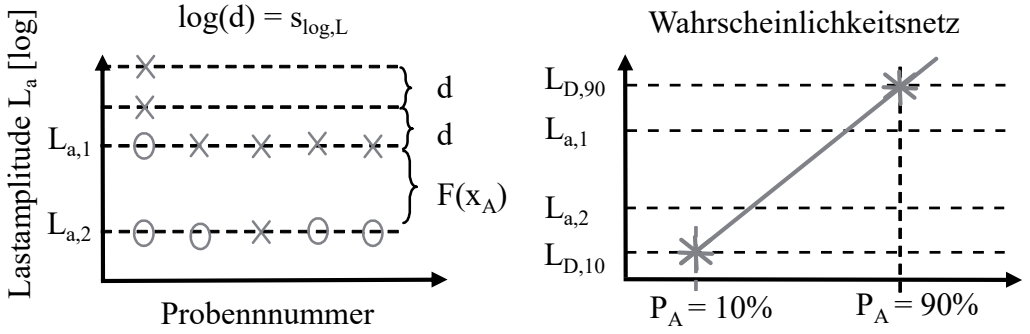


Abbildung 21: Ermittlung der Dauerfestigkeit mittels Abgrenzungsverfahren nach [24]

Eine Methode, um die Einflüsse mehrere Faktoren eines Beanspruchungskollektives sowie deren Wechselwirkungen auf definierte Zielgrößen zu untersuchen, ist der *DOE*. Die

Grundlagen hierzu werden im nächsten Kapitel erläutert.

2.7 Statistische Versuchsplanung

Die statistische Versuchsplanung (englisch design of experiments, *DOE*) ist eine Methodik, um mit geringem Versuchsaufwand möglichst viel über die Zusammenhänge von Einfluss und Streuung zu erfahren. Im untersuchten Parameterraum kann der Einfluss der einzelnen Faktoren und deren Wechselwirkungen auf die festgelegten Zielgrößen quantifiziert werden. Eine Wechselwirkung beschreibt den veränderten Einfluss eines Faktors auf die Zielgröße bei unterschiedlicher Einstellung der weiteren Faktoren. Eine Übersicht der gängigen statistischen Versuchspläne ist in Abbildung 22 dargestellt. Das gesamte Spektrum an Wechselwirkungen lässt sich ausschließlich mit einem vollfaktoriellen Versuchsplan ermitteln [132, 133].
Im vollfaktoriellen Versuch werden alle möglichen Stufen k der Faktoren untereinander kombiniert. Die Anzahl der benötigten Versuche n (Gleichung 36) ergibt sich aus

$$n = k^p. \tag{36}$$

Der exponentielle Anstieg von n führt zu einem besonders großen Versuchsaufwand für eine Analyse von mehreren Faktoren p. Daher kommen vollfaktorielle Versuchspläne in der Praxis eher selten zum Einsatz. Für teilfaktorielle Versuchspläne wird eine geringere Anzahl an Durchläufen benötigt. Dabei wird die höchste Wechselwirkung, welche in den meisten Fällen eher einen untergeordneten Einfluss hat, durch einen weiteren Faktor ersetzt [132]. Der Versuchsaufwand kann im teilfaktoriellen Versuch im Vergleich zum vollfaktoriellen Versuch um die Hälfte reduziert werden und berechnet sich durch Gleichung 37

$$n = k^{p-1}. \tag{37}$$

Im Anwendungsfall müssen häufig bestimmte Parameterkombinationen aus dem bestehenden Versuchsplan ausgeschlossen werden. Dies kann beispielsweise aufgrund einer erwarteten Grenzüberschreitung eines Zielwertes erfolgen. Gleichzeitig wird so eine Reduzierung der Versuchszahl erzielt [134]. Für eine Einschränkung des Versuchsraumes auf vorher festgelegte Kriterien hat sich der D-optimale Versuchsplan etabliert.

2.7.1 D-optimaler Versuchsplan

Die Bezeichnung D-optimal leitet sich aus dem zugrunde liegenden Bewertungsverfahren ab, bei welchem die Determinante des Terms $(X'X)^{-1}$ der Kovarianzmatrix des Regressionsmodells minimiert wird. Diese Optimierung liefert die bestmögliche Auswahl der Faktoreinstellungen [132, 135]. Die Stärken und Schwächen dieses statistischen Versuchsplans werden im Folgenden näher erläutert.
Ein wesentlicher Vorteil ist die freie Wahl der Stufenanzahl und -weite pro Einflussfaktor. Weiterhin kann der bestehende Versuchsplan jederzeit um neue Parameterkombinationen

erweitert werden. Der Nachteil des D-optimalen Versuchsplanes ist die nicht vollständige Orthogonalität. Die Abweichungen sind jedoch meist nur klein [133, 136, 137].

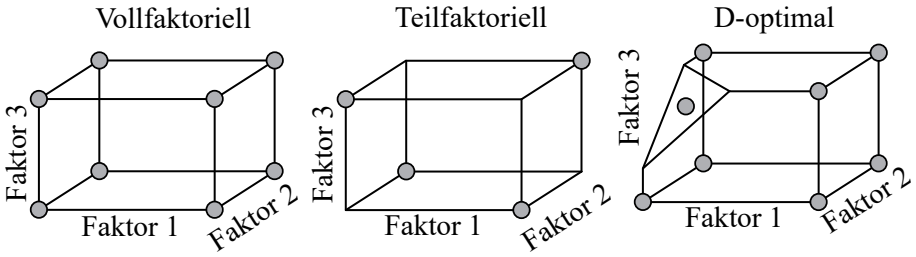


Abbildung 22: Statistische Versuchspläne nach [25]

Aus den durch die statistische Versuchsplanung gewonnenen Daten kann mittels Regressionsanalyse ein Modell erzeugt werden. Dabei wird zwischen der einfachen- und der multiplen linearen Regression unterschieden. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird der Einfluss von mehreren Variablen gleichzeitig untersucht. Demzufolge wird im nachstehenden Unterkapitel ausschließlich die multiple lineare Regression näher erläutert.

2.7.2 Multiple lineare Regression

Das multiple lineare Regressionsmodell liefert den Zusammenhang zwischen einer Zielvariable Y und p erklärenden Einflussfaktoren x_1, ...x_k. Die Versuchsmodellierung erfolgt nach Gleichung 38 über Funktionen der Form

$$Y_i = \beta_0 + \beta_1 x_{i1} + \beta_2 x_{i2} + \beta_p x_{ip} + \varepsilon_i, \tag{38}$$

wobei i = 1, ..., n gilt. Dabei müssen die unbekannten Regressionskoeffizienten β mit Hilfe der Versuchsdaten geschätzt werden. ε_i ist das Residuum, welches sich aus Störungen ergibt. Bei einer großen Versuchsmenge ergibt sich eine Vielzahl an Gleichungssystemen. Für eine bessere Übersichtlichkeit wird in der Praxis die Matrixschreibweise herangezogen. Das multiple Regressionsmodell lässt sich nach Gleichung 39 mittels Matrizenschreibweise darstellen [138, 139, 140]:

$$Y = X\beta + \varepsilon. \tag{39}$$

In den n Spalten des Vektors Y ist die Zielvariable zusammengefasst. X beschreibt die Designmatrix der Dimension $n \times (p+1)$. Sie umfasst die untersuchten Einflussfaktoren und deren Wechselwirkungen. Der Fehlervektor wird durch die Variable ε im Gleichungssystem berücksichtigt. Der Regressionsvektor β der Länge $(p+1)$ soll über die vorhandenen Versuchsdaten so geschätzt werden, dass die Residuen minimal werden [138]. In der Praxis kommt dabei die von LEGENDRE entwickelte Methode der kleinsten Fehlerquadrate (Gleichung 40-41) zum Einsatz [141, 142].

$$SSQ = \sum_{i=1}^{n} \varepsilon_i^2 = (y - X\beta)^T (y - X\beta)) = y^T y - 2y^T X\beta + \beta^T X^T X\beta \tag{40}$$

$$\frac{\partial SSQ}{\partial \beta} \mid_{\beta} = -2X^T y + 2X^T X\beta = 0 \tag{41}$$

Zur Berechnung von β müssen die nachfolgenden Bedingungen erfüllt sein [141, 142].

- $E(\varepsilon) = 0$ Der erwartete Wert der Störgröße ist im Mittel Null.
- $Cov(\varepsilon) = \sigma^2 I$ Die Fehler sind unkorreliert.
- $\text{rang}(X) = k+1$ Die Designmatrix X besitzt vollen Spaltenrang.
- $\text{Var}(\varepsilon_i) = \sigma^2$ Die Fehlerstreuung ist konstant.
- $E(\varepsilon \mid X) = 0$ Eingangsgrößen sind frei von Fehlern.
- $\varepsilon \sim N(0, \sigma^2 I)$ Die Fehler sind normalverteilt.

Als Maß für die Güte der Modellanpassung kann das sogenannte Bestimmtheitsmaß R^2 herangezogen werden. Es gibt den Anteil der Streuung der Zielgröße an, welcher durch die Regression definierter Eingangsgrößen erklärt werden kann. R^2 ist der Quotient aus erklärter Streuung und Gesamtstreuung und nimmt Werte zwischen null und eins ein. Besonders schlechte Modelle werden mit einem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0$ bewertet. Liefert das Modell eine besonders gute Anpassung ergibt sich ein Bestimmtheitsmaß mit dem Wert $R^2 = 1$ [142, 143].

3 Zielsetzung

Gleitlacke kommen in Anwendungsbereichen, bei denen eine konventionelle Schmierung auf Basis von Öl oder Fett nicht möglich ist, zum Einsatz. Sie zeichnen sich durch konfigurierbare Eigenschaften bei gleichzeitiger Wirtschaftlichkeit aus und werden bevorzugt für oszillierende Bewegungen mit kleinen Geschwindigkeiten eingesetzt. Durch das Einbetten von $PTFE$ in eine Polyamidimid (*PAI*)-Matrix kann für Anwendungen mit vergleichsweise niedrigen Pressungen eine geringe Reibung bei gleichzeitig hoher Verschleißbeständigkeit erzielt werden. Die Gleitlackbeschichtung bietet gegenüber einer $PTFE$-Gleitbuchse bei der Auslegung von Maschinenelementen eine deutlich höhere Flexibilität bezüglich des Bauraums. Zwar existieren in der Literatur bereits Untersuchungen zu Gleitlacksystemen, die gewonnen Erkenntnisse variieren jedoch abhängig von deren Zusammensetzung und Randbedingungen stark. In *SCR*-Systemen liegen anspruchsvolle Umgebungsbedingungen mit variabler Ammoniakkonzentration vor. Daher ist der Einsatz von *PAI*-$PTFE$-Gleitlacken in Umgebungsbedingungen von *SCR*-Systemen mit einer großen Unsicherheit verbunden. Die Kombination aus *PAI*-$PTFE$ Gleitlack, Geometrie und den *SCR*-System spezifischen Randbedingungen resultiert in ein bisher nicht erforschtes tribologisches System. Aussagen über Einflussparameter auf das tribologische Verhalten des betrachteten Systems oder dessen Einsatzgrenzen zu treffen ist daher nach dem aktuellen Stand der Forschung nicht möglich. Das größte Defizit besteht in der Unkenntnis über die Abläufe der zugrunde liegenden Reibungs- und Verschleißmechanismen. Ziel dieser Arbeit ist es, ein Reibungs- und Verschleißmodell in Abhängigkeit signifikanter Einflussparamter aufzustellen sowie deren Gültigkeit bezüglich Einsatzgrenzen zu verifizieren. Eine analytische Untersuchung der physikalischen Wirkzusammenhänge zugrunde liegender Verschleiß- und Reibungsmechanismen auf mikroskopischer Ebene soll einen maßgeblichen Beitrag zum Verständnis über die Wirkungsweise und Initiierung eines Schichtversagens liefern. Aus den gewonnenen Erkenntnissen soll ein allgemeingültiges Erklärungsmodell für transferfilmausbildende Festschmierstoffe aufgestellt werden. Außerdem soll die Eignung von Gleitlacken in Hubmagnetsystemen unter *SCR*-System spezifischen Randbedingungen bewertet werden.

4 Systemanalyse und Lastableitung

In diesem Kapitel soll das Zielsystem Rücksaugpumpe, beginnend vom Gesamtsystem bis zum betrachteten tribologischen Kontakt analysiert werden. Als Hilfsmittel wird der von ALBERS und MATTHIESEN entwickelte Contact & Channel Ansatz ($C\&C^2$-Ansatz) herangezogen. Anschließend erfolgt eine Ableitung der Randbedingungen für die Versuche im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit [144, 145].

4.1 Analyse des Zielsystems mittels C&C^2-Ansatz

Der $C\&C^2$-Ansatz ermöglicht eine Darstellung der Zusammenhänge zwischen Gestalt und Funktion sowie die Identifizierung funktionsrelevanter Wirkflächenpaare und Leitstützstrukturen. Durch den fraktalen Charakter des Ansatzes können verschiedene Betrachtungsebenen miteinander verknüpft und beschrieben werden. Für die Funktionsübertragung sind mindestens zwei Wirkflächenpaare (WFP), eine Leitstützstruktur (LSS) und zwei Connectoren (C) notwendig. Am WFP treten zwei beliebig geformte Oberflächen in Kontakt, wodurch es zum Energie-, Stoff- oder Informationsaustausch kommt. Die LSS verbindet zwei Wirkflächenpaare, um eine Leitung von Kraft, Energie, Stoff oder Information zu ermöglichen. Die Connectoren integrieren wirkungsrelevante Eigenschaften außerhalb der Systemgrenze [144, 146, 145].
Abbildung 23 links zeigt einen Querschnitt der von der Robert Bosch *GmbH* entwickelten Rücksaugpumpe unter Anwendung des $C\&C^2$-Ansatzes. Die Systemgrenze wurde so gewählt, dass die funktionsrelevanten Elemente Magnetanker und Innenpolkern enthalten sind.

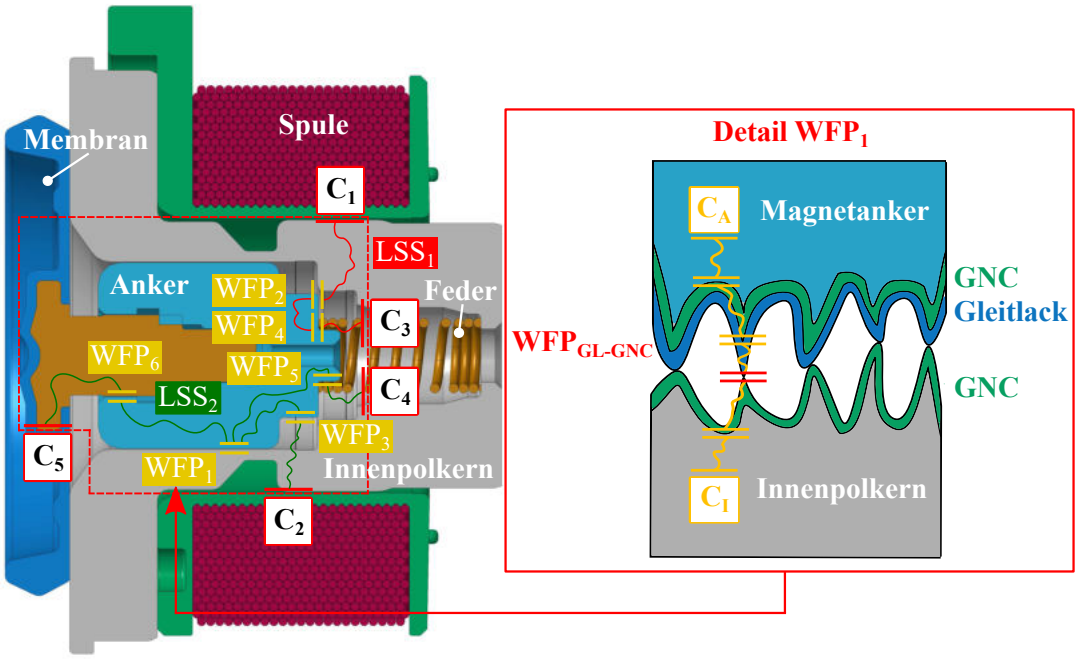


Abbildung 23: Anwendung des $C\&C^2$-Ansatzes auf die Rücksaugpumpe

Einen Auszug der für das Zielsystem Rücksaugpumpe definierten Gestaltfunktionsele-

mente GFE zeigt Tabelle 8.
Die Hubbewegung der in Abbildung 23 links dargestellten Membranpumpe erfolgt elektromagnetisch. Demnach wird der Spule die Hauptfunktion zugeordnet, die elektrische in mechanische Energie umzuwandeln. Der Magnetanker hat die Hauptfunktion, die Axialkräfte über einen Stößel auf die Membran zu übertragen. Im unbestromten Zustand befindet sich der Anker in der Hubanfangslage. Dabei wird eine axiale Federkraft am Connector C_3 und eine radiale Federkraft am Connector C_4 auf den Anker übertragen. Über die Bestromung der Spule wird ein Magnetfeld induziert bis die am Connector C_1 axial angreifende Magnetkraft die Federkraft übersteigt. Es erfolgt eine translatorische Bewegung des Ankers bis zur Hubendlage. Gleichzeitig übt das Magnetfeld am Connector C_2 eine vom parasitären Luftspalt abhängige Querkraft auf den Magnetanker aus. Wird die Bestromung der Spule durch die zeitgesteuerte Schaltung unterbrochen, baut sich das Magnetfeld wieder ab. Über die Feder erfolgt die Rückstellbewegung des Ankers in die Hubanfangslage und der Stromkreis schließt sich erneut. Dadurch kommt es zu einer Oszillationsbewegung des Magnetankers im Innenpolkern und folglich zum Schwingungsverschleiß am WFP_1. Um die Funktion Fluidfördern der Rücksaugpumpe zu erfüllen, darf es zu keinem Fresser an diesem Wirkflächenpaar kommen. Hierfür müssen die nachfolgenden Funktionen am WFP_1 aufrechterhalten werden:

- Reibung und Verschleiß reduzieren ($\mu < 0,3$; $W_l <$ Schichtdicke)
- Anker magnetisch von Innenpolkern trennen
- Kontaktwärme zur Membran ableiten
- Axialkraft übertragen
- Querkräfte aufnehmen

Der fraktale Charakter des $C\&C^2$-Ansatzes ermöglicht eine makroskopische Betrachtung von WFP_1. Es setzt sich aus den in Abbildung 23 rechts dargestellten Wirkflächenpaaren zusammen.
Zur Steigerung der Korrosionsbeständigkeit wird sowohl am Magnetanker als auch am Innenpolkern ein WFP mittels Gasnitrocarburieren (GNC) erzeugt. Ein weiteres WFP entsteht durch die Applikation einer Gleitlackschicht auf den Magnetanker. Es hat die Funktion beide Stahloberflächen voneinander zu trennen sowie Reibung und Verschleiß zu minimieren. Aus dem tribologischen Kontakt am WFP_{GL-GNC} (Abbildung 23 rechts) zwischen der GNC-Schicht des Innenpolkerns und der Gleitlackschicht des Magnetankers leiten sich die Randbedingungen der vorliegenden Forschungsarbeit ab. Anhand dieses Anwendungsbeispiels soll die Eignung von Gleitlacken unter SCR-System spezifischen Umgebungsbedingungen überprüft und vorherrschende Verschleißmechanismen zur Erstellung eines Erklärungsmodells identifiziert werden. Eine genauere Betrachtung des am WFP_{GL-GNC} anliegenden Beanspruchungskollektives erfolgt im nachfolgenden Kapitel.

Tabelle 8: Übersicht der Gestaltfunktionselemente GFE für die Rücksaugpumpe

GFE	Beschreibung	GFE	Beschreibung
C_1	Axialkraft Magnet	WFP_2	Feldlinien-Anker
C_2	Querkraft Magnet	WFP_3	Feldlinien-Anker
C_3	Axialkraft Feder	WFP_4	Feder-Anker
C_4	Querkraft Feder	WFP_5	Feder-Anker
C_5	Querkraft Membran	WFP_6	Stößel-Anker
C_I	Innenpolkern	WFP_{GL-GNC}	Gleitlack-GNC
C_A	Magnetanker	LSS_1	Axialkraftverlauf
WFP_1	Innenpolkern-Anker	LSS_2	Qerkraftverlauf

4.2 Lastableitung

Dieser Abschnitt verschafft einen Überblick der am betrachteten WFP des Zielsystems anliegenden Beanspruchung. Daraus leiten sich die Randbedingungen der vorliegenden Forschungsarbeit ab.

Querkraft

Die auftretenden Kräfte sind für die Untersuchung eines tribologischen Systems besonders relevant. Am WFP_{GL-GNC} resultiert der Betrag der Gesamtquerkraft aus den Radialkräften durch Magnetfeld, Feder und Membran und ist abhängig vom Spiel zwischen Anker und Innenpolkern unterschiedlich stark ausgeprägt. Abbildung 24 zeigt eine 2D-Edyson Simulation des Magnetkraftverlaufes für die beiden Endpositionen des Hubmagneten. Bei einem Arbeitsluftspalt von 1,3 *mm* (Abbildung 24 links) erfährt der Anker durch das Magnetfeld nur eine geringe Radialkraft, während der axiale Magnetfluss maximal ist. Mit abnehmendem Arbeitsluftspalt wird der axiale in einen radialen Magnetfluss umgeleitet. Daher erreicht die Radialkraft in der Anschlagposition (Abbildung 24 rechts) mit einem Endluftspalt von 0,5 *mm* ihr Maximum.

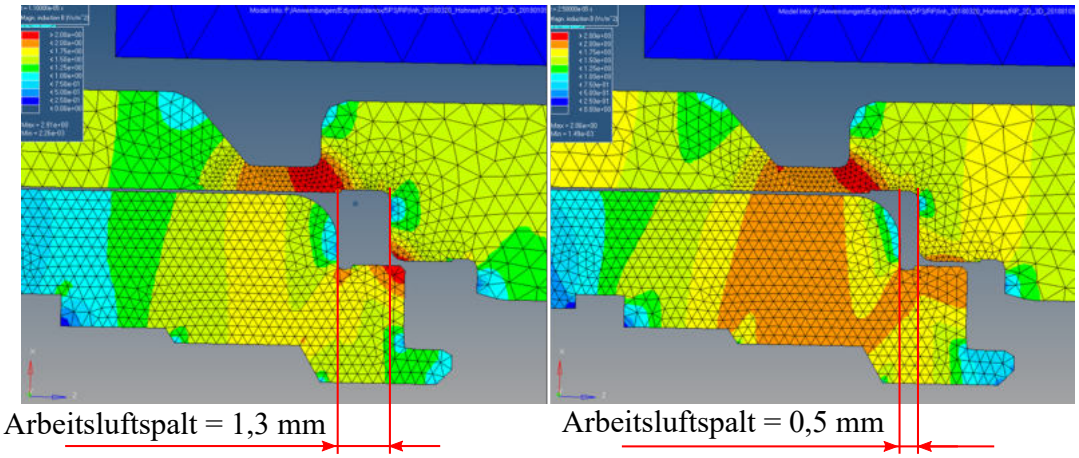
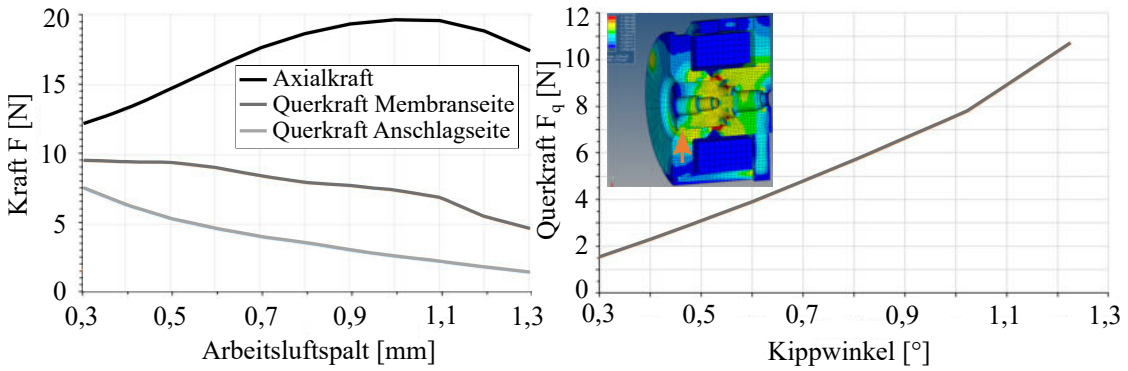


Abbildung 24: 2D-Edyson Magnetkreismodell zum Einfluss des Magnetkraftverlaufes in Abhängigkeit des Arbeitsluftspaltes bei einem nominalen Strom von 1,7 A nach [26]

Bedingt durch die Radialkräfte kommt es während der Oszillation zu einer Verkippung des Ankers in der Bohrung. Abbildung 25a) zeigt eine Auswertung der infolge des Magnetflusses resultierenden Kräfte auf den Magnetanker in Abhängigkeit des Arbeitsluftspaltes. Daraus geht eine höhere Querkraft auf der Membranseite gegenüber der Anschlagseite hervor. Dies lässt sich durch den in Abbildung 24 gezeigten Magnetkraftverlauf erklären. Die radialen Magnetkräfte überwiegen auf der Anschlagseite. Demnach wird die Verkippung auf der Anschlagseite induziert und es kommt zum Kontakt zwischen Anker und Innenpolkern. Durch das resultierende Kippmoment entsteht am membranseitigen Kontakt eine um bis zu 4,5 N höhere Kraft. Bei einem im Realerzeugnis größtmöglichen Kippwinkel von 1,15 ° beläuft sich die maximale Querkraft am betrachteten WFP auf einen Wert < 10 N. Wie Abbildung 25b) zeigt, hängt dieser Wert stark vom Kippwinkel des Magnetankers ab. Eine Verkippung führt zur Änderung des Eingriffsverhältnisses und beeinflusst folglich die Pressung. Durch einen kleineren Kippwinkel kann das Kippmoment reduziert werden und die resultierende Querkraft nimmt ab. Die Querkräfte durch Feder und Membran betragen maximal 2 N *bzw.* 3 N. Somit ergibt sich am WFP_{GL-GNC} eine maximale Gesamtquerkraft von etwa 15 N. Das würde in eine initiale Pressung von etwa 140 MPa resultieren. Durch die Verschleißzunahme im Einlauf sinkt dieser Wert auf eine durchschnittlich anliegende Pressung von 10 MPa bis 20 MPa ab.



a) Kräfte bei Kippwinkel 1,15° b) Querkraft Membranseite (0,5 mm Arbeitsluftspalt)

Abbildung 25: 2D-Edyson Berechnung der durch den Magnetfluss induzierten Kräfte auf den Magnetanker bei einem nominalen Strom von 1,7 A: a) Kräfte bei Kippwinkel 1,15°; b) Querkraft Membranseite am WFP_{GL-GNC} nach [26]

Temperatur

Wie aus Kapitel 2.4.3 bekannt, hat die Temperatur einen maßgeblichen Einfluss auf das tribologische Verhalten von Festschmierstoffen. Daher ist es wichtig, die im Betrieb vorherrschenden Temperaturen zu kennen. Abbildung 26 zeigt die Ergebnisse einer Temperatursimulation über die Simulationssoftware Ansys Mechanical bei einer Umgebungstemperatur von -30°C. Dabei sind die Temperaturen der einzelnen Bauelemente über die Betriebszeit aufgetragen. Aufgrund der Spulen-Heizleistung von 15 °K pro Minute wird die Rücksaugpumpe gleichzeitig als Heizer verwendet, um das gefrorene Reduktionsmittel aufzutauen. Nach einer Zeit von etwa 650 s können die Spule und der Träger auf eine maximale Temperatur von 130°C aufgeheizt werden. Teile in unmittelbarer Nähe, wie *bspw.* der Deckel und der Adapter erreichen erst nach *ca.* 3.200 s ihre Maximaltemperatur von 110°C. Die Membran sowie die Ein- und Auslassventile erreichen erst nach *ca.* 3.600 s eine Temperatur von 45 °C bis 70 °C. Um die Druckleitungen bei Abstellen des Motors zu entleeren, benötigt die Rücksaugpumpe etwa 30 s. In dieser Zeit kommt es zu einer Erwärmung von maximal 10°K. Dies ergibt bei Umgebungstemperaturen von 40°C am WFP_{GL-GNC} eine Maximaltemperatur von *ca.* 50°C.

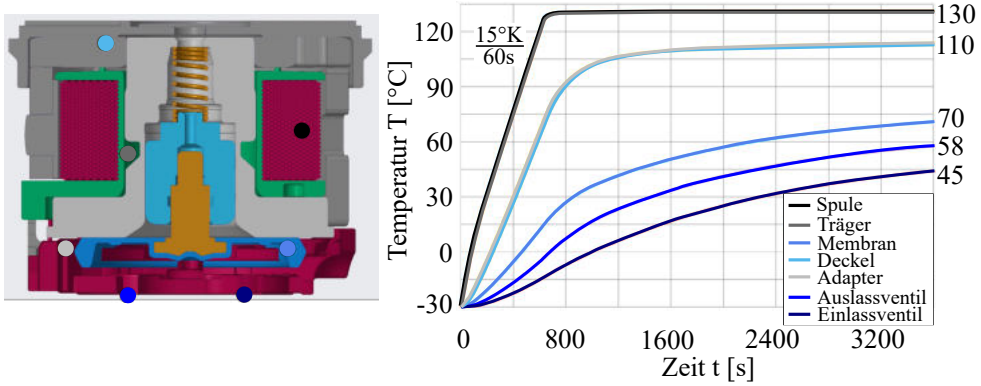


Abbildung 26: Ansys Mechanical-Berechnung der Temperaturverteilung in der Rücksaugpumpe bei einer Umgebungstemperatur von -30°C nach [27]

Eine zusammenfassende Übersicht der aus dem Zielsystem Rücksaugpumpe abgeleiteten Randbedingungen liefert Tabelle 9.

Tabelle 9: Aus dem Zielsystem Rücksaugpumpe abgeleitete Randbedingungen

Parameter	Wert
Werkstoff	$11SMn30 + GNC$
Hub Δx	0,8 mm
Frequenz f	8-14 Hz
Gleitgeschwindigkeit v	12,8 bis 22,4 mm/s
Flächenpressung	10-20 MPa
Schichtdicke Gleitlack	20 μm
Umgebungstemperatur	-40°C bis 50°C
Gleitlacksystem	$PAI - PTFE$

5 Versuchsaufbau und -methodik

In diesem Kapitel wird die Auswahl der Modellsysteme, auf deren Basis die Untersuchungen der vorliegenden Arbeit durchgeführt wurden, begründet. Hierbei wurde die Bewertungstabelle (Tabelle **??**) aus Abschnitt 2.5.1 berücksichtigt. Anschließend erfolgt eine detaillierte Beschreibung des Versuchsaufbaus sowie der verwendeten Prüfkörper. Zuletzt wird die Versuchsmethodik der vorliegenden Arbeit vermittelt und anhand einer zusammenfassenden Übersicht veranschaulicht.

5.1 Auswahl Modellsystem

Bei der Auswahl des Modellsystems müssen die gegebenen Randbedingungen wie *bspw.* Kontaktgeometrie, Kontaktmechanik oder Kinematik berücksichtigt werden. Diese sollten für die Übertragbarkeit der Versuchsergebnisse mit dem betrachteten tribologischen System möglichst gut übereinstimmen. In der Rücksaugpumpe führt der Magnetanker eine oszillierende Bewegung im Innenpolkern durch (*vgl.* Kapitel 4.1). Demnach wurden die Modellversuche an einem oszillierenden Tribometer durchgeführt. Als Prüfgeometrie kamen im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit die beiden in Abschnitt 2.5.1 abgeleiteten Systeme Zylinder-Platte *bzw.* Zylinder-Zylinder zum Einsatz. Anhand dieser lassen sich die im Zielsystem vorliegenden Kontaktgeometrien (Linienkontakt, elliptischer Kontakt) besonders gut nachbilden. Wie in Abbildung 27 dargestellt, kann es in der Rücksaugpumpe zu den beiden Zuständen des unverkippten *bzw.* des verkippten Ankers im Innenpolkern kommen. Im Falle des unverkippten Ankers liegt ein Linienkontakt der beiden Gegenkörper vor (Abbildung 27 links). Die so entstehende Kontaktgeometrie mit vergleichsweise niedrigen Pressungen lässt sich mit dem Aufbau Zylinder-Platte besonders gut nachbilden. Gleichzeitig können die Fertigungsprozesse sowie die daraus resultierenden realen Kontaktflächen des Zielsystems mit einer hinreichenden Übertragbarkeit nachgestellt werden. Für den Aufbau Platte-Platte müssten die Probenkörper gefräst werden. Eine gefräste Oberfläche unterscheidet sich in der Morphologie der technischen Oberfläche (*vgl.* Kapitel 2.3.2) stark von einer gedrehten Oberfläche, wodurch es zu einer Abstraktion vom betrachteten WFP kommen würde. Der Beanspruchungszustand des verkippten Ankers resultiert in einen elliptischen Kontakt zwischen den Gegenkörpern (Abbildung 27 rechts). Dieser Zustand mit vergleichsweise hohen Pressungen lässt sich mit dem Prüfsystem der gekreuzten Zylinder besonders gut nachbilden. Zusätzlich kann über die Variation des Kreuzungswinkels der Einfluss variabler Eingriffsverhältnisse untersucht werden. Weiterhin können Bearbeitungsprozesse wie *bspw.* Drehen, Schleifen oder Honen mit den gekreuzten Zylindern besonders gut angenähert werden.
Die Flexibilität bei der Umsetzung der gewählten Modellsysteme am Prüfstand wird meist durch den zur Verfügung stehenden Bauraum limitiert. Eine genaue Beschreibung der Ausführung des Versuchsaufbaus vorliegender Arbeit erfolgt im nachfolgenden Kapitel.

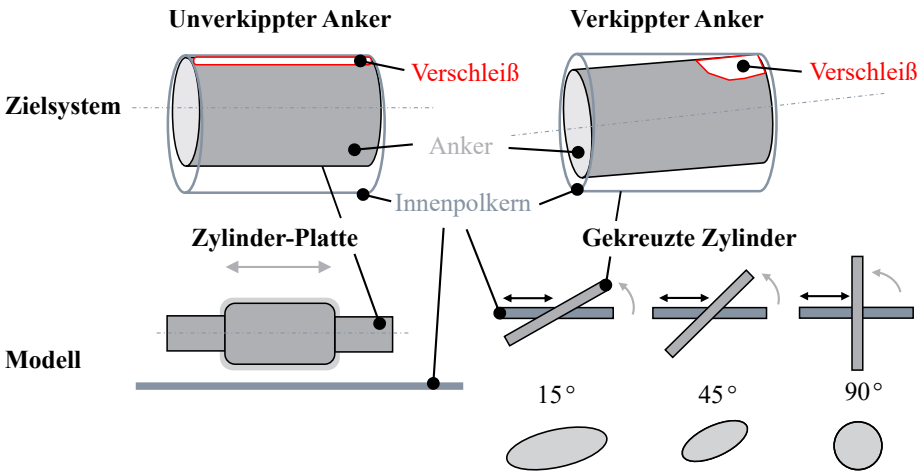


Abbildung 27: Auswahl der Modellsysteme

5.2 Versuchsaufbau

In diesem Kapitel wird das im Rahmen der Studie verwendete Tribometer sowie die Systeme zur Fixierung der Probenkörper während der Versuche näher beschrieben. Anschließend werden die verwendeten Probenvarianten vorgestellt.

5.2.1 Prüfstand und Probenhalterung

Alle tribologischen Versuche wurden an einem modularen Reibungs- u. Verschleißprüfstand der DR. TILLWICH *GmbH* durchgeführt (Abbildung 28). Über einen Exzenter wird die Rotationsbewegung der Antriebseinheit in eine Oszillationsbewegung umgewandelt und durch ein Schubgestänge auf die Probenhalterung übertragen. Zur Halterung der Modellkörper Zylinder-Platte *bzw*. Zylinder-Zylinder wurden die, in Abbildung 28 dargestellten, Vorrichtungen aus dem Werkstoff $X5CrNi18-10$ konstruiert. Die oszillierende Oberprobe entspricht dem Magnetanker des Zielsystems. Sie ist radial durch einen Klemmkeil und axial über eine Madenschraube in die Halterung verspannt (A.2 Abbildung 86). Durch Drehen um die Längsachse können an einem Prüfkörper mehrere Verschleißspuren erzeugt werden. Dadurch lässt sich die Streuung innerhalb einer Versuchsreihe minimieren. Über die Winkeleinstellscheibe (A.2 Abbildung 86) kann die Oberprobe in 15°-Schritten um die Querachse rotiert und damit der Kreuzungswinkel für den Aufbau Zylinder-Zylinder (Abbildung 27 rechts) variiert werden. Die starre Unterprobe stellt den Innenpolkern des betrachteten Tribosystems (Kapitel 4.1) nach. Im Falle der Platte wird sie mittels Senkkopfschrauben an die AdBlue-Wanne verschraubt (Abbildung 28). Für den Aufbau Zylinder-Zylinder wird die Unterprobe analog zur Oberprobe verspannt (A.2 Abbildung 86). Mittels Druckpapier und Fühlerleerbändern unterschiedlicher Stärken kann die Oberprobe zur Unterprobe ausgerichtet und ein sauberer Linienkontakt sichergestellt werden (genaues vorgehen siehe Kapitel 5.3). Über Heizpatronen kann der Versuchsaufbau bis zu einer Maximaltemperatur von $200°C$ temperiert werden. Eine AdBlue-Wanne ermöglicht die Durchführung von mediengeschmierten Experimen-

ten. Die Normalkraft wird von der Unterseite pneumatisch aufgebracht und kann von 10 N bis 1.000 N geregelt werden. Dies ermöglicht *bspw.* eine stufenweise Erhöhung der Normalkraft bis zum Überschreiten eines definierten Abbruchkriteriums. Während der Versuchsdauer t werden die direkten Messgrößen Reibungskraft F_R, Reibungskoeffizient μ und linearer Verschleißbetrag W_l mit einer Abtastrate von 10 Hz aufgezeichnet. Da der, während der Versuche aufgezeichnete linearer Verschleißbetrag, aufgrund der Auffederung des Prüfaufbaus eine zu große Fehleranfälligkeit aufweist, wurde der Verschleiß im Rahmen dieser Studie nach Versuchsende am konfokalen Lichtmikroskop ausgewertet (siehe Kapitel 5.3). Eine genauere Betrachtung der verwendeten Prüfkörper erfolgt im nächsten Kapitel.

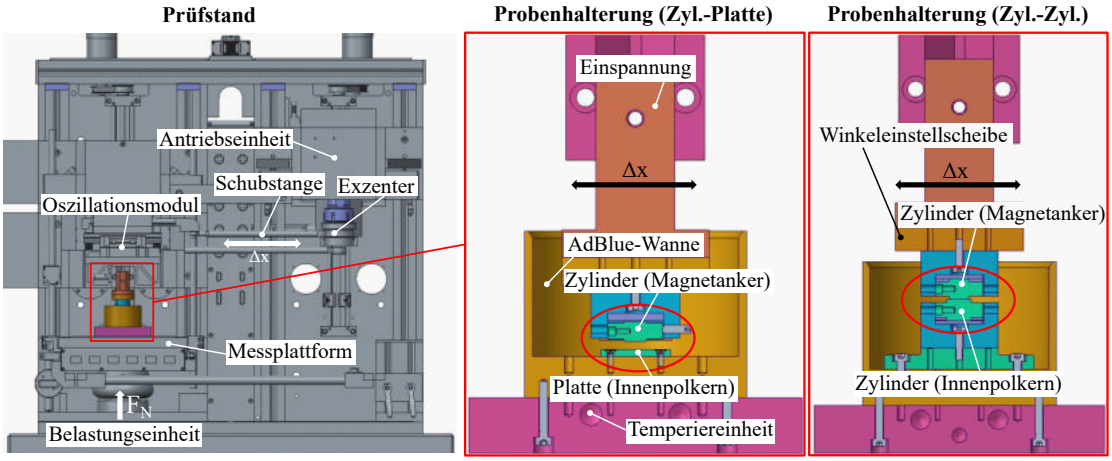


Abbildung 28: Prüfstandaufbau und Probenhalterung der Modellversuche im *CAD*

5.2.2 Prüfkörper

Für eine möglichst gute Übertragung der Randbedingungen des betrachteten Systems ist neben der Auswahl des Prüfsystems auch die Gestalt der Probenkörper entscheidend. Daher sollten sowohl die Geometrie am Kontakt als auch die Oberflächenmorphologie so nahe wie möglich dem Ziel-Wirkflächenpaar entsprechen. Designmerkmale die nicht im direkten Kontakt mit dem untersuchten Wirkflächenpaar stehen, wie beispielsweise Bohrungen oder weitere Absätze, werden für die tribologische Untersuchung im Modellversuch vernachlässigt. Abbildung 30 zeigt die Flussdiagramme der Fertigungsprozesse von Ober- und Unterprobe. Die Fertigungszeichnungen sind dem Anhang (A.3 Abbildung 89-91) zu entnehmen. Für alle Proben wurde als Ausgangsmaterial der Automatenstahl 11SMn30 (1.0715) verwendet. Dieser weist eine mittlere Streckgrenze $R_{p0,2}$ von 645 MPa, bzw. eine Zugfestigkeit R_m von 674 MPa auf (A.3 Abbildung 87).

Oberprobe

Die zylindrische Oberprobe entspricht dem Magnetanker des betrachteten Wirkflächenpaars (*vgl.* Kapitel 4.1). In einem ersten Schritt wurde die Oberprobe an der Drehmaschine gefertigt. Dabei wurde die Geometrie des im Kontakt stehenden Absatzes vom Magnet-

anker des Zielsystems übernommen. Anschließend wurde die Oberfläche des mittleren Absatzes auf eine Rautiefe von $R_z < 2\,\mu m$ rundgeschliffen. Bei der nachfolgenden Gastnitrocarburierung wurde im Zuge eines thermochemischen Verfahrens, Stickstoff und Kohlenstoff in die Randschicht des Werkstücks angereichert. Die ermittelten Materialeigenschaften der verwendeten Probenkörper nach *GNC*-Behandlung sind in Tabelle 10 zusammengefasst (A.3 Abbildung 88).

Tabelle 10: Materialeigenschaften 11$SMn30$ nach *GNC*-Behandlung

Materialeigenschaften	Wert	Einheit
Härte nach Rockwell	48	HR
Härte nach Vickers	167	HV
Härte nach Brinell	129	HBW
Streckgrenze $R_{p0,2}$	627	MPa
Zugfestigkeit R_m	705	MPa
Wärmeleitfähigkeit λ	25,00	W/mK
Dichte ρ	7,700	g/ml

Zuletzt wurde eine $20\,\mu m$ dicke Gleitlackschicht des untersuchten *PAI-PTFE* Systems auf den mittleren Absatz inklusive Übergangsradius mittels Spritzen appliziert. Im Rahmen der Forschungsarbeit wurden Proben mit einem Füllstoffgehalt w_{PTFE} von 23% bzw. 32% untersucht. Eine Quantifizierung der betrachteten Füllstoffgehalte erfolgte anhand von Thermogravimetrischen Analysen TGA (A.3 Abbildung 92). Bei diesem Verfahren wird die Massenänderung des Lacksystems in Abhängigkeit der Temperatur unter kontrollierter Atmosphäre gemessen. Die bei dem stufenweisen Temperaturanstieg bis auf $900°C$ entweichenden, flüchtigen Substanzen werden über den Massenverlust der Probe aufgezeichnet. Da sich $PTFE$ erst ab einer Temperatur von *ca.* $400°C$ zu zersetzten beginnt, konnte der zu diesem Zeitpunkt noch vorliegende Massenanteil bestimmt werden. Eine genauere Analyse der Materialeigenschaften des verwendeten *PAI-PTFE* Gleitlacksystems hat die, in Tabelle 11 aufgeführten, Werte ergeben. Dabei wurde die Glasübergangstemperatur T_g mittels einer dynamischen Differenzkalorimetrie (Abbildung 56) am Discovery DSC der Firma TA Instruments bestimmt. Die Dichte wurde nach *DIN EN ISO* 2811-1:2016-08 mittels Pyknometer-Verfahren (Pyknometer ISO der Firma BYK) *bzw.* die Ritzhärte nach *DIN EN ISO* 1518-1:2019-10 mittels eines Härteprüfers für Kratzbeständigkeit (Prüfspitze 1 mm) der Firma TQC ermittelt. Die Härtemessung erfolgte gemäß *DIN EN ISO* 14577 am Fischerscope HM2000 S der Firma Fischer *bzw.* die Wärmeleitfähigkeitsmessung mittels Plattenverfahren angelehnt an *DIN EN* 1946. Die Zugversuche

erfolgten an einer Universalprüfmaschine der Firma Zwick Roell gemäß *DIN EN ISO* 6892-1, Verfahren B.

Tabelle 11: Materialeigenschaften des verwendeten $PAI-PTFE$ Gleitlacksystems

Materialeigenschaften	Wert	Einheit
Dichte ρ	1,015	g/ml
Ritzhärte	28,50	N
Härte nach Vickers	29,24	HV
Martenshärte	284,47	N/mm^2
Glasübergangstemperatur T_g	107,25	$°C$
Wärmeleitfähigkeit λ	0,54	W/mK
untere/obere Gebrauchstemperatur	-40/250	$°C$

Unterprobe

Die Unterprobe entspricht dem Innenpolkern des Zielsystems. Diese wurde für den Aufbau Zylinder-Zylinder mittels Drehen *bzw.* im Falle des Aufbaus Zylinder-Platte mittels Fräsen hergestellt. Anschließend erfolgte eine Schleifbearbeitung des mittleren Absatzes *bzw.* der Plattenober- und Unterseite auf eine Rautiefe von $R_z < 4\,\mu m$. Auch die Unterprobe wurde zum Schutz vor Korrosion mittels Gasnitrocarburierung nachbehandelt. Zur Untersuchung des Einflusses der Oberflächengüte auf die tribologischen Eigenschaften erfolgte zusätzlich eine nachträgliche Finishingbearbeitung auf unterschiedliche Zielgrößen. In Variante 1 (Abbildung 30 rechts) wurde die *GNC*-behandelte Unterprobe nicht mehr nachbearbeitet. Durch das Gasnitrocarburieren wird die Rautiefe um *ca.* $2\,\mu m$ erhöht, sodass sich ein Mittelwert von $R_z = 5,8\,\mu m$ *bzw.* eine durchschnittliche reduzierte Spitzenhöhe R_{pk} von $1,6\,\mu m$ einstellt. In Variante 2 (Abbildung 30 rechts) werden Rauheitskennwerte erreicht, welche mit einem Serien-Honprozess vergleichbar sind. Mittels Superfinishing werden die Rauheitsspitzen auf einen Wert von etwa $R_{pk} = 0,3\,\mu m$ abgetragen, sodass sich der Materialanteil deutlich erhöht. Gleichzeitig wird eine zum Honprozess vergleichbare kreuzförmige Anordnung der Bearbeitungsriefen erzeugt. In Variante 3 (Abbildung 30 rechts) wurde die Spitzenhöhe auf einen Wert von $R_{pk} = 0,1\,\mu m$ reduziert. Die resultierende Oberflächengüte entspricht dem Stand zukünftiger Kurbelwellengenerationen der Daimler *AG* [147]. Die genauen Messwerte der Rauheitsparameter für die drei untersuchten Unterproben-Oberflächenvarianten sind dem Anhang (A.3 Abbildung 93) zu entnehmen (*vgl.* Kapitel 2.3.2). Ein optischer Vergleich der drei unterschiedlichen Oberflächentopographien ist in Abbildung 29 dargestellt. Hierfür wurden die Oberflächen mit

50-facher Vergrößerung an einem konfokalen Laserscanning-Mikroskop aufgenommen.

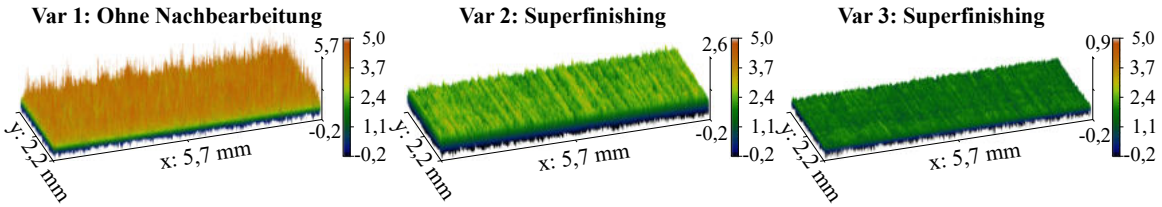


Abbildung 29: Exemplarische Oberflächentopographien der drei Unterprobenvarianten in 50-facher Vergrößerung am konfokalen Laserscanning-Mikroskop der Firma NanoFocus

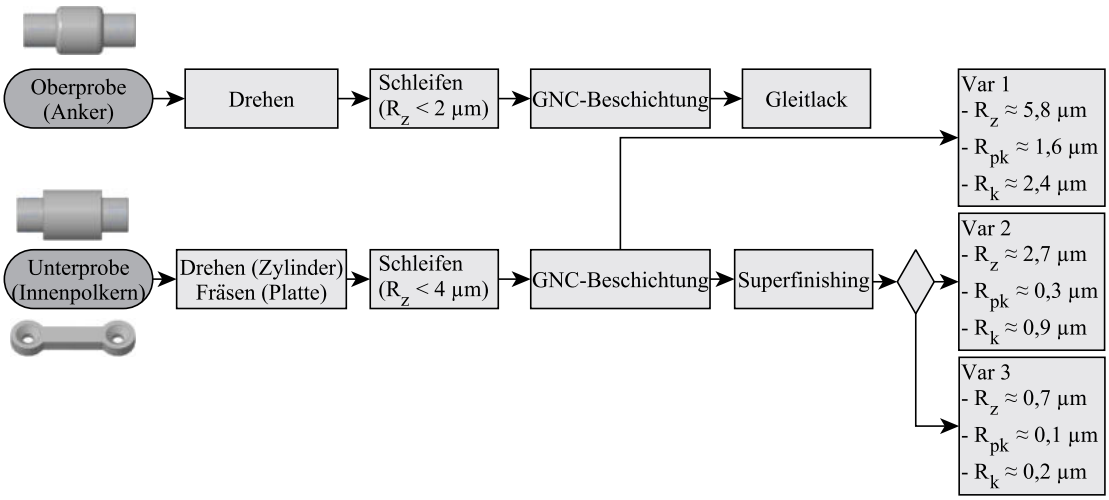


Abbildung 30: Flussdiagramme der Probenfertigungsprozesse

Ammoniak-Vorkonditionierung

Zur Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher Ammoniakkonzentrationen auf die tribologischen Eigenschaften am WFP_{GL-GNC} wurden einige Prüfkörper in einem Exikator in Gegenwart einer HWL-Lösung für 500 h ausgelagert. Die Vorkonditionierung erfolgte jeweils bei einer Umgebungstemperatur von 20°C, 40°C, 60°C *bzw.* 80°C. Je höher die im Exikator vorliegende Temperatur war, desto höher war die resultierende NH_3-Konzentration der die Probenkörper durch die Alterung der HWL-Lösung ausgesetzt waren (*vgl.* Kapitel 2.1). Eine Zusammenfassung der resultierenden Ammoniakkonzentrationen c_{NH_3} in Abhängigkeit der Auslagerungstemperatur T_a liefert Tabelle 12.

Tabelle 12: Ammoniakkonzentrationen in Abhängigkeit der Auslagerungstemperatur

c_{NH_3} [$Gew.-\%$]	0,1	0,3	1,3	13,5
T_a [°C]	20	40	60	80

Abbildung 31 zeigt die vorkonditionierten Gleitlackoberflächen für unterschiedliche Auslagerungstemperaturen und Ammoniakkonzentrationen.

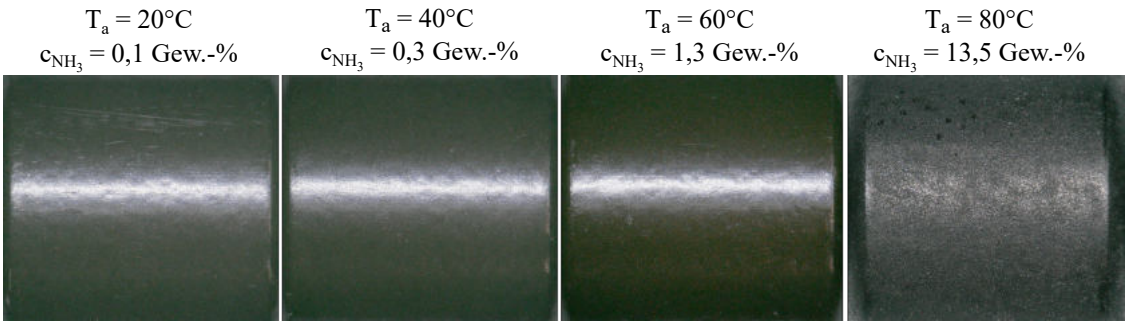


Abbildung 31: Exemplarische Gleitlackoberflächen nach 500 h Auslagerung im Exikator in Gegenwart von HWL bei unterschiedlichen Auslagerungstemperaturen und NH_3-Konzentrationen

5.3 Versuchsmethodik

Dieses Kapitel beschreibt das genaue Vorgehen der Durchführung und Auswertung der Modellversuche. Weiterhin wird das methodische Vorgehen der Forschungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit vermittelt.

Durchführung und Auswertung der Modellversuche

Vor jedem Versuch erfolgte eine Ausrichtung der Oberprobe. Hierfür wurde eine Druckmessfolie der Firma FUJIFILM zwischen die Kontaktstellen der beiden Gegenkörper angebracht und mit einer Normalkraft von *ca.* 10 N ohne Relativbewegung belastet. Bei diesem Verfahren wird die anliegende Pressung durch die Intensität der Verfärbung auf der Druckmessfolie sichtbar. Mittels Einklemmen feiner Fühlerlehrbänder unterschiedlicher Stärken zwischen Winkeleinstellscheibe und Einspannung wurde die Neigung der Oberprobe so eingestellt, dass sich auf der Druckmessfolie ein Linienkontakt mit gleichmäßiger Farbintensität ergab. Vor Versuchsbeginn wurde die Unterprobe mit Isopropanol gereinigt und getrocknet. Um möglichst gleiche Ausgangsbedingungen bei Versuchsbeginn sicherzustellen, erfolgte für die Zylinder-Platte Versuche jeweils eine zwanzigminütige Einlaufphase mit einer Normalkraft von 20 N und einer Frequenz von 10 Hz. Diese wurde im Vorfeld empirisch ermittelt und hat das Ziel, dass es vor Versuchsbeginn zu einer Einglättung von Gleitlackoberfläche sowie eventuellen minimalen Formabweichungen kommt. Aufgrund der hohen resultierenden Pressungen in den gekreuzten Zylinder Versuchen, die sich durch die Prüfgeometrie bedingt bereits bei einer minimalen Prüfstandlast von 10 N ergeben, musste hier auf eine Einlaufphase verzichtet werden, um Vorschädigungen zu vermeiden.
Für die Auswertung von Verschleiß, Oberflächentopographie sowie -rauheit wurden die Verschleißspuren *bzw.* Transferfilme der Ober- und Unterproben am konfokalen Lichtmikroskop der Firma NANOFOCUS dreidimensional aufgenommen (Abbildung 32 rechts).

Anschließend erfolgte eine Vermessung des linearen Verschleißbetrages W_l (Abbildung 32 links), des Verschleißvolumens W_V *bzw.* der Verschleißfläche W_A über die Auswertungs-Software GWYDDION.
Der nachfolgende Abschnitt behandelt das methodische Vorgehen der Forschungen vorliegender Studie.

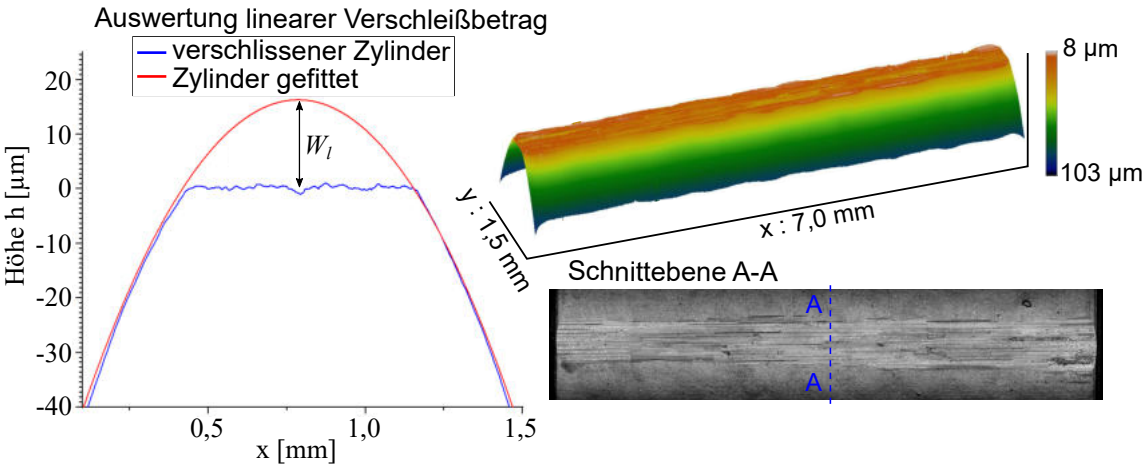


Abbildung 32: Auswertung des linearen Verschleißbetrages

Methodisches Vorgehen der Untersuchungen

Eine zusammenfassende Übersicht der Methodik ist in Abbildung 33 dargestellt. In einem ersten Schritt wurde das Zielsystem, aus welchem sich die Randbedingungen der Forschungsversuche ableiten, mithilfe des $C\&C^2$-Ansatzes analysiert. Durch den fraktalen Charakter des Ansatzes konnte das tribologische Problem auf das Wirkflächenpaar WFP_{GL-GNC} zwischen der *GNC*-Schicht des Innenpolkerns und der Gleitlackschicht des Magnetankers heruntergebrochen werden (*vgl.* Kapitel 4.1). Anschließend erfolgte im Rahmen orientierender Vorversuche eine Abgrenzung des ausgewählten *PAI-PTFE* Gleitlackes gegenüber weiterer Lacksysteme hinsichtlich Reibverhalten und Beanspruchbarkeit. Um alle nachfolgenden Versuche unterhalb der Fressgrenze durchführen zu können, wurde diese in vorangehenden Untersuchungen ermittelt. Unter Anwendung der statistischen Versuchsplanung konnte im Zuge eines *DOE* die Signifikanz der, aus der Literatur bekannten Einflussparameter Oberflächengüte, Temperatur, Pressung und Gleitgeschwindigkeit auf die Zielgrößen Reibung und Verschleiß analysiert werden. Durch Ableitung eines Rechenmodells können der Reibungskoeffizient sowie der lineare Verschleißbetrag in Abhängigkeit der unterschiedlichen Einflussparameter geschätzt werden. Weiterhin wurden die tribologischen Bedingungen der für das Zielsystem relevanten Parameter, Ammoniakkonzentration, Lastkollektiv und Eingriffsverhältnis charakterisiert. Durch eine empirische, analytische und rechnergestützte Betrachtung der Kontakttemperatur wurde deren Einfluss auf das Gleitlackversagen bewertet. Mittels Beanspruchbarkeitsdiagrammen, welche auf dem Konzept nach WÖHLER basieren, kann die Beanspruchbarkeit hinsichtlich zeitunabhängigem Verschleiß, zeitabhänigigem Verschleiß und Nullverschleiß für unterschiedliche Versuchsparameter abgeschätzt werden. Eine Analy-

se der Verschleißmechanismen sowie die Betrachtung der Transferfilme auf mikroskopischer Ebene hinsichtlich Morphologie, Adhäsion, Partikelgröße, und -Anordnung soll einen Beitrag zum grundlegenden Verständnis über das tribologische Verhalten der Gleitlacke liefern. Aus den gewonnenen Erkenntnissen wurde ein anschauliches, allgemein gültiges Modell zur Wirkungsweise von transferfilmbildenden Festschmierstoffen entwickelt. Abschließend wurde die Frage beantwortet, ob sich Gleitlacke für den Einsatz in Hubmagnetsystemen unter *SCR*-System spezifischen Umgebungsbedingungen eignen. Dabei werden Grenz- und Empfehlungswerte der untersuchten Einflussparameter definiert.

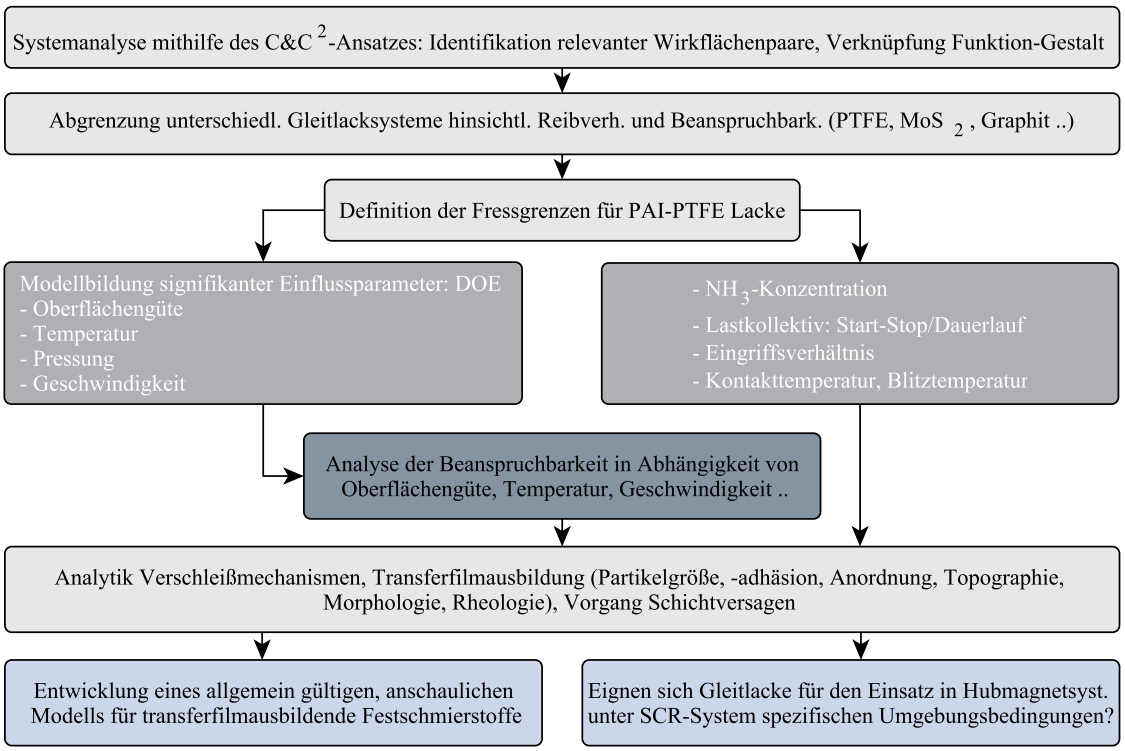


Abbildung 33: Zusammenfassende Übersicht zum Vorgehen der Untersuchungen

6 Ergebnisse

Dieses Kapitel umfasst die Ergebnisse der vorliegenden Forschungsarbeit. Zunächst erfolgt im Rahmen orientierender Vorversuche eine Abgrenzung des untersuchten *PAI-PTFE* Gleitlacksystems gegenüber weiterer Gleitlacke. Eine genauere Betrachtung der Wirkungsweise des untersuchten Lacksystems soll einen Beitrag zur Interpretation der Ergebnisse leisten. Anschließend werden die Forschungsergebnisse gemäß Abbildung 33 erläutert.

6.1 Orientierende Vorversuche

6.1.1 Abgrenzung des gewählten PAI-PTFE Gleitlacksystems

Im Rahmen orientierender Vorversuche wurden sechs Gleitlacksysteme unterschiedlicher Zusammensetzung (*PAI-PTFE*, *PTFE*-MoS_2, Graphit-MoS_2, MoS_2) bezüglich des Reibverhaltens sowie der Beanspruchbarkeit gegenübergestellt. Dabei unterscheiden sich die beiden getesteten *PAI-PTFE* Gleitlacke maßgeblich im Füllstoffgehalt (Lack 1: 32% *PTFE*, Lack 2: 23% *PTFE*), die beiden getesteten MoS_2 Gleitlacke maßgeblich im Bindemittel (Lack 5: anorganisches Bindemittel, Lack 6: organisches Bindemittel). Um die Streuung möglichst gering zu halten, wurden in allen Versuchen des Gleitlackscreenings Platten der Variante 2 (Abbildung 30) als Unterproben verwendet (*vgl*. Kapitel 5.2.2). Ein gängiges Verfahren in der Tribologie zur Einordnung der Beanspruchbarkeit und Analyse des Reibverhaltens sind Laststeigerungsversuche [148, 149, 150, 151]. Bei der Interpretation der Ergebnisse muss die Schadensakkumulation während der Versuche berücksichtigt werden [152].
Während der Laststeigerungsversuche wurde die Normalkraft nach dem Einlauf, bei einer Startlast von 10 *N* beginnend, stufenweise in 10 *N* Schritten bis auf eine maximale Endlast von 300 *N* gesteigert. Die Reaktion des Reibsignals auf den Anstieg der Normalkraft erfolgt nicht immer unmittelbar, sondern kann auch erst nach einer Inkubationszeit von mehreren Sekunden eintreten [153]. Daher wurde jede Laststufe für eine Dauer von 30 *min* konstant gehalten. Der Übergang zum Verschleißmechanismus Fresser tritt bei Gleitlacken aus Erfahrungen durch vorangehende Untersuchungen mit dem Überschreiten eines kritischen Reibkoeffizienten von $\mu_{krit} = 0{,}3$ ein. Sobald diese kritische Reibungsgrenze überschritten wird, kommt es zum sprunghaften Reibungsanstieg auf Werte von $\mu > 0{,}5$ [149, 154]. Die Reibsignale der Laststeigerungsversuche sind in Abbildung 34 dargestellt. Alle Versuche wurden bei Überschreitung eines Reibkoeffizienten von $\mu_{krit} > 0{,}3$ für 30 Messwerte abgebrochen. Die Normalkraft, welche an der vorletzten Laststufe anlag, wird als Fresslast F_{sc} definiert [149, 154]. Durch die Auswertung der Gleitlack-Verschleißfläche nach der Einlaufphase kann die Pressung p_{sc}, welche theoretisch nach dem Einlauf bei anliegender Fresslast vorherrschen würde, bestimmt werden. Die mittleren Reibzahlen und Lasten *bzw*. Pressungen bei Ausfall der Laststeigerungsversuche sind in Tabelle 13 aufgeführt. Dabei stellt die Pressung p_{sc} die, auf eine Verschleißflä-

che von 1,087 mm^2 nach dem Einlauf bezogene, Fresslast dar. Im direkten Vergleich der unterschiedlichen Gleitlacksysteme bezüglich der ertragbaren Fresslasten *bzw*. der mittleren Reibkoeffizienten schneiden die *PAI-PTFE* Lacke (Gleitlack 1 und Gleitlack 2) besonders gut ab. Durch die Kombination aus dem reibungsreduzierenden Füllstoff $PTFE$ und dem verschleißbeständigen *PAI* als Binder kann unter den getesteten Randbedingungen eine hohe Beanspruchbarkeit über 276 *MPa* bei einer gleichzeitig niedrigen Reibung $\mu \leq 0,09$ realisiert werden. Die Kombination aus $PTFE$ und MoS_2 (Gleitlack 3) führt ebenfalls zu einer vergleichsweise hohen Beanspruchbarkeit über 200 N. Allerdings fällt hier der mittlere Reibkoeffizient, verglichen mit den *PAI-PTFE* Lacken, mit einer Reibung von 0,13 etwas höher aus. Die Gleitlacksysteme mit einem hohen MoS_2-Gehalt (Gleitlack 4, Gleitlack 5 und Gleitlack 6) eignen sich unter den gegebenen Randbedingungen eher schlecht. Sie erzielen eine deutlich geringere Fresslast unter 90 N bei vergleichsweise höheren mittleren Reibkoeffizienten $\mu \geq 0,12$.

Tabelle 13: Messdaten Gleitlackscreening

Lack	System	Fresslast F_{sc} [N]	Press. p_{sc} [MPa]	Reibkoeff. μ
Lack 1	$32\%PTFE + PAI$	180	166	0,09
Lack 2	$23\%PTFE + PAI$	> 300	> 276	0,08
Lack 3	$PTFE + MoS_2$	200	184	0,13
Lack 4	Graphit+MoS_2	90	83	0,18
Lack 5	MoS_2+anorg. Bin.	30	28	0,12
Lack 6	MoS_2+org. Bin.	< 10	< 9	-

Eine genauere Betrachtung der resultierenden Reibverläufe (Abbildung 34) zeigt einen maßgeblichen Einfluss der Gleitlackzusammensetzung auf den Verlauf. Besonders auffällig ist die vergleichsweise hohe Reibung der MoS_2-Gleitlacke bei Anliegen kleinerer Normalkräfte unter 30 N. Dieses Verhalten ist mit Werten von $\mu > 0,2$ für Systeme mit einem hohen MoS_2 Anteil (Gleitlack 4, Gleitlack 5 und Gleitlack 6) besonders stark ausgeprägt. Die Beimischung von $PTFE$ (Gleitlack 3) bewirkt eine deutliche Reduzierung der Reibung im Einlauf. Jedoch kommt es durch die niedrige Startlast von 10 N nach der Einlaufphase wieder zu einem starken Anstieg der Reibung auf einen Maximalwert von 0,19, der mit zunehmender Normalkraft bis 140 N auf ein Optimum von $\mu \approx 0,12$ stufenweise weiter abnimmt. Die Kombination aus $PTFE$ und *PAI* führt, verglichen mit den MoS_2-Gleitlacken, zu einem Reibkoeffizienten von *ca*. 0,08 im Einlauf. Sowohl bei niedrigen Normalkräften unter 30 N, als auch bei weiterer Erhöhung der Kraft auf 300 N bleibt die Reibung weitestgehend konstant auf einem niedrigen Niveau.

Neben der Einordnung des Reibungs- und Verschleißverhaltens der *PAI-PTFE* Gleitlacke ist der grundlegende Wirkmechanismus des Schichtsystems für die Interpretation der resultierenden Forschungsergebnisse von entscheidender Bedeutung. Im nachfolgenden Abschnitt wird daher zunächst die Wirkungsweise des betrachteten *PAI-PTFE* Lacksystems analysiert.

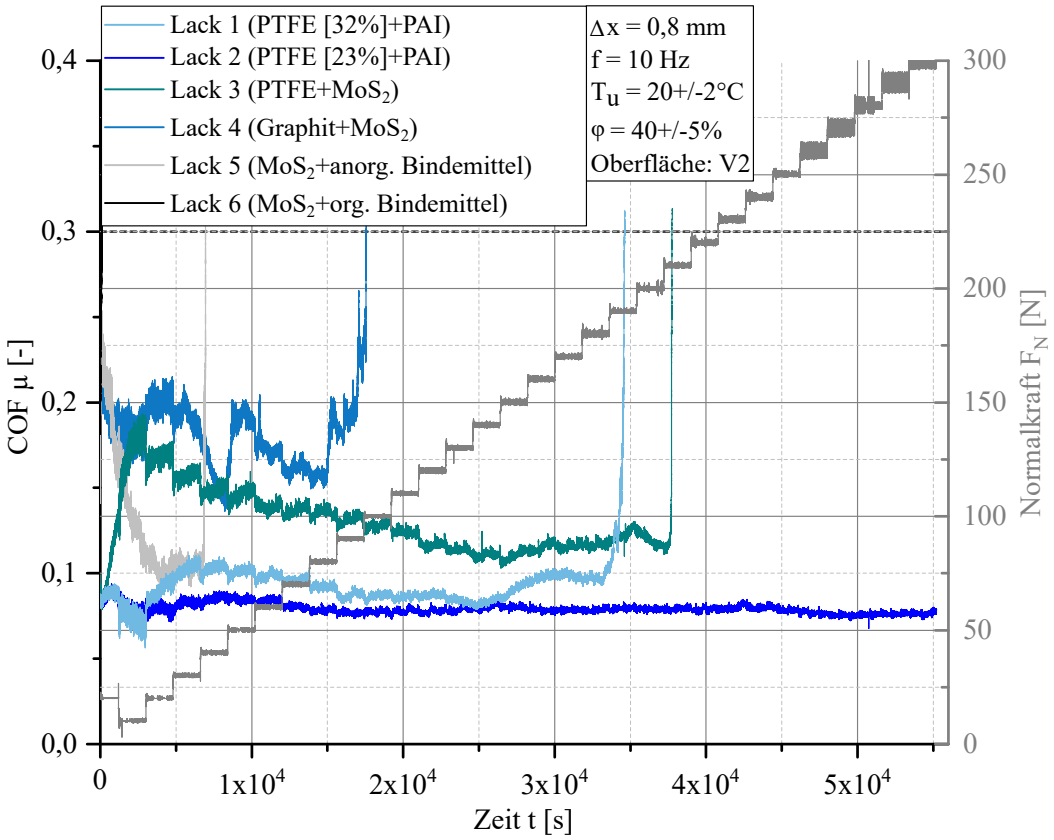


Abbildung 34: Gleitlackscreening: Resultierende Reibkoeffizientenverläufe der Laststeigerungsversuche

6.1.2 Wirkungsweise des Gleitlacksystems

Um ein besseres Verständnis für die elementare Wirkungsweise des untersuchten Gleitlacksystems zu erlangen, wurden Versuche bei konstanter Last und Frequenz von 60 *N* *bzw.* 11 *Hz* nach unterschiedlichen Laufzeiten abgebrochen und sowohl die Gleitlackschicht als auch der Gegenkörper vom Initialzustand bis hin zum Fresser auf mikroskopischer Ebene analysiert. Abbildung 35 zeigt Längsschliffe des gleitlackbeschichteten Zylinders, beginnend vom Ausgangszustand bis zum Ausfall des Systems. Wie die *REM*-Aufnahme in Abbildung 35 links zeigt, zeichnet sich die initiale Gleitlackoberfläche durch ein eher raues Oberflächenprofil mit herausragenden Partikeln aus. Dies resultiert in eine erhöhte HERTZSCHE Pressung zu Versuchsbeginn. Während der Einlaufphase kommt es zu einer Einglättung des rauen Oberflächenprofils, wodurch sich der Materialanteil erhöht und die Flächenpressung abnimmt. Gleichzeitig kommt es zu einem Partikelübertrag auf den Gegenkörper, sodass sich allmählich ein schützender Transferfilm aufbaut (Abbildung 36-1.). Diese Effekte resultieren in ein erhöhtes Reibsignal sowie eine stark

ansteigende Verschleißrate während des Einlaufs. Sobald ein stabiler Schutzfilm auf der Platte ausgebildet wurde (Abbildung 36-2.), wirkt die Gleitlackbeschichtung ähnlich einer herkömmlichen Bleistiftmine. Demnach stellt sich eine konstante Verschleißrate über die Lebensdauer ein. Im Zuge der Relativbewegung findet ein kontinuierlicher Austrag der transferierten Partikel zum Randbereich statt. Gleichzeitig werden neue Partikel von der Lackschicht übertragen und so der Transferfilm weiter aufrechterhalten. Mit voranschreitender Versuchsdauer nimmt die Schichtdicke des Gleitlackes immer weiter ab, bis einzelne Rauheitsspitzen des Grundmaterials die Beschichtung lokal durchdringen (Abbildung 35 rechts).

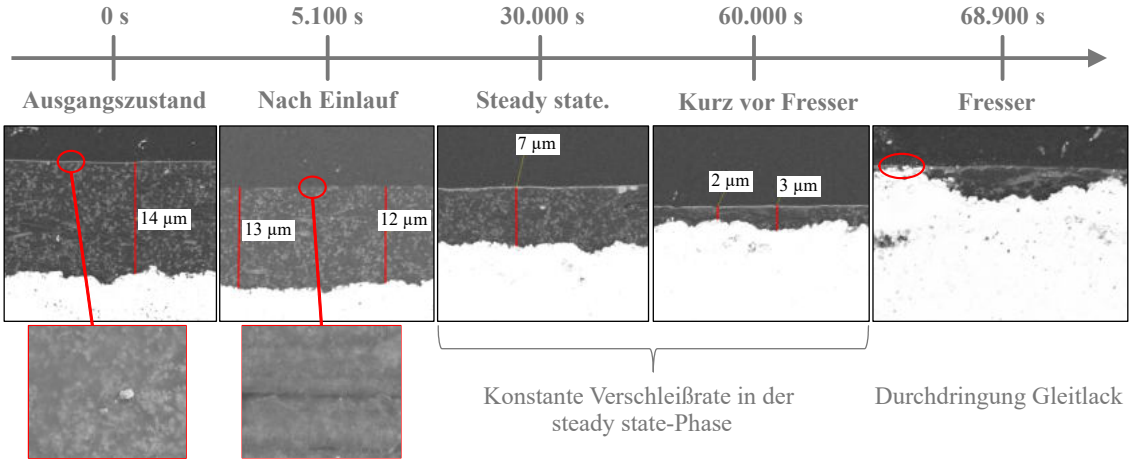


Abbildung 35: Exemplarische Längsschliffe des gleitlackbeschichteten Zylinders nach unterschiedlichen Laufzeiten

Dies führt zu einer beschleunigten Austragung der transferierten Partikel zum Randbereich. Gleichzeitig findet kaum noch ein Partikeltransfer von der Gleitlackschicht auf den Gegenkörper statt, wodurch der Schutzfilm lokal abreist (Abbildung 36-3.). Im ausgefallenem System ist kein intakter Transferfilm mehr vorhanden. Es sind lediglich transferierte Partikel im Randbereich vorzufinden (Abbildung 36-4.). Durch den Abtrag des Transferfilms kommt es zum direkten Kontakt und damit zum Fressen der beiden Substratwerkstoffe. Diese Änderung des tribologischen Systems zeichnet sich durch einen sprunghaften Anstieg von Reibung und Verschleiß aus. Weiterhin konnte an den freiliegenden Oberflächen eine starke Oxidation unter Rotrostbildung festgestellt werden (Abbildung 36-4.).

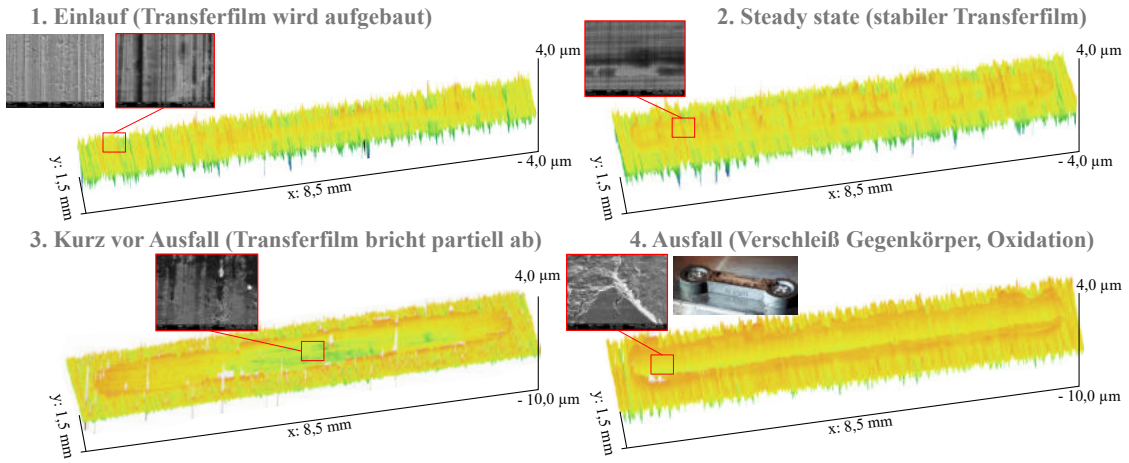


Abbildung 36: Exemplarische Konvokalmikroskopaufnahmen der Platten nach unterschiedlichen Laufzeiten

6.1.3 Zusammenfassung und Diskussion – orientierende Vorversuche

Gleitlackscreening

Aufgrund der höheren Scherfestigkeit von MoS_2 gegenüber der von $PTFE$ unter sauerstoffhaltiger Atmosphäre benötigt Molybdändisulfid eine deutlich höhere Pressung, um seine Lamellen abtragen- und so eine Schmierwirkung erzielen zu können. Bei Anliegen kleiner Pressungen unterhalb 30 MPa kann daher kein hinreichender Transferfilm auf der Platte aufgebaut werden, weshalb es hier, gepaart mit dem abrasiv wirkenden Molybdändioxid (MoO_2), zu einem stark überhöhten Reibkoeffizienten bei gleichzeitigem Anstieg des linearen Verschleißbetrages kommt [20]. Die $PTFE$-Gleitlacke weisen aufgrund der schwachen intermolekularen Bindungen von Polytetrafluorethylen bereits bei Pressungen unter 30 MPa eine geringe Reibung auf. Durch die kleinere Scherfestigkeit der $PTFE$-Moleküle findet bereits bei Anliegen kleinerer Normalkräfte ein ausreichender Transfer auf den Gegenkörper statt. Dadurch wird eine Trennung zwischen der Beschichteten Oberfläche und dem Profil des Gegenkörpers erzielt, was für ein durchgehend niedriges Reibniveau sorgt [83].
Aufgrund der hohen Beanspruchbarkeit bei gleichzeitig niedriger Reibung für variierende Normalkräfte sowie der guten chemischen und thermischen Beständigkeit von $PTFE$ eignen sich $PAI\text{-}PTFE$ Lacksysteme für Anwendungen mit vergleichsweise niedrigen Geschwindigkeiten, Pressungen und Hüben besonders gut. In den weiterführenden Untersuchungen im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit werden die betrachteten $PAI\text{-}PTFE$ Lacksysteme hinsichtlich ihres tribologischen Verhaltens näher untersucht [29, 81, 82].

Wirkungsweise des Gleitlacksystems

Im Zuge einer Materialanalytik wurde die Elementverteilung auf der Platte bei voranschreitender Versuchsdauer mittels energiedispersiver Röntgenspektroskopie EDX be-

trachtet. Demnach konnten im Initialzustand die gewöhnlichen Elemente einer nitrierten 11*SMn*30-Oberfläche nachgewiesen werden (Abbildung 37 links). Während der Einlaufphase kommt es zu einem deutlichen Anstieg des Fluor Signals *F* (Abbildung 37 mitte). Dies ist ein Nachweis für den Übertrag von *PTFE* zur Ausbildung eines Transferfilms auf dem Gegenkörper. Während des Gleitlackausfalls kommt es zum vollständigen Abtrag des auf dem Gegenkörper befindlichen Transferfilms sowie der *GNC*-Schicht, sodass die blanken 11*SMn*30 Oberflächen lokal freiliegen. In diesem Zustand können in der *EDX*-Analyse auffällige Sauerstoff *O*-Peaks detektiert werden. Dies ist ein Beleg für eine Oxidbildung an der Oberfläche. Die so entstehenden Rotrostpartikel führen im tribologischen Dreikörpersystem zum beschleunigten Ausfall der sich noch intakt befindlichen Gleitlackstellen.

Im bisherigen Verlauf der Forschungsarbeit erfolgte eine Abgrenzung des betrachteten *PAI-PTFE* Gleitlackes gegenüber weiterer Lacksysteme sowie eine Analyse der grundlegenden Wirkungsweise. Für die weiterführende Betrachtung der Einflussfaktoren müssen zunächst deren Wechselwirkung und Signifikanz auf das Reibungs- und Verschleißverhalten untersucht werden. Im nachfolgenden Kapitel erfolgt eine Analyse der aus der Literatur bekannten Einflussfaktoren auf das tribologische Verhalten von Gleitlacken mittels eines *DOE*.

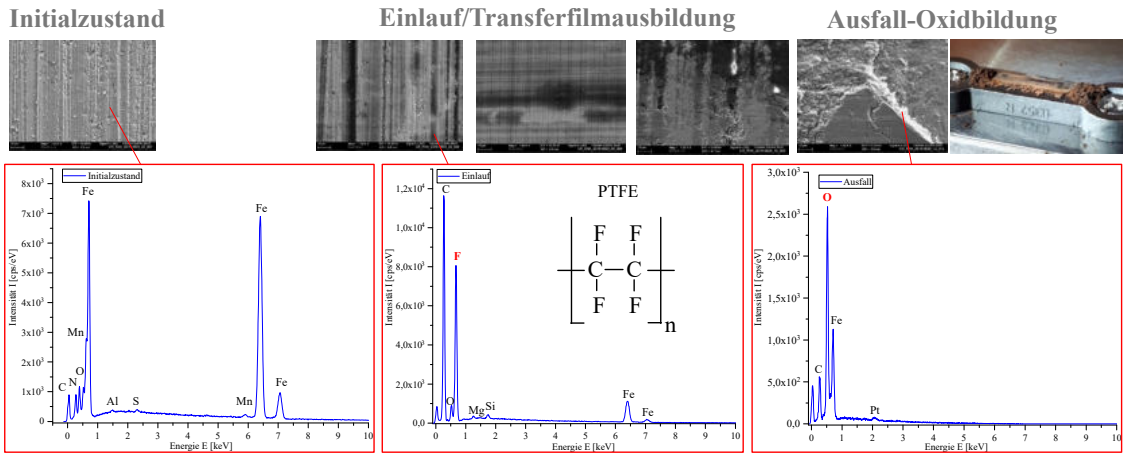


Abbildung 37: Energiedispersive Röntgenspektroskopie der Platte im Initialzustand, während des Einlaufs sowie bei Systemausfall

6.2 Analyse signifikanter Einflussparameter mittels DOE

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse zur Analyse der Einflussfaktoren Gegenkörper-Oberflächengüte, Umgebungstemperatur, Gleitgeschwindigkeit und Pressung auf die Zielgrößen Reibung und Verschleiß (*vgl.* Kapitel 2.4.3) vorgestellt. Mittels multipler linearer Regression wurde ein Modell erstellt, welches es ermöglicht den Reibkoeffizienten *bzw.* den linearen Verschleißbetrag in Abhängigkeit der untersuchten Einflussparameter zu schätzen. Da der Versuchsraum des *DOE* unterhalb der Fressgrenze liegen muss, wurde diese im Vorfeld mittels Laststeigerungsversuchen ermittelt.

6.2.1 Definition der Fressgrenze

Das Schichtversagen geht mit einem Übergang in den Verschleißmechanismus Fresser und folglich einer Änderung des tribologischen Systems einher. Diese Änderung hat maßgeblichen Einfluss auf die gemessenen Zielgrößen und würde somit die Ergebnisinterpretation verfälschen. Daher darf es in keinem Versuch zur Überschreitung der Fressgrenze kommen. Diese wird im vorliegenden Unterkapitel für das betrachtete tribologische System analysiert.
Im ersten Schritt wurden die Fresslasten der jeweiligen Kombinationen aus vorliegender Umgebungstemperatur und Frequenz über Laststeigerungsversuche ermittelt. Dabei wurde die Normalkraft nach der Einlaufphase, von 10 N beginnend in 20 N Schritten mit einer 30-minütigen Krafthaltezeit so lange erhöht, bis ein für das Fressen kritischer Reibkoeffizient von $\mu_{krit} > 0{,}3$ (*vgl.* Kapitel 6.1.1) um 30 Messwerte überschritten wurde (Abbildung 38). Die vorletzten Kraftstufen nach Versuchsende ergeben die Fresslasten. Diese können Tabelle 14 für unterschiedliche Kombinationen aus Umgebungstemperatur und Frequenz entnommen werden. Die Pressung p_{sc} beschreibt die auf die Verschleißfläche nach dem Einlauf bezogene Fresslast. Ein Vergleich der Fresslasten bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen zeigt einen signifikant früheren Fressbeginn der Versuche bei Raumtemperatur im Vergleich zu den Versuchen bei 80°C. Beispielsweise kommt es mit einer anliegenden Frequenz von 14 Hz und vorliegender Raumtemperatur bereits bei *ca.* 117 N *bzw.* bei einer Temperatur von 80°C erst nach etwa 203 N zum Schichtversagen. Ein direkter Vergleich der Reibung für Raumtemperatur und 80°C zeigt eine sprunghafte Verdopplung des Reibkoeffizienten (von etwa 0,04 auf 0,1) der temperierten Versuche bei etwa 75% der Laufzeit bis zum Ausfall (Abbildung 38). Dies deutet auf verstärkte Mischreibungseffekte mit lokalen Unterbrechungen des Transferfilmes bei Überschreiten einer frequenzabhängigen Beanspruchungsgrenze hin. Sobald diese Beanspruchungsgrenze überschritten ist, kann sich das von Mischreibung geprägte tribologische System nur noch kurzzeitig stabilisieren, bis Grenzreibungseffekte dominieren und es zum Fresser kommt.

Tabelle 14: Fresslasten der Laststeigerungsversuche

Temperatur T [$°C$]	Frequenz f [Hz]	Fresslast F_{sc} [N]	Pressung p_{sc} [MPa]
RT	8	190	175
RT	11	143	132
RT	14	110	101
80	8	310	285
80	11	237	218
80	14	203	187

In Vorversuchen wurde nachgewiesen, dass die Plattenoberflächen ohne Nachbearbeitung (Variante 1), verglichen mit den gefinishten Plattenoberflächen (Variante 2 und Variante 3), zu höheren Werten bezüglich Reibung und Verschleiß führen (*vgl.* Abbildung 49, Abbildung 51 und Abbildung 52). Daher wurde die Fressgrenze lediglich für die kritischere Variante 1 der Plattenoberflächen ermittelt.

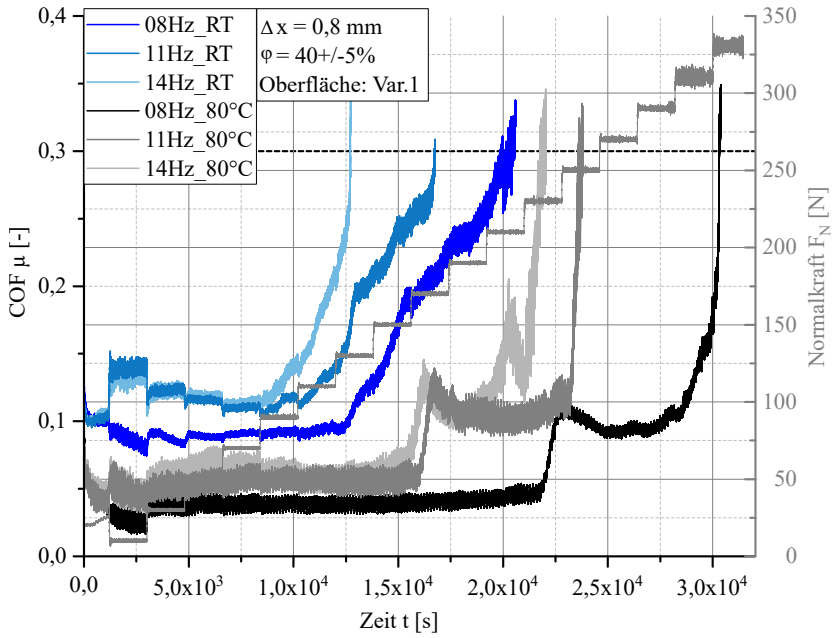


Abbildung 38: Laststeigerungsversuche zur Ermittlung der Fresslasten für variierende Frequenzen bei vorliegender Raumtemperatur *RT bzw.* bei einer Umgebungstemperatur von 80$°C$

Abbildung 39 zeigt eine Auftragung der mittleren Pressungen p_{sc} über die Frequenz bei vorliegen von Raumtemperatur *bzw.* von $T = 80°C$. Dies zeigt, dass die Fresslastkurve und damit die Beanspruchbarkeit bei einer Umgebungstemperatur von 80$°C$ deutlich oberhalb derer bei Raumtemperatur liegt. Daher wurde der Parameterraum für den *DOE*

unterhalb der Fressgrenze für den kritischeren Fall, bei Vorliegen von Raumtemperatur, festgelegt. Die Fressgrenze ergibt sich aus den jeweiligen mittleren Pressungen abzüglich der doppelten Standardabweichung zu $y = 1,0222x^2 - 33,732x + 361,88$ (Abbildung 39). Sie definiert den Grenzbereich zur Gültigkeit des, im Folgenden beschriebenen, Modells zur Beschreibung von Reibung und Verschleiß.

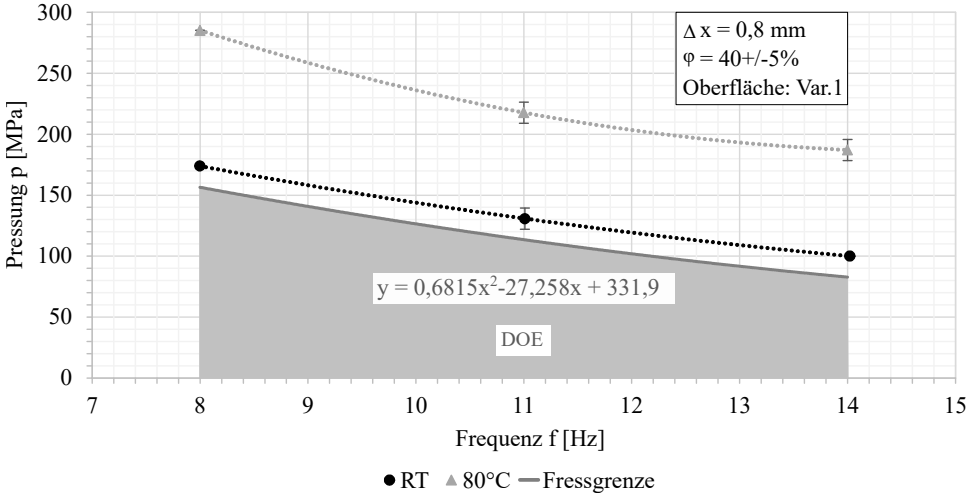


Abbildung 39: Definition der Fressgrenze zur Abgrenzung des Parameterraumes für den *DOE* unter Verwendung der Gegenkörper-Oberfläche Var.1

6.2.2 Modell zur Beschreibung von Reibung und Verschleiß

Das vorliegende Unterkapitel umfasst die Ergebnisse des im Rahmen der Forschungsarbeit durchgeführten *DOEs*. Zunächst wird der zugrunde liegende Versuchsplan näher erläutert. Anschließend erfolgt eine Betrachtung der Modelle zur Beschreibung von Reibung und Verschleiß unter Berücksichtigung der jeweiligen Effekte.
Die untersuchten Parameter und Stufen der angewendeten, statistischen Versuchsplanung sind in Tabelle 15 zusammengefasst. Eine Übersicht der Rauheitsparameter der drei betrachteten Platten-Oberflächenvarianten Variante 1 bis Variante 3 (*vgl.* Kapitel 5.2.2) ist dem Anhang A.3 Abbildung 93 zu entnehmen. Die untersuchten Normalkraftvariationen resultieren nach dem Einlaufvorgang in die Pressungen $46\,MPa$, $83\,MPa$ und $120\,MPa$. Eine Umrechnung der Frequenzen über Gleichung 11 ergibt die Gleitgeschwindigkeiten $12,8\,mm/s$, $17,6\,mm/s$ und $22,4\,mm/s$.

Tabelle 15: Parametrierung des *DOE*

Paramter	Stufen		
Oberflächengüte Gegenkörper	Var. 1 (R_z5-6)	Var. 2 (R_z2-3)	Var. 3 (R_z0-1)
Temperatur T [$°C$]	20	40	80
Normalkraft F_N [N]	50	90	130
Frequenz f [Hz]	8	11	14

Der *DOE* wurde auf Basis eines D-optimalen Versuchsplanes (*vgl*. Kapitel 2.7.1) erstellt. Durch die Wahl dieses Versuchsplanes können alle Parameterkombinationen, die oberhalb der Fressgrenze liegen und so die Aussagekraft der Ergebnisse relativieren würden, ausgeschlossen werden [149]. Abbildung 40 zeigt die Versuchspunkte in der Ebene Normalkraft-Frequenz. Gegenüber einem vollfaktoriellen Versuchsplan wurden hier die Punkte oberhalb der Fressgrenze ausgeschlossen.

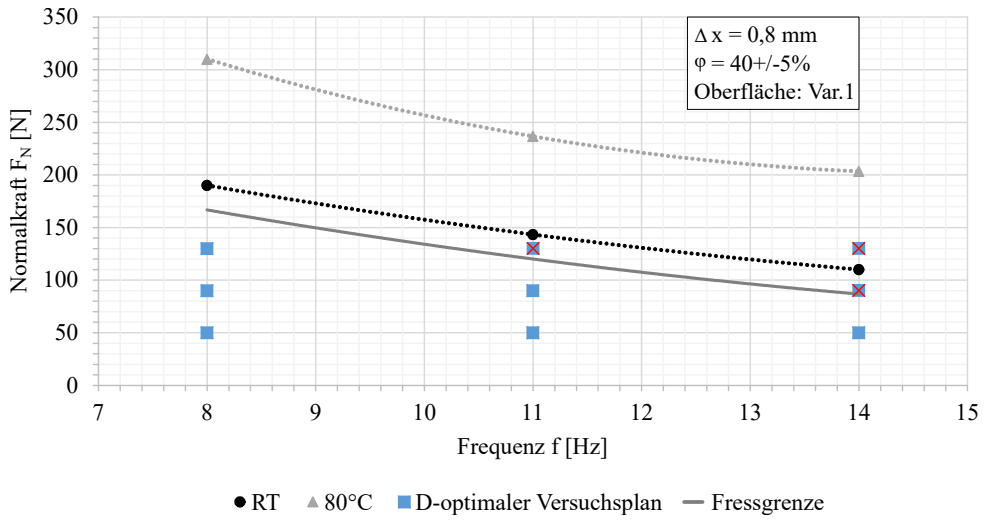


Abbildung 40: Punkte des D-optimalen Versuchsplans in der von der Normalkraft und der Frequenz aufgespannten Ebene

Der so erstellte Versuchsplan umfasst die, in Tabelle 16 aufgeführten, 37 Parameterkombinationen, welche jeweils drei Mal getestet wurden. Demnach ergibt sich ein Versuchsumfang von insgesamt 111 Versuchen. Die Abkürzung *OFG* steht für die Oberflächengüte der verwendeten Platte (Var 1-Var 3 siehe Anhang A.3 Abbildung 93). Zunächst werden die Ergebnisse bezüglich der Zielgröße Reibkoeffizient vorgestellt, anschließend erfolgen die Ergebnisse für die Zielgröße Verschleiß.

Zielgröße Reibkoeffizient

Die nach der Einlaufphase gemessenen mittleren Reibkoeffizienten sowie die Mittelwerte der Wiederholversuche können Tabelle 16 entnommen werden.

Tabelle 16: Reibkoeffizienten der *DOE* Versuche

Nr.	F_N $[N]$	f $[Hz]$	T $[°C]$	*OFG*	μ_1 $[\mu m]$	μ_2 $[\mu m]$	μ_3 $[\mu m]$	$\bar{\mu}$ $[\mu m]$
1	130	8	80	Var. 1	0,0532	0,0340	0,0521	0,0464
2	50	14	80	Var. 3	0,0631	0,0675	0,0753	0,0686
3	50	11	80	Var. 1	0,0589	0,0630	0,0851	0,0690
4	50	14	40	Var. 1	0,1036	0,1041	0,0987	0,1021
5	130	8	20	Var. 2	0,0851	0,0884	0,0849	0,0861
6	90	8	80	Var. 2	0,0369	0,0475	0,0427	0,0424
7	50	11	40	Var. 3	0,1263	0,1148	0,1295	0,1235
8	50	8	80	Var. 3	0,0538	0,0544	0,0557	0,0546
9	130	8	40	Var. 3	0,0747	0,0906	0,0845	0,0833
10	50	11	80	Var. 2	0,0547	0,0523	0,0588	0,0553
11	90	11	80	Var. 3	0,0492	0,0568	0,0552	0,0537
12	90	11	40	Var. 1	0,1874	0,1874	0,1154	0,1634
13	50	11	20	Var. 1	0,1476	0,1181	0,1567	0,1408
14	50	14	40	Var. 2	0,0758	0,0872	0,0933	0,0854
15	50	14	20	Var. 3	0,1335	0,1461	0,1164	0,1320
16	90	11	80	Var. 2	0,052	0,0419	0,0479	0,0473
17	90	11	20	Var. 1	0,1715	0,2060	0,1312	0,1696
18	50	8	20	Var. 1	0,0985	0,0985	0,1319	0,1096
19	90	8	20	Var. 3	0,1089	0,1081	0,1170	0,1113
20	50	8	40	Var. 2	0,0703	0,0616	0,0760	0,0693
21	90	8	40	Var. 1	0,1000	0,0925	0,1115	0,1013
22	50	11	20	Var. 2	0,0921	0,1276	0,1204	0,1134
23	50	8	80	Var. 2	0,0432	0,0540	0,0519	0,0497
24	130	8	40	Var. 2	0,0669	0,0783	0,0642	0,0698
25	130	8	80	Var. 3	0,042	0,0422	0,0389	0,0410
26	50	14	20	Var. 2	0,1082	0,1017	0,1153	0,1084
27	90	11	40	Var. 2	0,0753	0,0966	0,0961	0,0893
28	90	8	80	Var. 1	0,0555	0,0624	0,0619	0,0599
29	130	8	20	Var. 1	0,2043	0,2130	0,2670	0,2281
30	90	8	20	Var. 2	0,0788	0,1033	0,1088	0,0970
31	50	14	80	Var. 1	0,0694	0,0990	0,0845	0,0843
32	50	14	20	Var. 1	0,1729	0,1688	0,1623	0,1680
33	50	8	20	Var. 3	0,1201	0,1167	0,0664	0,1011
34	50	8	20	Var. 2	0,0938	0,0933	0,1080	0,0984
35	50	8	40	Var. 1	0,0847	0,0823	0,1046	0,0905
36	50	8	80	Var. 1	0,0447	0,0511	0,0788	0,0582
37	90	8	20	Var. 1	0,1607	0,1607	0,1503	0,1572

Eine Aussage über die Größe und Bedeutung der untersuchten Einflussparameter und deren Wechselwirkungen auf die jeweilige Zielgröße kann mithilfe von Pareto-Diagrammen

der standardisierten Effekte getroffen werden. Abbildung 41 zeigt das Pareto-Diagramm der standardisierten Effekte für die Zielgröße Reibkoeffizient. Dabei werden die Absolutwerte der Effekte geordnet vom größten zum kleinsten Wert mittels Balken veranschaulicht. Sie stellen t-Statistiken dar, mit denen die Nullhypothese geprüft wird, dass der Effekt gleich Null ist. Alle Parameter, welche die gestrichelte Referenzlinie überschreiten, sind auf dem Niveau 0,05 statistisch signifikant. Die untersuchten Prädiktoren Normalkraft, Frequenz, Temperatur und Oberflächengüte überschreiten die Referenzlinie von 1,984 und haben daher signifikanten Einfluss auf die Reibung. Dabei zeigt die Oberflächengüte einen besonders stark ausgeprägten, quadratischen Effekt auf die Zielgröße. Weiterhin können die signifikanten zwei-Faktor-Wechselwirkungen Oberflächengüte-Normalkraft sowie Temperatur-Normalkraft und Temperatur-Oberflächengüte identifiziert werden. Auch die Frequenz weist einen quadratischen Effekt auf, der die Referenzlinie übersteigt. Die Haupteffekte der Prädiktoren Normalkraft und Temperatur zeigen keinen signifikanten Einfluss auf die Reibung und werden daher bei der nachfolgenden Modellbildung ausgeschlossen.

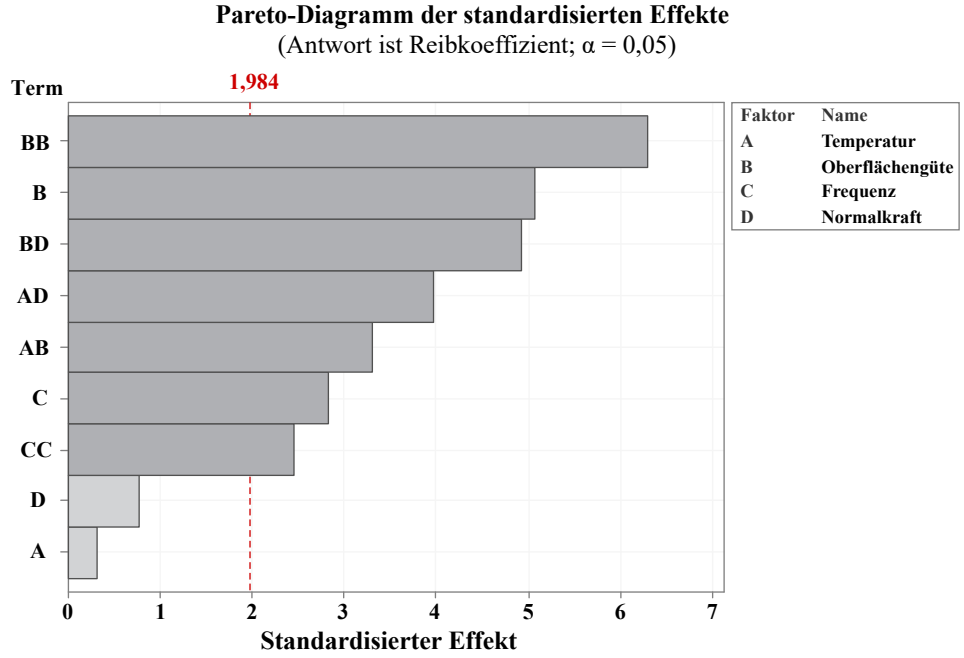


Abbildung 41: Pareto-Diagramm der standardisierten Effekte für den Reibkoeffizienten

Da das Pareto-Diagramm die Absolutwerte der Effekte veranschaulicht, können lediglich Aussagen über die Größe der Effekte getroffen werden. Eine Tendenz, ob es durch die Veränderung der Prädiktoren im Mittel zu einer Vergrößerung oder zu einer Verkleinerung der Zielgröße kommt, kann mittels Haupteffektediagrammen gegeben werden (Abbildung 42). Da bei mehreren Wechselwirkungen (Oberflächengüte-Normalkraft, Temperatur-Normalkraft und Temperatur-Oberflächengüte) eine Signifikanz nachgewiesen wurde, müssen diese bei der Interpretation der Haupteffektediagramme berücksichtigt

werden. Der Prädiktor Normalkraft zeigt einen nahezu waagrechten Linienverlauf mit einer vernachlässigbar kleinen Abnahme der Reibung bei steigender Normalkraft. Demnach variiert die Antwortvariable Reibkoeffizient in Abhängigkeit des Prädiktors Normalkraft im Mittel nur geringfügig. Eine Erhöhung der Temperatur führt dagegen zur Reduzierung der Reibung. Die gekrümmten Kurven der beiden Prädiktoren Frequenz und Oberflächengüte sind charakteristisch für deren quadratischen Effekt (Abbildung 41). Demnach nimmt die mittlere Reibung mit der Frequenz bis zu einem Grenzwert von $f \approx 12,5\,Hz$ zu ($\bar{\mu} = 0,070$) und flacht anschließend wieder leicht ab. Mit sinkender Oberflächengüte (Erhöhung der Rauheitsparameter Anhang A.3 Abbildung 93) nimmt der mittlere Reibkoeffizient zunächst bis zu einem Minimum bei $R_z \approx 2,6\mu m$ ($\bar{\mu} = 0,081$) ab. Anschließend nimmt die Reibung mit der Rautiefe zu.

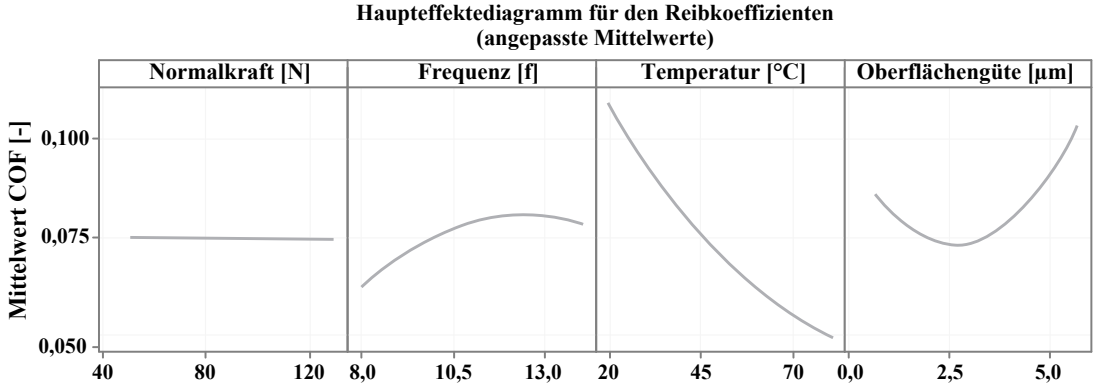


Abbildung 42: Haupteffektediagramm für den Reibkoeffizienten

Das Wahrscheinlichkeitsnetz für Normalverteilung der gemessenen Reibkoeffizienten ist in Abbildung 43 gezeigt. Es stellt die Residuen im Vergleich zu den bei vorliegender Normalverteilung erwarteten Werten dar und ermöglicht die Identifikation von Ausreisern. Eine starke Abweichung des Perzentilverlaufs von der Referenzlinie würde auf nicht normalverteilte Residuen hindeuten, einzelne größere Abweichungen auf Ausreiser. Folglich lässt das vorliegende Wahrscheinlichkeitsnetz auf eine Normalverteilung der Residuen ohne Ausreiser schließen.

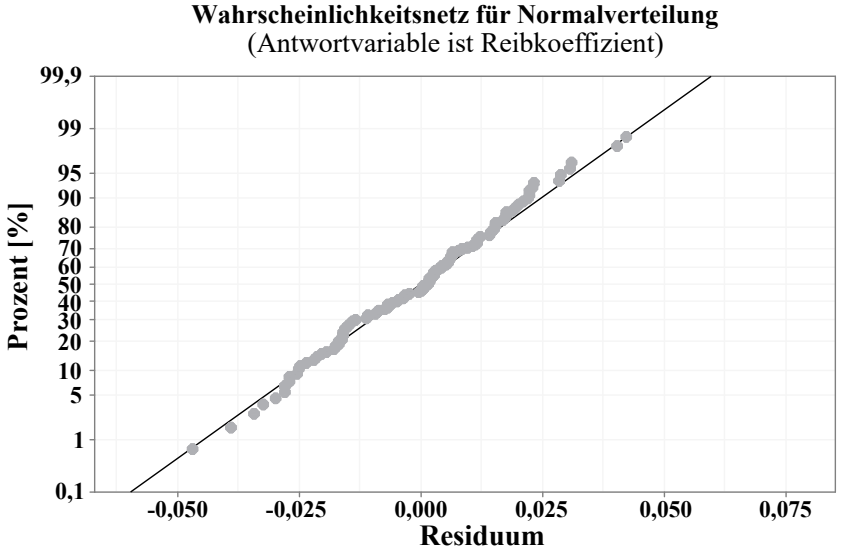


Abbildung 43: Wahrscheinlichkeitsnetz der Residuen für den Reibkoeffizienten

Mittels multipler linearer Regression konnte ein Modell zur Abschätzung des Reibkoeffizienten im betrachteten Versuchsraum aufgestellt werden. Demnach lässt sich die vorliegende Reibung in Abhängigkeit der Parameter Normalkraft, Frequenz, Temperatur und Oberflächengüte des Gegenkörpers über Gleichung 42 berechnen. Als Oberflächengüte wurde der R_z-Wert für die Modellbildung herangezogen. Eine Anpassung des Modells erfolgte schrittweise mittels Rückwärts-Selektion (auch als Backward-Selection bezeichnet). Um ein besser handhabbares Modell mit geringerer Komplexität zu erzielen wurden jene Terme, welche keinen signifikanten Einfluss auf die Zielgröße zeigen, entfernt [149, 155, 156].

$$\begin{aligned}\mu_{(F_N,f,T,OFG)} = {} & -0{,}0286 + 0{,}0289\cdot f - 0{,}02842\cdot OFG + 0{,}000173\cdot OFG\cdot F_N \\ & - 0{,}000009\cdot T\cdot F_N - 0{,}000138\cdot T\cdot OFG + 0{,}004117\cdot OFG^2 - 0{,}001164\cdot f^2 \end{aligned} \quad (42)$$

Tabelle 17 zeigt die Regressionsergebnisse für den Reibkoeffizienten. Anhand dieser können Aussagen über die statistische Signifikanz der Beziehung zwischen der Prädiktorvariable und einer Antwortvariable getroffen werden. Mit den p-Werten der einzelnen Koeffizienten wird die Nullhypothese getestet. Folglich lassen kleine p-Werte auf eine sinnvolle Erweiterung des Modells um den entsprechenden Prädiktor schließen. Alle im Modell enthaltenen Terme weisen p-Werte unterhalb des Signifikanzniveaus von 0,05 auf. Dies belegt statistisch signifikante Effekte auf die Zielgröße Reibkoeffizient. Das Bestimmtheitsmaß R^2 gibt die Streuung der Antwortvariable an und ist daher ein Maß für die Güte der Modellanpassung an die gemessenen Daten. Bei der Berechnung des korrigierten Bestimmtheitsmaßes $korr.R^2$ wird die Anzahl der Prädiktoren sowie der Stichprobenumfang berücksichtigt. Das vorliegende Modell weist ein Bestimmtheitsmaß von 81,42 % auf. Durch die Verwendung einer Box-Cox-Transformation konnte das Bestimmtheitsmaß auf 88,95 % noch weiter verbessert werden (Anhang A.3 Gleichung 53). Dabei wurden die Antwortvariablen mit einem Wert von $\lambda = -0,5$ transformiert.

Tabelle 17: Ergebnisse der Regressionsanalyse für den Reibkoeffizienten

Term	Koeffizient	Standardfehler	p-Wert
Konstante	-0,028600	0,054000	0,597
Frequenz	0,028900	0,010600	0,007
Oberflächengüte	-0,028420	0,005380	0,000
Oberflächengüte·Normalkraft	0,000173	0,000021	0,000
Temperatur·Normalkraft	-0,000009	0,000001	0,000
Temperatur·Oberflächengüte	-0,000138	0,000027	0,000
Oberflächengüte·Oberflächengüte	0,004117	0,000656	0,000
Frequenz·Frequenz	-0,001164	0,000491	0,020

	R^2	korr. R^2
Bestimmtheitsmaß	81,42 %	80,15 %

Zielgröße Verschleiß

Die Auswertung des linearen Verschleißbetrages am konfokalen Laserscanningmikroskop ergab die in Tabelle 18 aufgeführten Werte. Dabei wurden die Versuche *Nr.* 1-37 jeweils drei Mal durchgeführt und entsprechende Mittelwerte des resultierenden Verschleißes berechnet.

Tabelle 18: Verschleißtiefe der *DOE* Versuche

Nr.	F_N $[N]$	f $[Hz]$	T $[°C]$	*OFG*	W_1 $[\mu m]$	W_2 $[\mu m]$	W_3 $[\mu m]$	$\bar{W}$ $[\mu m]$
1	130	8	80	Var. 1	8,65	1,52	5,33	5,17
2	50	14	80	Var. 3	0,54	0,89	0,79	0,74
3	50	11	80	Var. 1	3,37	2,88	2,99	3,08
4	50	14	40	Var. 1	7,39	12,45	8,24	9,36
5	130	8	20	Var. 2	4,17	4,49	7,13	5,26
6	90	8	80	Var. 2	0,58	1,60	1,21	1,13
7	50	11	40	Var. 3	1,56	0,95	1,08	1,20
8	50	8	80	Var. 3	0,78	0,53	0,45	0,59
9	130	8	40	Var. 3	1,05	1,50	1,15	1,23
10	50	11	80	Var. 2	1,17	0,58	0,91	0,89
11	90	11	80	Var. 3	0,52	1,00	0,36	0,63
12	90	11	40	Var. 1	13,70	13,30	11,77	12,92
13	50	11	20	Var. 1	14,20	7,66	7,46	9,77
14	50	14	40	Var. 2	2,28	1,39	3,12	2,26
15	50	14	20	Var. 3	0,84	1,46	1,98	1,43
16	90	11	80	Var. 2	0,78	0,64	0,78	0,73
17	90	11	20	Var. 1	15,11	13,66	14,55	14,44
18	50	8	20	Var. 1	7,30	9,38	7,73	8,14
19	90	8	20	Var. 3	1,23	0,73	1,46	1,14
20	50	8	40	Var. 2	0,89	0,74	0,98	0,87
21	90	8	40	Var. 1	14,24	6,12	13,67	11,34
22	50	11	20	Var. 2	0,77	1,64	1,79	1,40
23	50	8	80	Var. 2	0,66	0,68	0,74	0,69
24	130	8	40	Var. 2	0,98	3,39	2,65	2,34
25	130	8	80	Var. 3	0,91	0,95	0,98	0,95
26	50	14	20	Var. 2	3,46	1,10	1,94	2,17
27	90	11	40	Var. 2	4,69	4,25	4,42	4,45
28	90	8	80	Var. 1	4,20	3,82	3,47	3,83
29	130	8	20	Var. 1	14,85	14,71	15,14	14,90
30	90	8	20	Var. 2	2,09	1,83	2,11	2,01
31	50	14	80	Var. 1	2,65	3,73	3,43	3,27
32	50	14	20	Var. 1	13,69	6,97	12,50	11,05
33	50	8	20	Var. 3	0,69	0,89	0,58	0,72
34	50	8	20	Var. 2	1,22	1,19	1,26	1,22
35	50	8	40	Var. 1	4,28	5,42	6,12	5,27
36	50	8	80	Var. 1	1,89	3,31	2,54	2,58
37	90	8	20	Var. 1	14,34	6,12	9,58	10,01

Das Pareto-Diagramm der standardisierten Effekte für den linearen Verschleißbetrag zur Bewertung der Signifikanz ist in Abbildung 44 gezeigt. Auch auf den Verschleiß haben die betrachteten Parameter Normalkraft, Frequenz, Temperatur und Oberflächengüte einen signifikanten Einfluss. Ähnlich zur Reibung, ist hier ebenfalls der quadratische Effekt der Oberflächengüte besonders stark ausgeprägt. Die größte Signifikanz zeigt die Zwei-Faktor-Wechselwirkung Temperatur-Oberflächengüte. Weiterhin überschreiten die

Wechselwirkungen Oberflächengüte-Normalkraft und Temperatur-Normalkraft sowie die Haupteffekte der Prädiktoren Frequenz, Temperatur und Normalkraft die Referenzlinie. Einen weniger starken Einfluss auf den Verschleiß weist der Haupteffekt der Oberflächengüte auf, weshalb er bei der Berechnung des nachfolgenden Modells nicht berücksichtigt wird.

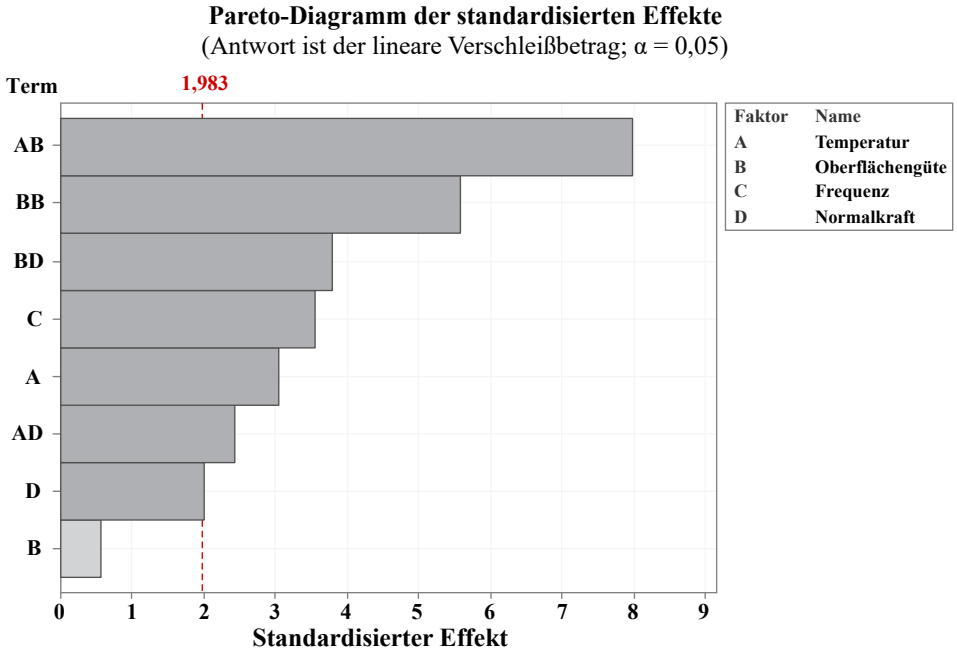


Abbildung 44: Pareto-Diagramm der standardisierten Effekte für den linearen Verschleißbetrag

Eine Aussage über die Richtung der Effekte bei Variation der Prädiktorwerte für die Zielgröße linearer Verschleißbetrag kann anhand der Haupteffektediagramme aus Abbildung 45 getroffen werden. Da auch hier eine Signifikanz für mehrere Wechselwirkungen (Temperatur Oberflächengüte, Oberflächengüte Normalkraft und Temperatur Normalkraft) nachgewiesen wurde, müssen diese bei der Interpretation der Haupteffektediagramme berücksichtigt werden. Aus Abbildung 45 geht eine Zunahme der Mittelwerte des linearen Verschleißbetrages durch Erhöhung der Werte für die Parameter Normalkraft, Frequenz und Oberflächengüte (Erhöhung der Rauheitsparameter Anhang A.3 Abbildung 93) hervor. Aufgrund des quadratischen Effektes der Oberflächengüte weist die zugehörige Kurve eine etwas ausgeprägtere Krümmung auf. Demnach steigt der Verschleiß mit zunehmender Rauheit deutlich stärker an. Eine Erhöhung der Temperatur führt dagegen zur Abnahme des mittleren linearen Verschleißbetrages.

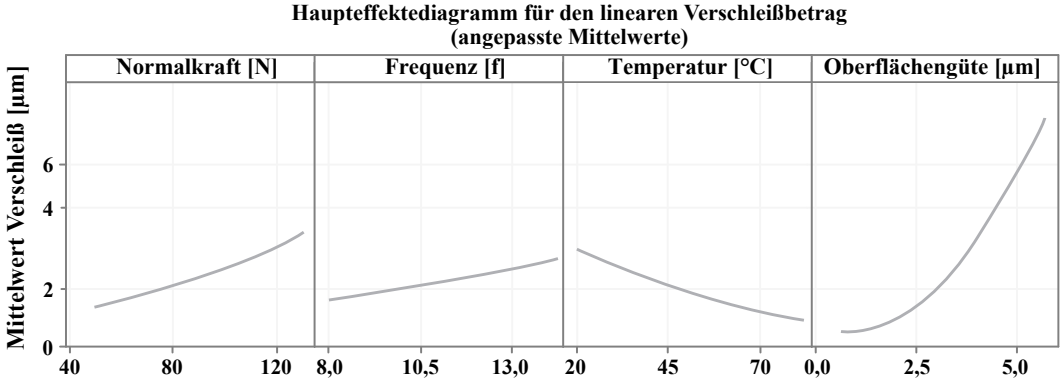


Abbildung 45: Haupteffektediagramm für den linearen Verschleißbetrag

Zur Beurteilung der Residuenverteilung wird das Wahrscheinlichkeitsnetz für Normalverteilung auf den linearen Verschleißbetrag angewendet (Abbildung 46). Auch hier kann eine gute Übereinstimmung des Perzentilverlaufs mit der Referenzlinie detektiert werden. Folglich ist von einer Normalverteilung der Residuen auszugehen.

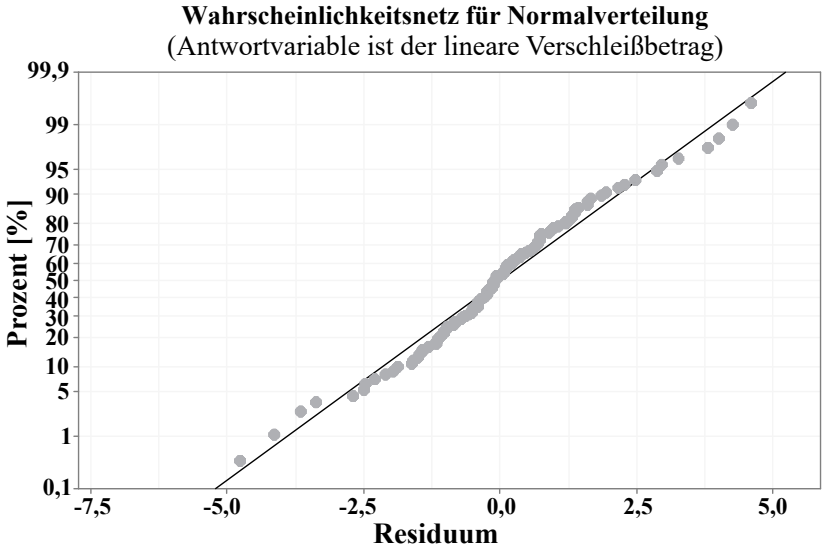


Abbildung 46: Wahrscheinlichkeitsnetz der Residuen für den linearen Verschleißbetrag

Über das mittels multipler linearer Regression aufgestellte Modell lässt sich der lineare Verschleißbetrag in Abhängigkeit der Prädiktoren Normalkraft, Frequenz, Temperatur und Oberflächengüte des Gegenkörpers abschätzen (Gleichung 43). Als Oberflächengüte wurde der R_z-Wert für die Modellbildung herangezogen.

$$W_{l(F_N,f,T,OFG)} = -5,36 + 0,0629 \cdot T - 0,02532 \cdot T \cdot OFG + 0,0327 \cdot F_N \\ -0,000527 \cdot T \cdot F_N + 0,2873 \cdot f + 0,00956 \cdot OFG \cdot F_N + 0,2956 \cdot OFG^2 \quad (43)$$

Die dazugehörigen Regressionsergebnisse sind Tabelle 19 zu entnehmen. Die p-Werte aller Modell-Prädiktoren liegen unterhalb dem Signifikanzniveau von 0,05. Daher kann von

einem signifikanten Einfluss auf die Zielgröße Verschleiß und folglich von einer sinnvollen Modellanpassung ausgegangen werden. Das Bestimmtheitsmaß des vorliegenden Modells beträgt 86,29 %. Mittels Box-Cox-Transformation konnte das Modell auf ein Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 88{,}74\,\%$ noch weiter verbessert werden (Anhang A.3 Gleichung 54).

Tabelle 19: Ergebnisse der Regressionsanalyse für die Verschleißtiefe W_l

Term	Koeffizient	Standardfehler	p-Wert
Konstante	-5,360000	1,460000	0,000
Temperatur	0,062900	0,019800	0,002
Temperatur·Oberflächengüte	-0,025320	0,002890	0,000
Normalkraft	0,032700	0,015000	0,032
Temperatur·Normalkraft	-0,000527	0,000219	0,018
Frequenz	0,287300	0,080100	0,001
Oberflächengüte·Normalkraft	0,009560	0,002430	0,000
Oberflächengüte·Oberflächengüte	0,295600	0,030400	0,000
	R^2	korr. R^2	
Bestimmtheitsmaß	86,29 %	85,35 %	

6.2.3 Zusammenfassung der DOE-Ergebnisse

Die Auswertung der Ergebnisse zeigt sowohl für die Reibung als auch für den linearen Verschleißbetrag auf dem Niveau 0,05 einen signifikanten Einfluss der untersuchten Prädiktoren Normalkraft, Frequenz, Temperatur und Oberflächengüte des Gegenkörpers. Auf beide Zielgrößen konnte ein besonders ausgeprägter quadratischer Effekt der Oberflächengüte nachgewiesen werden. Er ist zugleich der größte Effekt für den Reibkoeffizienten und resultiert in eine gekrümmte Kurve der Haupteffektediagramme (Abbildung 42+45). Für den linearen Verschleißbetrag wurde die Wechselwirkung Temperatur-Oberflächengüte als stärkster Effekt identifiziert. Weiterhin zeigt die Wechselwirkung zwischen Oberflächengüte und Normalkraft einen besonders großen Einfluss auf die untersuchten Zielgrößen. Über die beiden in Gleichung 42-43 aufgeführten Regressionsmodelle können der Reibkoeffizient *bzw*. die linearen Verschleißbeträge im betrachteten Versuchsraum geschätzt werden. Das Bestimmtheitsmaß der Regression belegt mit einem Wert von $R^2 > 80\,\%$ eine hohe Modellgüte.
In diesem Kapitel wurden Signifikanz und Wechselwirkung der Prädiktoren auf die tribologischen Größen Reibung und Verschleiß analysiert. Für ein hinreichendes Verständnis müssen das tribologische Verhalten sowie die den betrachteten Einflussfaktoren zugrunde liegenden Verschleißmechanismen im weiteren Verlauf der Forschungsarbeit genauer untersucht werden.

6.3 Einfluss Temperatur und Oberflächengüte

In diesem Unterkapitel wird der Einfluss der für das betrachtete tribologische System besonders signifikanten Parameter Umgebungstemperatur und Oberflächengüte des Gegenkörpers auf das resultierende Reibungs- und Verschleißverhalten genauer betrachtet.

6.3.1 Reibung

Abbildung 47 zeigt die am Tribometer aufgenommenen Reibsignale für Konstantversuche mit einer anliegenden Normalkraft von $50\,N$ bei Umgebungstemperaturen von $20°C$, $40°C$ und $80°C$ bei sonst gleichen Randbedingungen. Daraus geht eine Abflachung des Reibsignalniveaus für zunehmende Temperaturen hervor. Die mittleren Reibkoeffizienten der jeweiligen steady state Phase in Abhängigkeit der vorliegenden Temperatur betragen $\mu_{20°C} = 0,110$, $\mu_{40°C} = 0,091$ *bzw.* $\mu_{80°C} = 0,058$. Das bedeutet eine Abnahme der Reibung um *ca.* 47 % von $20°C$ auf $80°C$. Bei höheren Temperaturen ist in den Reibsignalen ein sinusförmiger Verlauf zu erkennen. Dies ergibt sich durch die etwas verzögerte Ansteuerung der Heizpatronen nach Eingang des vom Temperatursensor erfassten Messsignals. Bei einer Überschreitung der eingestellten Zieltemperatur wird der Heizvorgang unterbrochen und es kommt zur Abkühlung. Sobald die Zieltemperatur unterschritten wird, erfolgt erneut die Ansteuerung des Heizelements. Durch die kontinuierliche Wiederholung des Heiz- und Abkühlvorganges ergibt sich ein sinusförmiger Temperaturverlauf um die Zieltemperatur mit einer Amplitude von etwa $5°C$. Da der Reibkoeffizient besonders sensitiv auf die Temperaturveränderung reagiert, macht sich dieser Effekt auch im resultierenden Reibsignal bemerkbar.

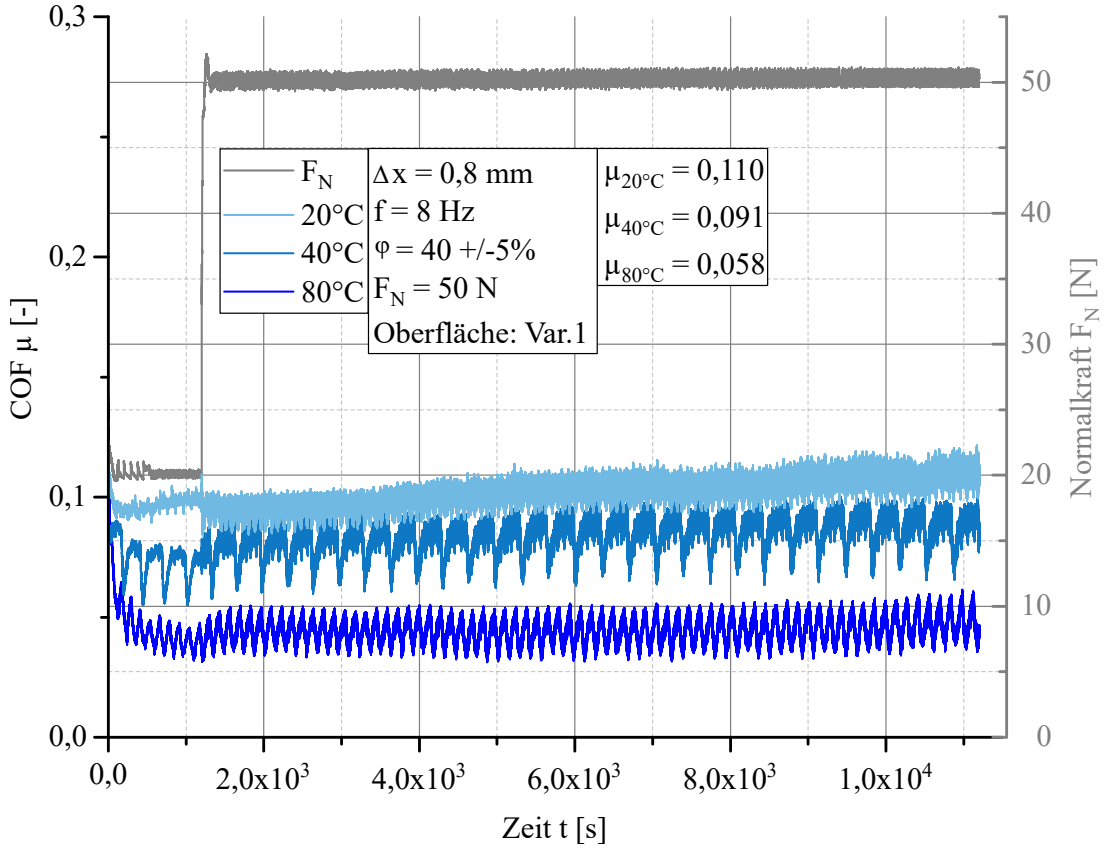


Abbildung 47: Reibkoeffizientenverläufe für variierende Umgebungstemperaturen unter sonst konstanten Randbedingungen

In einem weiteren Schritt wurde die Temperatur bei einer konstanten Normalkraft von 50 N sukzessiv von 20°C auf 200°C gesteigert. Dabei wurde die Temperatur analog zur Normalkraft bei den Laststeigerungsversuchen (*vgl.* Kapitel 6.2.1) in 20°C-Schritten erhöht und jeweils für 30 min. konstant gehalten. Die dabei aufgezeichneten Reibsignale für die beiden Oberflächengüten Variante 1 (Var.1) und Variante 2 (Var.2) (siehe Anhang A.3 Abbildung 93) sind in Abbildung 48 gezeigt. Für beide Oberflächen ergibt sich eine kontinuierliche Reduzierung der Reibung bei ansteigender Temperatur bis 200°C. Zu Versuchsbeginn liegt die Reibung der raueren Oberflächenvariante Var.1 um etwa 0,019 oberhalb der nachbearbeiteten Oberfläche Var.2. Ab einer Temperatur von 60°C nehmen die Reibsignale der beiden Oberflächen annähernd gleiche Verläufe an. Für Var.2 stellt sich ab 180°C eine stationäre Phase der Reibung auf einen mittleren Wert von $\mu = 0,027$ ein. Für Var.1 kann die Reibung bei 200°C noch weiter auf einen mittleren Wert von $\mu = 0,019$ reduziert werden.

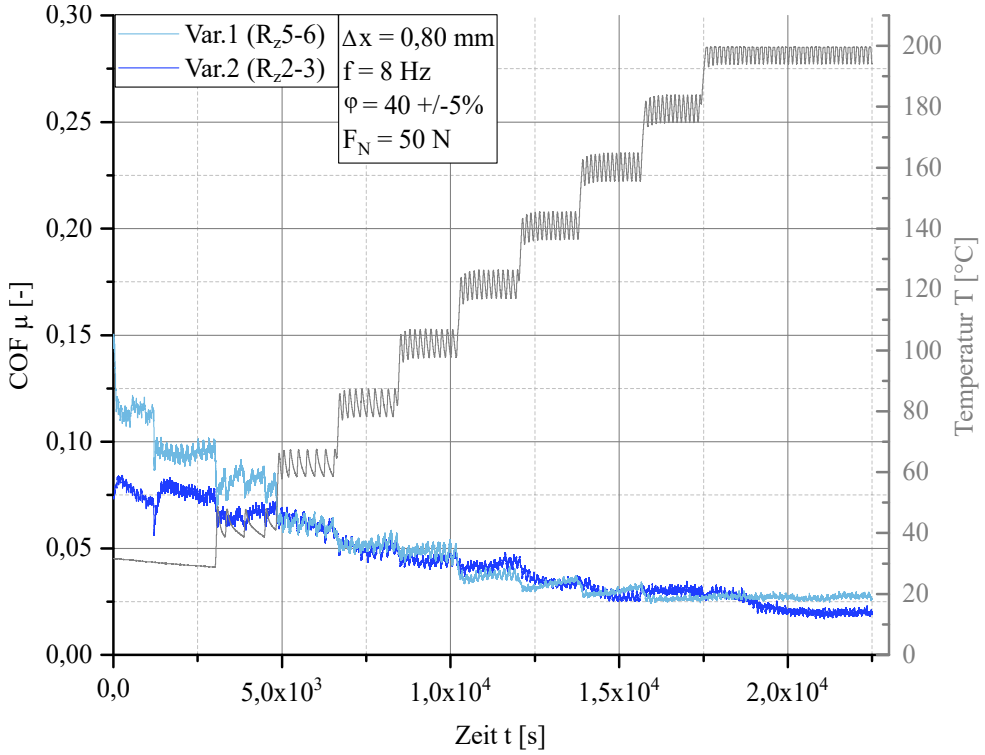


Abbildung 48: Reibkoeffizientenverläufe im Temperatursteigerungsversuch von 20°*C* auf 200°*C* unter Verwendung der Oberflächengüten Var.1 (R_z5-6) und Var.2 (R_z2-3)

Abbildung 49 zeigt die mittleren Reibkoeffizienten der steady state Phase für Konstantversuche mit unterschiedlichen Umgebungstemperaturen (20°*C* bis 200°*C*) und Oberflächengüten (Anhang A.3 Abbildung 93). Durch eine Erhöhung der Temperatur wird sowohl für Var.1 als auch für Var.2 eine signifikante Minderung der Reibung erzielt. Mittels Temperierung von 20°*C* auf 40°*C* kann der Reibkoeffizient für Var1. um 0,015 *bzw.* für Var.2 um 0,029 reduziert werden. Dieser Effekt nimmt mit steigender Temperatur ab, sodass es von 160°*C* auf 200°*C* für beide Varianten nur noch zu einer Reduzierung der Reibung um 0,004 kommt. Ein Vergleich der Reibkoeffizienten für die beiden untersuchten Oberflächengüten zeigt eine Verringerung der Reibung um bis zu *ca.* 0,02 durch eine Nachbearbeitung der Oberfläche. Da sich die Streubänder für einige Temperaturen überschneiden, kann durch die Nachbearbeitung der Oberfläche auf Var.1 unter den getesteten Randbedingungen nur eine geringe Signifikanz nachgewiesen werden.

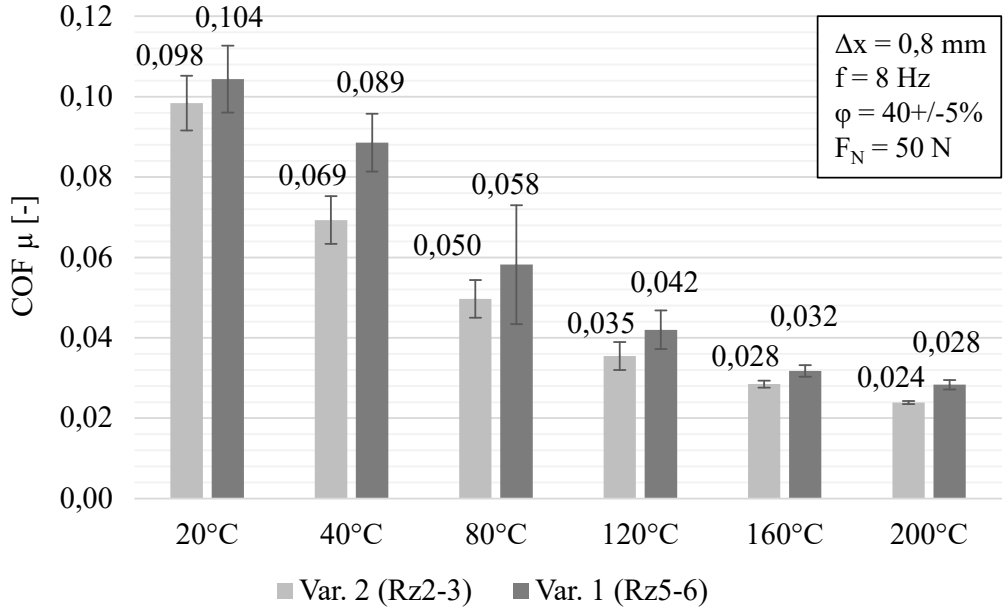


Abbildung 49: Reibkoeffizienten für variierende Temperaturen und Oberflächengüten im Modellversuch Zylinder-Platte

Anhand des Regressionsmodells zur Schätzung des Reibkoeffizienten (Gleichung 42) wurde das, in Abbildung 50 gezeigte, Konturdiagramm erstellt. Daraus können die resultierenden Reibkoeffizienten für variierende Kombinationen der Prädiktoren Oberflächengüte und Temperatur abgelesen werden. Die Konturen zeigen eine Reduzierung der Reibung durch eine bessere Oberflächengüte (Reduzierung der Rauheitsparameter) bis zu einer Temperatur von *ca*. 50°*C*. Wird die Oberflächenrauheit allerdings zu stark reduziert, kann es bei Temperaturen bis 45°*C* zu einem erneuten Reibungsanstieg kommen. Ab einer Temperatur von etwa 50°*C* ist der Einfluss der Oberflächengüte auf die Reibung vernachlässigbar klein (*vgl*. Abbildung 48). Mit zunehmender Umgebungstemperatur kann eine Reduzierung der Reibung erzielt werden.

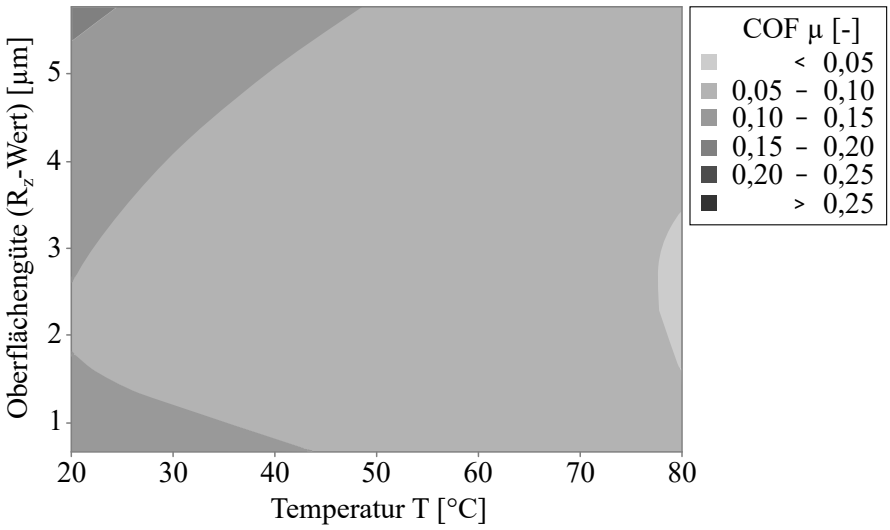


Abbildung 50: Aus dem Modell abgeleitetes Konturdiagramm des Reibkoeffizienten für variierende Temperaturen und Oberflächengüten

6.3.2 Verschleiß

Die Auswertung des linearen Verschleißbetrages in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur (20°*C* bis 200°*C*) und Oberflächengüte (Anhang A.3 Abbildung 93) des Gegenkörpers für Konstantversuche mit gleichen Randbedingungen ist in Abbildung 51 dargestellt. Daraus geht eine deutliche Verschleißabnahme für eine Verbesserung der Oberflächengüte (Reduzierung der Rauheit) hervor. Dieser Effekt ist für alle untersuchten Temperaturen signifikant. Bei einer Umgebungstemperatur von 20°*C* kann der lineare Verschleißbetrag durch die Nachbearbeitung der Gegenkörperoberfläche auf Var.1 beispielsweise um 6,92 µ*m* (85 %) *bzw*. bei 200°*C* um 2,18 µ*m* (51 %) reduziert werden. Eine Erhöhung der Temperatur von 20°*C* auf 80°*C* führt für beide Oberflächenvarianten zu einer Verschleißminderung. Dieser Effekt ist für die unbearbeitete Oberfläche (Var.1) gegenüber der nachbearbeiteten Oberfläche (Var.2) deutlich stärker ausgeprägt. So kann der lineare Verschleißbetrag bei Raumtemperatur für Var.1 durch eine Erwärmung auf 80°*C* um 5,56 µ*m* (68 %) *bzw*. für Var.2 um 0,53 µ*m* (43 %) reduziert werden. Zwischen 80°*C* und 120°*C* wird ein Verschleißminimum erreicht, sodass es bei weiterer Temperierung für beide Oberflächenvarianten erneut zu einem Anstieg des Verschleißes kommt. Bis zum untersuchten Maximalwert von 200°*C* führt der Temperaturanstieg zu einem stetigen Verschleißanstieg.

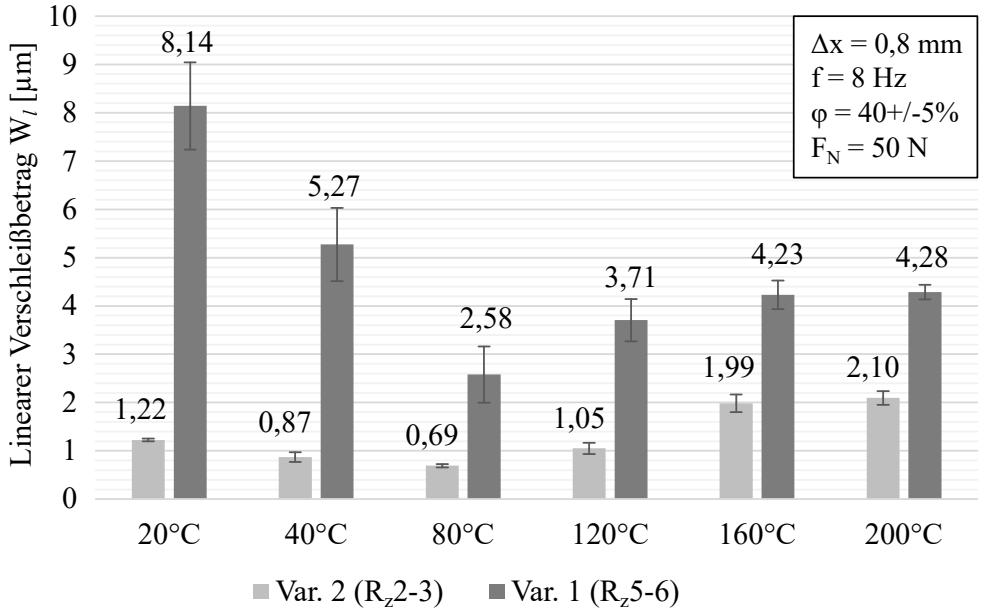


Abbildung 51: Linearer Verschleißbetrag für variierende Temperaturen und Oberflächengüten im Modellversuch Zylinder-Platte

Die Abnahme des Verschleißes über eine Verbesserung der Oberflächengüte des Gegenkörpers ist in Abbildung 52 durch die jeweils resultierenden Verschleißspuren optisch veranschaulicht. Für die Konstantversuche mit gleichbleibenden Randbedingungen wurden als Gegenkörper Platten der Var.1, Var.2 und Var.3 verwendet (Anhang A.3 Abbildung 93).

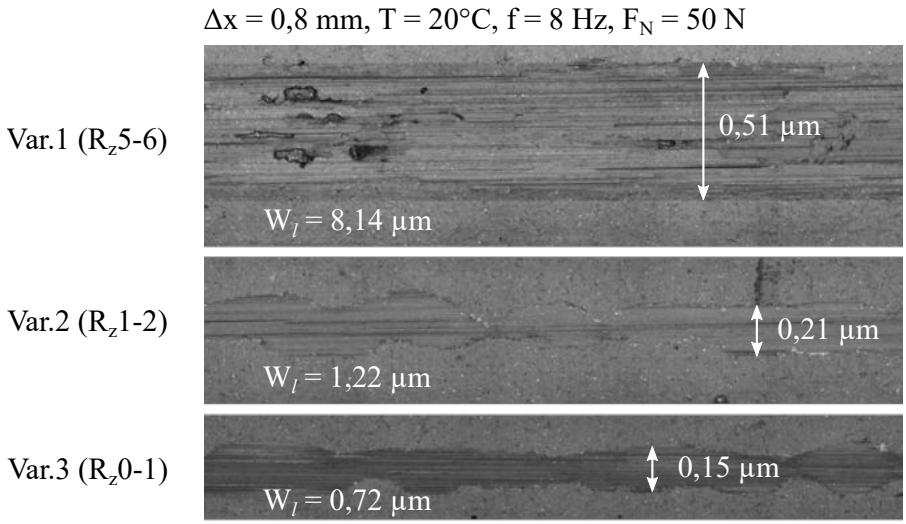


Abbildung 52: Exemplarische Verschleißspuren unter Verwendung der Oberflächengüten Var.1-Var.3 bei sonst konstanten Randbedingungen

Abbildung 53 zeigt das aus dem Regressionsmodell (Gleichung 43) abgeleitete Konturdiagramm für den linearen Verschleißbetrag in Abhängigkeit der Temperatur und Oberflächengüte. Für alle Temperaturen ist eine Verschleißreduzierung durch eine Verbesserung der Oberflächengüte erkennbar. Dies ist für geringere Temperaturen wie *bspw.* 20°*C* besonders stark ausgeprägt und nimmt mit steigender Temperatur ab. Eine Temperierung bis

80°*C* führt ebenfalls zur Verschleißreduzierung. Dieser Effekt ist mit abnehmender Oberflächengüte (steigender Oberflächenrauheit) stärker ausgeprägt. Bei R_z-Werten unterhalb 2 µ*m* kann keine Reduzierung des Verschleißes über die Temperierung mehr erzielt werden.

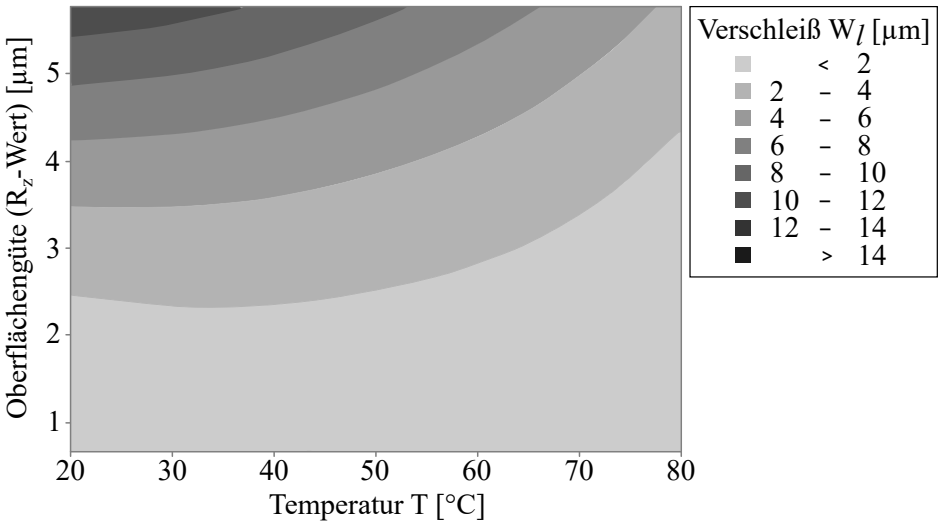


Abbildung 53: Aus dem Modell abgeleitetes Konturdiagramm des linearen Verschleißbetrages für variierende Temperaturen und Oberflächengüten

Einen physikalischen Zusammenhang zwischen der Reibung und dem Verschleiß liefert Abbildung 54. Darin ist das Verschleißvolumen W_V über die Reibarbeit nach Fleischer W_R (Gleichung 15) für die drei untersuchten Oberflächenvarianten (Var.1-Var.3) aufgetragen [63, 157, 158, 159]. Alle drei Regressionsgeraden weisen ein Bestimmtheitsmaß größer 0,8 auf. Für die Oberfläche ohne Nachbearbeitung Var.1 steigt das Verschleißvolumen mit der eingebrachten Reibarbeit am stärksten an ($m \approx 0,49$; $\alpha_{Steigung} \approx 26°$). Durch eine Verbesserung der Oberflächengüte des Gegenkörpers (Reduzierung der Rauheit) wird eine deutliche Abflachung der Regressionsgeraden erzielt. Für Var.2 beträgt die Steigung m der Regressionsgeraden 0,17 ($\alpha_{Steigung} \approx 10°$) *bzw.* für Var.3 0,03 ($\alpha_{Steigung} \approx 2°$). Diese Zusammenhänge zeigen, dass durch eine Verbesserung der Oberflächengüte das Verschleißvolumen mit der eingebrachten Reibarbeit deutlich langsamer ansteigt.

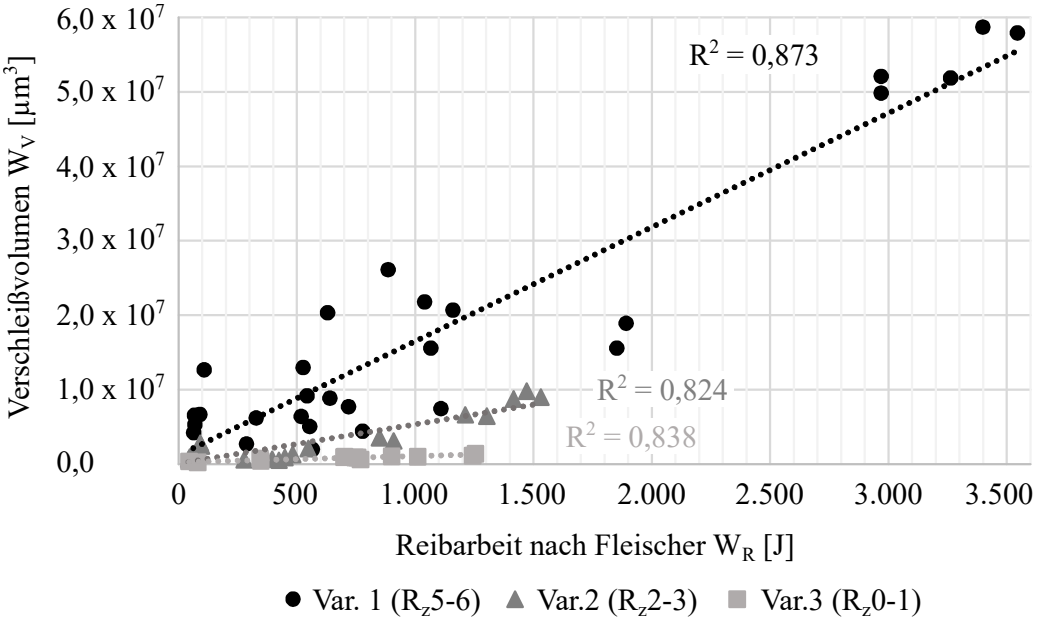


Abbildung 54: Zusammenhang zwischen der Reibarbeit nach Fleischer und dem resultierenden Verschleißvolumen in Abhängigkeit der Oberflächengüte des Gegenkörpers

6.3.3 Zusammenfassung und Diskussion – Einfluss Temperatur und Oberflächengüte

Die Analyse der Reibung zeigt eine große Sensitivität bezüglich der vorliegenden Umgebungstemperatur. Durch eine Temperierung bis 200°*C* kann der Reibkoeffizient kontinuierlich reduziert werden. Mit der Gegenkörper-Oberflächengüte Var.2 (R_z2-3) (Anhang A.3 Abbildung 93) werden im untersuchten Temperaturbereich von 20°*C* bis 200°*C* besonders niedrige Reibkoeffizienten erzielt. Eine weitere Reduzierung der Oberflächenrauheit kann sich bei Umgebungstemperaturen unter 45°*C* negativ auf die Reibung auswirken. Ab einer Temperatur von $T \geq 50°C$ ist der Einfluss der Oberflächengüte auf die Reibung vernachlässigbar klein. Die Betrachtung der Zielgröße Verschleiß ergibt eine starke Abhängigkeit des Temperatureinflusses von der verwendeten Oberflächengüte des Gegenkörpers. Demnach zeigt die rauere Oberfläche (Var.1) eine besonders große Sensitivität des Verschleißes auf variable Temperaturen. Mit zunehmender Oberflächengüte (Reduzierung der Rauheit) nimmt die Sensitivität stark ab. Durch eine Temperierung bis 80°*C* kann der resultierende lineare Verschleißbetrag reduziert werden. Das Optimum liegt zwischen 80°*C* und 120°*C*. Bei Temperaturen über 120°*C* kommt es zu einem erneuten Verschleißanstieg. Einen möglichen Erklärungsansatz für den Einfluss der Temperatur sowie der Oberflächengüte liefert das Modell in Abbildung 55. Demnach wird die Ausprägung der Platten-Oberflächenrauheit im untemperierten Zustand besonders gut auf die Oberflächenmorphologie des Transferfilmes übertragen (Abbildung 55 links oben). Dies hat hohe lokale Pressungen am Kontakt mit dem beschichteten Zylinder zur Folge. Gleichzeitig wird durch die Abbildung der rauen Oberflächenstruktur auf den Transferfilm eine lokale Durchdringung der Rauheitsspitzen des Grundmaterials an die Oberfläche begüns-

tigt (Rot eingekreiste Stellen in Abbildung 55 links oben). Während der Temperierung kommt es zu einer Erweichung sowie einer Ausdehnung des transferierten Polymermaterials, wodurch sich die Oberflächenstruktur immer weiter eingeglättet [81, 86, 160]. Weiterhin kommt es durch die Temperierung zu einer Abnahme der inneren Reibung, welche auf die Änderung in der Mobilität der amorphen und kristallinen Regionen des Polymers zurückzuführen sind [81]. Gleichzeitig nimmt der Schermodul mit zunehmender Temperatur ab, wodurch die elastische Verformbarkeit des Polymers mit zunehmender Temperatur begünstigt wird [85, 86, 92]. Diese Effekte haben zur Folge, dass der Materialanteil mit steigender Temperatur zunimmt. Durch die Vergrößerung der Kontaktfläche kommt es zu einem kontinuierlichen Abfall der Flächenpressung. Gleichzeitig kann das Transfermaterial durch die höhere Mobilität weiter in die Rauheitstäler des Plattenprofils vordringen und somit ein besseres Adhäsionsverhalten zwischen der Plattenoberfläche und dem Transferfilm erzielen. Dadurch wird der Materialaustrag im Zuge der Relativbewegung erschwert. Dieser Effekt führt zu einer Verbesserung der tribologischen Eigenschaften bei Erhöhung der Umgebungstemperaturen unterhalb der Glasübergangstemperatur T_g. Durch eine Nachbearbeitung der Plattenoberfläche (Var.2-Var3.) wird die Rauheit reduziert und der Materialanteil M_r erhöht. Dadurch werden deutlich geringere Rauheiten auf die Transferfilmoberfläche abgebildet, wodurch sich der „Feileneffekt“ auf die Gleitlackoberfläche reduziert. Die so entstehende Abnahme der lokalen Pressungen wirkt sich positiv auf das resultierende Reibungs- und Verschleißverhalten aus. Des Weiteren wird für die Ausbildung des Transferfilmes auf der nachbearbeiteten Oberfläche deutlich weniger Transfermaterial benötigt, was sich ebenfalls in einer Abnahme des Verschleißes niederschlägt. Da der Materialanteil durch die Nachbearbeitung der Oberfläche ohnehin schon erhöht wurde, wirkt sich die Einglättung der Transferfilmoberfläche infolge einer Temperierung nur noch geringfügig positiv auf Reibung und Verschleiß aus. Die Verbesserung des tribologischen Verhaltens durch eine Erhöhung der Umgebungstemperatur ist umso stärker, je höher die Oberflächenrauheit des Gegenkörpers ist.

Wird der Materialanteil infolge einer Nachbearbeitung der Gegenkörperoberfläche besonders stark erhöht, hat dies auch eine Reduzierung der Riefentiefe R_{vk} zur Folge. Somit wird die Verankerung der transferierten Partikel gehemmt und die Adhäsion des Transferfilmes auf der Plattenoberfläche nimmt ab. Dies kann zu einem Anstieg des Reibkoeffizienten bei Verwendung von Gegenkörperoberflächen mit einer Rauheit von $R_z < 1{,}8\,\mu m$ führen (Abbildung 50).

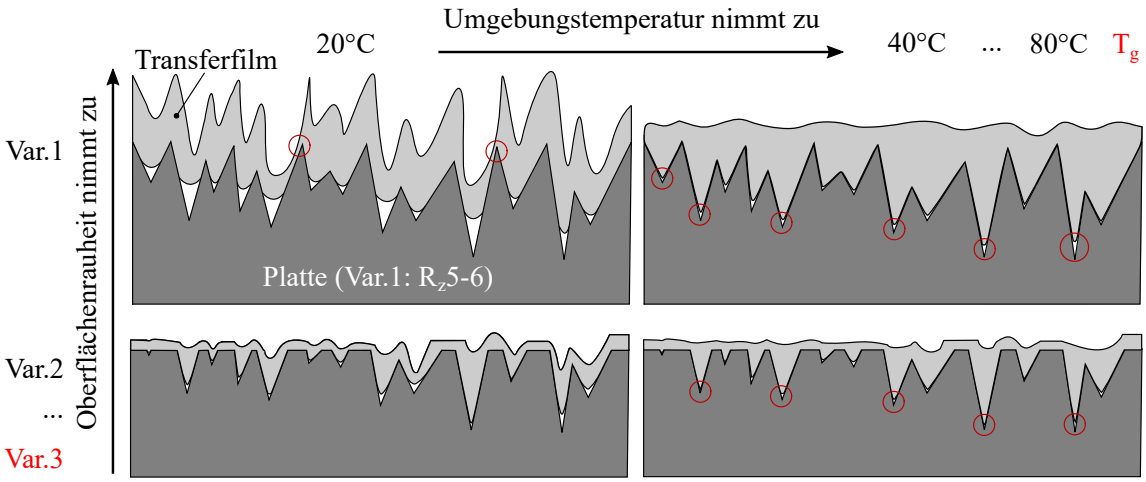


Abbildung 55: Modell zur Beschreibung des Einflusses von Temperatur und Oberflächengüte

Eine mögliche Ursache für die Veränderung des Verschleißverhaltens im Temperaturbereich zwischen 80°C und 120°C ist die Glasübergangstemperatur T_g [5]. Diese wurde für den verwendeten Gleitlack über eine dynamische Differenzkalorimetrie ermittelt (Abbildung 56). Dabei wurde die Differenz der Enthalpieänderung (Wärmestrom) zwischen dem Gleitlack und einer Referenzprobe infolge eines Temperiervorganges gemessen [161, 162]. Die Glasübergangstemperatur des betrachteten *PAI-PTFE*-Lackes liegt bei *ca.* 107°C. Der Glasübergang trennt den unterhalb T_g liegenden, energieelastischen Bereich (teilkristallin) vom oberhalb T_g liegenden, entropieelastischen Bereich (amorph). Die kristallinen Bereiche halten den Kunststoff in einem festen Zustand. Liegt die Temperatur unter der Glasübergangstemperatur, sind amorphe und teilkristalline Thermoplaste hart und spröde, oberhalb der Glasübergangstemperatur zäh und duktil [163]. Demnach werden die Polymerketten mit Zunahme der amorphen Phase duktiler und es erfolgt ein Übergang vom spröden zum duktilen Materialverhalten. Dies hat negative Auswirkungen auf das Verschleißverhalten zu Folge. Gleichzeitig wird durch die höhere Duktilität die Transferfilmausbildung begünstigt, wodurch sich das Reibverhalten verbessert. Der Phasenübergang beginnt ab einer Temperatur von etwa 102°C, sodass sich die kristallinen Bereiche mit zunehmender Temperatur allmählich auflösen. Bei einer Umgebungstemperatur von 122°C ist der Übergang zur amorphen Phase mit ungeordneter Struktur weitestgehend abgeschlossen. Folglich wird dieser Phasenübergang zwischen den untersuchten Temperaturen 80°C und 120°C durchlaufen. Aufgrund dieser Hypothese wird vermutet, dass sich das Verschleißminimum in der Nähe der Glasübergangstemperatur befindet (*vgl.* Abbildung 51).

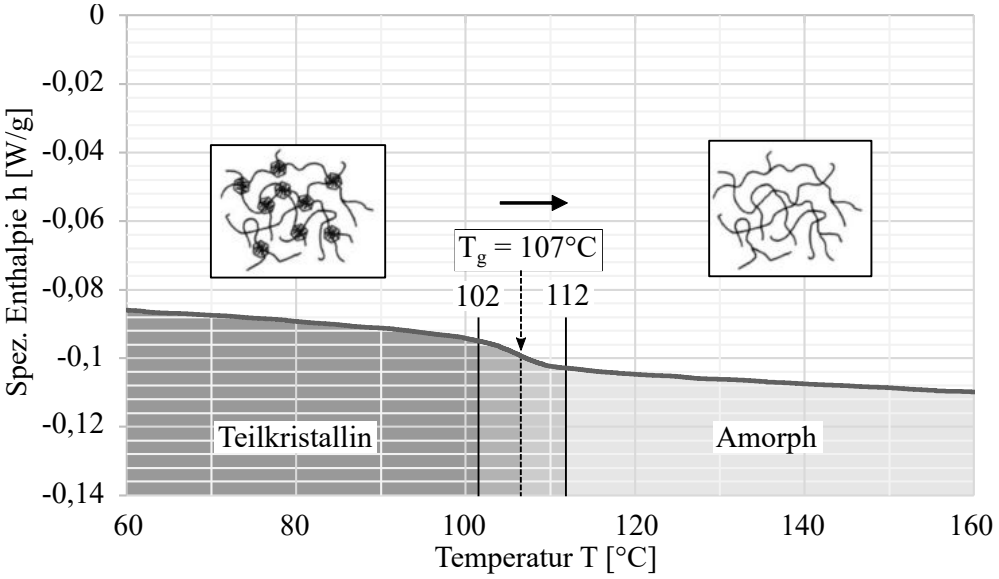


Abbildung 56: *DSC*-Analyse zur Bestimmung der Glasübergangstemperatur des untersuchten Gleitlackes

Durch die Auftragung des Verschleißvolumens über die eingebrachte Reibarbeit nach Fleischer konnte ein linearer Zusammenhang zwischen Reibung und Verschleiß aufgestellt werden (Abbildung 54) [159]. Für rauere Oberflächen (Var.1) konnte eine starke Verschleißzunahme mit der eingebrachten Reibarbeit festgestellt werden. Durch die Nachbearbeitung der Gegenkörper-Oberfläche (Var.1, Var.2) wird eine Abflachung der Regressionsgerade und damit ein geringerer Anstieg des Verschleißvolumens über die Reibarbeit erzielt.
Bei der Analyse des betrachteten tribologischen Systems muss neben der Umgebungstemperatur auch die während des Betriebs dissipierte Temperatur an den Kontaktflächen (Kontakttemperatur) berücksichtigt werden, weshalb diese im folgenden Kapitel näher untersucht wird.

6.4 Untersuchung der Kontakttemperatur

In diesem Abschnitt wird die Kontakttemperatur am Gleitlack analysiert und deren Einfluss auf das tribologische Verhalten bewertet. Zunächst wird das Simulationsmodell vorgestellt, anhand dessen die Kontakttemperatur der nominellen Kontaktflächen für flexible Versuchsparameter abgeschätzt werden kann. Anschließend erfolgt ein Abgleich der berechneten Temperaturen mit Prüfstandversuchen. Über eine Parameterstudie bezüglich der Netzgröße und der Gleitgeschwindigkeit wird deren Einfluss auf die Simulationsergebnisse bewertet. Abschließend erfolgt eine Abschätzung der Kontakttemperatur an den realen Oberflächen unter Berücksichtigung der Blitztemperatur am Mikrokontakt.

6.4.1 Numerische Berechnung der nominellen Kontakttemperatur und Verifikation am Prüfstandversuch

Für die Erstellung des Simulationsmodells wurde die *FEM*-Software Abaqus verwendet. Das 2D-Modell bestehend aus den drei Parts Zylinder, Platte und der 20 µ*m* dicken Gleitlackbeschichtung ist in Abbildung 57 dargestellt. Für die Vernetzung von Zylinder und Gleitlack wurden viereckige Elemente mit linearem Ansatz verwendet. Die starre Platte wurde mittels dreieckiger Elemente vernetzt. An den Kontaktflächen erfolgte eine lokale, engmaschigere Vernetzung über quadratische Elemente mit einem Abstand $< 0,005\,mm$. Analog zum Modellversuch wurde die Normalkraft über die untere Fläche der fest verspannten Platte eingeleitet (Anhang A.6 Abbildung 98). Des Weiteren wurde die Verknüpfung der Gleitlackbeschichtung mit dem Zylinder über einen Tie Kontakt (keine Relativbewegung zwischen den Kontakten) realisiert (Anhang A.6 Abbildung 98). Die Einleitung der Oszillationsbewegung für die Oberprobe erfolgte über die Einspannpunkte des Zylinders (Anhang A.6 Abbildung 98). Weitere Angaben zum Aufbau des Grundmodells sowie der Randbedingungen sind im Anhang A.6 Tabelle 24 sowie Abbildung 98 aufgeführt.

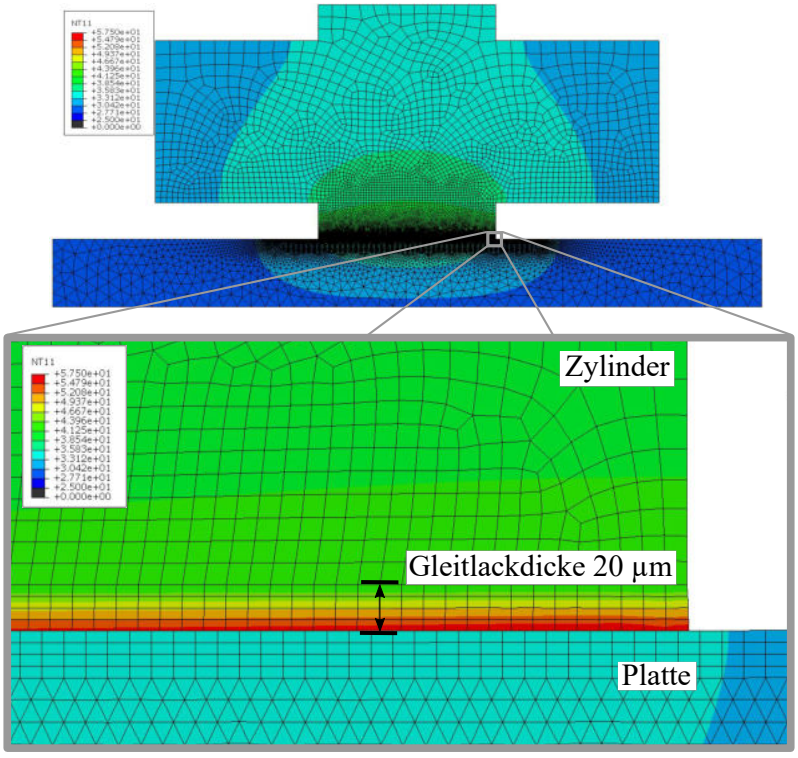


Abbildung 57: Aufbau des Abaqus 2D-Simulationsmodells aus Zylinder, Platte und Gleitlackbeschichtung zur Berechnung der nominellen Kontakttemperatur

Zur Messung der Kontakttemperatur am Prüfstandversuch wurde ein Temperatur Messfühler in eine Bohrung der starren Unterprobe, etwa 1 *mm* unterhalb der Kontaktstelle beider Prüfkörper, angebracht (Abbildung 58). Dieser ermöglichte eine Aufzeichnung des Temperaturverlaufes über der Versuchsdauer. Um den Einfluss des Luftspaltes zwischen Bohrung und Sensor möglichst gering zu halten, wurde er mit Wärmeleitpaste aufgefüllt. Aufgrund der Oszillationsbewegung der Oberprobe während der Versuche war eine An-

bringung des Temperatursensors im gleitlackbeschichteten Zylinder nicht möglich.

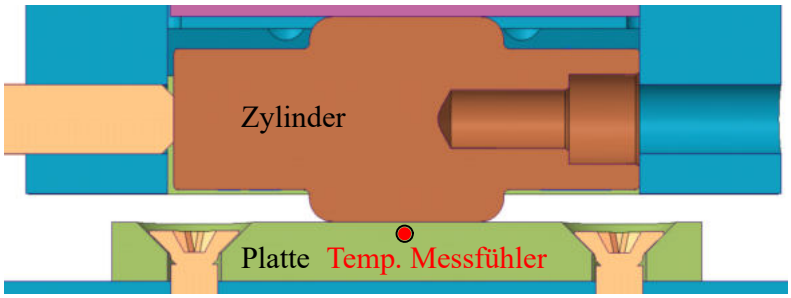


Abbildung 58: Prüfstandaufbau zur Messung der Kontakttemperatur

Da bei Versuchen mit vergleichsweise niedrigen Beanspruchungen ($F_N < 200\ N$, $f < 14\ Hz$) sowohl am Prüfstand als auch in der Simulation nahezu keine Erhöhung der Kontakttemperatur über die Versuchsdauer festgestellt werden konnte ($\Delta T < 3°K$), wurden zusätzlich Versuche mit größeren Beanspruchungen untersucht. Durch die damit verbundene Erhöhung der eingebrachten Reibleistung wurde eine Zunahme der umgewandelten Wärmeenergie und damit eine höhere Kontakttemperatur erwartet. In Abbildung 59 sind Reibsignal sowie Kontakttemperatur eines exemplarischen Versuches mit erhöhter Beanspruchung gezeigt, bei dem ein Eintreten des Zustands „Fressen“ ($\mu > 0{,}3$) während der Versuchszeit t bewusst provoziert wurde. Aufgrund der Wärmeentwicklung durch die Prüfstandelektronik beträgt die im Modellversuch zu Versuchsbeginn gemessene Kontakttemperatur bereits *ca.* 29,7 $°C$. Dies wurde in der FEM-Berechnung ebenfalls berücksichtigt. Aufgrund der hohen Rechenkapazität infolge der Inkrementdimensionierung ($< 0{,}005\ mm$) an den Kontaktstellen war eine Temperatursimulation mit den im Rahmen der Forschungsarbeit zur Verfügung stehenden Ressourcen über die gesamte Versuchszeit von $7.200\ s$ nicht möglich. Daher erfolgte die numerische Berechnung der Kontakttemperatur über mehrere kleine Zeitfenster von etwa $100\ s$. Wie in Abbildung 59 gezeigt, kann die Kontakttemperatur mittels FEM-Simulation unterhalb der Fressgrenze mit einer hohen Genauigkeit abgebildet werden. Die Differenz zwischen der im Simulationsmodell berechneten Kontakttemperatur und der am Prüfstand gemessenen Kontakttemperatur ist kleiner als 0,5 $°C$. Bis zum Fressbeginn konnte eine maximale Erhöhung der Kontakttemperatur ΔT von 4-5 $°K$ ($T_{c,max} \approx 35°C$) festgestellt werden. Diese Temperaturerhöhung ist vernachlässigbar gering und kann daher als Initiator des Schichtversagens ausgeschlossen werden.

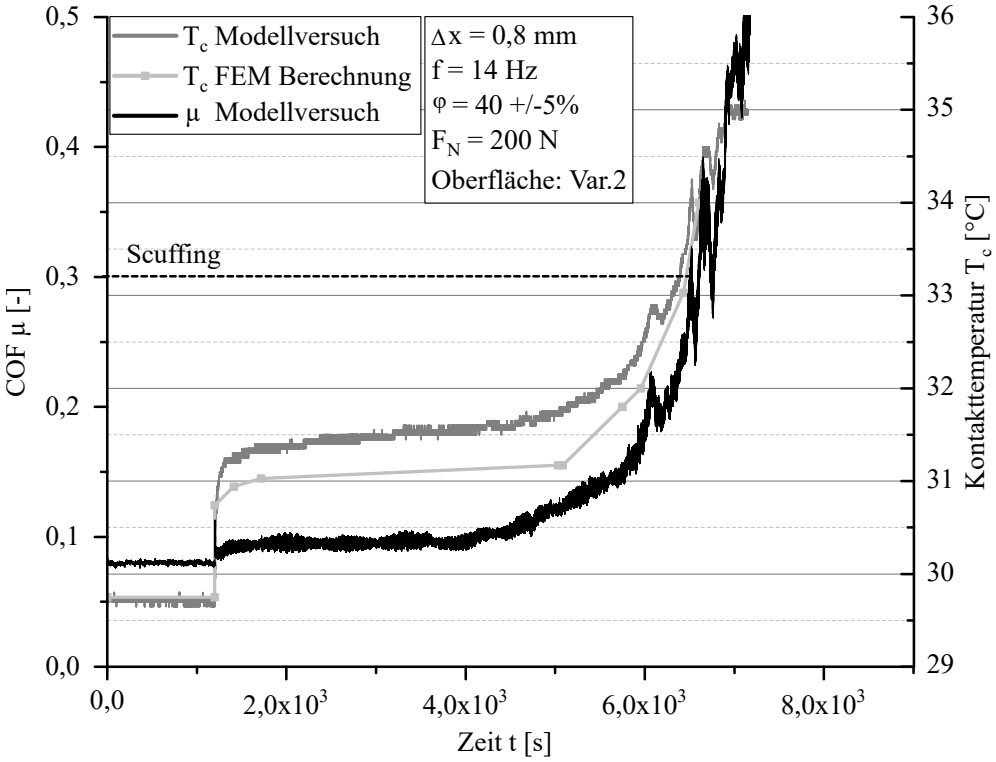


Abbildung 59: Exemplarischer Vergleich der gemessenen Kontakttemperaturen im Prüfstandversuch und der *FEM*-Simulation

Über die in Abbildung 60 gezeigte Netzstudie wurde der Einfluss der Netzgröße an den Kontaktstellen auf die berechnete Kontakttemperatur des *FEM*-Modells untersucht. Die Reduzierung der Netzgröße im *FEM*-Modell geht mit einem exponentiellen Anstieg der für die Simulation benötigten Rechenkapazität einher. Unter Verwendung eines gröberen Netzes der Dimension von 1,0 *mm* wurde mit den getesteten Randbedingungen eine Kontakttemperatur von 31,20 $^{\circ}C$ berechnet. Durch eine Reduzierung der Netzgröße auf $\Delta x = 0,02$ *bzw.* $\Delta y = 0,01$ erhöht sich T_c auf einen Wert von 31,32$^{\circ}C$. Eine erneute Verfeinerung der Vernetzung zeigt keinen weiteren Einfluss auf die resultierende Kontakttemperatur.

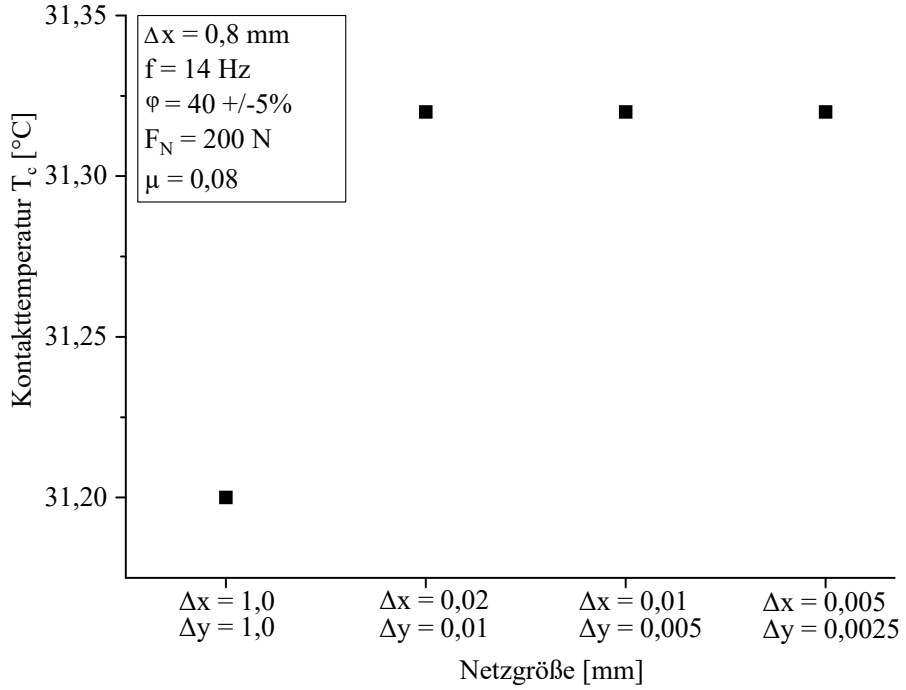


Abbildung 60: Einfluss der Netzgröße auf die berechnete Kontakttemperatur der *FEM*-Simulation

Abbildung 61 zeigt den Einfluss variierender Gleitgeschwindigkeiten auf die im Simulationsmodell berechnete Kontakttemperatur. Daraus geht ein linearer Zusammenhang zwischen der Gleitgeschwindigkeit und der Kontakttemperatur hervor.

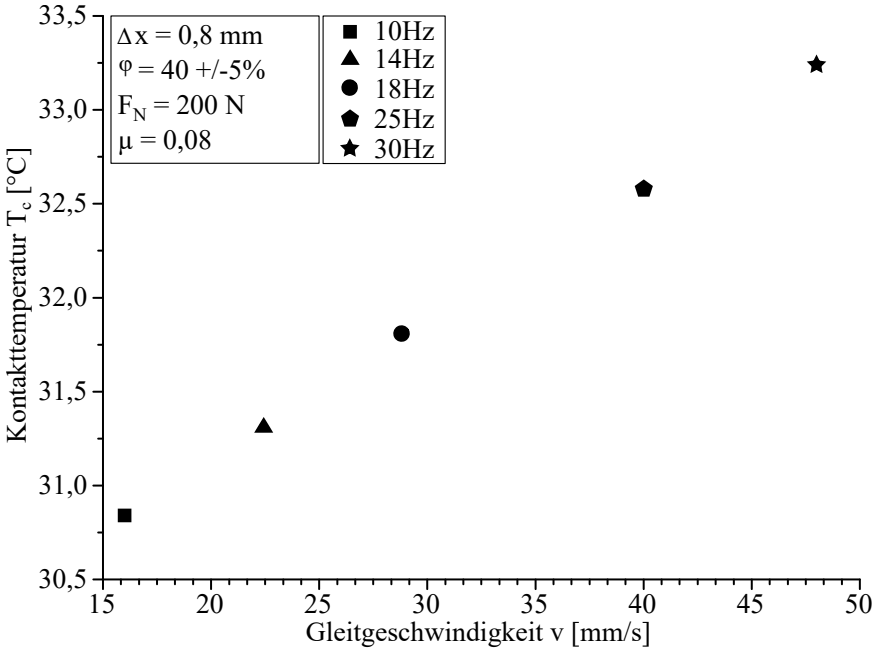


Abbildung 61: Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf die berechnete Kontakttemperatur der *FEM*-Simulation

Zur Bewertung des Einflusses der Kontakttemperatur müssen die Temperaturspitzen an den Mikrokontakten der realen Oberflächen berücksichtigt werden. Diese werden im fol-

genden Verlauf der Arbeit als Blitztemperatur bezeichnet und im nächsten Abschnitt genauer betrachtet.

6.4.2 Kontakttemperatur unter Berücksichtigung der Blitztemperatur am Mikrokontakt

Die sogenannte Blitztemperatur wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit über den Ansatz von KUHLMANN-WILSDORF abgeschätzt (siehe Kapitel 2.3.4). Er stellt aufgrund seiner guten Applikabilität und ausreichenden Genauigkeit einen in der Forschung etablierten Berechnungsformalismus dar [49, 50, 53, 164]. Die angewandte Vorgehensweise geht auf SCHÖFER zurück [165]. Bei der Abschätzung der Blitztemperaturen wurden Maximalwerte berechnet, da die Anzahl der Mikrokontakte $N_m > 1$ nicht berücksichtigt wurde. Die maximalen Kontakttemperaturen am Mikrokontakt ergeben sich durch die Summe aus der berechneten Blitztemperatur und der infolge der Prüfstandelektronik bereits zu Versuchsbeginn vorliegenden Temperatur von *ca.* $29,7°C$. Diese sind in Abbildung 62 für die Reibkoeffizienten $\mu = 0,1; \mu = 0,2$ und $\mu = 0,3$ jeweils bei Anliegen der Normalkräfte $50\,N$, $90\,N$ und $130\,N$ in Abhängigkeit der Frequenz f dargestellt. Mit einem Reibkoeffizienten von $\mu = 0,1$, und einer Frequenz von $f = 8\,Hz$ werden vergleichsweise geringe Kontakttemperaturen erreicht ($40 - 43\,°C$). Durch Erhöhung der Frequenz auf einen Wert von $f = 14\,Hz$ werden Kontakttemperaturen bis zu $46°C$ erreicht. Am Übergang in den Zustand Fressen ($\mu = 0,3$) werden die Maximalwerte der Kontakttemperatur erreicht. Diese erstrecken sich von $T_c = 63 - 71°C$ ($f = 8\,Hz$) bis $T_c = 73 - 85°C$ ($f = 14\,Hz$). Die Versuche im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden stets unterhalb der Fressgrenze gefahren (*vgl.* Kapitel 6.2.1). Demnach beläuft sich die reale Kontakttemperatur der verwendeten Versuchsparameter auf Werte von $T_c \leq 74,5°C$ (Maximale Kontakttemperatur im *DOE* bei $\mu = 0,3; f = 11\,Hz, F = 90\,N$).

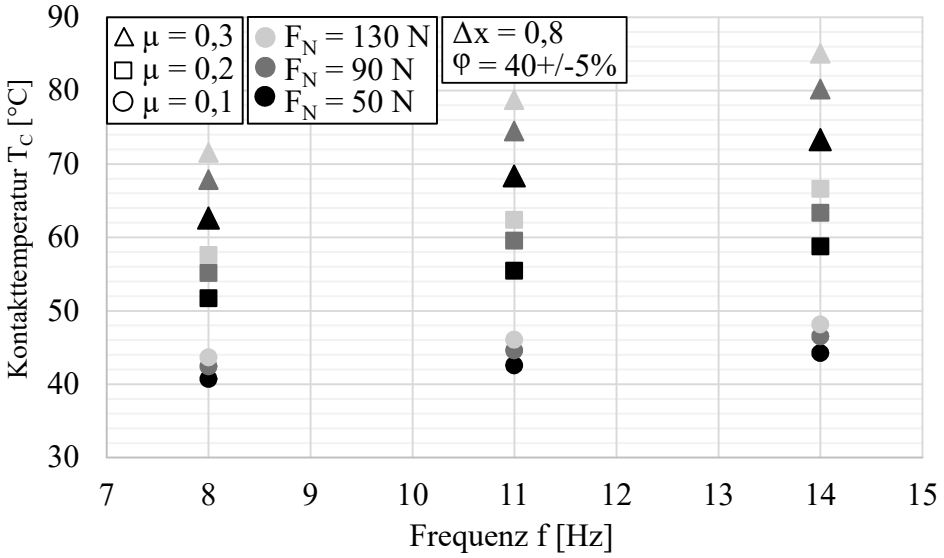


Abbildung 62: Maximale Kontakttemperaturen am Mikrokontakt der realen Oberflächen in Abhängigkeit der Frequenz

6.4.3 Zusammenfassung und Diskussion – Untersuchung der Kontakttemperatur

Das Simulationsmodell zur Berechnung der nominellen Kontakttemperatur zeigt eine gute Übereinstimmung mit den am Prüfstand gemessenen Kontakttemperaturen (Differenz $< 0,5°C$). Die Abweichung ist auf die Verwendung nomineller Kontaktflächen im Simulationsmodell zurückzuführen. Über eine Netzstudie konnte ein Optimum der Netzgröße von $\Delta x = 0,02$ *bzw.* $\Delta y = 0,01$ bezüglich Rechenkapazität und Genauigkeit des Simulationsmodells ermittelt werden. Die Erhöhung der Kontakttemperatur am Prüfstand wurde aufgrund der Zugänglichkeit des Temperatursensors etwa 1 *mm* unterhalb der tatsächlichen Kontaktfläche gemessen. Sie ist für die im *DOE* verwendeten Beanspruchungen (siehe Kapitel 6.2.2 Tabelle 15) vernachlässigbar klein. Bei stark überhöhten Beanspruchungen ($F_N < 200N; f < 14Hz$) kann ein Maximalwert der Kontakttemperatur von $T_{c,max} \approx 35°C$ gemessen werden (Abbildung 59). Dies entspricht einer Temperaturerhöhung infolge der Reibung von etwa $5°K$. Bedingt durch die geringere Wärmeleitfähigkeit des Gleitlackes im Vergleich zu Stahl (Tabelle 10, Tabelle 11) ist die Temperatur am Gleitlack etwas höher (Anhang A.6 Abbildung 99). Die nominelle Temperatur des Gleitlackes infolge der Reibung wird im Simulationsmodell auf einen Maximalwert von etwa $53°C$ geschätzt ($F_N < 200N; f < 14Hz$). Dies entspricht einer maximalen Erhöhung der Gleitlacktemperatur infolge der Reibung von *ca.* $23°K$.
Die Abschätzung der Kontakttemperatur unter Berücksichtigung der Blitztemperaturen am Mikrokontakt der realen Oberflächen zeigt einen starken Temperaturanstieg mit Zunahme der Reibung bis zum Fressbeginn bei $\mu = 0,3$ (Abbildung 62). Neben dem Reibkoeffizienten zeigt auch die Gleitgeschwindigkeit einen großen Einfluss auf die resultierende reale Kontakttemperatur. Beide Größen haben direkten Einfluss auf die eingebrachte Reibleistungsdichte und bewirken damit eine Änderung der Wärmeenergie [4]. Demnach steigt die Kontakttemperatur für zunehmende Reibkoeffizienten *bzw.* Geschwindigkeiten an. Die Schätzung der realen Kontakttemperatur nach KUHLMANN-WILSDORF ergibt im Rahmen der verwendeten *DOE* Versuchsparameter einen Maximalwert von $T_c = 74,5°C$ (Maximale Kontakttemperatur im *DOE* bei $\mu = 0,3; f = 11Hz, F = 90N$). Somit ergibt sich eine maximale Erhöhung der Gleitlacktemperatur infolge der Reibung von $ca. 44,5°K$. Dieser berechnete Maximalwert wird ausschließlich am Übergang zum Zustand Fressen ($\mu = 0,3$) erreicht. Eine zusammenfassende Übersicht der realen sowie der mittels *FEM*-Simulation berechneten nominellen maximalen Kontakttemperaturen ist Tabelle 20 zu entnehmen. Vorangehende Untersuchungen zum Einfluss der Temperatur auf die Tribologie zeigen keinen negativen Einfluss auf das Reibungs- und Verschleißverhalten des Gleitlackes bis zur Glasübergangstemperatur von $107°C$ (siehe Kapitel 6.3). Dies bestätigen auch die Untersuchungen zum Einfluss der Temperatur von BABUSKA, CALLEJA und STAUB. Sie zeigen ein verbessertes Reibverhalten der Gleitlacke bei Temperaturerhöhungen bis *ca.* $150°C$ [81, 82, 104]. Demnach kann die Hypothese, dass die durch Reibung initiierte Erhöhung der Kontakttemperatur ein Auslösen des Gleitlackversagens einleitet, widerlegt werden.

Tabelle 20: Ermittelte Kontakttemperaturen der realen bzw. der mittels *FEM* berechneten nominellen Kontaktflächen

	$T_{c,max,FEM}$ [°C]	ΔT_{FEM} [°C]	$T_{c,max,real}$ [°C]	ΔT_{real} [°C]
Messpunkt	34,5	4,5	35	5
Gleitlack	53	23	74,5	44,5

Neben der Temperatur kommt der Beanspruchbarkeit für die tribologische Charakterisierung von Schichtsystemen eine entscheidende Rolle bei. Im nachfolgenden Kapitel wird daher die Beanspruchbarkeit von Gleitlackbeschichtungen unter Variation der Parameter Temperatur, Oberflächengüte des Gegenkörpers und Gleitgeschwindigkeit untersucht.

6.5 Analyse der Beanspruchbarkeit

Die Forschungsergebnisse des vorliegenden Kapitels werden mittels Beanspruchbarkeitskurven dargestellt. Diese liefern einen Zusammenhang zwischen dem *pv*-Wert und der ertragbaren Zyklenzahl *bzw*. dem zurückgelegten Gleitweg bis zum Übergang in den Verschleißmechanismus Fressen. Des Weiteren werden die für die jeweilige Beanspruchung charakteristischen Verschleißmechanismen analysiert.

6.5.1 Beanspruchbarkeitskurven

Die Vorgehensweise zur Bestimmung der Beanspruchbarkeitskurven ähnelt dem zur Bestimmung der Schwingfestigkeit angewandten Konzept nach WÖHLER (*vgl*. Kapitel 2.6). Jedoch unterscheiden sich die Verschleißvorgänge der klassischen WÖHLER-Versuche und der tribologischen Beanspruchbarkeitsversuche grundlegend. Daher werden die im Folgenden aufgeführten Kurven als Beanspruchbarkeitskurven bezeichnet. Sie liefern einen Zusammenhang zwischen dem *pv*-Wert und der ertragbaren Zyklenzahl *N* bis zum Eintritt des Fressbeginns. Der *pv*-Wert ist das Produkt aus der vorliegenden Pressung *p* und der Gleitgeschwindigkeit *v*. Er beschreibt den Eintrag an mechanischer Beanspruchung in den Kontaktbereich. Durch Multiplikation mit dem Reibkoeffizienten μ erhält man die im Reibkontakt dissipierte Reibleistungsdichte [4]. Der *pv*-Wert stellt zwar ein Maß für die Beanspruchung dar, es besteht jedoch kein allgemeingültiger Zusammenhang zwischen dem *pv*-Wert und dem Gleitreibungswert. Des Weiteren weicht auch der Verschleiß und folglich die Lebensdauer bei Versuchen mit gleichem *pv*-Wert unter Variation der Flächenpressung *bzw*. der Geschwindigkeit stark voneinander ab [166, 167]. Die Beanspruchbarkeitskurve für eine Umgebungstemperatur von 20°*C*, einer Gegenkörperoberfläche Var.2 (R_z2-3) und einer Frequenz von 11 *Hz* ist in Abbildung 64 gezeigt. Sie zeichnet sich durch die drei charakteristischen Bereiche Kurzzeitverschleiß, zeitabhängiger Verschleiß und zeitunabhängiger Verschleiß aus. Die Vorgehensweise zur Bestimmung des Kurzzeitverschleißes ist in Abbildung 63 schematisch dargestellt. In einem ersten Schritt werden Laststeigerungsversuche bis zum Fressbeginn durchgeführt. Dabei wird die Normalkraft stufenweise erhöht, bis ein Reibkoeffizient von 0,3 überschritten wird (Vorge-

hensweise analog zu Kapitel 6.2.1). Die bei Fressbeginn an der Kontaktstelle anliegende Normalkraft F_{sc} definiert die Beanspruchung für den Kurzzeitverschleiß, bei dem das tribologische System nach kürzester Zeit ausfällt. Sie wird in einem nächsten Schritt während eines Konstantversuches so lange gehalten, bis es zum Versagen der Gleitlackschicht durch einen Fresser kommt ($\mu \geq 0,3$). Anschließend kann über die Multiplikation von Frequenz f und Versuchsdauer t die, für die jeweilige Beanspruchung ertragbare, maximale Zyklenzahl berechnet und im Diagramm (Abbildung 64) als Versuchspunkt eingetragen werden. Demnach ergibt sich der Kurzzeitverschleißbereich für Abbildung 64 (Var.2, $20°C$, $11\,Hz$) bei einer Beanspruchung von 6.202 $\frac{N}{mm \cdot s}$ mit einer 50% Ausfallwahrscheinlichkeit $L_{K,50\%}$ nach 4.104 Zyklen. Dies entspricht einem zurückgelegten Gleitweg s von $6.566\,mm$ ($s = N \cdot 1,6\,mm$).

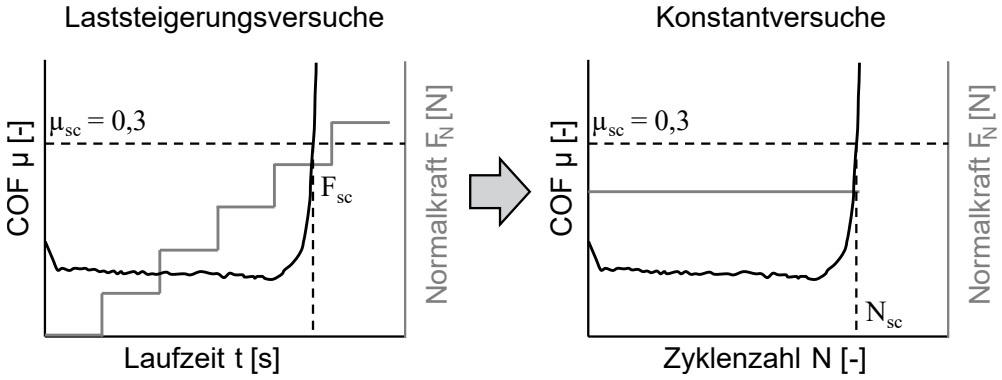


Abbildung 63: Schematische Darstellung der Vorgehensweise zur Ermittlung des Kurzzeitverschleißes der Beanspruchbarkeitskurven

Die zur Berechnung des *pv*-Wertes herangezogene Pressung p_o stellt jeweils die auf die Verschleißfläche nach dem Einlauf bezogene Normalkraft der Konstantversuche dar. Zur Ermittlung der Gerade für den zeitabhängigen Verschleiß wurden Konstantversuche auf immer kleiner werdenden Lasthorizonten gefahren. Anschließend wurden die ertragenen Zyklenzahlen bis zum Ausfall als Versuchspunkt im Diagramm aufgetragen (Abbildung 64). Um die Gerade mit einer hohen Genauigkeit bei einem vertretbaren Versuchsaufwand abschätzen zu können, wird für das Perlenschnurverfahren (Kapitel 2.6) nach *DIN* 50100 ein Verhältnis von Dauerschwingspielzahl zu Kurzschwingspielzahl von $N_D/N_K \geq 50$ empfohlen [123]. Demnach wurden die Lasthorizonte mit einem Stichprobenumfang von n = 15 zwischen dem Kurzzeitverschleiß und dem zeitunabhängigen Verschleiß möglichst gleichmäßig verteilt. Über die in Kapitel 2.6 ausführlich beschriebene Projektion der Versuchspunkte auf einen gemeinsamen Lasthorizont im Zuge des Perlenschnurverfahrens konnten anschließend Mittelwert, Standardabweichung und Ausfallwahrscheinlichkeit errechnet werden. Somit ergibt sich für die Gerade des zeitabhängigen Verschleißes in Abbildung 64 (Var.2, $20°C$, $11\,Hz$) ein Streuband von $s_{log,N} = 0,18$ *bzw.* eine Neigungskennzahl von k = 1,6. Bei einer Beanspruchung von 1.337 $\frac{N}{mm \cdot s}$ fallen 50 % der Stichproben nach 5.105 Zyklen aus. Die Bewertung des zeitunabhängigen Verschleißes, bei dem theoretisch unendlich viele Zyklenzahlen ertragen werden können,

erfolgte nach dem Abgrenzungsverfahren (Kapitel 2.6). Um im Rahmen der vorliegenden Arbeit in einem vertretbaren zeitlichen Rahmen eine möglichst hohe Aussagekraft generieren zu können, wurde ein N_D von 10^6 festgelegt. Der Starthorizont L_{Start} zur Bewertung des Nullverschleißes ergibt sich aus dem Schnittpunkt der 90 %-zeitabhängigen Verschleiß-Gerade mit einer vertikalen Linie bei $N_D = 10^6$ [129]. Bei einem Ausfall wird der Lasthorizont im nächsten Versuch um den Stufensprung d reduziert. Dieser kann über Gleichung 44 aus der Streuspanne der Zeitfestigkeit berechnet werden [129].

$$log(d) = s_{log,L} \tag{44}$$

Anschließend wird die Beanspruchung so lange um d reduziert, bis ein Durchläufer auftritt. Der Lasthorizont, bei dem es mit diesem Verfahren zum ersten Durchläufer kommt, stellt den ersten Prüfhorizont $L_{a,1}$ dar. In Abhängigkeit der Anzahl an Ausfällen n_A wird der zweite Prüfhorizont $L_{a,2}$ nach Gleichung 45-46 gewählt.

$$log(L_{a,2}) = log(L_{a,1}) + (1 - \frac{n_A}{n_1}) \cdot x_{Abgr} \cdot s_{log,L} \quad für \frac{n_{A,1}}{n_1} \leq 0,5 \tag{45}$$

$$log(L_{a,2}) = log(L_{a,1}) - \frac{n_A}{n_1} \cdot x_{Abgr} \cdot s_{log,L} \quad für \frac{n_{A,1}}{n_1} \leq 0,5 \tag{46}$$

Nach MÜLLER wird für eine möglichst sichere Abschätzung von $L_{a,2}$ ein Verschiebungsfaktor x_{Abgr} von 2 herangezogen [24]. Pro Prüfhorizont wurden jeweils fünf Versuche durchgeführt und anschließend die Ausfallwahrscheinlichkeit P_{Ai} mit der Abschätzungsgleichung (Gleichung 41) nach ROSSOW berechnet [131]. Über eine Interpolation können beliebige Ausfallwahrscheinlichkeiten des Nullverschleißes, wie in Abbildung 64, mit angegeben werden. Demzufolge liegt unter Anwendung der vorliegenden Parameter (Var.2, 20°C, 11 Hz) bei einer Beanspruchung $L_{N,10} \leq 633 \frac{N}{mm \cdot s}$ *bzw.* einer Pressung $p_{N,10} \leq 36\,MPa$ ein Nullverschleiß mit einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 10 % vor. Diese wird bei Anliegen einer Beanspruchung $L_{N,50} \leq 806 \frac{N}{mm \cdot s}$ *bzw.* einer Pressung von $p_{N,50} \leq 46\,MPa$ auf 50 % erhöht .

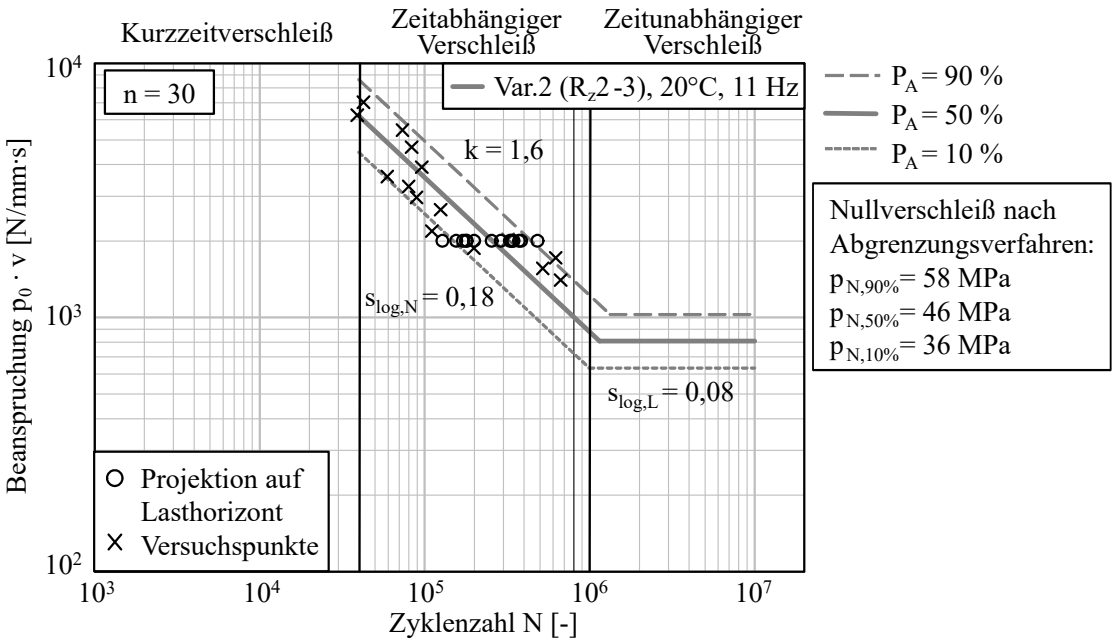


Abbildung 64: Beanspruchbarkeitskurve zur Darstellung des Zusammenhangs zwischen dem *pv*-Wert und der ertragbaren Zyklenzahl

Abbildung 65 zeigt eine zusammenfassende Übersicht der resultierenden 50 % Beanspruchbarkeit für die Variation der Parameter Temperatur (Kurve 2), Oberflächengüte (Kurve 3) und Gleitgeschwindigkeit (Kurve 4). Den Ausgangszustand stellt dabei jeweils die Kurve 1 bei einer Parametrierung von Var.2 (R_z2-3), 20°C und 11 Hz dar. Von dieser Bezugskurve ausgehend wurde das Verhalten der Beanspruchbarkeitskurven mittels einer Parameteränderung nach der *OFAT*-Methode (one factor at a time) untersucht [168]. Eine Erhöhung der Umgebungstemperatur von 20°C auf 40°C (Abbildung 65 Kurve 2) zeigt im Gebiet des Kurzzeitverschleißes keinen signifikanten Einfluss auf die ertragbare Beanspruchung. Erst bei steigenden Schwingspielzahlen kommt es zu einer Erhöhung der Beanspruchbarkeit durch die Temperierung. Im Gebiet des zeitunabhängigen Verschleißes kann somit eine Steigerung der Beanspruchbarkeit um 74 % erreicht werden. Durch eine Reduzierung der Oberflächengüte des Gegenkörpers (Abbildung 65 Kurve 3) von Var.2 (R_z2-3) auf Var.1 (R_z5-6) (Anhang A.3 Abbildung 93) wird die Beanspruchbarkeit in allen drei Verschleißbereichen besonders stark reduziert. Im Bereich des zeitunabhängigen Verschleißes beträgt die Verringerung der Beanspruchbarkeit infolge der Oberflächenänderung 57 %. In der Beanspruchbarkeitskurve 4 wurde die Gleitgeschwindigkeit von 17,6 mm/s (11 Hz) auf 22,4 mm/s (14 Hz) erhöht. Daraus geht ebenfalls eine Verringerung der Beanspruchbarkeit in allen drei Bereichen hervor. Im zeitunabhängigen Verschleißbereich wird die ertragbare Pressung durch die getestete Gleitgeschwindigkeitserhöhung von 46 MPa auf 23 MPa (um 50%) reduziert. Die einzelnen Beanspruchbarkeitskurven der untersuchten Parametervariationen sind jeweils in Relation zur Kurve 1 (Var.2, 20°C, 11 Hz) mit einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 90 %, 50 % und 10 % im Anhang A.5 in Abbildung 94-96 dargestellt.

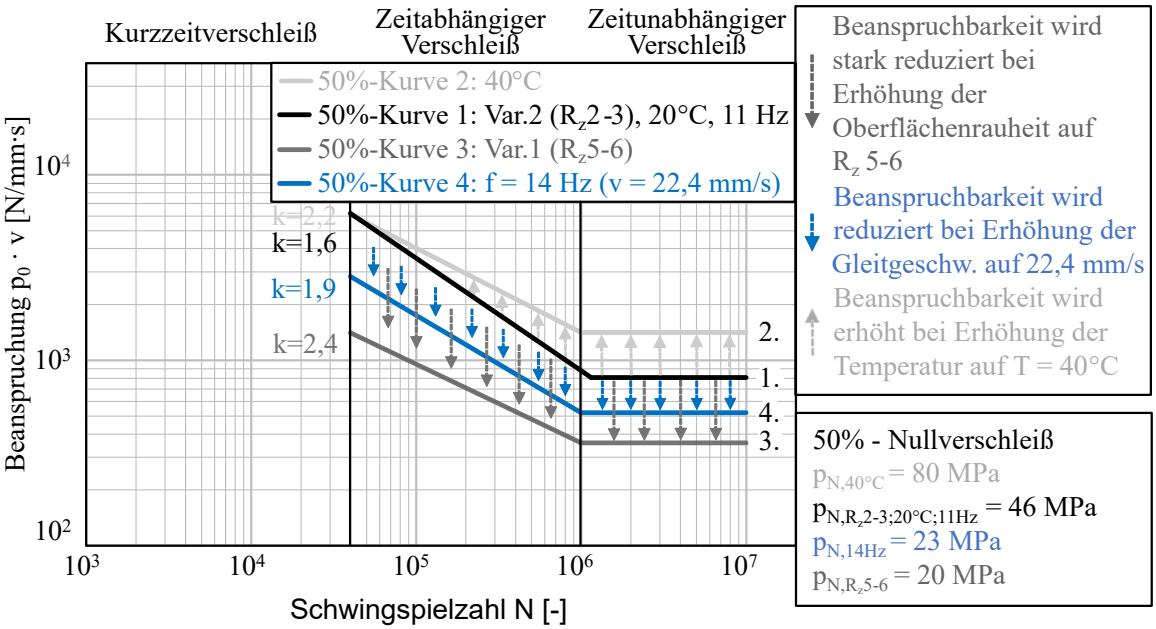


Abbildung 65: Übersicht der 50 %-Beanspruchbarkeitskurven unter Variation der Parameter Oberflächengüte, Temperatur und Frequenz

Zur Interpretation der unterschiedlichen Beanspruchbarkeiten in Abhängigkeit der betrachteten Parameter müssen die jeweils vorliegenden Verschleißmechanismen analysiert werden. Diese werden im nächsten Abschnitt genauer untersucht.

6.5.2 Verschleißmechanismen in Abhängigkeit der Beanspruchbarkeit

Bei der Analyse der in Abhängigkeit der Parametrisierung sowie des Beanspruchungsbereiches vorherrschenden Verschleißmechanismen wurden sowohl die Verschleißspuren als auch die Transferfilme an Zylinder und Platte mittels *KLM* (konfokaler Lichtmikroskopie), *REM* (Rasterelektronenmikroskopie) und *EDX* (energiedispersive Röntgenspektroskopie) untersucht.

Die Abbildungen 66-68 zeigen *KLM* sowie *REM*-Aufnahmen der zylinder- und plattenseitigen Verschleißspuren der Beanspruchbarkeitskurve 1 (Var.2 (R_z2-3), 20°*C*, 11 *Hz*), 2 (Var.2 (R_z2-3), 40°*C*, 11 *Hz*) und 3 (Var.1 (R_z5-6), 20°*C*, 11 *Hz*) in Abhängigkeit der Beanspruchung. Für eine möglichst gute Vergleichbarkeit wurden alle Versuche über eine konstante Zyklenzahl von 33.000 Zyklen gefahren. Die gewählte Zyklenzahl stellt einen Kompromiss bezüglich besonders hoher *bzw.* niedriger Beanspruchung dar. Bei besonders hoher Beanspruchung muss sichergestellt sein, dass zur gewählten Zyklenzahl noch kein Fresser eintritt. Gleichzeitig muss bei niedriger Beanspruchung ein messbarer Transferfilm *bzw.* Gleitlackverschleiß vorliegen, um daraus fundierte Aussagen ableiten zu können.

Im zeitunabhängigen Verschleißbereich der Beanspruchbarkeitskurve 1 (Abbildung 66*c*) wurden nach 30.000 Zyklen die Täler des Oberflächenprofils der Platte mit Transfermaterial ausgefüllt (schwarze Stellen in der *REM*-Aufnahme aus der Mitte der Verschleißspur). Stellenweise sind in den *REM*-Aufnahmen bereits Bedeckungen der Plateaus zu

erkennen (schwarze durchgezogene Linien in der *REM*-Aufnahme der rechten Seite der Verschleißspur). Ein flächendeckender, durchgängiger Transferfilm ist zu diesem Zeitpunkt noch nicht erkennbar. Der lineare Verschleißbetrag am Zylinder beträgt 0,9 µ*m*. Im zeitabhängigen Verschleißbereich (Abbildung 66*b*) ist nach 30.000 Zyklen auf der Platte bereits ein flächendeckender, durchgängiger Transferfilm feststellbar (siehe flächendeckende schwarze Bereiche der *REM*-Aufnahme). Die Verschleißspur des Zylinders weist vorrangig feine Riefen auf. Es konnte ein linearer Zylinder-Verschleißbetrag von 1,2 µ*m* gemessen werden. Im Kurzzeitverschleißbereich (Abbildung 66*a*) ist die Pressung zu hoch um einen intakten Transferfilm auf der Platte aufrechterhalten zu können. Wie die *KLM*-Aufnahmen zeigen, findet hier vorrangig ein Austrag der Partikel zum Randbereich statt. Somit ist die Verschleißrate in diesem Beanspruchungsbereich besonders hoch und es kommt zum Ausfall des Gleitlacksystems nach kürzester Zeit. Der lineare Verschleißbetrag fällt daher gegenüber den anderen beiden Beanspruchungsbereichen mit 9,3 µ*m* deutlich höher aus.

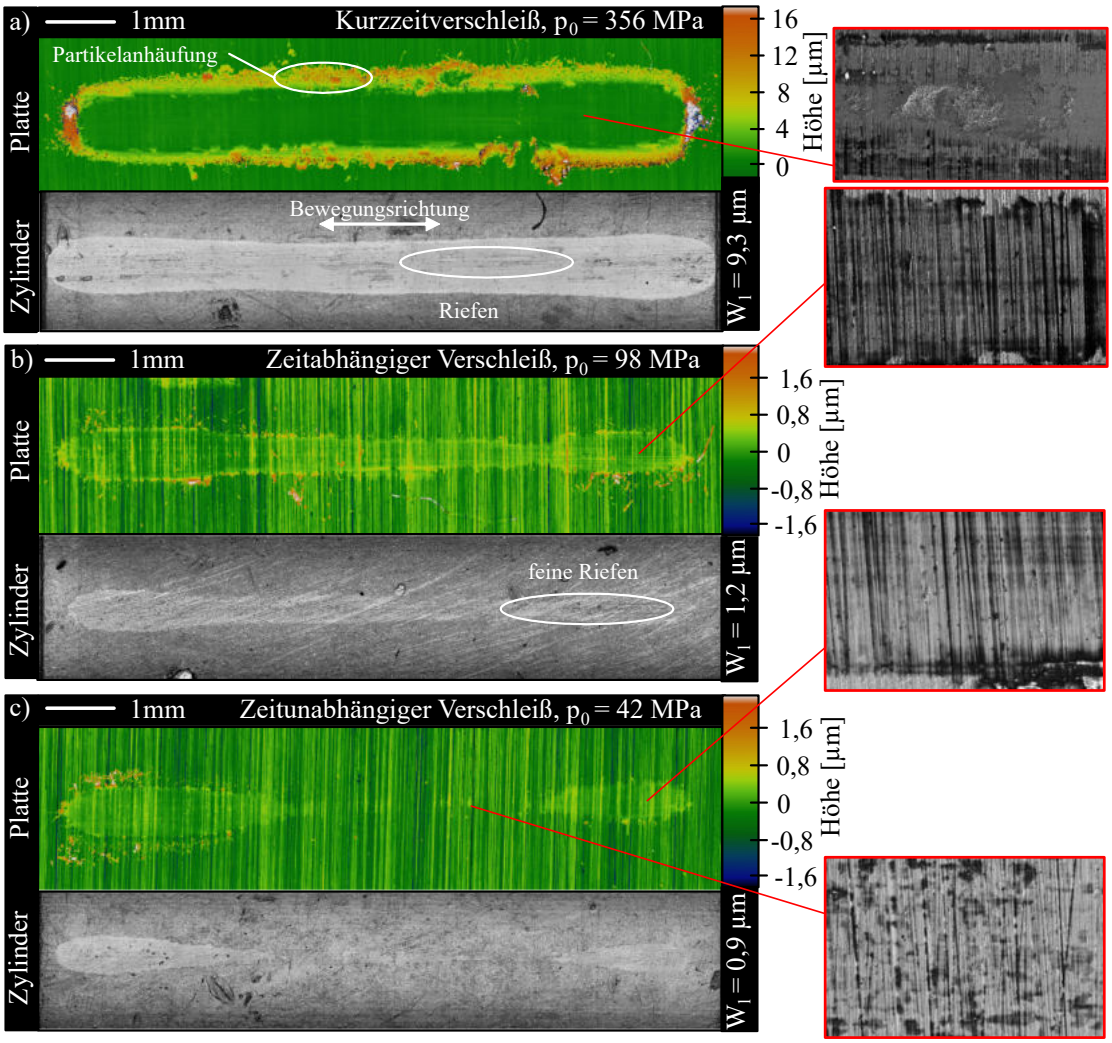


Abbildung 66: Zylinder- und plattenseitige Verschleißspuren der drei Verschleißbereiche aus der Beanspruchbarkeitskurve 1 (Var.2 (R_z2-3), 20°*C*, 11 *Hz*) nach einer Laufzeit von jeweils 33.000 Zyklen: *a*) Kurzzeitverschleiß; *b*) Zeitabhängiger Verschleiß; *c*) Zeitunabhängiger Verschleiß

Eine Betrachtung der *KLM*- und *REM*-Aufnahmen des zeitunabhängigen Verschleißbereiches der Beanspruchbarkeitskurve 2 (Abbildung 67*c*) zeigt, dass die Ausbildung des Transferfilmes nach 33.000 Zyklen noch nicht vollständig abgeschlossen wurde (lokal freiliegende Stellen im Transferfilm auf den *REM*-Aufnahmen zu erkennen). Ein Vergleich mit der Transferfilmausbildung aus Kurve 1 (Abbildung 66*c*) lässt auf kürzere benötigte Gleitwege für die Transferfilmausbildung infolge der Temperierung schließen. Der lineare Verschleißbetrag umfasst in dieser Beanspruchungsphase 1,1 µ*m*. Die *REM*-Aufnahmen des zeitabhängigen Verschleißbereiches (Abbildung 67*b*) weisen deutlich weniger freiliegende Stellen im Transferfilm auf. Trotz der deutlich höheren Beanspruchung kommt es nur zu einem minimalen Verschleißanstieg auf 1,7 µ*m*. Im Kurzzeitverschleiß (Abbildung 67*a*) ist die Beanspruchung zu hoch, um einen intakten Transferfilm ausbilden zu können. Dies wird auch in den *REM*-Aufnahmen der Platte mit großen freiliegenden Bereichen ersichtlich. Der lineare Verschleißbetrag umfasst hier 4,6 µ*m*.

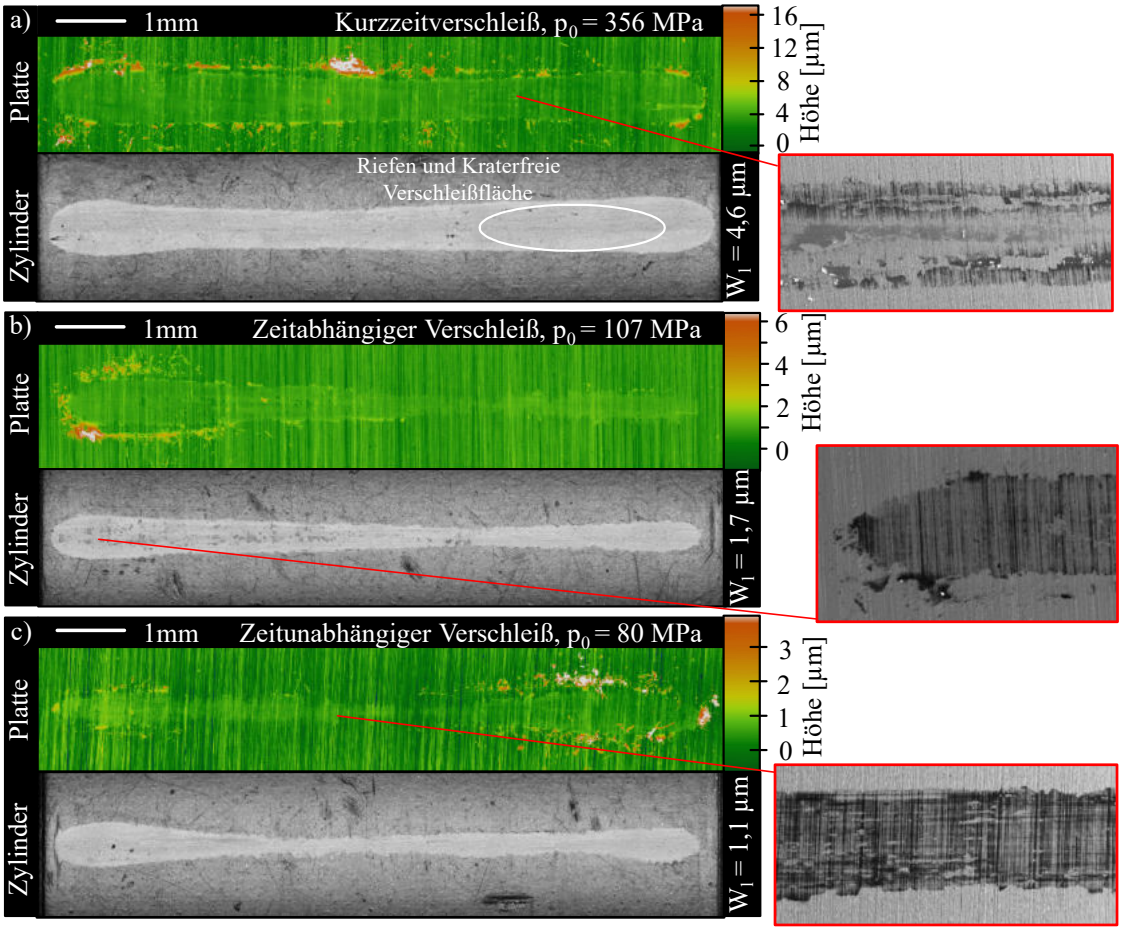


Abbildung 67: Zylinder- und plattenseitige Verschleißspuren der drei Verschleißbereiche aus der Beanspruchbarkeitskurve 2 (Var.2 (R_z2-3), 40°*C*, 11 *Hz*) nach einer Laufzeit von jeweils 33.000 Zyklen: *a*) Kurzzeitverschleiß; *b*) Zeitabhängiger Verschleiß; *c*) Zeitunabhängiger Verschleiß

Die *KLM*- und *REM*-Aufnahmen des zeitunabhängigen Verschleißbereiches der Beanspruchbarkeitskurve 3 (Abbildung 68*c*) zeigen, dass nach 33.000 Zyklen bereits ein vollständig ausgebildeter, flächendeckender Transferfilm vorliegt. Dieser ist verglichen mit

den Transferfilmen der Parametrierungen aus Kurve 1 und Kurve 2 deutlich dicker ausgebildet. Die zylinderseitige Verschleißspur ist geprägt von groben Riefen und bis zu 2 µ*m* tiefen Furchen. Der zylinderseitige Verschleiß beträgt W_l = 4,5 µ*m*. Im Zeitabhängigen Verschleißbereich (Abbildung 68*b*) können zum vorher beschriebenen Beanspruchugsbereich vergleichbare Verschleißmechanismen auf Zylinder und Platte festgestellt werden. Aus den *REM*-Aufnahmen mit 50- *bzw*. 1000-facher Vergrößerung geht eine Entstehung von freiliegenden Rauheitsgebirgen des Plattenprofils hervor (weiße Stellen in den *REM*-Aufnahmen). Diese nicht von Transferfilm bedeckten partiellen Stellen resultieren infolge der Relativbewegung zu tiefen Furchen in der Zylinder-Verschleißspur. Der lineare Verschleißbetrag im zeitabhängigen Verschleißbereich umfasst 5,3 µ*m*. Im Kurzzeitverschleißbereich (Abbildung 68*c*) ist der beschichtete Zylinder nach 33.000 Zyklen unter der Parametrierung von Kurve 3 bereits stellenweise bis auf die *GNC*-Schicht verschlissen. Es wurde ein linearer Verschleißbetrag von 14 µ*m* gemessen.

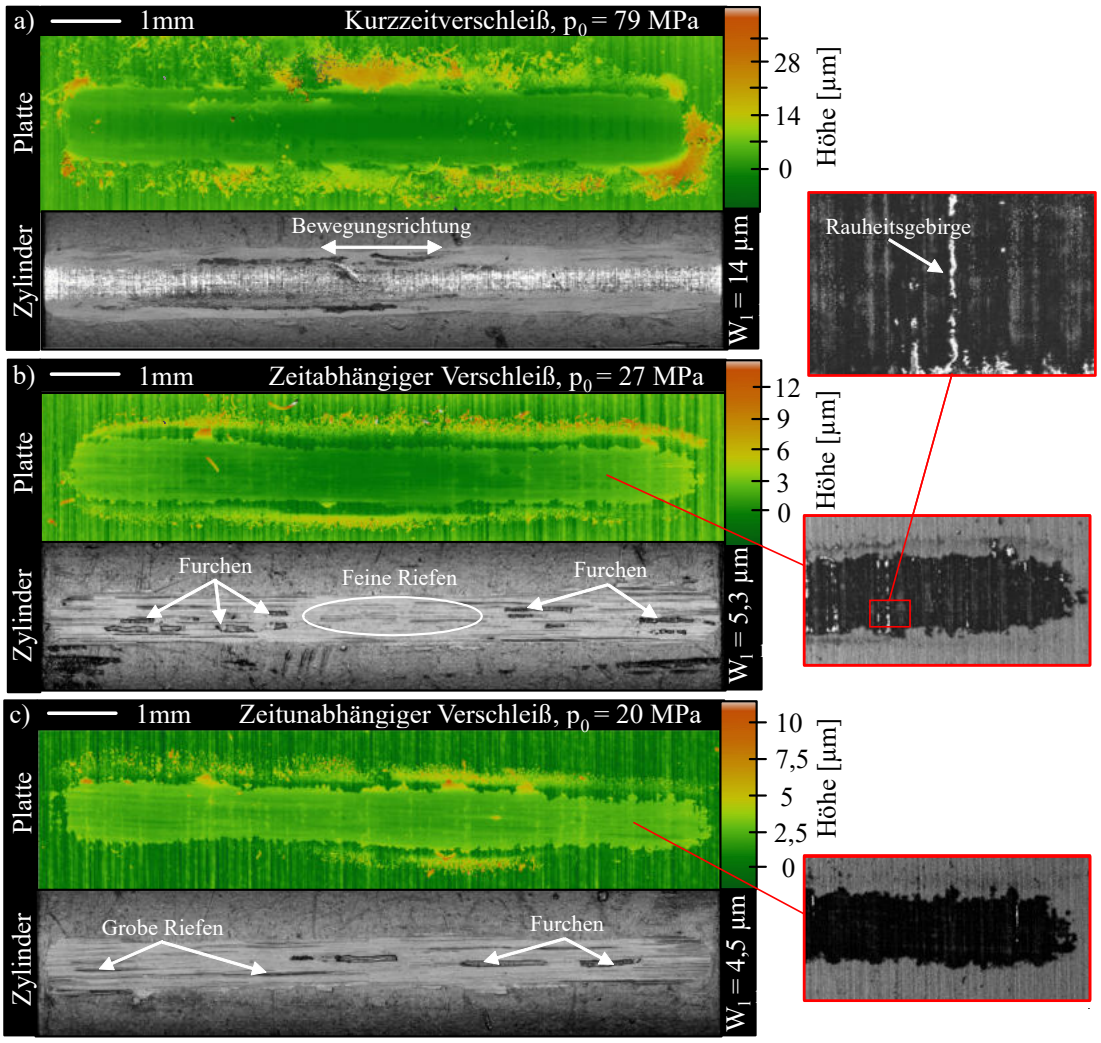


Abbildung 68: Zylinder- und plattenseitige Verschleißspuren der drei Verschleißbereiche aus der Beanspruchbarkeitskurve 3 (Var.1 (R_z5-6), 20°*C*, 11 *Hz*) nach einer Laufzeit von jeweils 33.000 Zyklen: *a*) Kurzzeitverschleiß; *b*) Zeitabhängiger Verschleiß; *c*) Zeitunabhängiger Verschleiß

Eine *EDX*-Auswertung zur Analyse der chemischen Zusammensetzung der Transferfilme in Abhängigkeit der Beanspruchungsbereiche ist in Abbildung 69 exemplarisch für die Kurve 1 dargestellt. Weitere *EDX*-Analysen zu den Beanspruchbarkeitskurven 2 und 3 sind dem Anhang A.5 Abbildung 97 beigefügt. Für die unterschiedlichen Beanspruchungsbereiche unterscheiden sich die Materialverteilungen vor allem in den Elementen Kohlenstoff *C* und Fluor *F*. Abbildung 69 zeigt im zeitunabhängigen- sowie im Kurzzeitverschleiß einen geringeren *F*-Anteil als im zeitabhängigen Verschleiß. Dieses Verhalten deckt sich mit den gewonnenen Erkenntnissen aus den zugehörigen *KLM*- und *REM*-Aufnahmen (Abbildung 66). Bei einer geringen Beanspruchung hat sich bis zum Versuchsende noch kein vollständiger Transferfilm ausgebildet (Transferpartikel liegen vorrangig in den Tälern des Oberflächenprofils vor). Ist die Beanspruchung besonders hoch, kann kein Transferfilm auf dem Gegenkörper ausgebildet werden. Demzufolge zeichnen sich diese beiden Beanspruchungsbereiche der Kurve 1 durch einen vergleichsweise geringen Fluor-Anteil aus. Im zeitabhängigen Verschleiß kann dagegen bis zum Versuchsende ein flächendeckender Transferfilm ausgebildet werden. Die detektierte Fluor-Intensität ist in diesem Beanspruchungsbereich daher deutlich höher. Da das Element Kohlenstoff sowohl in *PTFE*, in *PAI*, in der *GNC*-Schicht als auch im Grundmaterial enthalten ist, können auf dessen Grundlage keine zuverlässigen Aussagen getroffen werden.

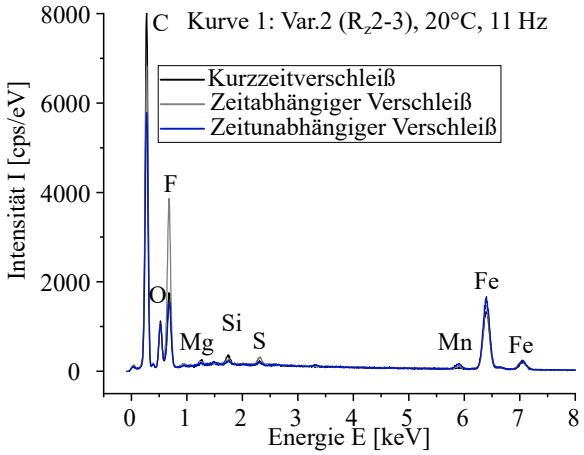


Abbildung 69: Exemplarische *EDX*-Analysen zur chemischen Zusammensetzung der Transferfilme von Kurve1 (Var2(R_z2-3), 20°*C*, 11 *Hz*) in Abhängigkeit des Beanspruchungsbereiches

6.5.3 Zusammenfassung und Diskussion – Analyse der Beanspruchbarkeit

Aus den Ergebnissen geht hervor, dass sich eine Änderung der Parameter Temperatur, Oberflächengüte des Gegenkörpers und Gleitgeschwindigkeit maßgeblich auf die Beanspruchbarkeit der Gleitlackschicht auswirkt. Durch eine Temperierung kann die Beanspruchbarkeit sowohl im zeitabhängigen- als auch im zeitunabhängigen Verschleißbereich signifikant erhöht werden. Die Reduzierung des Schermoduls sowie die erhöhte Mobilität der Polymerstruktur infolge der Temperierung führen zu einer beschleunigten Transferfilmausbildung kombiniert mit einer Verstärkung der Adhäsion zwischen Plattenoberflä-

che und Transferfilm (*vgl*. Kapitel 6.3) [81, 85, 86]. Gleichzeitig kommt es infolge der Temperierung zu einer Einglättung der Gleitlackoberfläche (*vgl*. Abbildung 55). Die somit erzeugte Reduzierung der Abrasiveffekte resultiert in eine verbesserte Beanspruchbarkeit unterhalb der Beanspruchungsgrenze. Diese Annahme wird durch die Riefen- und Furchenfreien Verschleißspuren der Beanspruchbarkeitskurve 2 bestätigt (Abbildung 67). Im Kurzzeitverschleiß führt eine Temperatursteigerung zu keiner weiteren Erhöhung der Beanspruchbarkeit. Hier wird für die Parametrierung Var.2(R_z2-3), 20°C und 11 Hz die Beanspruchbarkeitsgrenze überschritten, sodass auch bei weiterer Temperierung keine bleibende Partikeleinlagerung in das Oberflächenprofil des Gegenkörpers mehr stattfinden kann (*vgl*. Abbildung 66-67). Somit kann kein Transferfilm auf der Plattenoberfläche aufgebaut werden und das tribologische System versagt nach kürzester Zeit. Einen schematischen Vergleich des Partikeltransfers oberhalb (Abbildung 70*a*) und unterhalb (Abbildung 70*b*) der Beanspruchungsgrenze liefert Abbildung 70.

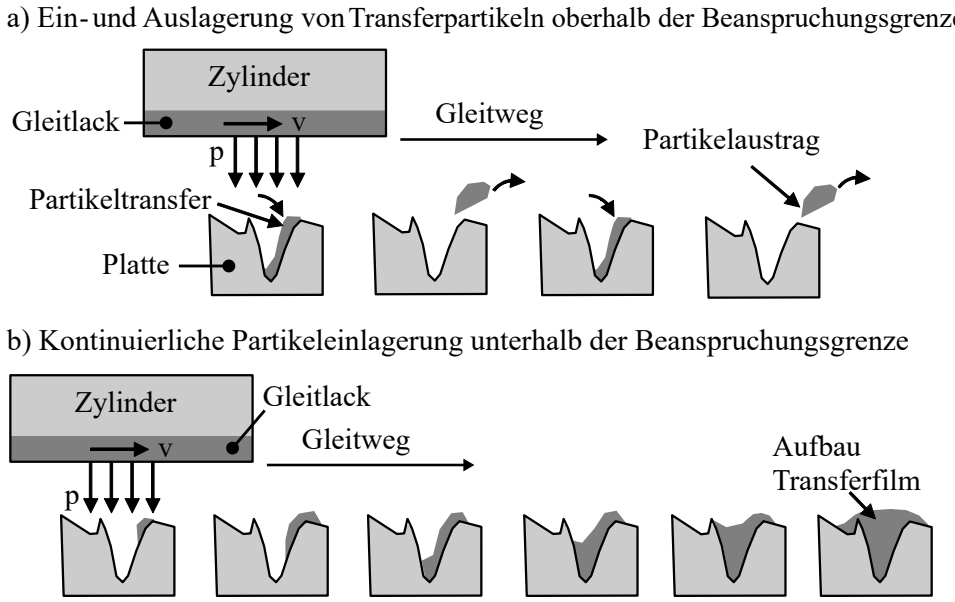


Abbildung 70: Partikeltransfer oberhalb und unterhalb der Beanspruchungsgrenze: *a*) Ein- und Auslagerung von Transferpartikeln oberhalb der Beanspruchungsgrenze; *b*) Kontinuierliche Partikeleinlagerung unterhalb der Beanspruchungsgrenze

Eine Erhöhung der Gegenkörper-Oberflächenrauheit führt in allen drei Beanspruchungsbereichen zu einer signifikanten Reduzierung der Beanspruchbarkeit. Aufgrund der ausgeprägteren Oberflächenrauheit von Var.1 (R_z5-6) wird verglichen mit Var.2 (R_z2-3) deutlich mehr Transfermaterial für die Ausbildung eines schützenden Transferfilmes benötigt. Dies spiegelt sich in den stärker ausgeprägteren Transferfilmdicken der Beanspruchbarkeitskurve 3 wieder (Abbildung 68) und hat eine größere Verschleißrate im Einlauf zur Folge [101]. Weiterhin erfolgt die Transferfilmausbildung durch den infolge der höheren Rauheit ausgeprägteren Abrasivverschleiß mit erhöhtem Partikeltransfer deutlich schneller (Abbildung 68*c*) [83]. Gleichzeitig bildet sich die gegenüber der nachbearbeiteten Oberfläche höhere Rauheit des Gegenkörpers auf die Transferfilmoberfläche ab und führt zu einer Verstärkung des „Feileneffektes“ auf den Gleitlackzylinder (*vgl*. Abbildung 55).

Dieser Verschleißmechanismus zeichnet sich durch ausgeprägte Riefen auf dem Gleitlackzylinder aus (Abbildung 68). Des Weiteren wird durch die höhere Oberflächenrauheit eine partielle Durchdringung des Transferfilmes von eingeglätteten Rauheitsspitzen begünstigt (*vgl.* Abbildung 55). Die freiliegenden Rauheitsgebirge resultieren in bis zu 2 µ*m* tiefe Furchen in der zylinderseitigen Verschleißspur (Abbildung 68).
Unter Verwendung der nachbearbeiteten Plattenoberfläche Var.2 (R_z2-3) stellt sich auch auf der Transferfilmoberfläche eine geringere Rauheit ein (*vgl.* Abbildung 55). Somit ist der Abrasivverschleiß infolge des „Feileneffektes“ in der Beanspruchbarkeitskurve 1 verglichen mit der Kurve 3 Va.1 (R_z5-6) deutlich weniger stark ausgeprägt. Dies spiegelt sich durch besonders feine Riefen im zylinderseitigen Verschleißbild wieder (Abbildung 66).
Neben der Dimension kann auch das Kollektiv der Belastung das tribologische System beeinflussen. Im nachfolgenden Verlauf der Forschungsarbeit wird daher der Einfluss des Lastkollektivs näher untersucht.

6.6 Einfluss Lastkollektiv

Das vorliegende Unterkapitel beschreibt den Einfluss des Lastkollektivs auf die Tribologie von Gleitlackbeschichtungen am Beispiel alternierender Start-Stop-Versuche gegenüber Dauerlaufversuchen. Ein schematischer Vergleich der betrachteten Lastkollektive ist in Abbildung 71 dargestellt. Das exemplarische Start-Stop-Lastkollektiv im Rahmen der vorliegenden Forschung leitet sich aus dem 30 sekündigen Rücksaugvorgang des Zielsystems zur Entleerung der Druckleitungen ab. Die Versuche setzen sich zu einem wiederkehrenden Zyklus aus einem 30 sekündigen Anliegen der Drehzal f_{rot} von 600 U/min (10 Hz) gefolgt von einem 20 sekündigen Stop Vorgang ($f_{rot} = 0\,U/min$) zusammen (siehe Abbildung 71). Für eine möglichst gute Vergleichbarkeit der untersuchten Lastkollektive wurden diese so konzipiert, dass bei Versuchsende immer der gleiche Gleitweg zurückgelegt wurde (100.000 Zyklen; 160.000 mm). Dies hat eine längere Gesamtlaufzeit der Start-Stop Versuche, verglichen mit den Dauerlaufversuchen, zur Folge.

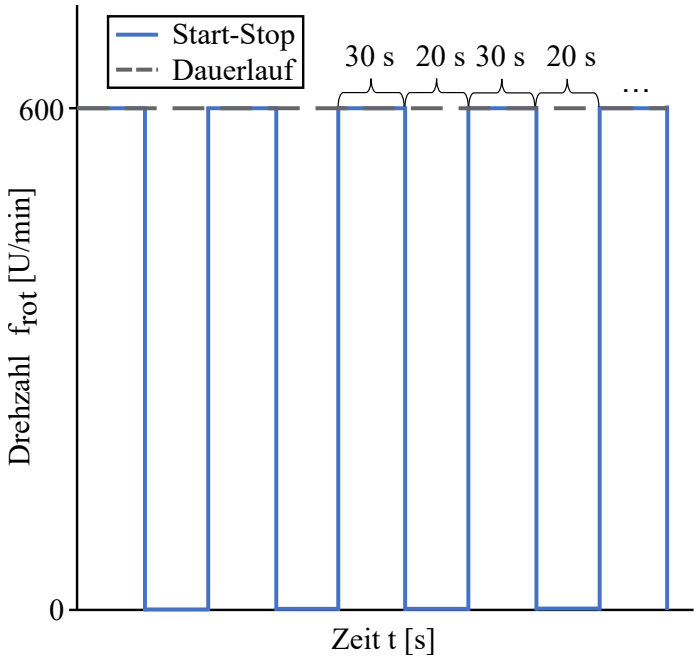


Abbildung 71: Schematischer Vergleich der beiden im Modellversuch betrachteten Lastkollektive Start-Stop und Dauerlauf

Die Untersuchungen wurden mit den beiden *PAI-PTFE* Gleitlacksystemen des, in Kapitel 6.1.1 erläuterten, „Screenings“ durchgeführt. Sie unterscheiden sich maßgeblich in ihrer Zusammensetzung aus *PAI* und *PTFE*. Gleitlack 2 weist einen *PTFE* Gehalt von *ca.* 23,1 % *bzw.* Gleitlack 1 von etwa 32,3% auf (A.3 Abbildung 92). Abbildung 72 zeigt die resultierenden Reibkoeffizienten und linearen Verschleißbeträge in Abhängigkeit der betrachteten Lastkollektive. Für die Auswertung der Reibkoeffizienten im Start-Stop Versuch wurden ausschließlich die gemessenen Reibkoeffizienten bei Anliegen der Drehzahl $(f_{rot} = 600\,U/min)$ berücksichtigt. Die gemessene Reibung (Abbildung 72 links) zeigt keinen signifikanten Einfluss des Lastkollektivs und beläuft sich auf einen mittleren Wert von $\mu \approx 0{,}094$. Auch ein Vergleich der beiden verwendeten Gleitlacksysteme zeigt keinen signifikanten Unterschied der resultierenden Reibkoeffizienten. Aus den gemessenen linearen Verschleißbeträgen (Abbildung 72 rechts) geht ein unterschiedliches Verhalten der untersuchten Gleitlacke bei Änderung des Lastkollektivs hervor. Unter Verwendung von Lack 2 kommt es zu keinem signifikanten Unterschied der resultierenden linearen Verschleißbeträge beider Lastkollektive. Gleitlack 1 zeigt dagegen im Start-Stop Versuch mit $W_l = 6{,}6\,\mu m$ ein deutlich erhöhtes Verschleißverhalten gegenüber dem Dauerlauf mit $W_l = 3{,}8\,\mu m$. Im Allgemeinen zeigt der Gleitlack 2 gegenüber dem Gleitlack 1 unabhängig vom Lastkollektiv eine deutlich höhere Verschleißbeständigkeit.

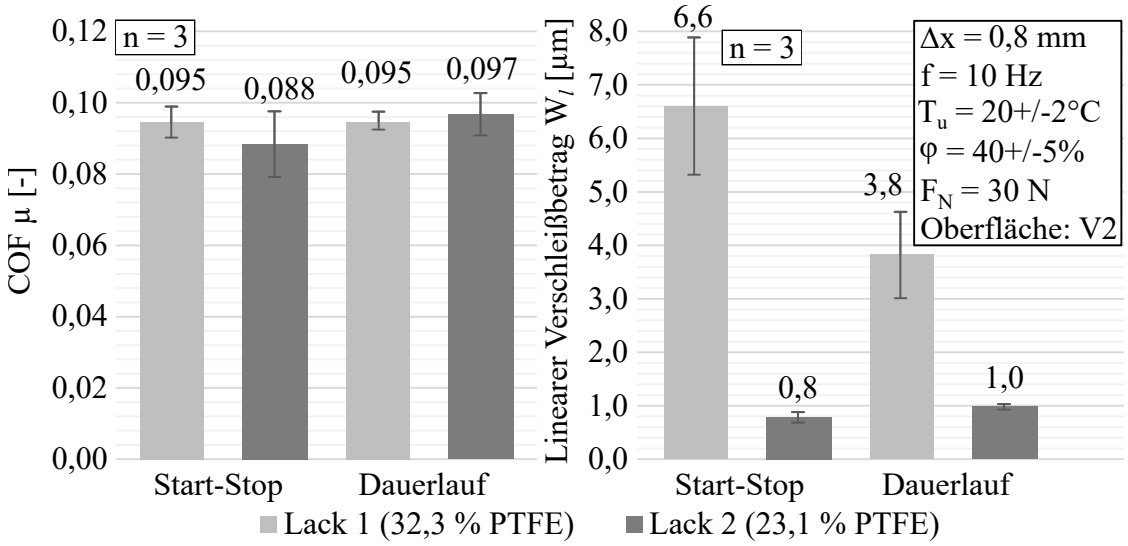


Abbildung 72: Gemessene Reibkoeffizienten und lineare Verschleißbeträge in Abhängigkeit des Lastkollektivs (Start-Stop *bzw*. Dauerlauf) im Modellversuch Zylinder-Platte

6.6.1 Zusammenfassung und Diskussion – Einfluss Lastkollektiv

Für die beiden untersuchten *PAI-PTFE*-Gleitlacksysteme konnte kein signifikanter Einfluss der betrachteten Lastkollektive auf die Reibung festgestellt werden. Für den minimal geringeren, mittleren Reibkoeffizienten von Gleitlack 2 im Start-Stop Versuch gegenüber dem Dauerlaufversuch könnte die Ausbildung einer tribochemischen Reaktionsschicht verantwortlich sein. Diese auch bei Wälzlagern beobachteten erholenden Effekte entstehen während der Testunterbrechungen infolge der Umgebungsluftfeuchtigkeit und sorgen somit für eine geringere Reibung [4, 19, 169, 170].

Durch den höheren prozentualen Anteil an verschleißbeständigem *PAI* im Gleitlack 2 weist dieser, verglichen mit Gleitlack 1, in beiden untersuchten Kollektiven eine deutlich höhere Verschleißbeständigkeit auf [109]. Gleichzeitig führt eine Änderung des Lastkollektivs unter Verwendung von Gleitlack 2 zu keinem signifikanten Einfluss auf den resultierenden linearen Verschleißbetrag. Das erhöhte, alternierende Losbrechmoment im Start-Stop Versuch kann durch die höhere *PAI*-Konzentration im Gleitlack 2 gegenüber Gleitlack 1 deutlich besser ausgeglichen werden. Gleitlack 1 zeigt dagegen eine höhere Sensitivität der Kollektivänderung auf den Verschleiß. Infolge des höheren *PTFE*-Gehaltes ist dieser deutlich anfälliger gegenüber Verschleiß (*vgl*. Abschnitt 2.4.2). Demzufolge resultiert das ständig wiederholte Losbrechmoment der Start-Stop Versuche, verglichen mit den Dauerlaufversuchen, in einen Anstieg des linearen Verschleißbetrages [80, 94, 98].

Ein weiterer Einfluss auf das tribologische Verhalten von Schichtsystem ist das Eingriffsverhältnis [29, 116]. Der nachfolgende Abschnitt behandelt den Einfluss unterschiedlicher Kontaktgeometrien auf die Tribologie von Gleitlackbeschichtungen unter Berücksichtigung des Eingriffsverhältnisses.

6.7 Einfluss Eingriffsverhältnis

In diesem Unterkapitel wird der Einfluss variierender Eingriffsverhältnisse (*vgl*. Kapitel 2.3.5) auf die tribologischen Größen Reibung und Verschleiß untersucht. Über die Variation des Kreuzungswinkels α von 0°, 30°, 45° und 90° zwischen zwei gekreuzten Zylindern (Abbildung 27 rechts) wurden unterschiedliche Eingriffsverhältnisse vom Linienkontakt bis zum Punktkontakt untersucht. Aufgrund der durch den Prüfaufbau sowie der minimalen Prüfstandlast von 10 *N* bedingt vergleichsweise hohen HERTZSCHEN Pressungen wurde im Rahmen dieser Versuchsreihe eine Laufzeit von 50.000 Zyklen gewählt. Um bei der Variation des Kreuzungswinkels eine gleichzeitige Änderung der Einflussparameter Pressung und Eingriffsverhältnis ausschließen zu können, wurden alle Versuche mit einer initialen Hertzsche Pressungen von *ca*. 1.100 *MPa* durchgeführt. Hierfür wurde jeweils in Abhängigkeit des Kreuzungswinkels die anliegende Normalkraft entsprechend der Abbildung 73 angepasst (*vgl*. Kapitel 2.5.1) [115]. Für die Oberprobe beträgt das Eingriffsverhältnis immer $\varepsilon = 1$, da sich diese während des Versuches in ständigem Kontakt befindet. Demzufolge ist für die Auswertung der Versuche das Eingriffsverhältnis ε der Unterprobe entscheidend, welches sich aus dem Verhältnis von Reibkontaktfläche zur Gesamtgleitfläche ergibt [111, 171, 172]. Eine zusammenfassende Übersicht der betrachteten Eingriffsverhältnisse mit den zugehörigen Kreuzungswinkeln und Normalkräften sowie exemplarischen Verschleißbildern zeigt Abbildung 73.

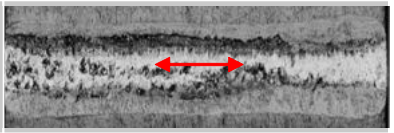
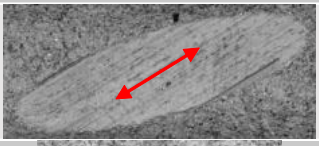
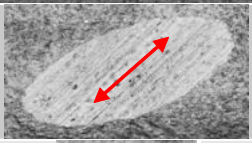
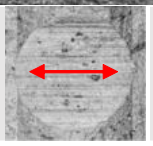
Eingriffsverh. ϵ	Kreuzungsw. α [°]	Normalkraft [N]	Zylinderseitige Verschleißspur
0,90	0	455	
0,56	30	24	
0,45	45	15	
0,39	90	10	

Abbildung 73: Übersicht der untersuchten Eingriffsverhältnisse mit den zugehörigen Kreuzungswinkeln und Normalkräften sowie exemplarischen Verschleißbildern

Die gemessenen Reibkoeffizienten und linearen Verschleißbeträge in Abhängigkeit des Kreuzungswinkels sind in Abbildung 74 dargestellt. Daraus geht eine besonders hohe Reibung von $\mu = 0,289$ für den Linienkontakt mit einem vergleichsweise großen Eingriffsverhältnis von $\varepsilon = 0,90$ hervor. Ab einem Eingriffsverhältnis von $\varepsilon \leq 0,56$ bleibt der Reibkoeffizient auf einem niedrigen Niveau von $\mu = 0,073$ bis $\mu = 0,089$. Es kann ein

leichter Abfall des Reibkoeffizienten mit sinkendem Eingriffsverhältnis festgestellt werden. Die niedrigste Reibung wird bei Anliegen des Punktkontaktes mit einem Eingriffsverhältnis von $\varepsilon = 0,39$ erreicht. Die Betrachtung des Verschleißes zeigt keinen signifikanten Einfluss des Eingriffsverhältnisses auf den linearen Verschleißbetrag. Dieser liegt für alle untersuchten Eingriffsverhältnisse zwischen $W_l = 13,75$ µm und $W_l = 14,47$ µm .

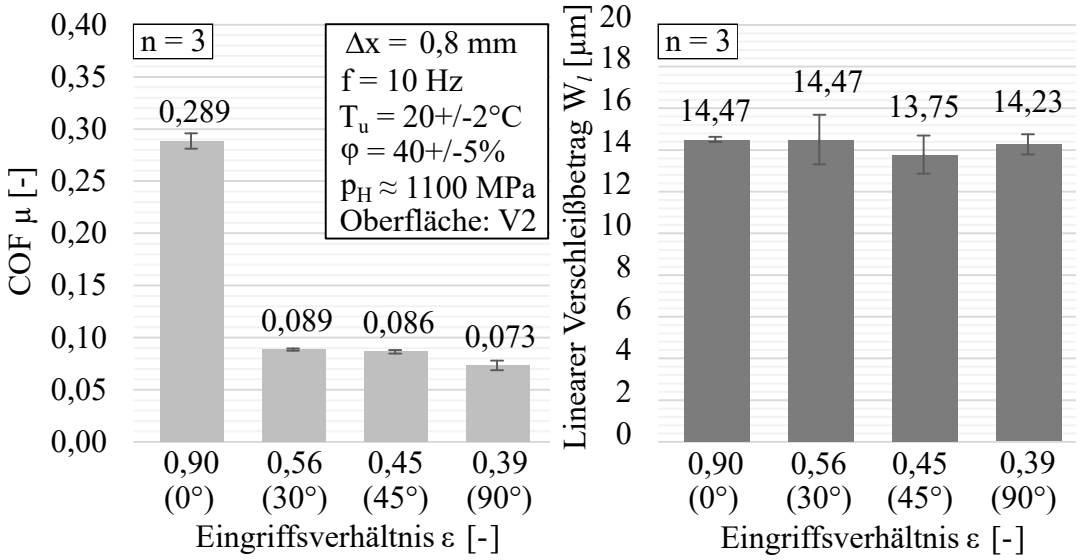
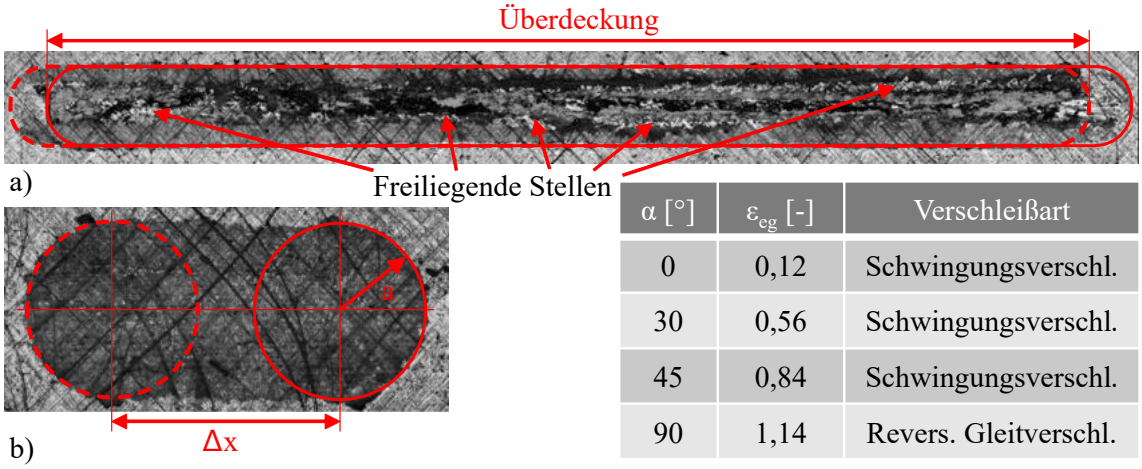


Abbildung 74: Gemessene Reibkoeffizienten und lineare Verschleißbeträge in Abhängigkeit des Kreuzungswinkels im Modellversuch Zylinder-Zylinder

6.7.1 Zusammenfassung und Diskussion – Einfluss Eingriffsverhältnis

Die Auswertung variabler Eingriffsverhältnisse ergab unter den getesteten Randbedingungen keinen signifikanten Einfluss des Eingriffsverhältnisses auf den Verschleiß. Im Reibverhalten konnte dagegen ein Einfluss des Eingriffsverhältnisses festgestellt werden. Besonders hohe Reibkoeffizienten werden bei Anliegen eines Linienkontaktes $\varepsilon = 0,90$ erreicht. Ab einem Eingriffsverhältnis von $\varepsilon \leq 0,56$ nimmt die Reibung mit sinkendem Eingriffsverhältnis ab. Über die Gleichung 12 kann nach FOUVRY der Übergang vom Schwingungsverschleiß in den reversierenden Gleitverschleiß berechnet werden. Die so berechneten Eingriffsverhältnisse ε_{eg} in Abhängigkeit des vorliegenden Kreuzungswinkels sind in Abbildung 75 aufgeführt. Demnach liegt bei den Kreuzungswinkeln 0°, 30° und 45° ($\varepsilon_{eg} < 1$) ein Schwingungsverschleiß *bzw.* bei 90° ($\varepsilon_{eg} \geq 1$) ein reversierender Gleitverschleiß vor (*vgl.* Kapitel 2.3.5) [14, 15]. Die ständige Überdeckung der Kontaktflächen im Gross-Slip Regime (0°, 30° und 45°) erschwert den Abtransport von losen Partikeln aus der Kontaktstelle. Der Einfluss Reibungssteigernder Partikel wie beispielsweise Abrieb des Grundwerkstoffs ist im Falle des besonders großen Überdeckungsbereichs für den Linienkontakt (0° Kreuzungswinkel) verglichen mit den weiteren untersuchten Eingriffsverhätnissen daher am größten. Gleichzeitig kommt es durch die Kombination der Wirkflächenüberdeckung in Verbindung mit den vergleichsweise hohen Pressungen verstärkt zu Auslagerungseffekten von Partikeln, die bereits eine Bindung mit der Plattenoberfläche ausgebildet haben (*vgl.* Abbildung 70). Wie Abbildung 75*a*) zeigt, kommt es in-

folgedessen besonders bei hohen Überdeckungsgraden zu lokal freiliegenden Stellen und folglich ausgeprägten Mischreibungseffekten, welche eine Erhöhung des Reibkoeffizienten mit sich bringen. Dieser Effekt nimmt mit zunehmendem Kreuzungswinkel bedingt durch den sinkenden Überdeckungsgrad ab. Bei einem Kreuzungswinkel von $\alpha = 90°$ ist der Übergang zum reversierenden Gleitverschleiß bereits abgeschlossen, weshalb es während der Oszillation zu keiner Überdeckung der Kontaktflächen mehr kommt (Abbildung 75*b*) [111, 173].



α [°]	ε_{eg} [-]	Verschleißart
0	0,12	Schwingungsverschl.
30	0,56	Schwingungsverschl.
45	0,84	Schwingungsverschl.
90	1,14	Revers. Gleitverschl.

Abbildung 75: In Abhängigkeit des Eingriffsverhältnisses ε_{eg} nach FOUVRY vorliegende Verschleißart a) Schwingungsverschleiß am Linienkontakt ($\alpha = 0°$), b) reversierender Gleitverschleiß am Punktkontakt ($\alpha = 90°$)

Bereits ab Raumtemperatur kommt es infolge von Alterungsprozessen zur Freisetzung von Ammoniak, die bei weiterer Temperierung beschleunigt wird. Der Einfluss unterschiedlicher NH_3-Konzentrationen auf das tribologische Verhalten von Gleitlacken wird daher im nachfolgenden Kapitel näher untersucht.

6.8 Einfluss NH_3-Konzentration

In diesem Kapitel wird der Einfluss unterschiedlicher Ammoniakkonzentrationen c_{NH_3} auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von *PAI-PTFE* Gleitlacken analysiert. Vor Versuchsbeginn wurden die Proben bei unterschiedlichen Temperaturen (20°*C*, 40°*C*, 60°*C* und 80°*C*) im Exikator in Gegenwart einer wässrigen Harnstofflösung *HWL* ausgelagert. Schon ab Umgebungstemperaturen von etwa 20-30°*C* kommt es zu einer langsam ablaufenden Harnstoffthermolyse bei der Ammoniak freigesetzt wird [146]. Je höher die vorliegende Auslagerungstemperatur, desto höher war die Ammoniakkonzentration, der die Proben ausgesetzt waren. Die Auslagerung der Proben ist im Kapitel 5.2.2 ausführlich beschrieben. Eine Zusammenfassung der resultierenden Ammoniakkonzentrationen in Abhängigkeit der Auslagerungstemperatur liefert Tabelle 12. Die vorkonditionierten Proben wurden in Konstantversuchen unter gleichbleibenden Randbedingungen getestet. Abbildung 76 zeigt die resultierenden, mittleren Reibkoeffizienten der beiden untersuchten *PAI-PTFE* Lacksysteme (*vgl.* Kapitel 6.1.1) in Abhängigkeit der bei der Auslage-

rung vorgelegenen Ammoniakkonzentration. Die Gleitlacke unterscheiden sich maßgeblich in ihrer Zusammensetzung aus *PAI* und $PTFE$ (A.3 Abbildung 92). Unter Verwendung von Gleitlack 2 kommt es zu einem Anstieg des Reibkoeffizienten mit zunehmender NH_3-Konzentration. Die Reibungszunahme ist vom auslagerungsfreien Zustand (0 $Gew. - \% NH_3$) auf eine Ammoniakbelastung von 0,1 $Gew. - \%$ ($\Delta\mu$ = 0,039) *bzw.* von 1,3 $Gew. - \%$ auf 13,5 $Gew. - \%$ ($\Delta\mu$ = 0,064) besonders stark ausgeprägt. Gleitlack 1 zeigt dagegen eine deutlich geringere Sensitivität der variablen Ammoniakkonzentrationen auf die Reibung. Hier bleibt der Reibkoeffizient trotz steigender NH_3-Belastung nahezu konstant.

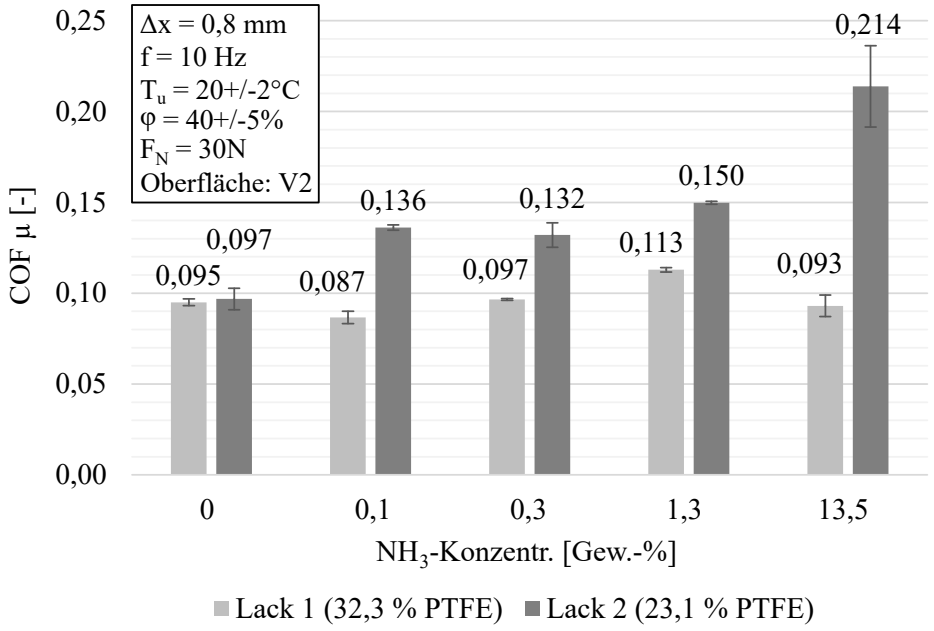


Abbildung 76: Resultierende Reibkoeffizienten in Abhängigkeit der bei der Auslagerung vorgelegenen Ammoniakkonzentrationen im Modellversuch Zylinder-Platte

Die resultierenden, mittleren linearen Verschleißbeträge der beiden untersuchten Gleitlacke in Abhängigkeit der, bei der Auslagerung vorgelegenen, Ammoniakkonzentration sind in Abbildung 77 dargestellt. Gleitlack 1 zeigt einen starken Verschleißanstieg mit zunehmender NH_3-Konzentration bis zu einem Wert von 1,3 $Gew. - \%$. Bei einer Ammoniakbelastung von 1,3 $Gew. - \%$ ist der resultierende lineare Verschleißbetrag gegenüber dem auslagerungsfreien Zustand *bspw.* um 11 μm (289 %) höher. Durch die Erhöhung der Konzentration von 1,3 $Gew. - \%$ auf 13,5 $Gew. - \% NH_3$ kommt es zu einer starken Abnahme des linearen Verschleißbetrages um 11,8 μm (80 %). Gleitlack 2 zeigt eine deutlich geringere Sensitivität des Verschleißes auf die Erhöhung der Ammoniakkonzentration bis zu einem Wert von 1,3 $Gew. - \%$. Durch eine Vorkonditionierung bei 1,3 $Gew. - \% NH_3$ steigt der lineare Verschleißbetrag gegenüber dem auslagerungsfreien Zustand nur um 1,4 μm an. Die Verstärkte Ammoniakbelastung von 1,3 $Gew. - \%$ auf 13,5 $Gew. - \% NH_3$ resultiert umgekehrt zum Verhalten von Gleitlack 1 in einen starken Verschleißanstieg um 15,5 μm (646 %).

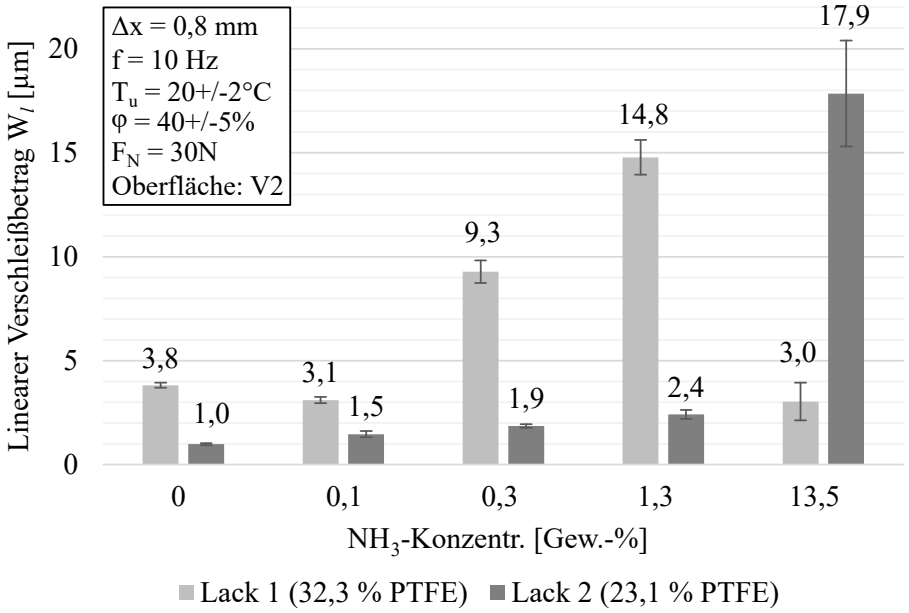


Abbildung 77: Resultierender linearer Verschleißbetrag in Abhängigkeit der, bei der Auslagerung vorgelegenen, Ammoniakkonzentrationen im Modellversuch Zylinder-Platte

Um das oben beschriebene Reibungs- und Verschleißverhalten sowie die gegenteiligen, besonders ausgeprägten Effekte der beiden Gleitlacke zwischen 1,3 $Gew.-\%$ und 13,5 $Gew.-\% NH_3$ weiter zu untersuchen, werden im Folgenden die Transferfilme und ausgelagerten Gleitlackschichten auf mikroskopischer Ebene analysiert. Anschließend erfolgt eine Betrachtung der chemischen Zusammensetzung. Die 3D-Laserscanning-Aufnahmen der Transferfilmausbildung auf der Platte für die beiden untersuchten Lacksysteme unter variierenden NH_3-Konzentrationen sind in Abbildung 78 aufgeführt. Daraus geht für Gleitlack 1 eine Destabilisierung des Transferfilmes mit zunehmender Ammoniakkonzentration bis 1,3 $Gew.-\%$ hervor. Dieser Mechanismus resultiert in einen signifikanten Anstieg des Verschleißes für Gleitlack 1. Eine Betrachtung der Transferfilmausbildung für den Gleitlack 2 zeigt eine deutlich weniger stark ausgeprägte Destabilisierung des Transferfilmes für zunehmende Ammoniakkonzentrationen bis 1,3 $Gew.-\% NH_3$. Dies führt zu einem gegenüber Gleitlack 2 unmittelbar geringeren Verschleißanstieg. Die Auslagerung bei 13,5 $Gew.-\% NH_3$ resultiert für Gleitlack 1 in einen flächendeckenden, stabilen Transferfilm. Dadurch kann der lineare Verschleißbetrag gegenüber der Auslagerung bei 1,3 $Gew.-\% NH_3$ von 14,8 μm auf 3,0 μm reduziert werden. Der resultierende Transferfilm für die Auslagerung von Gleitlack 2 bei einer Ammoniakkonzentration von 13,5 $Gew.-\%$ lässt auf eine Abnahme der Adhäsion übertragener Partikel schließen. Somit reißt der trennende Film auf der Plattenoberfläche partiell ab und die Oberfläche liegt frei. Daraus folgt ein stark ausgeprägter Verschleißanstieg.

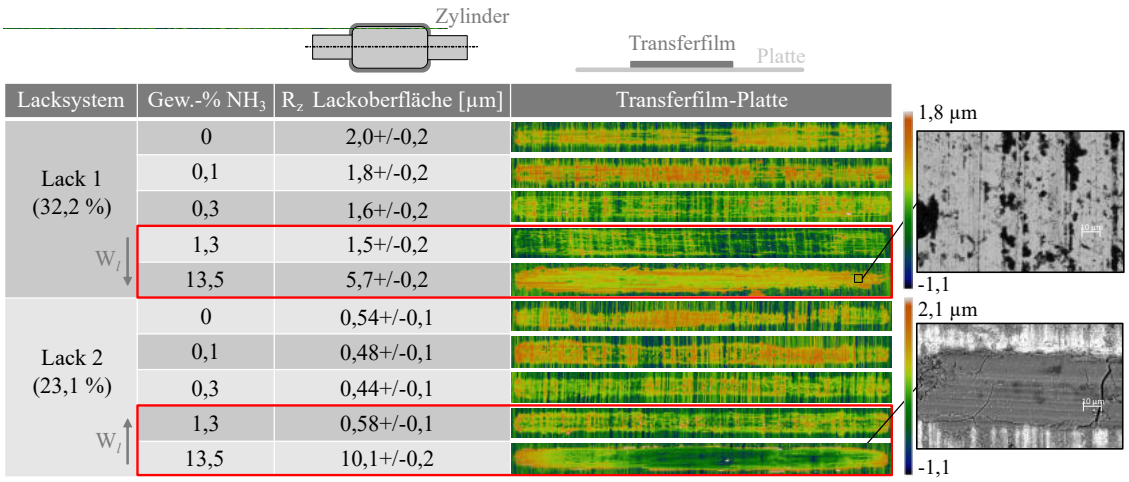


Abbildung 78: Übersicht resultierender Transferfilme auf dem Gegenkörper sowie gemessener Oberflächenrauheiten der Gleitlackschicht in Abhängigkeit der bei der Auslagerung vorgelegenen Ammoniakkonzentration

Die nachfolgende mikroskopische Betrachtung der ausgelagerten Gleitlackoberflächen liefert Erklärungsansätze zum gegenläufigen Wirkungsmechanismus der beiden Lacksysteme bezüglich Transferfilmausbildung und Verschleißverhalten bei Erhöhung der Ammoniakkonzentration von 1,3 $Gew. - \%$ auf 13,5 $Gew. - \%$. Die gemessenen Rautiefen R_z der Gleitlackoberflächen nach Auslagerung im Exikator in Gegenwart einer wässrigen Harnstofflösung sind in Abhängigkeit der vorgelegenen Ammoniakkonzentration in Abbildung 78 dargestellt. Aufnahmen der Gleitlack-Oberflächenstrukturen sowie Längsschliffe nach der Auslagerung unter NH_3-Atmosphäre sind in Abbildung 79 gezeigt. Daraus geht für Gleitlack 1 eine Verfeinerung der Oberflächenstruktur durch Erhöhung der NH_3 Belastung von 1,3 $Gew. - \%$ auf 13,5 $Gew. - \%$ hervor. Gleichzeitig nimmt die Rautiefe um etwa 4 μm zu. Diese Oberflächenmorphologie führt in der Einlaufphase zu einem Übertrag von sehr feinen Partikeln im μm-Bereich. In Abbildung 78 rechts oben ist eine exemplarische Aufnahme der transferierten Partikel am Rasterelektronenmikroskop *REM* zu sehen. Die kleinen Partikel bilden ideale Voraussetzungen für eine Verankerung in die Täler des Gegenkörper-Oberflächenprofils, wodurch sich ein flächendeckender, gut haftender Film ausbilden kann. Gleitlack 2 weist bei Ammoniakkonzentrationen von 0,1 $Gew. - \%$ bis 1,3 $Gew. - \%$ eine Oberflächentopographie mit geringer Rauheit auf ($R_z \approx 0{,}5\ \mu m$). Durch Erhöhung der Konzentration auf 13,5 $Gew. - \%\ NH_3$ stellt sich eine „graterförmige“ Oberflächenstruktur mit einem gleichzeitigen Rauheitsanstieg um den Faktor 20 auf einen R_z-Wert von *ca.* 10 μm ein. Der Längsschliff von Gleitlack 2 nach Auslagerung bei 13,5 $Gew. - \%\ NH_3$ in Gegenwart von *HWL* ist in Abbildung 79 rechts unten zu sehen. Bedingt durch die Oberflächenmorphologie werden im Einlauf größere „Brocken“ abgetragen und auf den Gegenkörper transferiert. Diese können sich, verglichen mit den Partikeln von Gleitlack 1, deutlich schlechter in das Oberflächenprofil des Gegenkörpers verankern. Wie die *REM*-Aufnahme in Abbildung 78 rechts zeigt, bilden sich infolge der Relativbewegung „plattenartige“ Partikel mit einer Dimension > 100 μm auf dem Gegenkörper aus. Aufgrund der geringen Adhäsionsneigung kommt es während der

Oszillationsbewegung zu Brüchen. Folglich wird ein Austrag der Partikel zum Randbereich der Verschleißspur begünstigt und der Transferfilm bricht in der Mitte ab. Dieser Mechanismus resultiert in einen deutlichen Verschleißanstieg.

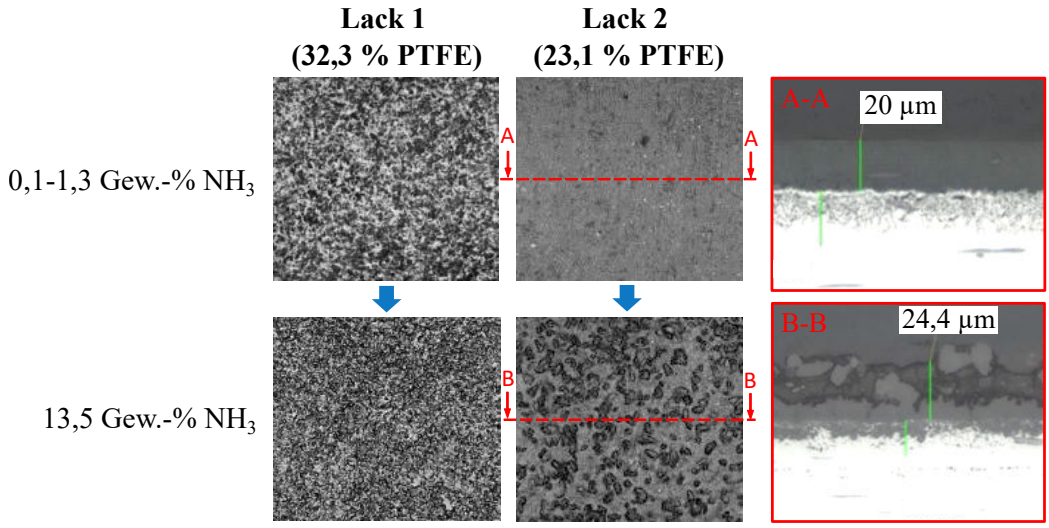


Abbildung 79: Oberflächenstrukturen und Längsschliffe der ausgelagerten Gleitlackbeschichtungen für eine Ammoniakkonzentration von 0,1 *Gew.* – % bis 1,3 *Gew.* – % *bzw.* 13,5 *Gew.* – %

Chemische *EDX*-Analysen (energiedispersive Röntgenspektroskopie) zur Elementverteilung beider Gleitlacke sowie der resultierenden Transferfilme in Abhängigkeit der bei der Auslagerung vorgelegenen Ammoniakkonzentration sind in Abbildung 80 *bzw.* in Abbildung 81 dargestellt. Der ausgeprägtere Fluor-Anteil F von Gleitlack 1 gegenüber Gleitlack 2 ist auf den höheren $PTFE$-Füllstoffgehalt zurückzuführen. Weiterhin bleibt der Fluor-Anteil im Gleitlack 1 bei variabler NH_3-Belastung auf einem annähernd konstant hohem Niveau. Daher kann hier von einer Unabhängigkeit des $PTFE$-Gehaltes von der Ammoniakkonzentration ausgegangen werden. Diese Annahme bestätigt das weitestgehend konstante Reibverhalten für Gleitlack 1 über die untersuchten NH_3-Konzentrationen (Abbildung 76). Im Transferfilm kann ein leichter Fluor-Anstieg von 1,3 *Gew.* – % auf 13,5 *Gew.* – % NH_3 wahrgenommen werden. Dies lässt auf einen minimal höheren $PTFE$-Gehalt im Gleitlack 1-Transferfilm bei 13,5 *Gew.* – % NH_3 schließen und könnte ein Grund für die leichte Abnahme des Reibkoeffizienten bei höherer NH_3-Belastung sein (Abbildung 76). Im Gleitlack 2 kommt es dagegen bei einer Ammoniakkonzentration von 13,5 *Gew.* – % sowohl in der Lackschicht als auch im Transferfilm zu einer Abnahme des Fluor-Gehaltes. Dies deutet auf eine Abnahme des $PTFE$-Anteils bei erhöhter Ammoniakkonzentration hin und deckt sich mit dem ausgeprägten Reibungsanstieg von Gleitlack 2 bei einer Belastung von 13,5 *Gew.* – % (Abbildung 76). Die Betrachtung des Stickstoffgehaltes N zeigt eine auffällige Abnahme für Gleitlack 2 ab einer Konzentration von 13,5 *Gew.* – % NH_3. Dies könnte auf einen chemischen Angriff des *PAI* bei stärkerer Ammoniakbelastung zurückzuführen sein. Somit würde sich die Verschleißbeständigkeit des Lackes reduzieren und den signifikanten Verschleißanstieg in Abbildung 77 bei einer

Konzentration von 13,5 $Gew. - \% NH_3$ für Gleitlack 2 begründen. Besonders auffällig ist auch die Erhöhung des Sauerstoff-Anteils O ab einer Ammoniakbelastung von 13,5 $Gew. - \%$. Diese ist für Gleitlack 2 besonders stark ausgeprägt. Der somit hervorgerufene Oxidationsprozess bei erhöhter NH_3-Konzentration könnte zum besonders signifikanten Verschleißanstieg von Gleitlack 2 bei einer Konzentration von 13,5 $Gew. - \% NH_3$ beitragen (Abbildung 77).

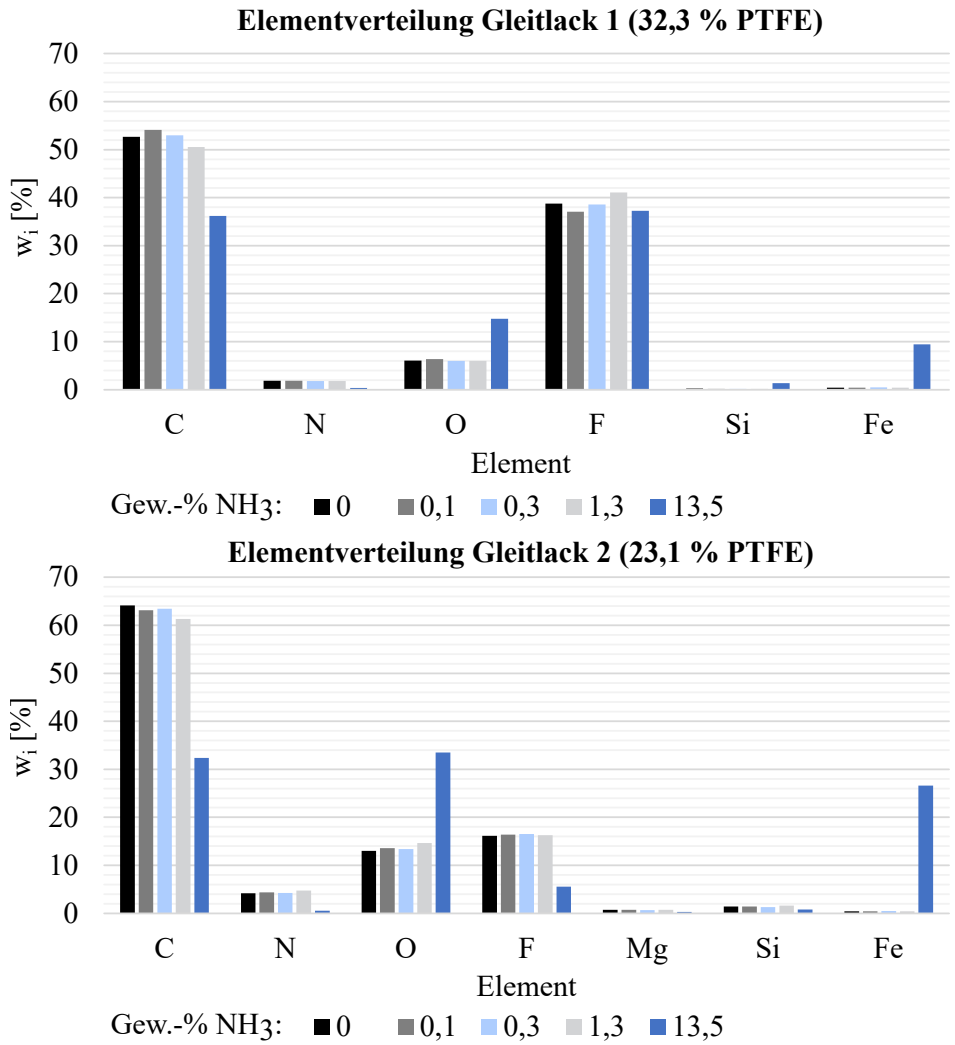


Abbildung 80: Elementverteilung der ausgelagerten Gleitlacke in Abhängigkeit der Ammoniakkonzentration

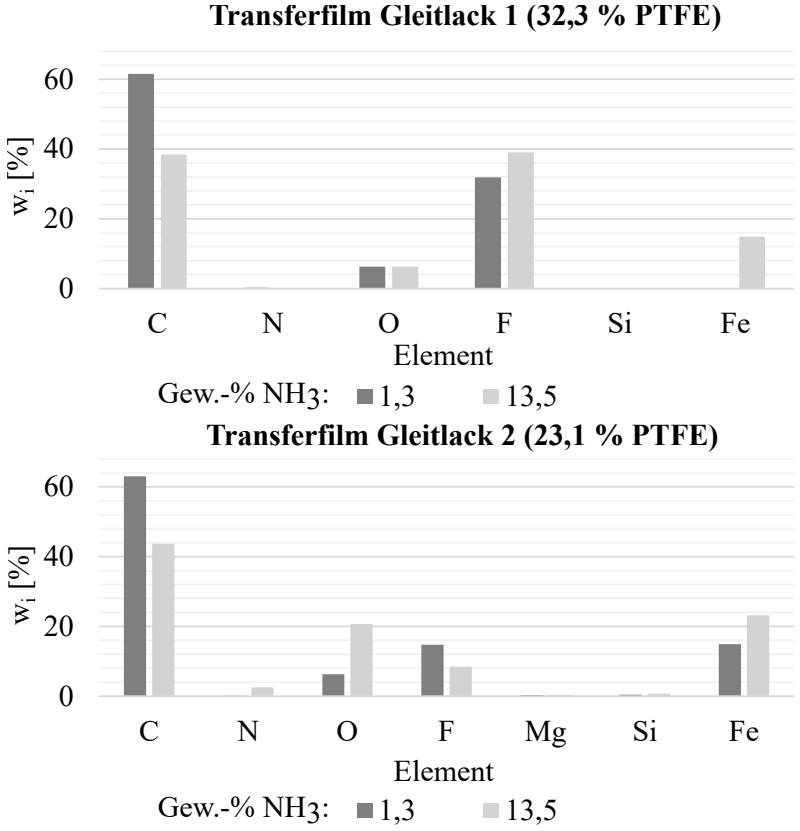


Abbildung 81: Elementverteilung der Transferfilme nach Auslagerung in Gegenwart von *HWL* bei 1,3 $Gew.-\%\ NH_3$ *bzw.* 13,5 $Gew.-\%\ NH_3$

6.8.1 Zusammenfassung und Diskussion – Einfluss NH_3

Gleitlack 1 zeigt gegenüber Gleitlack 2 eine deutlich geringere Sensitivität der Reibung auf variable NH_3-Konzentrationen. Eine mögliche Ursache für dieses Verhalten ist der, verglichen mit Gleitlack 2 (23,1 % $PTFE$), höhere Füllstoffgehalt an reibungsreduzierendem $PTFE$ in Gleitlack 1 (32,3 % $PTFE$), der unabhängig von der Ammoniakbelastung auf einem konstant hohen Niveau bleibt (F-Anteil in Abbildung 80). Durch den geringeren Füllstoffgehalt im Gleitlack 2 ist die Reibungszunahme bei ansteigender NH_3-Belastung hier deutlich stärker ausgeprägt. Die EDX-Analyse von Gleitlack 2 (Abbildung 80) zeigt außerdem eine Abnahme des F-Anteils *bzw.* einen Anstieg des O-Anteils bei einer Konzentration von 13,5 $Gew.-\%\ NH_3$ (Abbildung 80). Dies lässt auf eine Abnahme des Füllstoffgehaltes bei gleichzeitiger Oxidation der Oberfläche schließen, weshalb der Reibkoeffizient hier den höchsten Wert annimmt (Abbildung 80) [174]. Die Abnahme des chemisch gut beständigen $PTFE$-Anteils kann über Quell. bzw. Anweichungsprozesse des chemisch weniger beständigen *PAI* erfolgen [29, 81, 82, 175, 176]. Dadurch verlieren die $PTFE$-Partikel ihren Halt und ein Herauslösen infolge der Relativbewegung wird begünstigt. Die REM-Aufnahmen der Oberflächenstruktur sowie Schliffe von Gleitlack 2 in Abbildung 79 bestätigen diesen Effekt bei einer Ammoniakbelastung von 13,5 $Gew.-\%$ (kraterartige, angefressene Oberfläche mit hoher Rauheit). Durch den höheren $PTFE$-Gehalt im Gleitlack 1 kann dem Effekt entgegengewirkt werden [177]. Die che-

misch gut beständigen, dichter gepackten $PTFE$-Partikel wirken dem chemischen Angriff entgegen, wodurch eine deutlich feinere Oberflächenstruktur entsteht (Abbildung 79: 13,5 $Gew.-\% NH_3$, Gleitlack 1) [178]. Demzufolge bleibt der F-Anteil im Gleitlack 1 bis zu einer Konzentration von 13,5 $Gew.-\% NH_3$ auf einem annähernd konstanten Niveau (Abbildung 80).

Ein gegenteiliges Verhalten zeigt die Analyse des Verschleißes. Hier weist Gleitlack 2 verglichen mit Gleitlack 1 einen deutlich geringeren Verschleißanstieg mit zunehmender Ammoniakbelastung bis zu einem Wert von 1,3 $Gew.-\%$ auf. Dies könnte auf den höheren Anteil an verschleißbeständigem PAI im Gleitlack 2 zurückzuführen sein [5]. Bei größeren NH_3-Konzentrationen ($c_{NH_3} \geq 13{,}5\ Gew.-\%$) kann eine deutliche N-Abnahme (Abbildung 80) im Gleitlack festgestellt werden. Dies ist neben den REM-Aufnahmen der Oberflächenstruktur sowie den Schliffen von Gleitlack 2 in Abbildung 79 ein zusätzlicher Hinweis für den Abbau von PAI. Gleichzeitig kann ein verstärktes Oxidvorkommen an der Gleitlackoberfläche (Abbildung 80) und im Transferfilm (Abbildung 81) detektiert werden. Die Kombination der mechanischen und chemischen Veränderung resultiert in eine besonders raue, „graterförmige“ Oberflächenstruktur (Abbildung 79) des Gleitlackes bei einer Konzentration von 13,5 $Gew.-\% NH_3$. Dadurch werden Partikel mit einer Dimension von mehreren μm auf den Gegenkörper transferiert (Abbildung 79 rechts unten). Somit kann keine ausreichende Adhäsion zwischen Transferfilm und dem Oberflächenprofil des Gegenkörpers ausgebildet werden und es kommt zu partiellen Abrissen des Transferfilmes (Abbildung 78). Dies deckt sich mit der Abnahme der Fluor-Intensität im Transferfilm (Abbildung 81). Die beschriebenen Effekte führen zu einem starken Verschleißanstieg für Gleitlack 2 bei $c_{NH_3} \geq 13{,}5\ Gew.-\%$. Aufgrund des wesentlich geringen PAI-Anteils (A.3 Abbildung 92) zeigt der Gleitlack 1 einen deutlich stärken Verschleißanstieg bis zu einer Ammoniakbelastung von 1,3 $Gew.-\%$. Bei höherer Ammoniakbelastung ergibt sich ein, durch die resultierende Oberflächenstruktur bedingt, besonders feiner Partikeltransfer (Abbildung 79 rechts oben), der ideale Voraussetzungen zur Ausbildung eines adhäsionsstarken, flächendeckenden Transferfilms (Abbildung 78) liefert. Durch die Quell- und Anweichprozesse an der Gleitlackoberfläche wird das Eindringen des Transfermaterials bis tief in die Täler des Gegenkörper-Obeflächenprofils und damit die Adhäsion des Filmes noch mehr verstärkt [179]. Die Ausbildung des stabilen Transferfilmes ist im EDX (Abbildung 81) durch einen Anstieg der F-Intensität deutlich zu erkennen. Die beschriebenen Mechanismen resultieren in eine starke Verschleißabnahme für Gleitlack 1 bei besonders hoher Ammoniakbelastung ($c_{NH_3} \geq 13{,}5\ Gew.-\%$).

7 Zusammenfassung und Diskussion

Im vorliegenden Kapitel werden die im Rahmen dieser Studie erarbeiteten Ergebnisse zusammenfassend diskutiert und mit dem Stand der Technik verglichen. Anschließend wird die Frage beantwortet, ob sich Gleitlacke für den Einsatz in Magnetsystemen unter *SCR*-System spezifischen Umgebungsbedingungen eignen. Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse erfolgt eine Wertempfehlung der für *SCR*-System spezifischen Umgebungsbedingungen relevanten Einflussparameter unter Berücksichtigung der jeweiligen Einsatzgrenzen. Ein anschauliches Modell soll abschließend einen Beitrag zum Verständnis der Wirkungsweise von transferfilmbildenden Festschmierstoffen liefern. Darin werden die im Rahmen der vorliegenden Arbeit gewonnenen Erklärungsansätze bezüglich der, für die jeweiligen Einflussparameter charakteristischen, Verschleißmechanismen inkludiert.

Eine zusammenfassende Gegenüberstellung der für *SCR*-System spezifische Umgebungsbedingungen relevanten Einflussfaktoren liefert Tabelle 21. Darin werden die Parameter Temperatur T, Oberflächengüte OFG, Pressung p, Frequenz f, Ammoniakkonzentration c_{NH_3} und Eingriffsverhältnis ε hinsichtlich ihres Einflusses auf die tribologischen Größen Reibung und Verschleiß bewertet. Die Skalierung erfolgt von Null (kein Einfluss) bis Drei (sehr starker Einfluss). Weiterhin werden die jeweiligen Einsatzgrenzen sowie auf den Forschungsergebnissen der vorliegenden Arbeit basierende Empfehlungswerte der Parameter aufgeführt. Einen besonders großen Einfluss auf das tribologische Verhalten von Gleitlacken haben die Parameter Temperatur und Oberflächengüte.

Tabelle 21: Gegenüberstellung der für *SCR*-System spezifische Umgebungsbedingungen relevanten Einflussfaktoren auf die Tribologie

	T	OFG	p	f	c_{NH_3}	ε
Einfluss μ	3	3	1	2	1	2
Einfluss W	2	3	2	1	2	0
Einsatzgr. o	$\leq 107\ °C$	$\leq R_z 3$	$\leq 58 MPa$	$< 14 Hz$	<1,3 *Gew.-%*	$\leq$ 0,56
Einsatzgr. u	$\geq 20\ °C$	$\geq R_z 1,8$	$\geq 5 MPa$	-	-	-
Empfehlung	80-107$°C$	R_z2-3	$\leq 36 MPa$	$8 Hz$	0-0,1 *Gew.-%*	$\leq$ 0,45

Temperatur

Die obere Einsatzgrenze hinsichtlich der Temperatur der untersuchten *PAI-PTFE* Lacksysteme liegt bei etwa 107$°C$. Dieser Wert entspricht der Glasübergangstemperatur, bei der die betrachteten Lacksysteme in den spröden Zustand übergehen (Abbildung 56). Die Untersuchungen zeigen negative Auswirkungen auf den Verschleiß sobald es zur Überschreitung von T_g kommt. Umgebungstemperaturen $< 80°C$ haben bei weiterer Abkühlung negative Effekte auf das Reibungs- und Verschleißverhalten. Die Auswertungen des *DOE* zeigen eine stark ausgeprägte Wechselwirkung der Parameter Temperatur und Oberflächengüte auf die Zielgröße Verschleiß (Abbildung 44). Auch die Betrachtung

der ablaufenden Verschleißmechanismen auf mikroskopischer Ebene zeigt eine signifikante Reduzierung der Abrasiv- und Adhäsiveffekte bei steigender Temperatur (Abbildung 67). Weiterhin kann der Temperatureinfluss auf den resultierenden Verschleiß durch Verbesserung der Oberflächengüte deutlich reduziert werden. Unabhängig von der Oberflächengüte liegt die optimale Betriebstemperatur hinsichtlich Reibung und Verschleiß zwischen 80°C und 107°C (Tabelle 21). Dies widerspricht den Angaben der Gleitlackhersteller, welche ihre *PAI-PTFE* Gleitlacksysteme bis zu einer oberen Einsatztemperatur von 250°C-260°C für den kontinuierlichen Einsatz empfehlen [16, 17, 180, 181]. Bestehende Untersuchungen zum Einfluss der Umgebungstemperatur von STAUB, und BABUSKA bestätigen eine Abnahme des Reibkoeffizienten von *PAI-PTFE* Gleitlacken bis zu einer untersuchten Maximaltemperatur von 175°C [81, 104]. Ebenfalls konnte STAUB ein stark erhöhtes Verschleißaufkommen für erhöhte Temperaturen von 150°C nachweisen. Allerdings wurde lediglich bei 25°C (geringerer Verschleiß) und 150°C (sehr hoher Verschleiß) getestet [104, 182]. Einen möglichen Erklärungsansatz für den, von der Oberflächengüte des Gegenkörpers abhängigen, Einfluss der Temperatur auf die Tribologie liefert das Modell in Abbildung 55-Kapitel 6.3.3. Stichversuche sowie die Studie von BABUSKA zeigen außerdem, dass es bei zyklischer Temperierung zu reversierenden Effekten auf die Reibung kommt. Demnach wird von keiner bleibenden Änderung der Gleitlackstruktur infolge der Temperierung bis 80°C ausgegangen [81]. Eine signifikante Änderung des Verschleißverhaltens bei temperaturbedingten Phasenumwandlungen wie *bspw.* bei Überschreitung der Glasübergangstemperatur (Abbildung 56-Kapitel 6.3.3) konnten auch BABUSKA, CALLEJA und KUTELIA in ihren Untersuchungen feststellen. Demnach kommt es durch die Transformation der amorphen und kristallinen Regionen im *PTFE* während der Phasenumwandlung zu einer Änderung der inneren Reibung und folglich auch des rheologischen Verhaltens des Lacksystems [81, 82, 86]. Bei $T_u < T_g$, sind amorphe und teilkristalline Thermoplaste hart und spröde, bei $T_u > T_g$ hingegen zäh und duktil [163]. Demnach werden die Polymerketten mit Zunahme der amorphen Phase duktiler und es erfolgt ein Übergang vom spröden zum duktilen Materialverhalten. Die Berechnungen der realen Kontakttemperatur unter Berücksichtigung der Blitztemperatur am Mikrokontakt (Abbildung 62-Kapitel 6.4.2) ergeben für die Versuchsreihen im Rahmen der vorliegenden Arbeit eine maximale Temperaturerhöhung infolge der Reibung von 44,5°K ($\mu = 0,3; f = 11\,Hz; F = 90\,N$). Dieser Maximalwert wird ausschließlich am Übergang zum Zustand Fressen ($\mu = 0,3$) erreicht. Da Temperierungen unterhalb der Glasübergangstemperatur lediglich positive Effekte auf das tribologische Verhalten der Gleitlacke zeigen, wird die durch Reibung initiierte Erhöhung der Kontakttemperatur als Auslöser für das Gleitlackversagen ausgeschlossen.

Im betrachteten tribologischen System werden hinsichtlich Temperatur optimale Bedingungen erreicht, da es durch den Betrieb der Spule zu einer Aufheizung der Kontaktstelle unterhalb T_g kommt. Diese umfasst für das im Rahmen der vorliegenden Arbeit verwendete Zielsystem etwa 50°C (siehe Kapitel 4.2). Somit sind in *SCR*-Magnetsystemen hinsichtlich Temperatur optimale tribologische Voraussetzungen für den Einsatz von Gleitlacken

gegeben.

Oberflächengüte

Neben der Umgebungstemperatur hat die Oberflächengüte des verwendeten Gegenkörpers einen entscheidenden Einfluss auf das tribologische Verhalten von gleitlackbeschichteten Magnetsystemen. Die Ausbildung und Aufrechterhaltung des Transferfilmes setzt eine spezifische Grundrauheit des Gegenkörpers voraus. Diese dient einerseits zum Herauslösen von Transferpartikeln aus der Gleitlackoberfläche (Abrasiveffekt). Anderseits wird sie benötigt um eine, gegen die Relativbewegung, möglichst beständige Verbindung mit dem Transferfilm auszubilden. Ein anschauliches Erklärungsmodell zum Einfluss der Gegenkörper-Oberflächengüte auf das tribologische Verhalten von Gleitlacken ist in Abbildung 82 dargestellt.
Ist die Rauheit des Gegenkörpers zu klein ($R_z < 1\,\mu m$) wird das Herauslösen von ausreichendem Transfermaterial aus der Gleitlackoberfläche zur Ausbildung eines schützenden Filmes stark gehemmt (Abbildung 82 unten). Gleichzeitig bietet eine vergleichsweise „glatte“ Oberfläche keine Möglichkeit transferierte Partikel in das Oberflächenprofil des Gegenkörpers einzulagern und so einen flächendeckenden Transferfilm mit ausreichender Adhäsion auszubilden. Eine zu große Rauheit des Gegenkörpers ($R_z > 3\,\mu m$) erhöht zwar den Abtragmechanismus von Transfermaterial aus der Gleitlackoberfläche, hat aufgrund des stark ausgeprägten „Feileneffektes“ aber einen gesteigerten Abrasivverschleiß der Gleitlackschicht zur Folge (Abbildung 82 oben). Eingeglättete Plateaus führen zusätzlich zu lokalen Verschweißungen (ausgeprägter Adhäsivverschleiß) welche kraterförmige Ausbrüche hervorrufen (Abbildung 68) [5, 65, 66, 67]. Gleichzeitig bewirkt die erhöhte Oberflächenrauheit eine Vergrößerung der Partikeldimension. Große Partikel eignen sich weniger gut um tief in die Täler des Gegenkörpers vorzudringen und durch Hinterschneidungen eine formschlüssige Verbindung mit der Oberfläche einzugehen. Folglich wird ein Abtrag des Transferfilmes infolge der Relativbewegung begünstigt. Ein weiterer Nachteil größerer Oberflächenrauheiten ist, dass deutlich dickere Transferfilme ausgebildet werden müssen, um einen Schutzmechanismus gegen den Abrasivverschleiß („Feileneffekt“) der Spitzen des Gegenkörperprofils auszubilden. Somit wird mehr Transfermaterial benötigt und der Verschleiß des Gleitlackes nimmt zu. Optimale Oberflächenverhältnisse bezüglich der oben beschriebenen Mechanismen wurden im Rahmen der vorliegenden Untersuchungen mit der Oberflächenvariante Var.2 ($R_z 2-3$) (Anhang A.3 Abbildung 93) erreicht (Abbildung 82 mitte) (Tabelle 21). Die reduzierte Spitzenhöhe R_{pk} von etwa $0{,}94\,\mu m$ stellt den Abtrag von ausreichend Transfermaterial sicher. Die resultierenden Partikel bieten ideale Voraussetzungen um einen flächendeckenden Transferfilm sowie eine hinreichende Adhäsion zwischen Film und Gegenkörperoberfläche auszubilden. Die reduzierte Riefentiefe R_{vk} von $0{,}57\,\mu m$ ermöglicht ausreichend Hinterschneidungsmöglichkeiten, um einen robusten Formschluss des Transferfilms gegen den Abtrag infolge der Relativbewegung sicherzustellen. Zwar konnte mit der etwas besseren Oberflächengüte Var.3 ($R_z 0-1$) eine

noch geringere Verschleißrate erzielt werden, dies geht aber zu Lasten des resultierenden Reibkoeffizienten. Die geringere Oberflächenrauheit führt kombiniert mit dem höheren Materialanteil und folglich kleineren lokalen Flächenpressung zu einer weiteren Abnahme des Abrasivverschleißes (Abbildung 53). Somit kann keine ausreichende Menge an Transfermaterial, die für die Ausbildung des Filmes benötigt wird, sichergestellt werden (Abbildung 82 unten). Dies bewirkt einen Reibungsanstieg bei besonders geringen Oberflächenrauheiten ($R_z > 2\mu m$) (Abbildung 50). Da zudem aufgrund der mangelnden Hinterschneidungsmöglichkeiten keine ausreichende Adhäsion zwischen dem Transfermaterial und dem Oberflächenprofil des Gegenkörpers sichergestellt werden kann, kommt es infolge der Relativbewegung zum verstärkten Abtransport von Transfermaterial.
Den Wirkzusammenhang zwischen der Oberflächengüte des Gegenkörpers und der Ausbildung des Transferfilmes konnten auch FRANKLIN, YE et al., WIELEBA und BAHADUR in ihren Untersuchungen herstellen. Die Studien von FRANKLIN beschränken sich jedoch ausschließlich auf die Oberflächenwerte R_p und R_a. Für Profilspitzenwerte R_p von 0,2-0,4 μm konnte er eine minimale Verschleißrate bei vergleichsweise feinen Partikeln feststellen. Dies deckt sich mit den Ergebnissen der vorliegenden Arbeit, welche für die Oberfläche Var.3 ($R_p = 0{,}22\,\mu m$) eine minimale Verschleißrate zeigen. Für steigende Oberflächenrauheiten mit R_p-Werten von 1,3-3 μm konnte auch er einen starken Anstieg des Verschleißes mit klumpenartiger Form der Transferpartikel feststellen [83]. YE et al. betrachten in ihrer Studie den Einfluss der Gegenkörperoberfläche auf den erforderlichen Gleitweg bis zur „steady state“ Phase mit bestehendem Transferfilm. In der vorliegenden Arbeit konnte ebenfalls nachgewiesen werden, dass rauere Oberflächen die Transferfilmausbildung beschleunigen (*vgl.* Kapitel 6.5.2). Durch die Zunahme des Abrasiveffektes infolge steigender Oberflächenrauheit wird der Partikelübertrag und damit die Transferfilmausbildung angetrieben [93, 94]. Dieser Effekt steht in direktem Zusammenhang mit dem Verschleißanstieg. Demnach sollte die Rauheit des Gegenkörpers nicht zu hoch gewählt werden (Tabelle 21). Um eine hinreichende Haftung der transferierten Partikel auf der Gegenkörperoberfläche sicherstellen zu können, sind ausreichend Hinterschneidungsmöglichkeiten (Riefen) im Profil erforderlich [97, 100]. Sind diese Voraussetzungen nicht gewährleistet kann kein stabiler Transferfilm ausgebildet werden [19, 93]. Weiterhin kann durch die vorliegende Forschungsarbeit nachfolgende Erkenntnis von WIELEBA bestätigt werden, dass Parameter, welche die Höhe der Oberflächenrauheit beschreiben wie *z.B.* R_p und R_{pk}, einen besonders ausgeprägten Einfluss auf den Verschleiß zeigen. Hingegen haben Parameter, welche die Form der Rauheit des Profils beschreiben wie R_k oder R_{vk} eher Einfluss auf die resultierende Reibung [100].

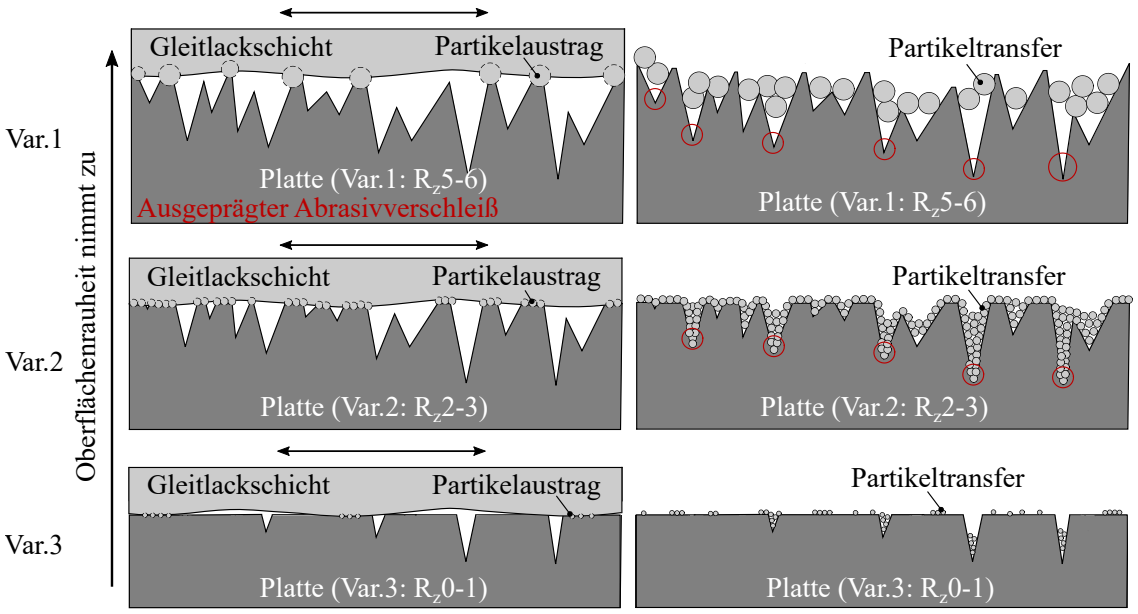


Abbildung 82: Erklärungsmodell zum Einfluss der Gegenkörper-Oberflächengüte auf das tribologische Verhalten von Gleitlacken

RAMALHO und AMIRI tragen in ihren Untersuchungen das Verschleißvolumen über die eingebrachte Reibarbeit nach FLEISCHER für unterschiedliche Schmierstoffe auf [63, 159, 157] . Nach diesem Vorbild konnte auch im Rahmen der vorliegenden Studie ein linearer Zusammenhang ($R^2 > 0,8$) zwischen der Reibung und dem Verschleiß des untersuchten tribologischen Systems nachgewiesen werden. Anders als in den vorangehenden Studien wurde dieser physikalische Zusammenhang in Abhängigkeit der untersuchten Oberflächengüten des Gegenkörpers aufgestellt (Abbildung 54). Für rauere Oberflächen (Var.1) konnte eine starke Verschleißzunahme mit der eingebrachten Reibarbeit festgestellt werden. Durch die Nachbearbeitung der Gegenkörper-Oberfläche (Var.1, Var.2) wird eine Abflachung der Regressionsgerade und damit ein geringerer Anstieg des Verschleißvolumens über die Reibarbeit erzielt.

Pressung

Neben der erforderlichen Grundrauheit des Gegenkörpers wird auch eine bestimmte Dimension der Pressung für die Transferfilmausbildung und damit für die Funktionalität der Gleitlackbeschichtung vorausgesetzt (Tabelle 21). Ist die vorliegende Pressung zu gering ($< 5MPa$) kann kein ausreichender Abtrag von Transfermaterial zum Aufbau des Filmes auf dem Gegenkörper sichergestellt werden. Auch das Anliegen einer zu hohen Pressung ($> 58\,MPa$) kann Ursache für ein vorzeitiges Schichtversagen am betrachteten Tribosystem sein (Abbildung 70). In diesem Fall ist zwar die Zufuhr von ausreichend Transfermaterial auf die Gegenkörper-Oberfläche sichergestellt. Dennoch induzieren die vergleichsweise hohen lokalen Pressungen einen verstärkten Austrag eingelagerter Partikel aus dem Oberflächenprofil. Im Zuge der Relativbewegung wird vorrangig Transfermaterial von der tribologischen Kontaktstelle abtransportiert wodurch die Transferfilm-

bildung stagniert. Die Überschreitung der Scherfestigkeit infolge der zunehmenden Flächenpressung führt zur Verdrängung des Transfermaterials aus der Kontaktzone, wodurch eine die Reibspur beidseitig flankierende „Seitenmoräne“ ausgebildet wird. ZUM GAHR bezeichnet diesen Effekt bei der Interaktion von zwei Kontaktpartnern und einer Zwischenschicht als „Drei-Körper-Furchung“ [29, 183]. Einen Anstieg des Verschleißes für zunehmende Pressungen konnten auch TOUMI et al. in ihren Untersuchungen nachweisen [92]. STAUB gibt in seiner Studie eine ertragbare Pressung der *PAI-PTFE* Gleitlacke von 500 MPa an [104]. Den Erkenntnissen der vorliegenden Untersuchung zufolge kann eine solch hohe Beanspruchung unter den getesteten Randbedingungen nicht über einen längeren Zeitraum ertragen werden. Bereits ab einer Pressung von 58 MPa kommt es bei sonst günstigen Randbedingungen ($R_z 2 - 3, 20°C, 11 Hz$) zu einem Ausfall des Systems nach kürzester Zeit (Anhang A.5 Abbildung 95). Vergleichbare Dimensionen bestätigen auch die Forschungsarbeiten von YEO et al. [84]. Etablierte Gleitlackhersteller geben eine Empfehlung von etwa 10 MPa für $PTFE$ Gleitlacke an [17, 180, 181]. Dies scheint unter Berücksichtigung der vorliegenden Ergebnisse ein realistischer Richtwert zu sein. Die Dimension der vorliegenden Pressung wirkt sich direkt auf den Gleitweg bis zum Versagen des tribologischen Systems aus. Bei Überschreitung einer parameterabhängigen Lastgrenze tritt ein Systemversagen nach kürzester Zeit ein. Die Untersuchungen der vorliegenden Forschungsarbeit ermöglichen daher eine parameterabhängige Einteilung des gleitlackbeschichteten Tribosystems in die Bereiche Kurzzeitverschleiß, zeitabhängiger Verschleiß und Nullverschleiß (Kapitel 6.5.1). Nach dieser Systematik erstellte Beanspruchbarkeitskurven zeigen eine starke Abhängigkeit der Zuverlässigkeit von weiteren Faktoren wie *bspw.* der vorliegenden Oberflächengüte, der Temperatur oder der Gleitgeschwindigkeit (Abbildung 65). Vergleichbare Ansätze zur Bewertung der Zuverlässigkeit in der Tribologie von Beschichtungen entwickelten bereits LANGLADE und LISKIEWICZ [45, 119, 120, 125, 126, 127].

Analog zur Oberflächengüte konnte auch ein Zusammenhang zwischen der vorliegenden Pressung und dem benötigten Gleitweg bis zur „steady state“ Phase, mit ausgebildetem Transferfilm, festgestellt werden. Liegen erhöhte Pressungen unterhalb der Beanspruchungsgrenze vor, wird die Transferfilmausbildung beschleunigt (Abbildung 66). Infolge der vergleichsweise hohen Pressung wird der Abrasivverschleiß verstärkt und folglich mehr Transfermaterial in kürzerer Zeit herausgelöst. Somit können die transferierten Partikel bei höheren Pressungen schneller in das Oberflächenprofil des Gegenkörpers eingelagert werden.

Da im betrachteten tribologischen System vergleichsweise geringe Belastungen $< 30 MPa$ vorliegen (Kapitel 4.2), sind hinsichtlich der Pressung ideale tribologische Voraussetzungen für den Einsatz von Gleitlacken gegeben.

Gleitgeschwindigkeit

Die Gleitgeschwindigkeit zeigt sowohl Einfluss auf das Reib- als auch auf das Verschleißverhalten von Gleitlackbeschichtungen. Dieser ist für die Reibung vergleichsweise etwas stärker ausgeprägt (Kapitel 6.2.2). Mit steigender Gleitgeschwindigkeit von 12,8 mm/s bis 22,4 mm/s kommt es zum linearen Anstieg von Reibung und Verschleiß. Eine Zunahme des Reibungskoeffizienten mit der Gleitgeschwindigkeit konnten auch STAUB und PARLAR in ihren Untersuchungen feststellen [94, 104]. Nach EGOROV und DZIGRASHVILI et al. werden bei hohen Gleitgeschwindigkeiten Reibkoeffizienten bis zu 0,3 erreicht [85, 86]. Eine derart hohe Reibung konnte unter den getesteten Randbedingungen in der vorliegenden Forschungsarbeit nicht nachgewiesen werden. Mit einer vergleichsweise hohen Gleitgeschwindigkeit von 22,4 mm/s wird eine maximale Reibung von 0,17 gemessen. Der Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf das tribologische Verhalten ist jedoch gegenüber der Temperatur sowie der Oberflächengüte weniger stark ausgeprägt [92].

Ammoniakkonzentration

Von entscheidender Bedeutung für die Eignung von Gleitlacken in Hubmagnetsystemen unter *SCR*-System spezifischen Umgebungsbedingungen ist der Ammoniakeinfluss auf das tribologische Verhalten. Ein Modell zur Veranschaulichung der Wirkmechanismen im Gleitlack unter NH_3-Einfluss ist in Abbildung 83 dargestellt. Bei Wechselwirkung der Gleitlackoberfläche mit Ammoniak kommt es zu Quell- sowie Anweichungsprozessen des chemisch weniger beständigen *PAI* [29, 81, 82, 175, 176]. Ein ähnliches Verhalten konnten TUSEK et al. sowie ZOMORODKIA et al. in ihren Untersuchungen feststellen. Dabei wurde die Benetzbarkeit von Polymeroberflächen gezielt mittels NH_3-Behandlung gesteigert [179, 184]. Mit voranschreitender NH_3-Belastung kommt es zur Strukturierung der Gleitlackoberfläche (Abbildung 31) sowie Oxidbildung bei besonders hohen Konzentrationen (Abbildung 80). Auch TUSEK et al. und CREATORE et al. konnten in ihrer Studie einen Anstieg der Rauheit mit der Ammoniakbelastung unter Oxidentstehung nachweisen [174, 184]. Die Ausprägung dieses Effektes kann durch einen höheren $PTFE$-Anteil im Gleitlack, der dem chemischen Oberflächenbefall entgegenwirkt, gehemmt werden (Abbildung 79). Durch seine gute chemische Beständigkeit wirkt der $PTFE$-Füllstoff als lokaler Stopper gegen den NH_3-Angriff. Eine Reduzierung der Benetzbarkeit von Ammoniakbelasteten Polymeroberflächen durch die Einlagerung von $PTFE$ wiesen auch BADEY et al. in ihren Forschungsarbeiten nach. Demzufolge stellt sich für Gleitlacke mit größerem $PTFE$ Gehalt unter hoher Ammoniakkonzentration ($\geq 13,5\,Gew.-\%\,NH_3$) eine feinstrukturierte, raue ($R_z \geq 5\,\mu m$) Oberfläche ein (Abbildung 83 oben). Gleitlacke mit niedrigem Füllstoffgehalt weisen dagegen eine kraterartige Oberflächenstruktur mit stark ausgeprägter Rautiefe ($R_z \geq 10\,\mu m$) auf (Abbildung 83 unten). Die feinstrukturierte, angeweichte Oberfläche (Abbildung 83 oben) führt im Zuge der Relativbewegung zum Übertrag von Partikeln besonders kleiner Dimension (μm-Bereich) auf den Gegenkörper. Die Dimension sowie die Konsistenz des Transfermaterials bieten ideale Voraussetzungen

für Einlagerungen sowie Hinterschneidungen bis tief in die Täler des Oberflächenprofils. Folglich ergibt sich ein flächendeckender Schmierfilm mit ausreichend großer Adhäsion. Die kraterförmige Gleitlackstruktur (Abbildung 83 unten) resultiert dagegen bei Relativbewegung mit der Gegenkörper-Oberfläche in einen „brockenartigen“ Partikeltransfer. Durch die deutlich größere Partikeldimension wird eine Einlagerung bis tief in die Täler des Gegenkörper-Obeflächenprofils erschwert. Folglich ergibt sich eine geringere Adhäsion, wodurch der Partikelaustrag begünstigt und damit die Stabilität des Transferfilmes erheblich beeinträchtigt wird. Bei Erwartung einer erhöhten Ammoniakbelastung ($c_{NH_3} \geq 13,5\,Gew.-\%$) empfiehlt sich daher ein Füllstoffgehalt $\geq 32,3\,\%$, um trotzdem hinreichende tribologische Bedingungen gewährleisten zu können. Werden eher niedrigere Ammoniakkonzentrationen ($c_{NH_3} \leq 1,3\,Gew.-\%$) erwartet, so ist ein Gleitlack-Füllstoffgehalt von $23,1\,\%$ ausreichend.

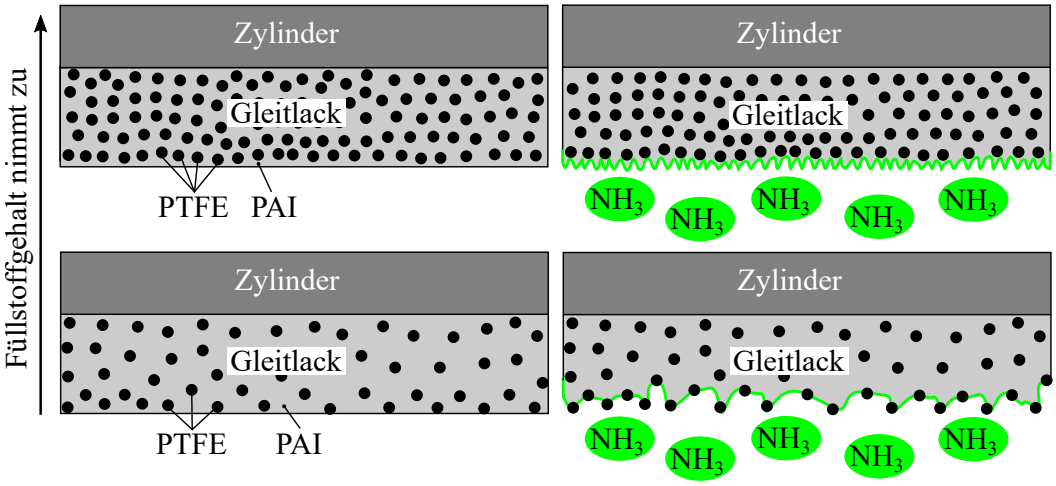


Abbildung 83: Erklärungsmodell zum Einfluss der Ammoniakkonzentration auf das tribologische Verhalten von Gleitlacken

Eingriffsverhältnis

Im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit konnte kein signifikanter Einfluss des Eingriffsverhältnisses auf den resultierenden Verschleiß nachgewiesen werden (Abbildung 74). Bezogen auf die Zielgröße Reibung ergibt sich jedoch ein signifikanter Zusammenhang mit dem vorliegenden Eingriffsverhältnis. Besonders große Eingriffsverhältnisse mit einem Wert von $\varepsilon \geq 0,90$ führen zu überdurchschnittlich hohen Reibkoeffizienten ($\mu \geq 0,289$). Ab einem Wert von $\varepsilon \leq 0,56$ wird eine Reibung $\mu \leq 0,089$ erzielt. Diese nimmt mit dem Eingriffsverhältnis weiterhin geringfügig ab. Vergleichbare Ergebnisse zeigen die gekreuzten Zylinder-Versuche von SCHWENK [111]. Auch CRUZADO erkennt in seinen Tribologieversuchen mit gekreuzten Zylindern eine Abnahme der Reibung mit dem Eingriffsverhältnis [185]. DJOUFACK und CRUZADO konnten in ihren Forschungsarbeiten eine Zunahme des Verschleißes mit abnehmendem Eingriffsverhältnis feststellen. Jedoch wurde die anliegende Pressung für die untersuchten Kreuzungswinkel nicht konstant gehalten. Demnach kann die Verschleißzunahme auch auf den Anstieg der Pressung

zurückzuführen sein [173, 185].
Durch die konstante Überdeckung größerer Kontaktflächen im Schwingungsverschleiß wird der Abtransport loser Partikel aus der Kontaktfläche mit zunehmenden Werten für ε erschwert. Gleichzeitig wird der Austrag bereits eingelagerter Partikel mit ansteigendem Eingriffsverhältnis begünstigt. Die Kombination beider Effekte führt zu einem exponentiellen Reibungsanstieg mit zunehmendem Eingriffsverhältnis im Gross-Slip Regime. Um ideale tribologische Verhältnisse zu erreichen, empfiehlt sich für den Einsatz in gleitlackbeschichteten Hubmagnetsystemen ein eher niedriges Eingriffsverhältnis $\varepsilon \leq 0,45$.

Modellvorstellung

Ein allgemein gültiges Erklärungsmodell zur Funktionsweise transferfilmbildender Festschmierstoffe liefert Abbildung 84. Auf Basis der im Rahmen der vorliegenden Forschung gewonnenen Erkenntnisse kann der Wirkungsprozess von Transferfilm Festschmierstoffen in neun grundlegende Stufen unterteilt werden. Diese werden im Folgenden ausführlich erläutert. Die vorliegenden Randbedingungen des tribologischen Systems wie *bspw.* die Umgebungstemperatur, die Oberflächengüte des Gegenkörpers, die anliegende Pressung, die NH_3-Konzentration oder das Eingriffsverhältnis haben einen entscheidenden Einfluss auf die ablaufenden Wirkmechanismen der einzelnen Stufen und beeinflussen daher direkt das Reibungs- und Verschleißverhalten. Charakteristische Mechanismenänderungen unter Einfluss besonders relevante Parameter, für den Einsatz in *SCR*-System spezifischen Umgebungsbedingungen, sind ebenfalls in Abbildung 84 veranschaulicht.
Durch die Einleitung der Relativbewegung zwischen der Beschichtung und dem Gegenkörper kommt es an den Kontaktstellen zu lokalen Abrasions- bzw. Adhäsionsprozessen mit ausgeprägten Pressungsspitzen (Abbildung 84-2.). Folglich zeichnet sich diese Stufe durch eine vergleichsweise hohe Verschleißrate und Reibung aus. Die resultierende Partikeldimension wird maßgeblich durch die Oberflächentopographie des Gegenkörper beeinflusst. Im Zuge weiterer Relativbewegung werden besonders ausgeprägte Rauheitsspitzen eingeglättet (Abbildung 84-3.). Bedingt durch die entstandenen Plateaus erhöht sich der Materialanteil und die lokalen Pressungsspitzen nehmen ab. Die nächste Stufe umfasst den Übertrag der Gleitlackpartikel auf den Gegenkörper sowie deren Einlagerung in das Oberflächenprofil (Abbildung 84-4.). Aufgrund der schwachen intermolekularen Bindungen sowie der vergleichsweise geringen Scherfestigkeit der $PTFE$-Moleküle findet der Transfer auf den Gegenkörper bereits bei Pressungen unter $30\,MPa$ statt [83]. Zunächst werden die Täler des Gegenkörper-Profils mit Transfermaterial aufgefüllt. Im weiteren Verlauf bildet sich ein Film aus, welcher sich über das Oberflächenprofil legt und Abrasiv- sowie Adhäsiveffekte deutlich hemmt (Abbildung 84-5.). Demnach zeichnet sich der Abschluss dieser Stufe durch eine besonders niedrige Verschleißrate und Reibung aus. Ein stabiler, flächendeckender Transferfilm ist für möglichst gute tribologische Bedingungen von entscheidender Bedeutung. Bei weiterer Relativbewegung unter gleichbleibenden Randbedingungen bleibt der Reibkoeffizient sowie die Verschleißrate

auf einem konstant niedrigen Niveau. Dies wird über die Aufrechterhaltung des Transferfilmes sichergestellt. Die Oberfläche des Gegenkörpers sowie die anliegende Pressung haben einen entscheidenden Einfluss auf die Stabilität des Transferfilmes. Bedingt durch die Relativbewegung kommt es zum Austrag von bereits eingelagertem Transfermaterial zum Randbereich (Abbildung 84-6.). Gleichzeitig wird kontinuierlich neues Material auf den Gegenkörper übertragen, eingelagert und verdichtet. Dies hat zur Folge, dass die Dicke der Gleitlackschicht mit zunehmendem Gleitweg fortlaufend reduziert wird. Sobald eine kritische Schichtdicke unterschritten wird kommt es zur lokalen Durchdringung einzelner Rauheitsspitzen des Grundmaterials (Abbildung 84-7.). Durch den damit einhergehenden Anstieg der Abrasiv- und Adhäsiveffekte kommt es verstärkt zum Austrag bereits eingelagerter Transferpartikel (Abbildung 84-8.). Gleichzeitig wird die Einlagerung neuer Partikel unterbunden. Dies hat eine Anhäufung lokaler Filmabrisse mit freiliegenden Stellen des Gegenkörperprofils zur Folge. Die letzte Stufe beschreibt den vollständigen Ausfall der Beschichtung unter Änderung des tribologischen Systems. An den freiliegenden Stellen kommt es zur Festkörperreibung durch die beiden, in Relativbewegung stehenden, Grundwerkstoffe. Dieser Übergang zum sogenannten Fressbeginn zeichnet sich durch einen plötzlichen Anstieg des Reibsignals auf Werte von $\mu > 0,3$ aus. Mit dem Ausfall des Schichtsystems steigt auch die Verschleißrate signifikant an.

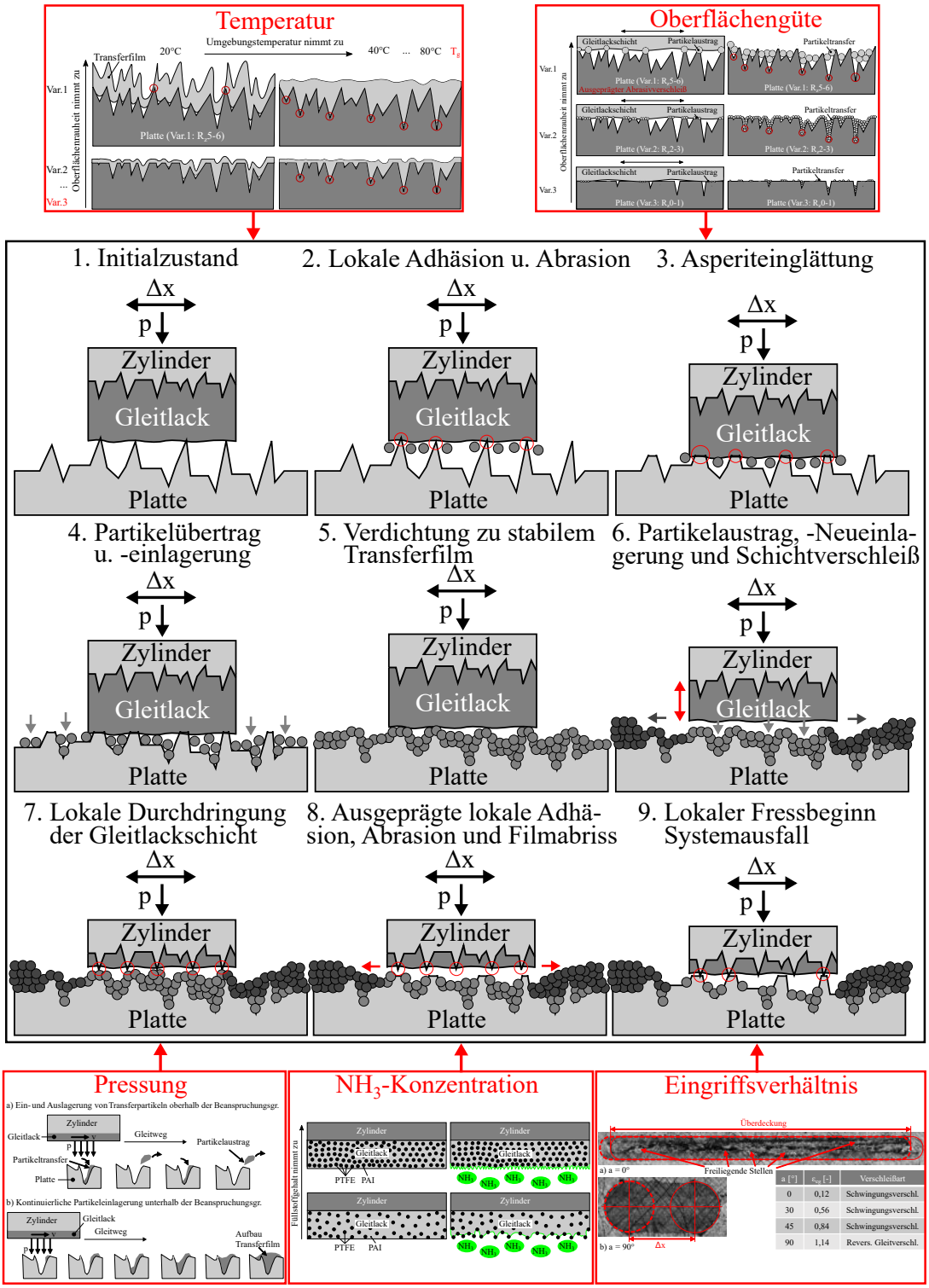


Abbildung 84: Allgemein gültiges Erklärungsmodell zur Wirkungsweise transferfilmbildender Festschmierstoffe

Zur Erfüllung der konventionellen Funktionalität eines transferfilmbildenden Festschmierstoffes gemäß Abbildung 84 muss das tribologische System die nachfolgenden Mindestanforderungen erfüllen (*vgl.* Tabelle 21):

- Ausreichend hohe Pressung
- Ausreichend hohe Grundrauheit des Gegenkörpers

- Relativbewegung der Gegenkörper
- Keine Medienschmierung

Das zu Beginn dieser Arbeit vorgestellte Zielsystem, aus welchem sich die Randbedingungen der vorliegenden Studie ableiten, erfüllt diese Mindestanforderungen. Empfehlungs- sowie Grenzwerte im Hinblick auf systemrelevante Einflussfaktoren für den Einsatz von Gleitlackbeschichtungen liefert Tabelle 21. Bei guten tribologischen Bedingungen (50°C, $R_z = 2-3\,\mu m$, $10\,MPa$, $8\,Hz$, 0,1 bis 0,3 $Gew.-\%\,NH_3$) können mit $PAI-PTFE$ Gleitlacken unter den betrachteten Randbedingungen Lebensdauern von bis zu 40 $mio.$ Zyklen erreicht werden. Die Analyse der Beanspruchbarkeit zeigt einen großen Einfluss der untersuchten Parameter auf die Lebensdauer des betrachteten tribologischen Systems. Die Gewichtung des Einflusses der untersuchten Parameter auf den Verschleiß aus Tabelle 21 spielt daher bei der Auslegung potenzieller neuer Systeme eine entscheidende Rolle. Ein besonders großes Augenmerk sollte demnach für zuverlässige Systeme auf die Gestaltung der Oberflächengüten gerichtet werden. Diese sollten sich auf Werte von $R_z = 2-3\,\mu m$ belaufen. Dabei muss ein Kompromiss aus Bearbeitungskosten und geforderter Lebensdauer gefunden werden. Die resultierende Pressung sollte für besonders große Lebensdauern möglichst klein gewählt werden und zwischen 5 MPa und 36 MPa betragen. Bis zu einer Ammoniakkonzentration von 0,1 $Gew.-\%$ wird kein signifikanter Einfluss auf die Lebensdauer erwartet. Größere Ammoniakkonzentration können die Lebensdauer des Systems jedoch stark reduzieren. Für eine robuste Auslegung ist die Kenntnis der vorliegenden Ammoniakkonzentration daher von entscheidender Bedeutung um den Füllstoffgehalt im Gleitlack entsprechend abzustimmen. Außerdem muss sichergestellt sein, dass kein direkter Medienkontakt vorliegt. Dies kann beispielsweise analog zum untersuchten Zielsystem über den Einsatz einer Membranpumpe erfolgen. Zusammenfassend wird eine klare Empfehlung für den Einsatz von Gleitlacken in Hubmagnetsystemen unter *SCR*-System spezifischen Randbedingungen ausgesprochen.

8 Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Untersuchungen konnte die Eignung von Gleitlacken in Hubmagnetsystemen unter Berücksichtigung *SCR*-System spezifischer Randbedingungen nachgewiesen werden. Weitere Parameter, welche in der gegenwärtigen Studie nicht berücksichtigt wurden, deren Einfluss aber in Stichproben abseits dieser Arbeit beobachtet wurde, sollen in weiterführenden Betrachtungen mit aufgenommen werden. So zeigen *bspw*. die Variation des Hubes $\triangle x$ *bzw*. der Schichtdicke einen Einfluss auf das Reibungs- und Verschleißverhalten des tribologischen Systems. Der so erlangte Erkenntnisgewinn wäre von entscheidender Bedeutung für die Erschließung weiterer Anwendungsfelder von Gleitlacksystemen. Weiterhin konnte neben der Oberflächengüte des Gegenkörpers auch ein Einfluss der Oberfläche des beschichteten Substratmaterials auf das tribologische Verhalten festgestellt werden. Die Ergebnisse könnten einen wichtigen Beitrag zur wirtschaftlichen Gestaltung neuer Hubmagnetsysteme liefern. Hinsichtlich der Umgebungstemperatur unterhalb dem Gefrierpunkt besteht weiterer Forschungsbedarf um zuverlässige Aussagen über das tribologische Verhalten von Gleitlacken bei besonders niedrigen Temperaturen geben zu können. Dies ist besonders für die Bewertung der Zuverlässigkeit von modernen *SCR*-Systemen, welche in Regionen mit extremen Umgebungstemperaturen zum Einsatz kommen, von entscheidender Relevanz.
Durch die Abbildung der realen Oberflächen gegenüber der nominellen Oberfläche des tribologischen Systems im FEM-Modell soll eine zuverlässige Vorhersagen der Temperaturverteilung bei Variation systemrelevanter Einflussparameter weiter verbessert werden. Bestandteil fortführender Untersuchung soll auch die Analyse der Verschleißraten über die Lebensdauer in Abhängigkeit besonders relevanter Einflussparameter wie Oberflächengüte, Temperatur, Pressung oder der Ammoniakkonzentration sein. Somit können noch genauere Aussagen über das Verschleißverhalten sowie die Lebensdauer des tribologischen Systems getroffen werden.

Literatur

[1] DIN 70070: Dieselmotoren-NO_X-Reduktionsmittel AUS 32-Qualitätsanforderungen. 2005.

[2] Bürkert Fluid Control Systems. Produktübersicht Magnetventile, 2014.

[3] W. Steinhilper and B. Sauer. Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2: Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2018.

[4] H. Czichos, J.P. Celis, R.S. Cowan, K.H. Habig, A. Fischer, K. Gerschwiler, T. Gradt, E. Kleinlein, F. Klocke, and G. Knoll. Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik. Vieweg Studium. Vieweg+Teubner Verlag, 2010.

[5] Zdravka Rasheva. Polyamidimid-basierte Beschichtungen für schnell laufende Maschinenelemente mit integrierten Tribofunktionen. PhD thesis, Technische Universität Kaiserslautern, 2013.

[6] Zechel Rudolf. Klüber Gleitlacke Trockene Schmierung, Gleitlacke und Gleitlack Auswahl. Technical report, Klüber Lubrication, 2018.

[7] K.H. Grote and J. Feldhusen. Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer Berlin Heidelberg, 2014.

[8] Scheele S. Graphische Darstellung zum Aufbau wissenschaftlicher Arbeiten. MRP, 2019.

[9] K. Reif. Dieselmotor-Management im Überblick: Einschließlich Abgastechnik. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014.

[10] K. Jousten, W. Jitschin, F. Sharipov, and R. Lachenmann. Wutz Handbuch Vakuumtechnik. Vieweg + Teubner Praxis. Vieweg+Teubner Verlag, 2009.

[11] E. Kallenbach, R. Eick, P. Quendt, T. Ströhla, K. Feindt, M. Kallenbach, and O. Radler. Elektromagnete. Vieweg+Teubner Verlag, 2012.

[12] DIN EN ISO 13565-1/2: Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften. 1998.

[13] U.J. Möller and J. Nassar. Schmierstoffe im Betrieb. Springer Berlin Heidelberg, 2 edition, 2013.

[14] Siegfried Fouvry, Philippe Kapsa, Hassan Zahouani, and Leo Vincent. Wear analysis in fretting of hard coatings through a dissipated energy concept. Wear, 203-204:393 – 403, 1997.

[15] M. Kalin and J. Vizintin. Use of equations for wear volume determination in fretting experiments. Wear, 237(1):39 – 48, 2000.

[16] Carl Bechem GmbH. Anti-Friction Coatings, 2019.

[17] Fuchs Lubritech GmbH. Gleitlacke, die trockene Schmierung, 2019.

[18] Kurt Lange, Manfred Kammerer, Klaus Pöhlandt, and Joachim Schöck. Fliesspressen-Wirtschaftliche Fertigung metallischer Präzisionswerkstücke. Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2007.

[19] J. Ye, H.S. Khare, and D.L. Burris. Transfer film evolution and its role in promoting

ultra-low wear of a $PTFE$ nanocomposite. Wear, 297(1), 2013.

[20] B. Vierneusel. Verschleiss- und feuchteresistente MoS_2-Festschmierstoffschichten für den Gleit- und Wälzkontakt. PhD thesis, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, 2017.

[21] W. Wuttke. Tribophysik: Reibung u. Verschleiß von Metallen. Carl Hanser Verlag, 1986.

[22] E. Haibach. Betriebsfestigkeit: Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. Springer, 2002.

[23] Andreas Martin, Karsten Hinkelmann, and Alfons Esderts. Zur Auswertung von Schwingfestigkeitsversuchen im Zeitfestigkeitsbereich. Materials Testing, 53:502–512, 09 2011.

[24] Christian Müller. Zur statistischen Auswertung experimenteller Wöhlerlinien. PhD thesis, Technischen Universität Clausthal, 2015.

[25] U. Waschatz. Statistische Versuchsplanung-zuverlässiger und schneller zu Ergebnissen. DLR Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, 2003.

[26] Böhland P. DNOX5.3 Rücksaugpumpe Magnetkreisdesign. Robert Bosch GmbH, 2019.

[27] Lopez E. DNOX5 evo thawing with an extreme coil setpoint. Robert Bosch GmbH, 2020.

[28] K. Reif. Abgastechnik für Verbrennungsmotoren. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015.

[29] H. Birkhofer and T. Kümmerle. Feststoffgeschmierte Wälzlager: Einsatz, Grundlagen und Auslegung. VDI-Buch. Springer Berlin Heidelberg, 2012.

[30] Lucienne T. M. Blessing and Amaresh Chakrabarti. DRM, a Design Research Methodology. Springer Publishing Company, Incorporated, 2009.

[31] Alan Hevner, Alan R, and Salvatore March. Design science in information systems research. Management Information Systems Quarterly, 28, 2004.

[32] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit (BMU). Klimaschutzplan 2050 - Klimaschutzpolitische Grundsätze und Ziele der Bundesregierung. 2 edition, 2019.

[33] K. Mollenhauer and H. Tschöke. Handbuch Dieselmotoren. VDI-Buch. Springer Berlin Heidelberg, 2007.

[34] Peter Bickert, Franz Josef Eckle, Rudolf Lachenmann, and Gerhard Ruster. Die Membranpumpe - Entwicklung und technischer Stand. Vakuum in Forschung und Praxis 5, (3), 1993.

[35] W. Eifler, E. Schlücker, U. Spicher, and G. Will. Küttner Kolbenmaschinen: Kolbenpumpen, Kolbenverdichter, Brennkraftmaschinen. Vieweg+Teubner Verlag, 2008.

[36] Franz Josef Schmitt. Glossar: Magnetismus von A-Z. Webcraft AG, Schweiz, 2015.

[37] H. Peter Jost. A Report on the Present Position and Industry's needs. Great Britain.

Department of Education and Science, 1966.

[38] K. Bobzin. Oberflächentechnik für den Maschinenbau. Wiley-VCH, 1 edition, 2013.

[39] DIN 50323, Teil 1: Tribologie; Begriffe. 1988.

[40] Goetz Klucker; Peter Baumgartner. Tribologische Untersuchungen zum Reibungs- und Verschleißverhalten von Modellfetten an einem Kugel-Scheibe-Tribometer. Master's thesis, HAW Hamburg, 2012.

[41] K.-H. Zum Gahr. Reibung und Verschleiß: Mechanismen, Prüftechnik, Werkstoffeigenschaften. Deutsche Gesellschaft für Metallkunde, 1983.

[42] G. Jacobs and M. Plogmann. Tribologie. Schuhmacher Verlag, 2011.

[43] James Greenwood and J. Williamson. Contact of nominally flat surfaces. Proceedings of the Royal Society of London, 295:300–319, 12 1966.

[44] DIN 50281: Reibung in Lagerungen; Begriffe, Arten, Zustände, physikalische Größen. 1977.

[45] G. Fleischer, H. Gröger, and H. Thum. Verschleiß und Zuverlässigkeit. Verlag Technik, 1980.

[46] D. Shakhvorostov, K. Pöhlmann, and M. Scherge. An energetic approach to friction, wear and temperature. Wear, 257(1):124 – 130, 2004.

[47] D. Kuhlmann-Wilsdorf. Demystifying flash temperatures II. First-order approximation for plastic contact spots. Materials Science and Engineering, 93:119 – 133, 1987.

[48] M. F. Ashby, J. Abulawi, and H. S. Kong. Temperature maps for frictional heating in dry sliding. Tribology Transactions, 34:577–587, 1991.

[49] Markus Wöppermann. Einfluss einer Wirkflächentexturierung auf das tribologische Verhalten von Stahl/Keramik-Paarungen unter reversierender mediengeschmierter Gleitbeanspruchung. Master's thesis, Karlsruher Institut für Technologie, 2011.

[50] R. Wahl. Untersuchung des Einflusses von Mikrotexturierungen auf den einsinnigen, ölgeschmierten Gleitkontakt von Stahl/Saphir-Paarungen. KIT Scientific Publishing, 2011.

[51] Heinz Herwig. Wärmeübertragung A-Z - Systematische und ausführliche Erläuterungen wichtiger Größen und Konzepte. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 1 edition, 2013.

[52] Viswanathan Swaminathan and Jeremy Gilbert. Fretting corrosion of *CoCrMo* and *Ti6Al4V* interfaces. Biomaterials, 33:5487–503, 05 2012.

[53] R. Yarim. Untersuchungen zur in situ-Bildung oxidischer Verschleißschutzschichten bei Temperaturen bis 800 °C im Stoffsystem $SiC - TiC$-TiB_2 und Entwicklung eines Verschleißmodells. Technische Universität Berlin, 2004.

[54] Heinz Kloß and Mathias Woydt. Prediction of tribological limits in sliding contacts: Flash temperature calculations in sliding contacts and material behavior. Journal of Tribology, 138(3), 2016.

[55] Dr. Martin Hiller; Dr. Ulrich Stolz. Zuverlässigkeitsgestaltung tribologischer Systeme. 2017.

[56] D. Klaffke. Reibung und Verschleiss untersuchen: Prüftechnische Aspekte beim Schwingungsverschleiss. Materialprüfung, 1996.

[57] X. Meng. Wear modeling: evaluation and categorization of wear models. University of Michigan, 1994.

[58] Umweltbewusstsein in Deutschland 2018: Ergebnisse einer repräsentativen Bevölkerungsumfrage. Broschüre, Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit (BMU), Berlin, May 2019.

[59] G. Fleischer. Zur energetik der reibung. Wissenschaftliche Zeitschrift der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 34(8), 1990.

[60] A. van Beek. Advanced Engineering Design: Lifetime Performance and Reliability. TU Delft, 2009.

[61] St. Trepte. Tribologische Kennwerte für Reibwerkstoffe. Materials Science & Engineering Technology, 2002.

[62] Daubner Andre. Modellierung und Simulation von Verschleiß auf mehreren Skalen zur Betriebsdauervorhersage von Wellendichtringen aus $PTFE$-Compound. PhD thesis, Universität Stuttgart, 2014.

[63] G. Fleischer. 40 Jahre Bewertung von Reibung und Verschleiss mit Hilfe der Energiedichte. Tribologie und Schmierungstechnik, 2004.

[64] Stephan Tremmel. Ein Beitrag zur Auslegung beschichteter Bauteile unter zyklischer Beanspruchung im Wälz-Gleit-Kontakt. PhD thesis, Universität Erlangen-Nürnberg, 2009.

[65] Min Zou Samuel Beckford. Wear resistant $PTFE$ thin film enabled by a polydopamine adhesive layer. Applied Surface Science, 2013.

[66] Eustathios Vassiliou. Fluoropolymer primer having improved scratch resistance, 1977.

[67] Harvey P. Tannenbaum. Non-stick coating system with $PTFE$-FEP for concentration gradient, 1993.

[68] M. Weiss Markus Grebe, P. Feinle. Comparison of MoS_2 and $SnSS_2$ as solid lubricants. Tribologie und Schmierungstechnik, 2002.

[69] A.-R. Lansdown. Molybdenum Disulphide Lubrication. Tribology and Interface Engineering. Elsevier Science, 1999.

[70] E.W Roberts. Ultralow friction films of MoS_2 for space applications. Thin Solid Films, 1989.

[71] C. Donnet, Th. Le Mogne, and J. M. Martin. Superlow friction of oxygen-free MoS_2 coatings in ultrahigh vacuum. Surface and Coatings Technology, 1993.

[72] C. Donnet, J. M. Martin, Th. Le Mogne, and M. Belin. Super-low friction of MoS_2 coatings in various environments. Tribology International, 29:S. 123–128, 1996.

[73] T. Spalvins. A review of recent advances in solid film lubrication. Journal of Vacuum Science & Technology A, 5, 1987.

[74] Kenneth Holmberg Allan Matthews. Coatings Tribology - Contact Mechanisms, Deposition Techniques and Applications. Contact Mechanisms, 2009.

[75] J.L. Grosseau-Poussard, P. Moine, and M. Brendle. Shear strength measurements of parallel MoS_2 thin films. Thin Solid Films, 307(1):163 – 168, 1997.

[76] R.-V. Kalamazov, A.-T. Ibragimov, A.-A. Kal'kov, and A.-M. Bogomolov. Reactions of molybdenum disulfide with some gases and water vapor. Powder Metallurgical Materials, Parts, and Coatings, 22:S. 27–30, 1983.

[77] T. W. Scharf and S. V. Prasad. Solid lubricants - a review. Journal of Materials Science, 2012.

[78] Virginio Quaglini, Paolo Dubini, Daniela Ferroni, and Carlo Poggi. Influence of counterface roughness on friction properties of engineering plastics for bearing applications. Materials & Design, 30(5), 2009.

[79] Qiufeng Wang, Yunxia Wang, Hongling Wang, Na Fan, and Fengyuan Yan. Experimental investigation on tribological behavior of several polymer materials under reciprocating sliding and fretting wear conditions. Tribology International, 104, 2016.

[80] Hamid Rahmati and Farzad Mahboobi. Studying the Effect of the Concentration of $PTFE$ Nanoparticles on the Tribological Behavior of $Ni-P-PTFE$ Composite Coatings. Iranian Journal of Oil and Gas Science and Technology, 4, 2015.

[81] T. F. Babuska, A. A. Pitenis, M. R. Jones, B. L. Nation, W. G. Sawyer, and N. Argibay. Temperature-Dependent Friction and Wear Behavior of $PTFE$ and MoS_2. Tribology Letters, 63(2), 2016.

[82] Gerard Calleja, Alex Jourdan, Bruno Ameduri, and Jean-Pierre Habas. Where is the glass transition temperature of polytetrafluoroethylene? a new approach by dynamic rheometry and mechanical tests. European Polymer Journal, 49(8), 2013.

[83] S.E Franklin and A de Kraker. Investigation of counterface surface topography effects on the wear and transfer behaviour of a POM 20 % $PTFE$ composite. Wear, 255(1), 2003.

[84] Seung Min Yeo and Andreas A. Polycarpou. Fretting experiments of advanced polymeric coatings and the effect of transfer films on their tribological behavior. Tribology International, 79, 2014.

[85] V. Egorov and Pavel Yakushev. Phase and relaxation transitions in polytetrafluoroetylene. Physics of the Solid State, 60, 2018.

[86] Darsavelidze Sh, Teimuraz Dzigrashvili, Elguja Kutelia, T.G. Kukava, L. Rukhadze, L. Gventsadze, Olga Tsurtsumia, Lili Nadaraia, Ia Kurashvili, and S. Bakhtiyarov. Internal friction in $PTFE$-Based Nanocomposite materials filled with fe cluster-doped ncts. Georgian engineering news, (3), 2018.

[87] A. Merstallinger, H. Bieringer, E. Kubinger, L. Gaillard, J. Brenner, and G Mozdzen. Self lubricating composites for medium temperatures in space based on polyimide sintimid. 11th European Space Mechanisms and Tribology Symposium, 2005.

[88] T. A. Blanchet, F. E. Kennedy, and D. T. Jayne. XPS Analysis of the Effect of Fillers on $PTFE$ Transfer Film Development in Sliding Contacts. Tribology Transactions, 36(4), 1993.

[89] Becker Rudolf und Dietrich Braun. Technische Thermoplaste: Hochleistungs-Kunststoffe. Teil 3/3. München, Hanser, 1994.

[90] A. Gebhard, F. Haupert, and Schlarb A. K. Development of nanostructured slide coatings for automotive components. Tribology of Polymeric Nanocomposites, Tribology and Interface Engineering Series, 2008.

[91] J. M. Margolis. Engineerings plastics Handbook. Mc-Grow-Hill Companies, 2006.

[92] S. Toumi, S. Fouvry, and M. Salvia. Prediction of sliding speed and normal force effects on friction and wear rate evolution in a dry oscillating-fretting $PTFE/Ti-6Al-4V$ contact. Wear, 376-377, 2017.

[93] Jiaxin Ye, Bo Tao, Wei Sun, Diana Haidar, Kazi Istiaque Alam, Kun Liu, and D.L. Burris. The Competing Effects of Counterface Peaks and Valleys on the Wear and Transfer of Ultra-Low Wear Alumina $PTFE$. Tribology Letters, 66, 2018.

[94] Zeynep Parlar, Shahrad Samankan, and Vedat Temiz. The Effect of CounterfaceRoughness on the Tribological Behavior of Filled and Unfilled $PTFE$. Journal of Mechanics Engineering and Automation, 5, 2015.

[95] N. K. Chapkhhane Pushkar Venkatesh Kulkarni. Development and testing of $PTFE$ based Composite Bearing Material for Turbine Pump. International Journal of Engineering and Advanced Technology, 1, 2012.

[96] T.A. Blanchet and F.E. Kennedy. Sliding wear mechanism of polytetrafluoroethylene and $PTFE$ composites. Wear, 153(1), 1992.

[97] S. Bahadur and D. Tabor. The wear of filled polytetrafluoroethylene. Wear, 98, 1984.

[98] Thierry Blanchet, Sashi Kandanur, and Linda Schadler. Coupled Effect of Filler Content and Countersurface Roughness on $PTFE$ Nanocomposite Wear Resistance. Tribology Letters, 40, 2010.

[99] Charles Miller, Dipankar Choudhury, and Min Zou. The Effects of Surface Roughness on the Durability of Polydopamine/$PTFE$ Solid Lubricant Coatings on $NiTiNOL$ 60. Tribology Transactions, 62(5), 2019.

[100] Wojciech Wieleba. The statistical correlation of the coefficient of friction and wear rate of $PTFE$ composites with steel counterface roughness and hardness. Wear, 252(9), 2002.

[101] Jiaxin Ye, D. L. Burris, and T. Xie. A review of transfer films and their role in ultra-low-wear sliding of polymers. Lubricants, 4, 2016.

[102] David L. Burris and W. Gregory Sawyer. Tribological Sensitivity of $PTFE$/Alumina Nanocomposites to a Range of Traditional Surface Finishes. Tribology Transactions, 48(2), 2005.

[103] Kathryn Harris, John Curry, Angela Pitenis, Kyle Rowe, Mark Sidebottom, and Brandon Krick. Wear debris mobility, aligned surface roughness, and the low wear

behavior of filled polytetrafluoroethylene. Tribology Letters, 60, 2015.

[104] Claus Enekes Philipp Staub. 4D Gleitlackmatrix - Neuartige Methode zur Bewertung der tribologischen Eigenschaften von Gleitlackkonzepten. GFT-Tribologie-Fachtagung, 58, 2017.

[105] Nam P. Suh. The delamination theory of wear. Wear, 25, 1973.

[106] B.J. Briscoe, A.K. Pogosian, and D. Tabor. The friction and wear of high density polythene: The action of lead oxide and copper oxide fillers. Wear, 27, 1974.

[107] D.L. Burris, Benjamin Boesl, and Gerald Bourne. Polymeric nanocomposites for tribological applications. Macromolecular Materials and Engineering, 292, 2007.

[108] Xing-Dong Yuan and Xiao-Jie Yang. A study on friction and wear properties of $PTFE$ coatings under vacuum conditions. Wear, 269, 2010.

[109] Michaela Gedan Smolka, Dieter Lehmann, Anne Marschner, Klaus Kunze, and Rainer Franke. Chemisch kompatibilisierte $PAI-PTFE$- cg-Gleitlacke. GFT-Tribologie-Fachtagung, 2019.

[110] DIN 50322: Verschleiß. Kategorien der Verschleißprüfung. 1986.

[111] Christof Simon Schwenk. Tribologische Bewertung von Stahl-Stahl-Paarungen unter Dieselschmierung. PhD thesis, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2015.

[112] J. Herz, J. Schneider, and K.-H. Zum Gahr. Tribologische Untersuchungen an Gleitpaarungen aus ZrO_2, POM und Stahl für den Einsatz als wassergeschmierte mikromechanische Bauteile. Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, 33:415 – 424, 07 2002.

[113] G. Niemann and H. Winter. Maschinenelemente: Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe. Springer Berlin Heidelberg, 2013.

[114] Schaeffler Technologies. Wälzlagerpraxis: Handbuch zur Gestaltung und Berechnung von Wälzlagerungen. Vereinigte Fachverlage, 2019.

[115] A.P. Boresi and R.J. Schmidt. Advanced Mechanics of Materials. John Wiley&Sons, 2005.

[116] Jens Christian Weis. Parameterstudie der Kontaktspannungen in zugbelasteten Drahtseilen basierend auf der Finite-Elemente-Methode. PhD thesis, Universität Stuttgart, 2015.

[117] H. Meerkamm and Schaeffler Technologies AG et Co. KG (Herzogenaurach). Technisches Taschenbuch. Schaeffler Technologies AG & Company KG, 2013.

[118] J.-F. Carton, A.-B. Vannes, and L. Vincent. Basis of a coating choice methodology in fretting. Wear, 185:47–57, 06 1995.

[119] T. Liskiewicz, S. Fouvry, and B. Wendler. Development of a Wöhler-like approach to quantify the $Ti(C_xN_y)$ coatings durability under oscillating sliding conditions. Wear, 259(7), 2005.

[120] C Langlade, B Vannes, and M Taillandier. Fretting behavior of low-friction coatings: contribution to industrial selection. Tribology International, 34, 2001.

[121] D. Radaj and M. Vormwald. Ermüdungsfestigkeit: Grundlagen für Ingenieure.

Springer Berlin Heidelberg, 2007.

[122] A. Wöhler. Über die Festigkeitsversuche mit Eisen und Stahl. Ernst & Korn, 1870.

[123] DIN 50100: Schwingfestigkeitsversuch - Durchführung und Auswertung von zyklischen Versuchen mit konstanter Lastamplitude für metallische Werkstoffproben und Bauteile. 2016.

[124] H. Gudehus, Verein Deutscher Eisenhüttenleute, and Verein zur Förderung der Forschung und der Anwendung von Betriebsfestigkeitskenntnissen in der Eisenhüttenindustrie. Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung: Empfehlung zur Lebensdauerabschätzung von Maschinenbauteilen. Verlag Stahleisen, 1999.

[125] V. Pieper and H. Thum. Zuverlässigkeitsuntersuchung unter Anwendung der mathematischen Modellierung von Verschleißprozessen. Schmierungstechnik, 10, 1979.

[126] H. Thum. Anwendung der energetischen Verschleißgrundgleichung zur Bestimmung von Zuverlässigkeitskenngrößen. Schmierungstechnik, 7, 1976.

[127] H. Thum. Verschleißteile: Zuverlässigkeit und Lebensdauer. Verlag Technik GmbH Berlin, München, 1992.

[128] F. Klocke and C. Brecher. Zahnrad- und Getriebetechnik: Auslegung - Herstellung - Untersuchung - Simulation. Carl Hanser Verlag GmbH & Company KG, 2016.

[129] S. Einbock. Statistik der Betriebsfestigkeit: schnell verstehen und anwenden. Books on Demand, 2016.

[130] W. W Maennig. Das Abgrenzungsverfahren, eine kostensparende Methode zur Ermittlung von Schwingfestigkeitswerten-Theorie. Praxis und Erfahrungen Materialprüfung, 1977.

[131] E Rossow. Eine einfache Rechenschiebernäherung an die den normal scores entsprechenden Prozentpunkte. Qualitätskontrolle, 9(12), 1964.

[132] K. Siebertz, D. van Bebber, and T. Hochkirchen. Statistische Versuchsplanung: Design of Experiments (DoE). VDI-Buch. Springer Berlin Heidelberg, 2017.

[133] H. Hetzner. Systematische Entwicklung amorpher Kohlenstoffschichten unter Berücksichtigung der Anforderungen der Blechmassivumformung. Master's thesis, Universität Erlangen Nürnberg, 2014.

[134] R. Barunovic, V. Haas, C. Langlade, and C.E. Krill. Statistische Modellierung von Verschleiß in geschmierten Modellsystemen. Tribologie und Schmierungstechnik, 2008.

[135] W. Kleppmann. Versuchsplanung: Produkte und Prozesse optimieren. Hanser eLibrary. Hanser, 2016.

[136] J. Yang, V. Fridrici, M. Messaadi, and Ph. Kapsa. Survival and factorial analysis of durability and friction coefficient of a solid lubricant under different working conditions. Wear, 302(1):998 – 1009, 2013.

[137] A. Han, G. Pillon, A. Nichici, B. Vannes, and D. Grevey. Study and evaluation of fretting critical slip conditions by applying the design of experiments method. Wear, 261(10):1080 – 1086, 2006.

[138] Marianne Müller. Angewandte statistische Regression. Züricher Hochschule Winterthur, 2006.

[139] Klaus Backhaus, Bernd Erichson, Wulff Plinke, and Rolf Weiber. Multivariate Analysemethoden: Eine anwendungsorientierte Einführung. Springer, Berlin, 2008.

[140] Douglas C. Montgomery, Elizabeth A. Peck, and Geoffrey G. Vining. Introduction to Linear Regression Analysis. Wiley & Sons, 2012.

[141] Ludwig Fahrmeir, Thomas Kneib, and Stefan Lang. Regression - Modelle, Methoden und Anwendungen. Springer Verlag, Berlin, 2009.

[142] Ludwig Fahrmeir, Iris Pigeot, and Gerhard Tutz. Statistik. Der Weg zur Datenanalyse. Springer Verlag, 2003.

[143] B. Klein. Versuchsplanung - DoE: Einführung in die Taguchi/Shainin-Methodik. De Gruyter, 2011.

[144] Markus Blust. Effizientes Screening des tribologischen Eignungspotenzials alternativer Werkstoffpaarungen für den Einsatz in tribologischen Kontakten von Axialkolbenmaschinen als Beitrag zum Produktentstehungsprozess. PhD thesis, Karlsruher Institut für Technologie, 2017.

[145] Albert Albers and Sven Matthiesen. Konstruktionsmethodisches Grundmodell zum Zusammenhang von Gestalt und Funktion technischer Systeme - Das Elementmodell Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen zur Analyse und Synthese technischer Systeme. Konstruktion, 54, 2002.

[146] Thorsten Stöberl. Erweiterung eines Pumpe-Düse-Systems zur Einspritzung einer wässrigen Harnstofflösung. PhD thesis, Helmut Schmidt-Universität Hamburg, 2020.

[147] Marcel Bosch. Honen am laufenden Band Superfinishen bei Nagel. Nagel Maschinen- u. Werkzeugfabrik GmbH, 2018.

[148] Lijesh P. and M. Khonsari. On the useful life of tribo-pairs experiencing variable loading and sliding speed. Wear, 416-417, 2018.

[149] Robert Barunovic. Gleitverschleiß von $100Cr6$-Stahl unter realitätsnahen Lasten in einem dieselgeschmierten Flach/Flach-Kontakt. PhD thesis, Universität Ulm, 2009.

[150] Hossein Fereidouni, Saleh Akbarzadeh, and M.M. Khonsari. On the assessment of variable loading in adhesive wear. Tribology International, 129, 2019.

[151] Lijesh P. and M. Khonsari. On the modeling of adhesive wear with consideration of loading sequence. Tribology Letters, 66, 2018.

[152] J.C. Miranda and A. Ramalho. Study of the effects of damage accumulation on wear. Wear, 330-331, 2015.

[153] Mark van Drogen. The transition to adhesive wear of lubricated concentrated contacts. PhD thesis, University of Twente, 2005.

[154] Irinel Cosmin Faraon. Mixed Lubricated Line Contacts. PhD thesis, University of Twente, Netherlands, 11 2005.

[155] Lothar Sachs and Jürgen Hedderich. Angewandte Statistik. Methodensammlung mit R. Springer, Berlin, 15 edition, 2016.

[156] A. Lee G. Seber. Linear regression analysis. Wiley, 1, 2003.

[157] M. Amiri and Michael M. Khonsari. On the thermodynamics of friction and wear-a review. Entropy, 12, 2010.

[158] Klaus Friedrich and Petra Reinicke. Friction and wear of polymer-based composites. Mechanics of Composite Materials, 34, 1998.

[159] A. Ramalho and J.C. Miranda. Friction and wear of electroless NiP and NiP+$PTFE$ coatings. Wear, 259(7), 2005.

[160] PTFE-Spezialvertrieb. $PTFE$-Fluorkunststoffe Eigenschaften und Kenndaten, 2019.

[161] J. Bauch and R. Rosenkranz. Physikalische Werkstoffdiagnostik: Ein Kompendium wichtiger Analytikmethoden für Ingenieure und Physiker. Springer Berlin Heidelberg, 2017.

[162] Boris Wilthan. Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität von Stoffen mittels dynamischer Differenzkalorimetrie. Technischen Universität Graz, 2002.

[163] G.W. Ehrenstein. Mit Kunststoffen konstruieren. Carl Hanser Verlag, 3 edition, 2007.

[164] Tobias Pöste. Untersuchungen zu reibungsinduzierten Veränderungen der Mikrostruktur und Eigenspannungen im System Bremse. PhD thesis, Technische Universität Berlin, 2005.

[165] Jörg Schoefer. Tribologische Initialprozesse bei Selbstpaarungen aus dem Stahl $100Cr6$ unter reversierender Gleitbeanspruchung in einem kraftstoffähnlichen Isoparaffingemisch. PhD thesis, Universität Karlsruhe, 2001.

[166] R. Künkel. Auswahl und Optimierung von Kunststoffen für tribologisch beanspruchte Systeme. Technisch-wissenschaftlicher Bericht / Lehrstuhl für Kunststofftechnik, Univ. Erlangen-Nürnberg. Lehrstuhl für Kunststofftechnik, 2005.

[167] R. Bartsch. Reibflächentemperaturen von $POM - PE$ Gleitkontakten. Institut für Fördertechnik und Kunststoffe, 2017.

[168] Veronica Czitrom. One-factor-at-a-time versus designed experiments. The American Statistician, 53(2), 1999.

[169] E. Hornbogen and H. Warlimont. Metalle: Struktur und Eigenschaften der Metalle und Legierungen. Springer Berlin Heidelberg, 2012.

[170] K. Sommer, R. Heinz, and J. Schöfer. Verschleiß metallischer Werkstoffe: Erscheinungsformen sicher beurteilen. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018.

[171] Sven Jung. Modelle zur Berechnung der thermischen Leistungsfähigkeit und der Betriebsdauer von Trapezgewindetrieben. PhD thesis, Technische Universität Clausthal, 2020.

[172] Sebastian Züenkeler. Tribologische Untersuchungen an Nanopartikel-additivierten Schmierstoffen. PhD thesis, Universität Bielefeld, 2013.

[173] Martin Hilaire Djoufack. Tribologische Untersuchung von wasserstoffhaltigen

$a-C:H$ und wasserstofffreien $ta-C$ diamantähnlichen Kohlenstoffschichten in Diesel geschmierten Modelltests. PhD thesis, Rheinisch-Westfälische technische Hochschule Aachen, 2016.

[174] M. Creatore, G. Cicala, P. Favia, R. Lamendola, and R. d'Agostno. Selective Grafting of Amine Groups on Polyethylene by Means of Modulated RF NH_3 Plasmas. MRS Proceedings, 544, 1998.

[175] Wolfgang Sauer and Reiner Tilman. Materialien für saubere dieselmotoren. Kunststoffe, 2007.

[176] Bin Li, Xiaofang Jiang, Hongqi Wan, Lei Chen, Yinping Ye, Huidi Zhou, and Jianmin Chen. Environment-friendly aqueous $PTFE$ based bonded solid lubricating coatings: Mechanical and tribological properties under diversified environments. Progress in Organic Coatings, 137, 2019.

[177] J.P. Badey, E. Espuche, D. Sage, B. Chabert, Y. Jugnet, C. Batier, and Tran Minh Duc. A comparative study of the effects of ammonia and hydrogen plasma downstream treatment on the surface modification of polytetrafluoroethylene. Polymer, 37, 1996.

[178] Ningqiang Zhang, Lingcong Li, Bingbing Zhang, Yanming Sun, Liyun Song, Rui Wu, and Hong He. Polytetrafluoroethylene modifying: A low cost and easy way to improve the H_2O resistance ability over MnO_x for low-temperature NH_3-SCR. Journal of Environmental Chemical Engineering, 7, 2019.

[179] Ali Asghar Zomorodkia, Saeed Bazgir, Davood Zaarei, Mohsen Gorji, and Mehdi Ardjmand. Permeation of water, ammonia and dichloromethane through graphene oxide/polymeric matrix composite membranes. New Carbon Materials, 35, 2020.

[180] Produktdatenblatt-Klüber Lubrication SE & Co. KG, 2018.

[181] Produktdatenblatt-Whitford GmbH, 2016.

[182] Arndt Schumann. Tribologische Untersuchungen von thermoplastischen Kunststoffen mit Modellprüfständen. Technical report, TriboPlast GmbH, 2019.

[183] Karl-Heinz Zum Gahr. Abrasiver Verschleiß metallischer Werkstoffe. Verein Deutscher Ingenieure, 1981.

[184] Lidija Tusek, Mirko Nitschke, Carsten Werner, Karin Stana-Kleinschek, and Volker Ribitsch. Surface characterisation of NH_3 plasma treated polyamide 6 foils. Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects, 195, 2001.

[185] A. Cruzado, M. Hartelt, R. Wäsche, M.A. Urchegui, and X. Gomez. Fretting wear of thin steel wires. part 2: Influence of crossing angle. Wear, 273, 2011.

A Anhang

A.1 HERTZSCHE Pressung für beliebige elliptische Kontaktflächen und Kreuzungswinkel

Für die Berührung zweier beliebig gewölbter Körper mit elliptischen Druckflächen aus den Halbbreiten a und b (*vgl*. Abbildung 85) berechnet sich die hertzsche Pressung über Gleichung 47 [7, 115, 116].

$$p_{max} = 1,5 \cdot \frac{F_N}{\pi \cdot a \cdot b} \tag{47}$$

Die Halbbreiten lassen sich über die Gleichungen 48-49 ermitteln [7, 115, 116].

$$a = (3\xi^3(1-\nu^2)\frac{F_N}{E(\frac{1}{R_k}+\frac{1}{R'})})^{\frac{1}{3}} \tag{48}$$

$$b = (3\eta^3(1-\nu^2)\frac{F_N}{E(\frac{1}{R_k}+\frac{1}{R'})})^{\frac{1}{3}} \tag{49}$$

Die Werte für ξ und ψ sind in Abhängigkeit des Hilfswinkels ϑ tabellarisch (Tabelle 22) aufgeführt [7, 115, 116].

$$\vartheta = arccos(\frac{\frac{1}{R_k}-\frac{1}{R'}}{\frac{1}{R_k}+\frac{1}{R'}}) \tag{50}$$

Tabelle 22: ξ und η in Abhängigkeit vom Hilfswinkel ϑ nach [7]

ϑ	90°	80°	70°	60°	50°	40°	30°	20°	10°	0°
ξ	1,000	1,128	1,284	1,486	1,754	2,136	2,731	3,778	6,612	∞
ψ	1,000	0,893	0,802	0,717	0,641	0,567	0,493	0,408	0,319	0

Unter Berücksichtigung des Kreuzungswinkels α zwischen den Ebenen von R_1 und R_2 (*vgl*. Abbildung 85) ergeben sich die Gleichungen 51-52 [7, 115, 116].

$$\frac{1}{R_k}+\frac{1}{R'} = \frac{1}{R_{k1}}+\frac{1}{R_1}+\frac{1}{R_{k2}}+\frac{1}{R_2} \tag{51}$$

$$\frac{1}{R_k}-\frac{1}{R'} = ((\frac{1}{R_{k1}}-\frac{1}{R_1})^2+(\frac{1}{R_{k2}}-\frac{1}{R_2})^2+2\cdot(\frac{1}{R_{k1}}-\frac{1}{R_1})\cdot(\frac{1}{R_{k2}}-\frac{1}{R_2})\cdot cos2\alpha)^{\frac{1}{2}} \tag{52}$$

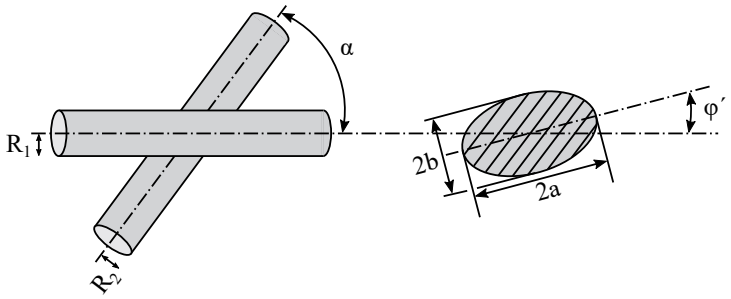


Abbildung 85: HERTZSCHE Pressung für beliebig gewölbte Flächen und Kreuzungswinkel [7]

A.2 Einspannung Zylinder

Abbildung 86 zeigt eine Detailansicht der Probeneinspannung. Über die Winkeleinstellscheibe kann die Oberprobe in 15°-Schritten um die Querachse rotiert und damit das Eingriffsverhältnis variiert werden.

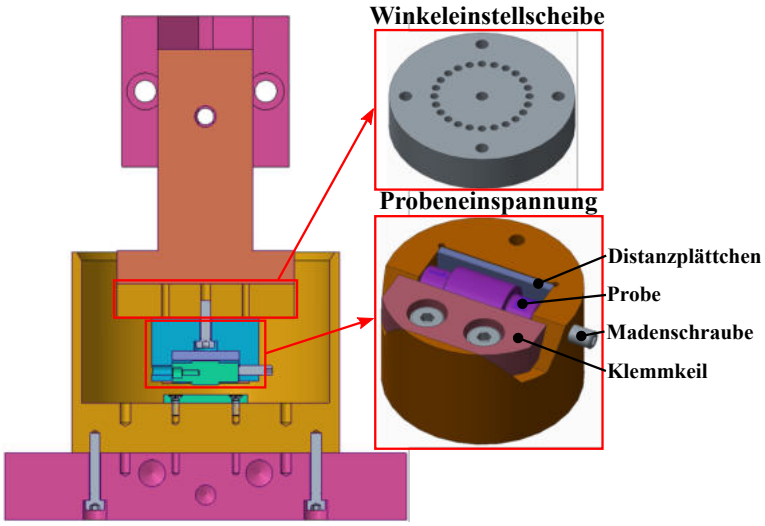


Abbildung 86: Probeneinspannung und Winkeleinstellscheibe

A.3 Prüfkörper

In Abbildung 87 sind die Werkstoffkennwerte aus den Zugversuchen mit Rundproben aus 11$SMn30$ dargestellt.

Zugversuche - Werkstoffkennwerte 11SMn30

Proben-bezeichnung	$R_{p0,1}$ [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]	R_m [MPa]	A_5 [%]	Z [%]
B15	622	647	674	12,0	28,5
B16	611	643	675	13,0	28,5
B17	610	641	673	13,0	29,0
B18	619	649	677	12,0	28,5
B19	619	647	674	12,5	29,2
B20	614	647	678	12,5	28,5
B21	609	638	670	13,0	29,5
Mittelwert	**615**	**645**	**674**	**12,5**	**29,0**
Standard-abweichung	**4,8**	**3,7**	**2,4**	**0,5**	**0,5**

Abbildung 87: Ergebnisse der Zugversuche mit Rundproben aus 11*SMn*30

Eine Nachbehandlung der Rundproben durch *GNC* ergab aus den Zugversuchen die, in Abbildung 88 gezeigten Werkstoffkennwerte.

Zugversuche - Werkstoffkennwerte 11SMn30+GNC

Proben-bezeichnung	$R_{p0,1}$ [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]	R_m [MPa]	A_5 [%]	Z [%]
B01	Versuch ungültig				
B02	620	628	705	19,0	24,5
B03	619	629	707	19,0	24,5
B04	612	621	701	18,5	24,0
B05	621	630	707	18,5	24,5
B06	617	626	704	18,5	24,5
B07	620	628	707	18,5	24,0
Mittelwert	**618**	**627**	**705**	**19,0**	**24,5**
Standard-abweichung	**3,0**	**2,9**	**2,2**	**0,5**	**0,5**

Abbildung 88: Ergebnisse der Zugversuche mit Rundproben aus 11*SMn*30 + *GNC*

Die Fertigungszeichnungen der, in den Modellversuchen verwendeten, Proben sind in Abbildung 89 bis Abbildung 91 dargestellt.

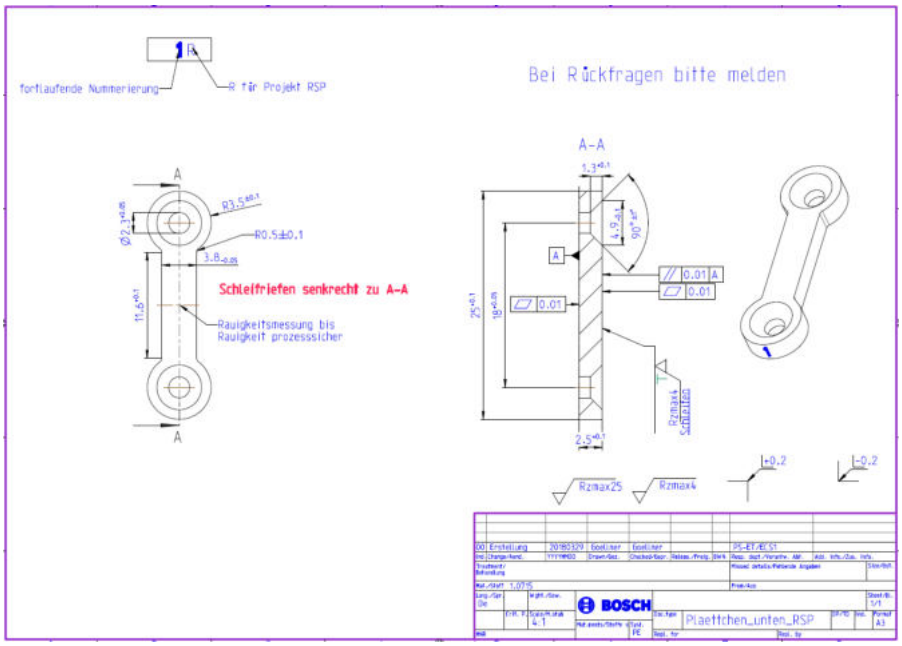


Abbildung 89: Fertigungszeichnung der Platte für den Aufbau Zylinder-Platte

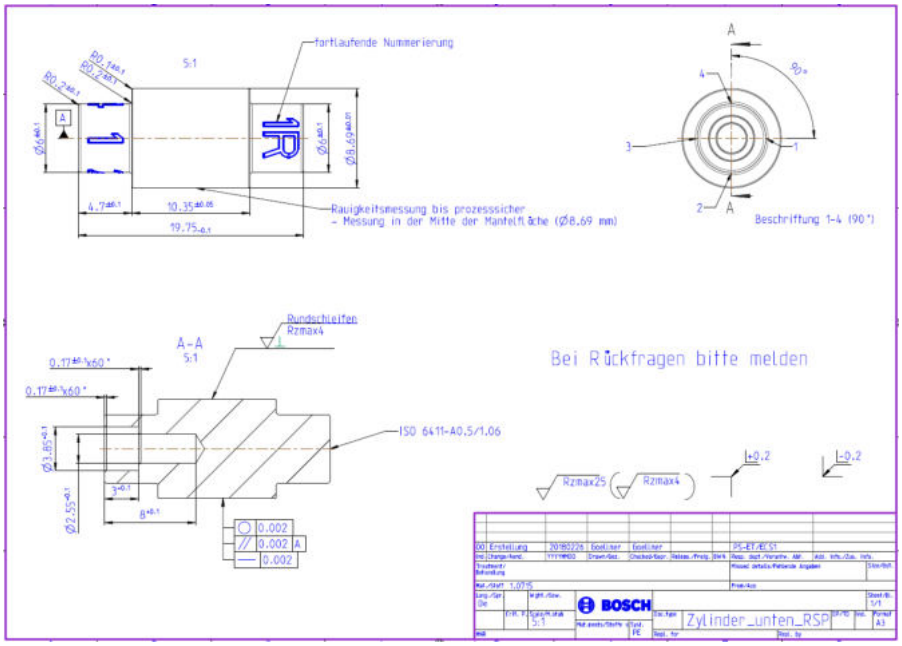


Abbildung 90: Fertigungszeichnung der zylindrischen Unterprobe für den Aufbau Zylinder-Zylinder gekreuzt

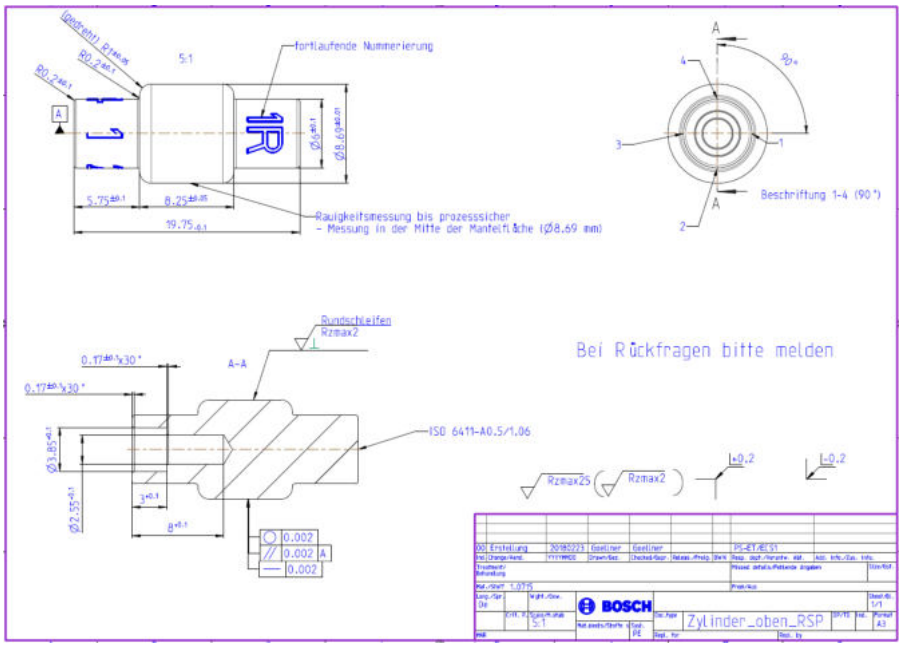


Abbildung 91: Fertigungszeichnung der zylindrischen Oberprobe

Die Thermogravimetrischen Analysen der beiden Lacksysteme sind Abbildung 92 zu entnehmen.

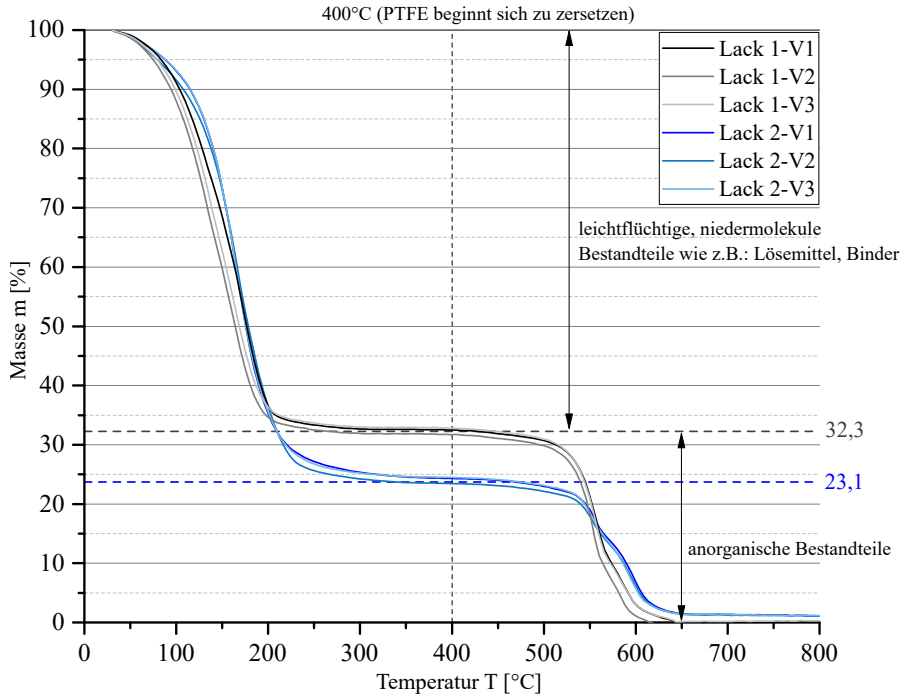


Abbildung 92: Thermogravimetrische Analyse der untersuchten Lacksysteme

Die gemessenen Rauheitsparameter der drei Oberflächenvarianten für die Unterproben sind in Abbildung 93 aufgeführt.

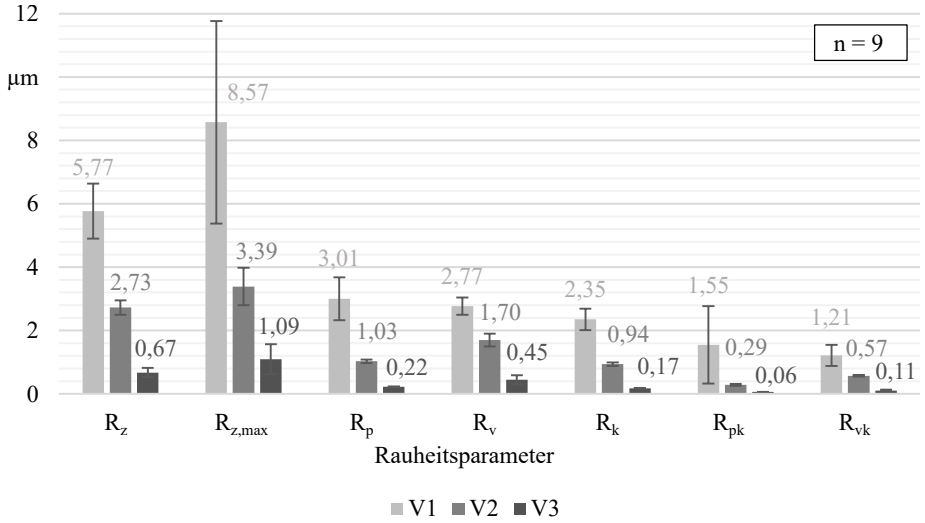


Abbildung 93: Rauheitsparameter der drei Unterprobenvarianten

A.4 Statistische Versuchsplanung-DOE

Die Parametervariationen des D-optimalen Versuchsplanes sind Tabelle 23 zu entnehmen. Alle 37 Parametervariationen wurden jeweils drei Mal getestet.

Tabelle 23: Paramtervariationen des D-optimalen Versuchsplanes

Nr.	Normalkraft [N]	Frequenz [f]	Temperatur [$°C$]	Oberflächengüte
1	130	8	80	Var. 1
2	50	14	80	Var. 3
3	50	11	80	Var. 1
4	50	14	40	Var. 1
5	130	8	20	Var. 2
6	90	8	80	Var. 2
7	50	11	40	Var. 3
8	50	8	80	Var. 3
9	130	8	40	Var. 3
10	50	11	80	Var. 2
11	90	11	80	Var. 3
12	90	11	40	Var. 1
13	50	11	20	Var. 1
14	50	14	40	Var. 2
15	50	14	20	Var. 3
16	90	11	80	Var. 2
17	90	11	20	Var. 1
18	50	8	20	Var. 1
19	90	8	20	Var. 3
20	50	8	40	Var. 2
21	90	8	40	Var. 1
22	50	11	20	Var. 2
23	50	8	80	Var. 2
24	130	8	40	Var. 2
25	130	8	80	Var. 3
26	50	14	20	Var. 2
27	90	11	40	Var. 2
28	90	8	80	Var. 1
29	130	8	20	Var. 1
30	90	8	20	Var. 2
31	50	14	80	Var. 1
32	50	14	20	Var. 1
33	50	8	20	Var. 3
34	50	8	20	Var. 2
35	50	8	40	Var. 1
36	50	8	80	Var. 1
37	90	8	20	Var. 1

Über die Regressionsgleichung (Gleichung 53) kann der Reibkoeffizient unter Verwendung einer Box-Cox-Transformation mit einem Bestimmtheitsmaß von 88,95 % geschätzt werden.

$$\begin{aligned} -\mu^{-0,5} = {} & -5,388 + 0,483 \cdot F - 0,4580 \cdot OFG + 0,001188 \cdot OFG \cdot F_N \\ & -0,000211 \cdot T \cdot F_N - 0,000194 \cdot T \cdot OFG + 0,06660 \cdot OFG^2 \\ & -0,01897 \cdot f^2 - 0,00791 \cdot T + 0,00548 \cdot F_N \end{aligned} \tag{53}$$

Über die Regressionsgleichung (Gleichung 54) kann der lineare Verschleißbetrag unter Verwendung einer Box-Cox-Transformation mit einem Bestimmtheitsmaß von 88,74 % geschätzt werden.

$$\begin{aligned} ln(W) = &-1,535 - 0,00203 \cdot T - 0,001842 \cdot T \cdot OFG + 0,01363 \cdot F_N \\ &-0,000095 \cdot T \cdot F_N + 0,0800 \cdot f + 0,000169 \cdot OFG \cdot F_N \\ &+0,0518 \cdot OFG^2 + 0,131 \cdot OFG \end{aligned} \tag{54}$$

A.5 Analyse der Beanspruchbarkeit

Die einzelnen Beanspruchbarkeitskurven der Parametervariationen Temperatur (Kurve 2), Oberflächengüte (Kurve 3), und Gleitgeschwindigkeit (Kurve 4) sind jeweils in Relation zur Kurve 1 (Var.2, 20°C, 11 Hz) in Abbildung 94-96 dargestellt.

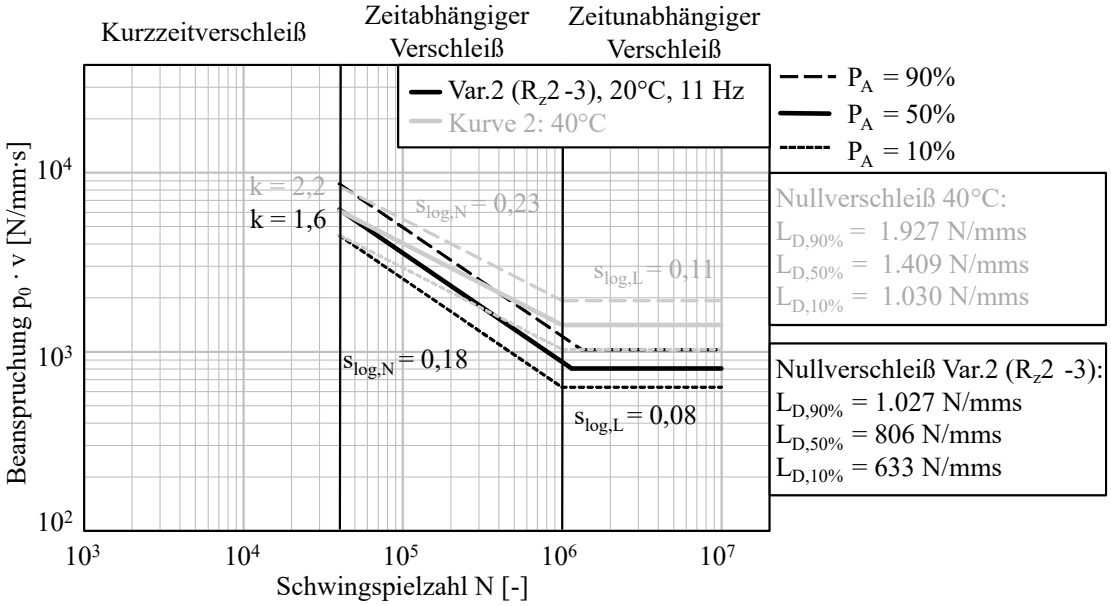


Abbildung 94: Beanspruchbarkeitskurve 2: Temperierung von 20°C auf 40°C

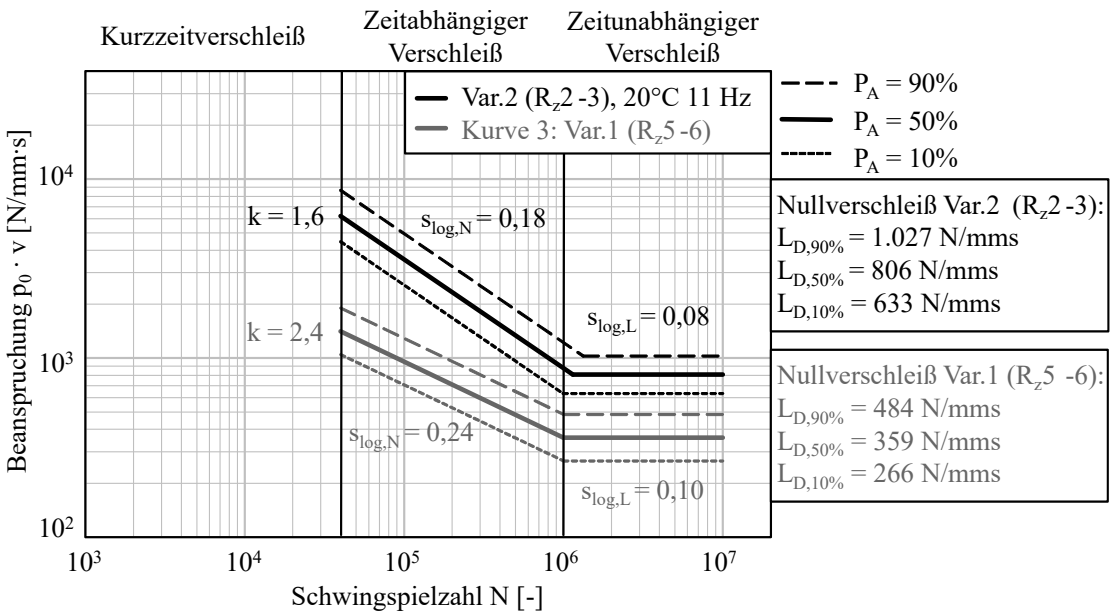


Abbildung 95: Beanspruchbarkeitskurve 3: Reduzierung der Gegenkörper-Oberflächengüte von Var.2 (R_z2-3) auf Var.1 (R_z5-6)

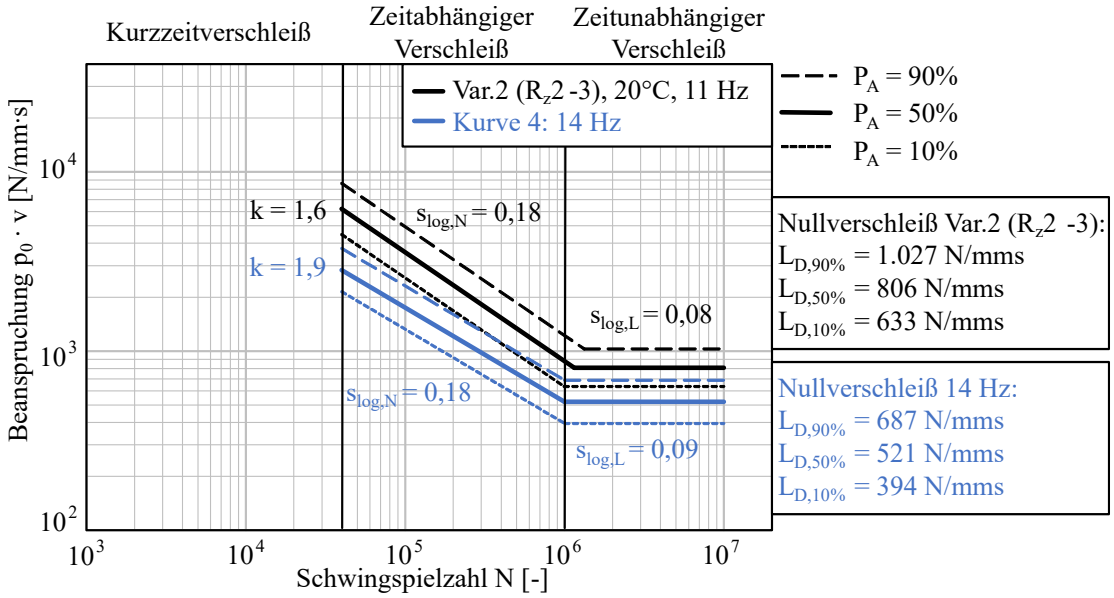


Abbildung 96: Beanspruchbarkeitskurve 4: Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit von von 17,6 mm/s (11 Hz) auf 22,4 mm/s (14 Hz)

Die *EDX*-Auswertungen zur Analyse der chemischen Zusammensetzung der Transferfilme in Abhängigkeit der Beanspruchungsbereiche sind in Abbildung 69 für die Kurve 2 dargestellt.

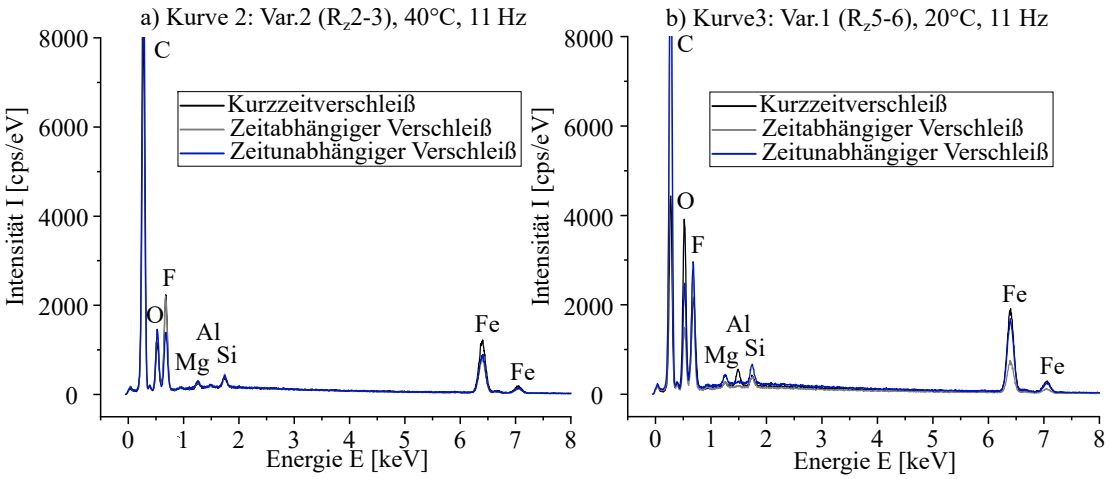


Abbildung 97: *EDX*-Analysen zur chemischen Zusammensetzung der Transferfilme in Abhängigkeit des Beanspruchungsbereiches: *a*) Kurve2: Var2 (R_z2-3), 40°C, 11 Hz, *b*) Kurve3: Var1 (R_z5-6), 20°C, 11 Hz

A.6 Untersuchung der Kontakttemperatur

Die genauen Angaben sowie die Randbedingungen zum Aufbau des *FEM*-Modells sind in Tabelle 24 zusammengefasst.

Tabelle 24: Grundaufbau und Randbedingungen des *FEM* Modells

Grundmodell	
Parts	Gleitlack, Platte, Zylinder
Materialien	$11SMn30, PAI-PTFE$ Gleitlack
Steps	- Initial, Kontaktieren Increment size 1 - Belastung Increment size 1 - Versuch Increment size 0,001
Field Output Requests	- Gesamtbauteil: CSTRESS, NT, S, U - Kontaktfläche: CSTRESS, NT, S, U
History Output Requests	Kontakttemperatur: NT
Interaction	- Kontaktfläche (node to surface) - Wärmeübergang Platte-Luft - Wärmeübergang Zylinder-Luft
Interaction Properties	- Reibung (aus den Modellversuchen) - Keine Reibung
Constraints	- KC-Einspannung (Zylinder) - KC-Krafteinwirkung (Platte) - KC-Spannen (Platte) - Tie-Kontakt zwischen Zylinder & Gleitlack
Amplitude	Periode(Sinusfunktion): $2 * \pi * Frequenz$
Load	Belastung von Unten auf die Platte
BCs	- Hubbewegung (Amplitude der Sinusfunktion) - 2 Einspannungen der Platte - Konst. Temperatureinfluss der Messplattform
Predefined Fields	Starttemperatur der Bauteile

Die einzelnen Randbedingungen des Simulationsmodells sind in Abbildung 98 schematisch dargestellt.

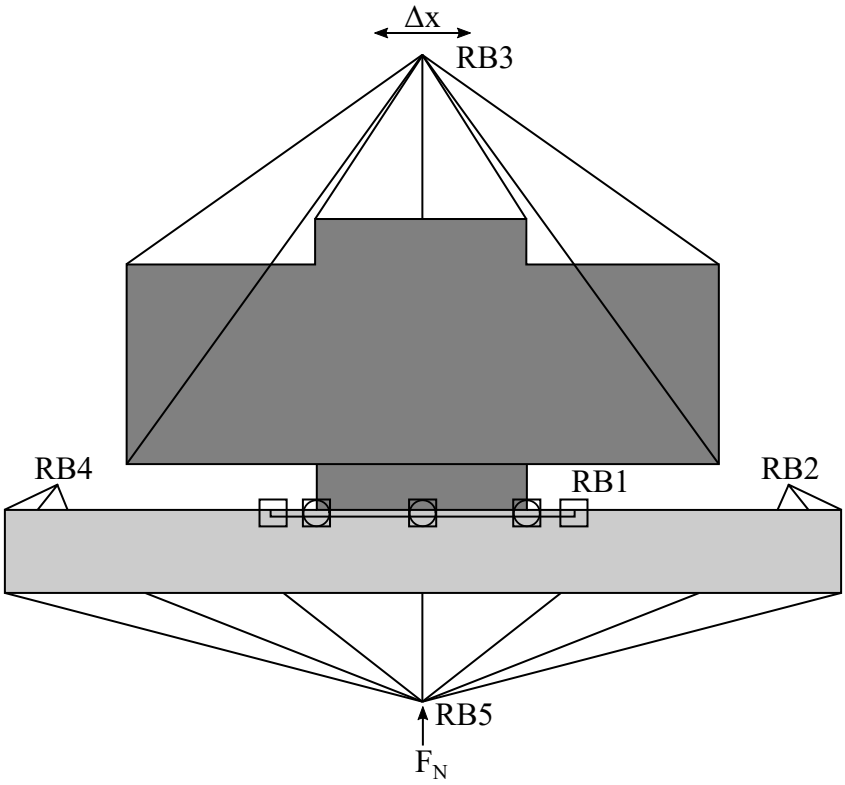


Abbildung 98: Randbedingungen des Simulationsmodells - RB1: Tie Kontakt zwischen Zylinder und Gleitlack; RB2+RB4: KC-Spannen (Platte); RB3: KC-Hub und Einspannung Zylinder; RB5: KC-Krafteinwirkung Platte

Eine Aufzeichnung der im Modellversuch gemessenen bzw. im Simulationsmodell berechneten Temperaturverläufe liefert Abbildung 99.

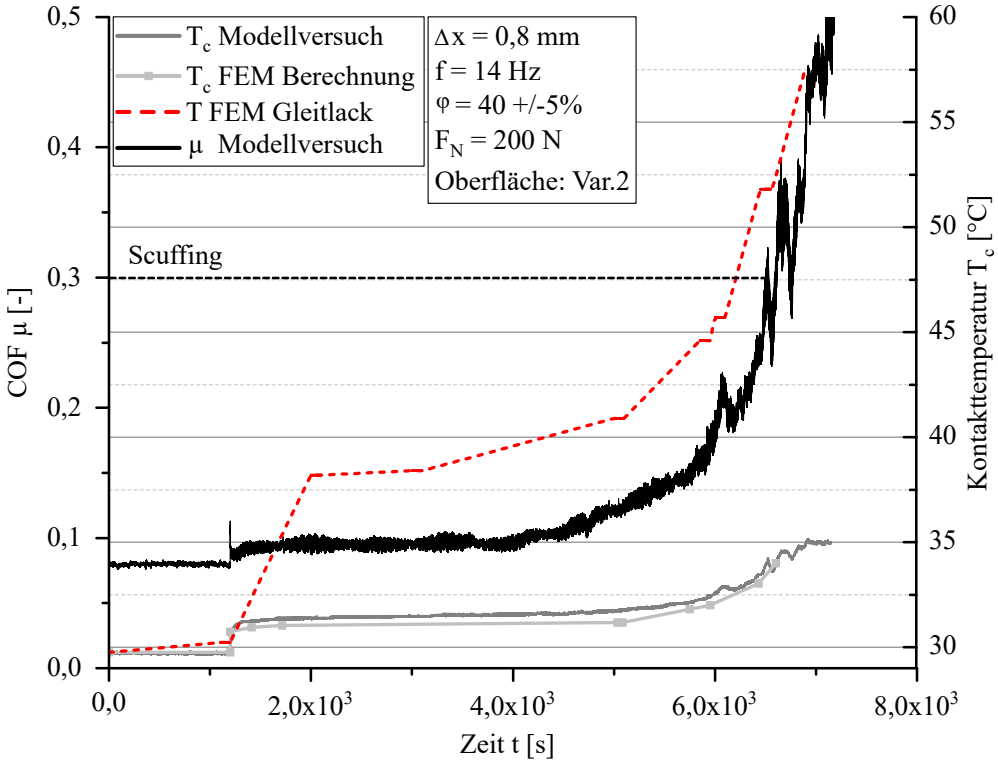


Abbildung 99: Aufgezeichnete Temperaturverläufe über der Versuchszeit im Modellversuch sowie im Simulationsmodell

A.7 Lebenslauf

Der Lebenslauf wird aus Gründen des Datenschutzes in der elektronischen Fassung der Arbeit nicht veröffentlicht.

A.8 Publikationsliste

Status	Titel	Jahr	Journal/Tagung
Autor	Tribologische Betrachtung von mit Gleitlack beschichteten Hubmagnetsystemen	2019	GfT (Gesellschaft für Tribologie)/ Konferenzband; Tribologie und Schmierungstechnik, 66, S. 48-55
Autor	Tribologie von mit Ammoniak vorkonditionierten Gleitlacken	2020	GfT (Gesellschaft für Tribologie)/ Konferenzband; Tribologie und Schmierungstechnik, 67, S. 19-25