

Achill Holzer

***Analyse des Einlaufverhaltens bleifreier
hydraulischer Verdrängereinheiten***



**Analyse des Einlaufverhaltens bleifreier hydraulischer
Verdrängereinheiten**

**Analysis of the Run-in Behavior of Lead-free Hydraulic Displacement
Units**

Von der Fakultät für Maschinenwesen
der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen
zur Erlangung des akademischen Grades
eines Doktors der Ingenieurwissenschaften
genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Achill Lucien Felix Holzer

Berichter/in: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Katharina Schmitz
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Jacobs

Tag der mündlichen Prüfung: 11.12.2024

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Universitätsbibliothek online verfügbar.

Reihe Fluidtechnik

D / Band 117

Achill Holzer

**Analyse des Einlaufverhaltens bleifreier
hydraulischer Verdrängereinheiten**

Shaker Verlag
Düren 2025

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

Zugl.: D 82 (Diss. RWTH Aachen University, 2024)

Coverbild: © RWTH-DAP/Mario Irmischer

Copyright Shaker Verlag 2025

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

Print-ISBN 978-3-8440-9926-3
PDF-ISBN 978-3-8191-0011-6
ISSN 1437-8434
eISSN 3051-9217
<https://doi.org/10.2370/9783819100116>

Shaker Verlag GmbH • Am Langen Graben 15a • 52353 Düren
Telefon: 02421 / 99 0 11 - 0 • Telefax: 02421 / 99 0 11 - 9
Internet: www.shaker.de • E-Mail: info@shaker.de

The true method of
knowledge is experiment.
—WILLIAM BLAKE

Danksagungen

Die hier vorliegende Arbeit zum Thema Einlaufverhalten bleifreier hydraulischer Verdrängereinheiten ist das Ergebnis meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für fluidtechnische Antriebe und Systeme der RWTH Aachen University.

Die Grundlage für diese Arbeit bildete das Forschungsvorhaben „Effizienzsteigerung von Verdrängereinheiten durch optimales Einlaufen“. Dieses wurde durch die Forschungsvereinigung Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. (FKM) und die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ (AiF) im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung und -entwicklung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Mein besonderer Dank gilt den Mitgliedern des Arbeitskreises, die das Projekt mit Materialspenden unterstützt haben.

Ich danke Frau Univ.-Prof. Dr.-Ing. Katharina Schmitz für die Betreuung meiner Dissertation und das entgegengebrachte Vertrauen bei der Bearbeitung von Projekten und Forschungsvorhaben. Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Jacobs danke ich für die Durchsicht der Arbeit und die Übernahme des Korreferats. Ebenso möchte ich Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christian Brecher für die Übernahme des Vorsitzes bei der mündlichen Prüfung danken.

Für den regen wissenschaftlichen und nichtwissenschaftlichen Austausch sowie den fachlichen Rat danke ich den Mitarbeitern des Instituts, insbesondere Milos V., Roland L., Markus G., Tobias M., Tobias P., Felix F., Stefan A. und Zita T. Bei der experimentellen Umsetzung der Arbeit konnte ich auf die Unterstützung von Horst W., Klaus B., Uwe B. und Dirk K. zählen.

Natürlich kommt eine solche Arbeit nicht ohne den Einsatz fleißiger Studenten aus, die entweder durch eine studentische Arbeit oder durch ihre Tätigkeit als Hiwi die Entstehung dieser Arbeit unterstützt haben. Dafür möchte ich mich herzlich bei meinen langjährigen Hiwis Tim M. und Jacqueline R. bedanken.

Für die kritische Durchsicht dieser Arbeit und die vielen hilfreichen Anmerkungen danke ich Markus G., Felix F., Zita T. und Julia S.

Abschließend möchte ich meinen Eltern danken, die mir das Studium mit vielen Freiheiten ermöglicht und mich stets motiviert haben, meinen Weg zu gehen.

Aachen, 3. Februar 2025

Achill Lucien Felix Holzer

Zusammenfassung

Hydraulische Komponenten und insbesondere hydraulische Verdrängermaschinen bestehen aus einer Vielzahl tribologisch hochbelasteter Kontakte. In der Praxis kommt es in den ersten Betriebsstunden zu einem Einlaufen, bei dem sich tribologische Schichten ausbilden und Fertigungstoleranzen im Bereich der Oberfläche egalisiert werden. Dieser Einlaufprozess findet nicht immer gleich und vor allem nicht immer in der gleichen Zeit statt. Oftmals wird das Einlaufen nach bestem Wissen und Erfahrungen der Hersteller durchgeführt. Es gilt daher, Erkenntnisse zu gewinnen, um den Einlaufprozess möglichst zielführend einzusetzen. Für eine optimale Einlaufstrategie muss zum einen genügend thermische und mechanische Energie in den Kontakt eingebracht, und damit fertigungsbedingte Oberflächenrauheiten eingeebnet und tribochemische Reaktionen in Gang gesetzt werden können. Zum anderen darf die eingebrachte Leistung nicht so hoch sein, dass es zu schwerem Verschleiß kommt, was zu einer Reduktion der Lebensdauer oder zu einem Totalausfall führen kann. Für Hersteller hydraulischer Verdrängereinheiten ergibt sich insbesondere durch den zu erwartenden Umstieg auf bleifreie Materialien ein gesteigertes Interesse, Einlaufprozesse besser verstehen und gezielter nutzen zu können.

Um ein wirtschaftliches Einlaufen zu ermöglichen, soll der Einlaufvorgang möglichst schnell absolviert werden können. Zur Erprobung der Einlaufstrategie wird eine Validierungskette aufgestellt, die Modellversuche, Komponentenversuche sowie Versuche an kompletten hydraulischen Verdrängereinheiten enthält. Dazu werden bleifreie Sondermessinglegierungen mit einer bleihaltigen Referenzlegierung auf einem Modellprüfstand sowie einem Komponentenprüfstand verglichen. Die Proben werden mit jeweils zwei charakteristischen Läpp- oder Feinschleifoberflächenfinishings versehen. Dabei wird die Änderung der Oberfläche vor und nach dem Einlaufen untersucht. Um den Einfluss zwischen konventionellen mineralischen Hydraulikölen und zink- und aschefreien Hydraulikölen zu beurteilen, werden die Versuche mit beiden Ölen durchgeführt und Unterschiede im Einlauf- und Reibverhalten herausgearbeitet. Aus den erzielten Ergebnissen werden Einlaufstrategien abgeleitet, welche zu einem optimierten Zeitverhalten der hydraulischen Komponenten führen. Die gewonnenen Einlaufstrategien werden anschließend auf nicht eingelaufene Hydraulikeinheiten mittels eines speziell konzipierten Prüfstands angewendet. Der Vergleich der unterschiedlichen Einlaufstrategien erfolgt zusätzlich zu Oberflächenuntersuchungen der Kontaktpartner auch durch Kennfeldmessungen des hydraulischen Wirkungsgrades. Neben der klassischen Messdatenauswertung werden alternative Auswertmöglichkeiten mittels künstlicher Intelligenz vorgestellt, durchgeführt, und die Resultate ausgewertet. Eine Übersicht über den Einfluss der unterschiedlichen Betriebs- und Fertigungsparameter auf den Einlaufvorgang schließt die Arbeit ab.

Abstract

Hydraulic components, particularly hydraulic displacement machines, contain a large number of tribologically highly stressed contacts. After manufacturing, a run-in process takes place throughout the first hours of operation, where tribological layers form and manufacturing tolerances in the surface area are equalized. This run-in process does not always occur in the same manner and more notably, not necessarily within the same timeframe. It is therefore of importance to gain knowledge in order to use the run-in process as effectively as possible.

For an optimal run-in strategy, sufficient thermal and mechanical energy must be introduced into the contact surface so that the production-related surface roughness can be leveled and, above all, the tribochemical reactions can be set in motion. The power applied must not be so high, that it causes severe wear, which can lead to a reduction in service life or even total failure.

To remain economical, the run-in process should be completed as quickly as possible. To test different run-in strategies, a validation chain, which includes model tests, component tests, and tests on complete hydraulic displacement units, is set up.

For this purpose, a model test bench and a component test bench are set up, and different test specimens are examined. Different lead-free special brass alloys are compared to a lead-containing reference alloy. The test specimens each undergo two characteristic lapping or fine grinding surface finishes. The specimens are analyzed both during the run-in process and after loading. In order to assess the influence of conventional mineral hydraulic oils and zinc- and ash-free hydraulic oils, the tests are carried out with both oils. Subsequently resulting differences in run-in and friction behavior are carefully examined. The results obtained by these experiments are used to derive run-in strategies which lead to an optimized time response of the hydraulic components.

The run-in strategies obtained are then applied to hydraulic units that have not been run-in, using a specially designed test bench. In addition to surface examination of the contact partners, the comparison of the different run-in strategies is also carried out by means of map measurements of the hydraulic efficiency.

In addition to classic measurement data evaluation, alternative evaluation options using artificial intelligence are presented and implemented, and the results are evaluated. Finally, an overview of the influence of the different operating and manufacturing parameters on the run-in process concludes the work.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	xv
1 Einleitung: Motivation, Ziel und Aufbau der Arbeit	1
1.1 Motivation	2
1.2 Zielsetzung und Vorgehen	3
2 Stand der Technik	7
2.1 Grundlagen hydraulischer Verdrängereinheiten	8
2.1.1 Bauarten hydraulischer Kolbenverdrängereinheiten	11
2.1.2 Tribologische Kontakte hydraulischer Verdrängereinheiten . .	13
2.1.3 Der Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel in Axialkolbenma- schinen	15
2.2 Tribologie geschmierter Systeme	18
2.2.1 Hydrauliköle und ihre Additive	22
2.2.2 Reibung und Verschleiß	27
2.2.3 Ausbildung tribologischer Oberflächen	28
2.2.4 Materialien und Beschichtungen	29
2.2.5 Oberflächenbearbeitung	33
2.2.6 Läppen	34
2.2.7 Feinschleifen	34
2.2.8 Finishing	35
2.3 Rauheitsparameter der Kontaktpartner	35
2.3.1 Oberflächenmessverfahren	36
2.3.2 Spektrale Leistungsdichte	38
2.3.3 Flussfaktoren	39
2.4 Einlaufprozesse und -strategien	42
2.5 Messdatenauswertung - Einflussanalyse	47
2.6 Messdatenauswertung - Analyse mittels künstlicher Intelligenz . . .	49
2.6.1 Künstliche Intelligenz in der Tribologie	49
2.6.2 Decision Trees (Entscheidungsbäume)	50
2.6.3 Random Forest	50

3	Materialauswahl und Probenpräparation	53
3.1	Untersuchung der Randbedingungen in Axialkolbenmaschinen	53
3.2	Untersuchte Fluide	53
3.3	Untersuchte Materialien	54
3.4	Metallografische Untersuchung der ausgewählten Legierungen	56
3.5	Oberflächenbearbeitung	59
3.6	Analyse der Oberflächenstruktur	59
4	Experimentelle Untersuchungen	65
4.1	Modellversuche am Tribometer nach Siebel-Kehl	65
4.1.1	Aufbau des Prüfstandes	66
4.1.2	Veränderung der Flussfaktoren über das Einlaufen	69
4.1.3	Ablauf des Versuchslaufs	71
4.1.4	Untersuchung des Temperaturprofils	80
4.1.5	Messdatenauswertung	84
4.2	Bauteilversuche	92
4.2.1	Kolbentrommel-Steuerspiegel	93
4.3	Aggregatversuche	94
4.3.1	Pumpe im geschlossenen Kreis	95
4.3.2	Schleppversuche	97
4.3.3	Wirkungsgradmessungen	99
5	Diskussion	107
5.1	Einlaufkriterien	107
5.1.1	Erfolgs- und Abbruchkriterien	107
5.2	Betriebliche Betrachtungen	108
5.2.1	Schematisches Vorgehen	108
5.2.2	Temperatur	113
5.2.3	Reibleistung	114
5.3	Technische Betrachtungen	116
5.3.1	Materialeigenschaften	117
5.3.2	Oberflächenbearbeitung	118
5.3.3	Übertragbarkeit auf andere Kontakte	118
6	Zusammenfassung und Ausblick	121
	Abbildungsverzeichnis	125
	Tabellenverzeichnis	129
	Literatur	131

Nomenklatur

Abkürzungen

<i>API</i>	API American Petroleum Institute
<i>AT</i>	Äußerer Totpunkt
<i>DLC</i>	Diamond-like-Carbon (PVD-Schichtsystem)
<i>EC</i>	Europäische Kommission
<i>EHLA</i>	Extreme High Speed Laser Application (deutsch: Extremes Hochgeschwindigkeits-Laserauftragschweißen)
<i>FTIR</i>	Fourier-Transformations-Infrarot-Spektroskopie
<i>HFC</i>	Wasserglykole mit einem Wassergehalt über 35 % und Polyglykol-Lösung
<i>ifas</i>	Institut für fluidtechnische Antriebe und Systeme der RWTH Aachen University
<i>IT</i>	Innerer Totpunkt
<i>LMD</i>	Laser Metal Deposition (deutsch: Laserauftragschweißen)
<i>LPBF</i>	Laser Powder Bed Fusion (deutsch: Selektives Laserstrahlschmelzen)
<i>MMC</i>	Metal Matrix Composite (deutsch: Verbundwerkstoff aus Metall und Keramik)
<i>PAO</i>	Polyalphaolefine
<i>PSD</i>	Power-Spectral-Density (deutsch: Spektrale Leistungsdichte)
<i>PVD</i>	Physical Vapour Deposition (deutsch: physikalische Gasphasenabscheidung)
<i>REACH</i>	Verordnung [EG 1907/2006] ist die Europäische Chemikalienverordnung zur Registrierung, Bewertung, Zulassung und Beschränkung chemischer Stoffe
<i>TEHD</i>	Thermo-Elasto-Hydro-Dynamik
<i>TiN</i>	Titannitrid
<i>ZnDTP</i>	Zinkdialkyldithiophosphat
ANOVA	Analysis of Variance (deutsch: Varianzanalyse)
DoE	Design of Experiment (deutsch: Statistische Versuchsplanung)
HBW	Härte Brinell
ML	Maschine Learning (deutsch: Maschinelles Lernen)
PPSP	Freier Ersatz für das proprietäre Statistikprogramm SPSS

Lateinische Zeichen

Δp	Druckgradient
b	Breite
e^*	Verschleißkoeffizient
$f_{cut-off}$	Grenzfrequenz
F_{krit}	Signifikanzwert
F_N	Normalkraft
F_{Reib}	Reibkraft
h	Höhe
h_0	Minimale Schmierfilmhöhe
He	Gümbel-Herseyzahl
k	Verschleißkoeffizient
l	Länge
M_{eff}	Effektives Drehmoment
M_{Reib}	Reibmoment
M_{th}	Theoretisches Drehmoment
p_c	Anfängliche Flächenpressung
P_R	Reibleistung
Q_{eff}	Effektiver Fördervolumenstrom
$Q_{L,Spalt}$	Leckagevolumenstrom im Spalt
Q_L	Leckagevolumenstrom
Q_{th}	Theoretischer Volumenstrom
r	Radius
Sa	Mittlere arithmetische Höhe
So	Sommerfeldzahl
Sz	Maximale Höhe
t_R	Belastungsdauer
W_R	Reibenergie
W_V	Verschleißvolumen
F-Wert	Maß für die statistische Signifikanz eines Tests
p-Wert	Signifikanzwert

Griechische Zeichen

Δ_{opt}	Rauheitsgleichgewicht
η_{hm}	Hydro-mechanischer Wirkungsgrad
η_{tot}	Gesamtwirkungsgrad

η_{vol}	Volumetrischer Wirkungsgrad
λ	Spezifische Schmierfilmdicke
ν	Kinematischen Viskosität
ω	Winkelgeschwindigkeit
Φ_s	Scherflussfaktor
$\Phi_{x,y}$	Druckflussfaktor in x, y Richtung
Ψ	Relatives Lagerspiel
ρ	Dichte
τ	Schubspannung
τ_0	Scherfestigkeit der Oberflächenspitzen
Θ	Verhältnis Querkontraktionszahl zu E-Modul
α	Schrägscheibenwinkel
μ	Reibkoeffizient

1 Einleitung: Motivation, Ziel und Aufbau der Arbeit

Täglich wird eine Vielzahl hydraulischer Verdrängereinheiten gefertigt. Vor der Auslieferung neuer Einheiten zum Endanwender findet üblicherweise eine Funktionsprüfung beim Hersteller statt, welche mit einer kurzen Einlaufprozedur verbunden sein kann. Während des Einlaufvorgangs werden Produktionsrückstände aus dem System entfernt, die tribologischen Kontakte passen sich aneinander an und eine Funktionskontrolle findet statt. Dabei kann eine Einlaufprozedur durchfahren werden, bei welcher die Parameter Druck und Drehzahl schrittweise verändert werden. Teilweise wird die Einlaufprozedur aus Kostengründen aber auch stark reduziert und es wird nur ein Betrieb bei konstanten Parametern durchgeführt.

Diese Einlaufprozedur kann einen signifikanten Einfluss auf den Aufbau und die Ausbildung der tribologischen Kontakte haben, was das Betriebsverhalten der Komponenten über deren Lebensdauer maßgeblich beeinflusst. So kann eine optimal eingelaufene Verdrängereinheit signifikant höhere Wirkungsgrade aufweisen, was zu einer Energieersparnis über die deutlich verlängerte Lebensdauer führt. Um gegenüber den Mitbewerbern Wettbewerbsvorteile zu sichern, werden diese Einlaufsequenzen oftmals unter Verschluss gehalten.

Jahrzehntelang wurden in der Hydraulikbranche tribologische hart-weich Paarungen genutzt, welche als weichen Kontaktpartner ein bleihaltiges Sondermessing oder eine Lagerbronze beinhalteten. Das Blei dient dabei nicht nur der besseren Zerspanbarkeit bei der Fertigung, sondern unterstützt durch die Ausbildung eines Films mit Notlaufeigenschaften auch im tribologischen Kontakt, insbesondere bei hohen Lasten, wenn es zu Festkörperkontakt zwischen den Oberflächen kommt. Aufgrund der Europäischen Chemikalienverordnung zur Registrierung, Bewertung, Zulassung und Beschränkung chemischer Stoffe (REACH) EG 1907/2006 wird die Nutzung von Blei in bestimmten Anwendungen schrittweise verboten. So steht die Verwendung von Blei in hydraulischen Pumpen bereits jetzt auf der Kandidatenliste und es muss davon ausgegangen werden, dass diese in Zukunft noch weiter eingeschränkt wird. /EC 06/

Die meisten dieser Materialpaarungen sind bereits seit den 1950er und 1960er Jahren etabliert. Sie wurden häufig empirisch auf jeden einzelnen Pumpen- beziehungsweise Motortypen ausgelegt. Aufgrund möglicher Fälle des Produkthaftungsgesetz (ProdHaftG), kombiniert mit der hohen Lebensdauer von hydraulischen Verdrängereinheiten und den exorbitanten Ausfallkosten scheuen Hersteller normalerweise eine Änderung der bereits etablierten Materialkombinationen. Die Zwangslage, in die Pumpenhersteller durch das drohende Bleiverbot gebracht werden, sorgt für

einen erhöhten Bedarf an tribologischen Versuchen, da neben den Neuentwicklungen auch bestehende Verdrängereinheiten auf bleifreie tribologische Kontakte umgerüstet werden müssen.

1.1 Motivation

Am Institut für fluidtechnische Antriebe und Systeme (ifas) wurde im Rahmen eines vorausgehenden Projektes gezeigt, dass deutliche Wirkungsgradsteigerung, ausgehend vom Neuzustand, von bis zu 3 % je nach Einlaufprozedur möglich sind. Es zeigte sich ebenfalls, dass der kurze Einlaufvorgang nach der Funktionsprüfung bei weitem nicht abgeschlossen ist und die Einheiten im Betrieb beim Anwender weiter einlaufen /Bla05/. Bessere Kenntnisse über den Einlaufprozess und dessen Beeinflussbarkeit würden es ermöglichen, mit geringem Aufwand das komplexe System hydraulischer Komponenten entweder als Ganzes aufzuwerten, indem höhere Lebensdauern und bessere Wirkungsgrade erreicht werden oder die Auswirkungen einer Materialsubstitution aufgrund des Bleiverbots auf das Gesamtsystem vorherzusehen. Zusätzlich ist es aber auch möglich Kostenreduktionen zu erzielen, da Fertigungsschritte der abschließenden Oberflächenbearbeitung innerhalb tribologischer Kontakte durch einen gezielten Einlaufvorgang ersetzt werden können.

Aufgrund der vielen Einflussparameter, insbesondere den Oberflächenzustand betreffend, ergeben sich viele Möglichkeiten zur Beeinflussung des tribologischen Systems. Neben den tribologischen Betrachtungen muss der Primärzweck des Systems, nämlich die möglichst effiziente Wandlung von mechanischer zu hydraulischer Energie, im Fokus stehen.

Ein Einlaufprogramm, welches optimal auf das tribologische System angepasst wird, soll zum einen die Bedürfnisse seitens der Oberflächen (Reduktion der Rauheitsspitzen, Energieversorgung zum Ablauf tribochemischer Reaktionen) als auch die ökonomischen Bedürfnisse wie kurze Taktzeiten und geringen Energieverbrauch sicherstellen, was bisher im Widerspruch steht. Aktuell wird davon ausgegangen, dass etwa 20-30 % der weltweit genutzten Energie für Reibung und Verschleiß aufgewendet wird, während der Rest als Anergie verloren geht /Hol17/. Nach dem Durchlaufen eines optimierten Einlaufprogramms kommt es zur Verbesserung des Systemverhaltens, welches sich als Wirkungsgradsteigerung, der Verbesserung des Regelverhaltens, aber auch durch eine Verringerung der Verschleißgeschwindigkeit bemerkbar macht.

Aufgrund des zu erwartenden vollständigen Verbots von Blei in Buntmetallen, kann davon ausgegangen werden, dass künftig sehr viele bewährte Tribosysteme innerhalb maschinenbaulicher Konstruktionen ausgetauscht und ersetzt werden müssen. Ein stringent-methodisches Vorgehen kann diesen Austausch beschleunigen und

die Kosten entscheidend senken. Dass ein Bleiverbot durchaus auch messbare Auswirkungen auf unser menschliches Leben haben kann, zeigt die folgende Abbildung 1.1. Dort wird der zeitliche Verlauf der Bleikonzentration im menschlichen Blut und die unterschiedlichen Maßnahmen der Europäischen Kommission (EC) zur Einschränkung der Bleinutzung dargestellt.

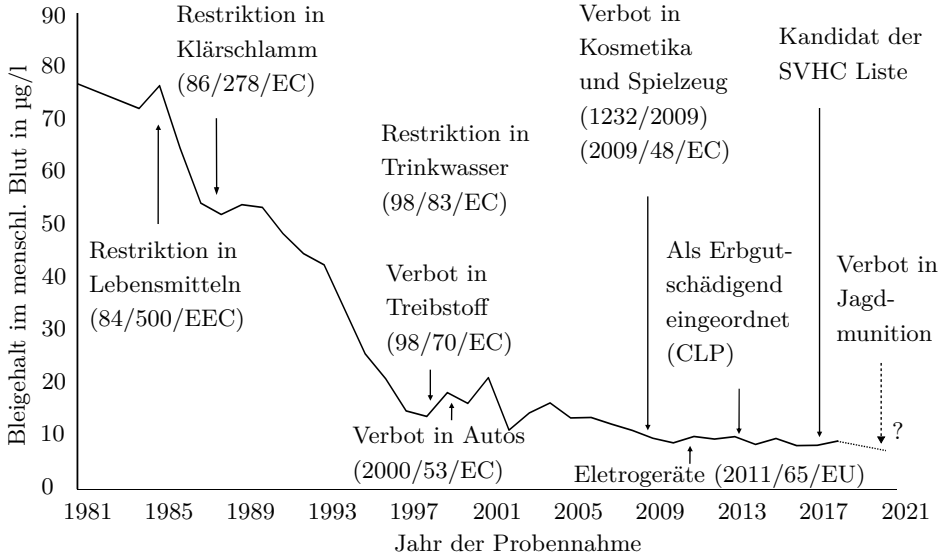


Abbildung 1.1: Zeitlicher Verlauf der Bleikonzentration in menschlichem Blut mit den EC Maßnahmen /Tre20/

1.2 Zielsetzung und Vorgehen

Im Rahmen dieser Arbeit wird der Einlaufprozess hydraulischer Verdrängereinheiten hinsichtlich seiner Abhängigkeiten untersucht. Dabei wird der Fokus auf die chemischen und mechanischen Vorgänge während des Einlaufens in den oberflächennahen Schichten verschiedener bleifreier Sondermessingmaterialien gelegt.

Die Steigerung des Wirkungsgrades kann durch die Verringerung des Reibwertes zwischen den relativ zueinander bewegten Teilen, sowie der Senkung der Abhebe- geschwindigkeit in den Kontakten erreicht werden. Eine verringerte Abhebe- geschwindigkeit (Auslinkpunkt) führt dazu, dass das System bereits bei geringerer Drehzahl im Reibungsminimum betrieben werden kann. Das Senken des Grenzreibungskoeffizienten ermöglicht ein effizienteres Betreiben des Systems bei geringen Drehzahlen. Die Verringerung des Reibwertes hat im Allgemeinen eine Verschleißminderung zur

Folge. Auch der volumetrische Wirkungsgrad hängt maßgeblich von der Oberflächentopologie ab und verändert sich über den Einlaufvorgang. Die Kenntnis über die Änderung der Oberflächentopologie während des Einlaufvorgangs erlaubt es, die wirtschaftlich günstigste Oberflächenbearbeitung auszuwählen, bei welcher sich durch das Einlaufen gerade noch eine tribologisch vorteilhafte Schicht ausbildet. Zusätzlich ist es mit den aktuellen Möglichkeiten schwierig, eine Oberfläche hinsichtlich ihrer tribologischen Eignung zu beschreiben, so dass bei vielen Herstellern mangels Alternativen immer noch auf bekannte, aber aussageschwache Rauheitsparameter wie den Mittenrauwert (R_a) zurückgegriffen wird.

Somit ergeben sich zwei Optimierungsmöglichkeiten, die hier als Ziel gesetzt werden. Zum einen die möglichst wirtschaftliche Fertigung der hydraulischen Komponenten, bei welcher der letzte Teil der Oberflächenbearbeitung während der Einlaufphase im fertigen Produkt stattfindet. Zum anderen die Steigerung des Wirkungsgrades durch die Verringerung des Reibwertes zwischen den relativ zueinander bewegten Teilen, welche oftmals mit einer Verschleißreduktion einhergeht. Aus der Praxis ist bekannt, dass die Oberflächenbearbeitung einen hohen Teil der Fertigungskosten ausmacht.

In dieser Arbeit soll unter anderem der Frage nachgegangen werden, wie die Qualität des eingelaufenen Zustandes möglichst reproduzierbar und zuverlässig gemessen werden kann. Dabei wird zwischen Onlinemethoden, die während des Betriebs genutzt werden können, und nachträglichen Methoden unterschieden, welche die Demontage der hydraulischen Einheiten erforderlich machen.

Das Vorgehen in dieser Arbeit richtet sich nach der tribologischen Prüfkette, bei der eine Vielzahl einfacher Modellversuche die Basis für weiterführende Tests mit steigender Komplexität bildet. Mittels der Modellversuche werden unterschiedliche bleifreie Sondermessinglegierungen mit einer bleihaltigen Referenzlegierung verglichen. Weiterhin werden die Oberflächenbearbeitungsverfahren Läppen und Feinschleifen auf ihren Einfluss auf den Einlaufvorgang verglichen. Es wird untersucht, ob sich raue oder glatte Oberflächen besser für einen beschleunigten Einlaufprozess eignen. Da bekannt ist, dass das verwendete Öl als Zwischenmedium im tribologischen Kontakt einen wichtigen Einfluss auf die Bildung der tribochemischen Reaktionsprodukte in den Oberflächen hat, wird ein klassisches mineralisches Hydrauliköl mit einem ebenfalls mineralischen, aber zink- und aschefreien Hydrauliköl verglichen.

Neben der Untersuchung von unterschiedlichen Materialien und Oberflächenbearbeitungen werden Einlaufstrategien entwickelt und validiert, welche es ermöglichen, durch eine optimale Wahl von Druck und Drehzahl ein möglichst rasches Einlaufen zu erzielen. Die Erkenntnisse aus den Modellversuchen werden auf Bauteilversuche angewendet und ein Vorgehen zum optimalen Einlaufen von hydraulischen Verdrängereinheiten entwickelt. Im Anschluss daran werden die erzielten Erkenntnisse mittels Reibuntersuchungen und Wirkungsgradkennfeldern realer, fabrikneuer

Verdrängereinheiten validiert. Zusätzlich werden die Messdaten der Modellversuche mittels eines Ansatzes der künstlichen Intelligenz (KI) untersucht und die Einflussgrößen ermittelt. Mit einem zweiten Datensatz wird die Vorhersagegenauigkeit des KI-Ansatzes überprüft und dessen Eignung für die experimentelle Validierung neuer Material- beziehungsweise Ölkombinationen ermittelt.

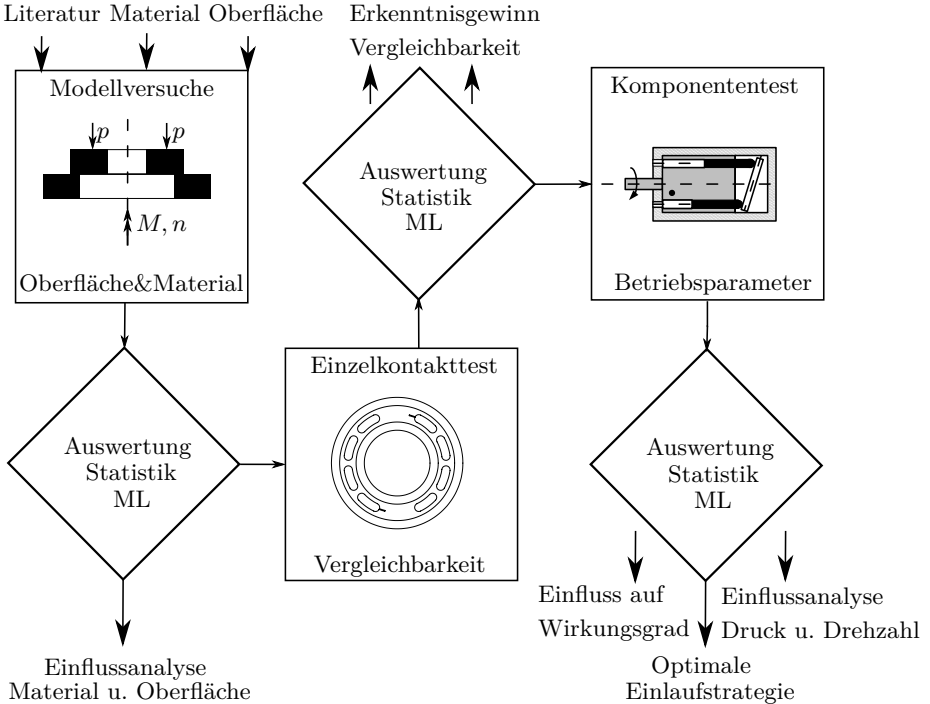


Abbildung 1.2: Schematischer Ablauf des Vorgehens

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit ergeben sich die drei folgenden Forschungsfragen:

- Können anhand von Stribeckkurven, welche über einen gewissen Zeitraum aufgezeichnet werden, Rückschlüsse betreffend der Güte des Einlaufens gezogen werden?
- Gibt es einen Betriebspunkt, bei welchem ein tribologischer Kontakt am schnellsten seinen quasi-statischen Endzustand erreicht?
- Hängt die Qualität des Einlaufprozesses maßgeblich von der Startrauheit ab und inwiefern ist die Endrauheit durch die Startrauheit vorgegeben?

Als Ziel der Untersuchungen kann definiert werden, Oberflächen mit möglichst geringem technischen Aufwand zu fertigen, sodass sie im späteren Betrieb einen wirtschaftlichen Betriebspunkt möglichst schnell erreichen und dann dauerhaft halten können. Dabei soll insbesondere geklärt werden, inwiefern der Einlaufprozess von der eingebrachten mechanischen und thermischen Energie abhängig ist um beispielsweise Additive aktivieren zu können. Eine möglichst universell gültige Untersuchungsmethodik soll es ermöglichen, die Eignung der getesteten Probekörper einschätzbar zu machen. Darüber hinaus soll Wissen generiert werden, welches künftig dazu genutzt werden kann, auch ohne experimentelle Untersuchungen a-priori potentielle Parameterkombinationen auszuwählen. Dieses Vorgehen soll in der Lage sein, die notwendige Anzahl an experimentellen Untersuchungen stark zu reduzieren.

2 Stand der Technik

Im folgenden Kapitel werden die Grundlagen hydraulischer Verdrängereinheiten sowie die Grundzüge der Tribologie geschmierter Systeme aufgearbeitet. Es folgt eine Auswertung der typischen verwendeten Materialien sowie Schmierstoffe. Ausgehend von diesen Materialien werden die tribologischen Reaktionen an der Oberfläche während des Einlaufens beleuchtet. Abgeschlossen wird das Kapitel mit einer Übersicht und Auswertung von in der Literatur beschriebenen Einlaufstrategien.

Der Begriff des Einlaufens bezieht sich auf tribologische Transitionen innerhalb eines Kontaktes oder eines Gesamtsystems. Dabei lässt sich Einlaufen als zeitliche Veränderung des Reib- und Verschleißverhaltens beschreiben. Im Bereich des Maschinenbaus und der produzierenden Industrie wird als Einlaufen der Zeitraum zwischen der Produktion eines Systems bis zum Erreichen eines konstanten Betriebspunktes, bei welchem sich grundlegende Systemparameter nur noch sehr langsam ändern, bezeichnet. Wissenschaftlich betrachtet kann beim Einlaufen zwischen zwei Arten unterschieden werden: das initiale Einlaufen, bei welchem das tribologische System zusammenfindet, und das sich wiederholende Einlaufen, wie es bei einem Wechsel des Betriebspunktes (Flächenpressung, Temperatur, Relativgeschwindigkeit) auftritt. Während das initiale Einlaufen mittels einer gezielten Einlaufstrategie optimiert werden kann, kommt es auch nach dem initialen Einlaufen unweigerlich zu Einlaufvorgängen beim Wechsel des Betriebspunktes während der Nutzung. /Bla05/, /Bla09/

Einige Effekte des Einlaufens sind bereits in der Literatur bekannt. So wird zwischen makroskopischen und mikroskopischen Effekten unterschieden. Wenn Bauteile gefertigt werden, kommt es während der Fertigung immer zu Fehlern. Das bedeutet, dass sowohl die Bauteilgeometrie als auch die Oberfläche stets Abweichungen zeigen. Nach Hamrock et al. sind die geometrischen Eigenschaften von Oberflächen auch als Textur bekannt, und können in drei Kategorien aufgeteilt werden /Ham04/.

- Formfehler: Fehler während des Bearbeitungsprozesses führen dazu, dass eine Oberfläche erzeugt wird, die von der gewünschten Oberfläche abweicht.
- Welligkeit: Unerwünschte Vibrationen in Fertigungsmaschinen führen zu einer Bildung von Wellen im Oberflächenprofil.
- Rauheit: Der Begriff Rauheit bezeichnet die Unebenheit der Oberflächenhöhe als Gestaltabweichung dritter bis fünfter Ordnung bei technischen Oberflächen.

Es ist dabei schwierig, eine echte Unterscheidung zwischen diesen Kategorien vorzunehmen. Durch die Überlagerung aller drei genannten Phänomene müssen diese als Ganzes berücksichtigt werden. Dabei ist sowohl die horizontale Richtung der

Oberfläche (oder Wellenlänge) als auch die vertikale Richtung (oder Amplitudenparameter) zu betrachten, um Oberflächen für die tribologische Analyse zu charakterisieren. Außerdem können Lagenablösungen und weitere Fehlstellen auftreten. Dabei ergibt sich eine für die Belastung typische Ausrichtung der Oberflächentextur. /Ham04/,/Bhu13/

Während des Einlaufens findet nicht nur eine mechanische (Nach-) Bearbeitung der Oberfläche statt. Zusätzlich wird Leistung unter anderem in Form von Reibung in das tribologische System eingebracht. Diese Leistung kann chemische Reaktionen unterstützen, die zur Ausbildung unterschiedlicher, meist im Vergleich zum Grundmaterial härterer Oxidschichten führen. Die Menge der eingebrachten Energie ist dabei eine kritische Größe: ist sie zu gering, können chemisch-tribologische Umwandlungen nicht ablaufen - ist sie zu groß, entstehen unwiderrufliche Schäden. So dehnt sich der „Einlaufkorridor“ nach Scherge zwischen minimal nötiger und maximal möglicher Reibbelastung aus. Dieser Korridor ist abhängig von den Eigenschaften des tribologischen Systems und lässt sich zum Beispiel durch Additive beeinflussen. Insbesondere oberflächenaktive Additive spielen bei der Ausbildung tribologischer Schichten eine entscheidende Rolle. /Sch15a/

Als äußerliches Merkmal eines gerade stattfindenden Einlaufprozesses kann ein kurzes Schwanken des Reibwertes bei stetiger Belastung interpretiert werden. Typischerweise heizen sich Systeme während des initialen Einlaufens deutlich stärker auf. Während des Einlaufens kann eine erhöhte Schallemission stattfinden, da es zu einer Anregung aufgrund von abgetragenen Rauheitsspitzen sowie mikroskopischen Adhäsionsverschweißungen kommt. /Sch15a/

2.1 Grundlagen hydraulischer Verdrängereinheiten

Hydraulische Verdrängereinheiten dienen dem Wandeln mechanischer Leistung in hydraulische Leistung oder anders herum. Sie stellen damit das Herzstück aller hydraulischen Systeme dar. Aufgrund dieser prominenten Stellung und der steigenden Energiekosten sowie der immer restriktiveren Umweltaforderungen bestehen besondere Anforderungen an Effizienz und Leistungsfähigkeit dieser Einheiten. Verdrängereinheiten wandeln die mechanische Antriebsenergie in einem zeitweise geschlossenen Volumen. Sie grenzen sich durch das geschlossene Volumen von den Strömungsmaschinen ab, bei denen zwischen Fluid und Maschine ein offenes Volumen herrscht und welche die Trägheit des Fluids nutzen. Aufgrund des notwendigerweise geschlossenen Volumens kommt es, mit Ausnahme der kontinuierlich arbeitenden Maschinen, zu einem Umsteuervorgang, welcher die Hoch- und Niederdruckeinwirkung auf die hydraulische Flüssigkeit kommutiert. Dabei wird in der Regel ein Volumenstrom gefördert, welcher einen wichtigen Einfluss auf die hier behandelten tribologischen Kontakte hat. /Iva93/

Bei den Zahnverdrängereinheiten, wie in Abbildung 2.1 dargestellt, wird das Fluid zwischen den einzelnen Zahnflanken und dem Gehäuse oder einer speziell geformten Sichel gefördert. Obwohl Zahnradmaschinen sehr einfach aufgebaut erscheinen, sind insbesondere solche für erhöhte Betriebsdrücke aufwändig druckkompensiert, um Dichtigkeit und maximale Flächenpressung zu erreichen. Tribologisch kann zwischen den Zahnkontakten und dem Kontakt der Axialscheiben (hinter der Zeichnungsebene) unterschieden werden. Zwischen den Zähnen herrscht ein Linienkontakt mit hoher Flächenpressung. Zwischen Zahnrad und Axialscheibe liegt ein, teilweise kompensierter, flächiger Kontakt vor.

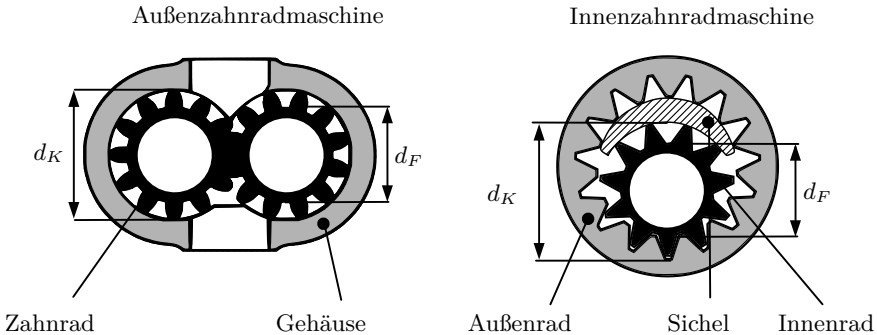


Abbildung 2.1: Zahnradmaschinen in Außenbauweise (links) und Innenbauweise (rechts)

Aufgrund des hochbelasteten Linienkontaktes zwischen den Zahnrädern, welcher mit dem eines Zahnradgetriebes verglichen werden kann, erfordern Zahnradmaschinen ein Extreme-Pressure-Additiv, welches dem Hydrauliköl zugesetzt wird.

Obwohl die Verdrängerprinzipien alle unterschiedlich wirken, und im Bereich des Verdrängerraumes auch unterschiedliche tribologische Belastungen erfahren, ist der tribologische Kontakt im Verdrängerbereich oft nicht unbedingt der kritischste Kontakt innerhalb der Einheit. Neben den tribologischen Kontakten im Verdrängerraum hydraulischer Verdrängereinheiten gibt es weitere tribologische Kontakte, welche sich in nahezu allen Pumpenbauformen finden. Das sind in erster Linie Kontakte, die als radiale beziehungsweise axiale Lagerung einzelner Bauteile dienen. Ein weiterer Kontakt, welcher sich in nahezu allen Verdrängereinheiten findet, ist die Umsteuerung zwischen Hoch- und Niederdruck. Dieser Kontakt muss aufgrund der hohen Drehzahlen und großer geforderter Volumenströme große Querschnitte mit hoher Präzision freigeben. Häufig werden verschiedene Funktionen innerhalb einzelner Bauteile integriert. Dieses Vorgehen ermöglicht eine platzsparende und kostenbewusste Konstruktion. Allerdings werden die Belastungen aus den unterschiedlichen Funktionen ebenfalls überlagert. Es stellt sich ein komplexes Belastungsspektrum

mit Zielkonflikten ein.

Der Wirkungsgrad hydraulischer Verdrängereinheiten liegt je nach Betriebspunkt bei über 90 %. In der Regel wird der Wirkungsgrad nochmals in einen hydraulisch-mechanischen Anteil und einen volumetrischen Anteil unterteilt. Da die Tribologie beide Wirkungsgrade beeinflusst, sollen beide hier vorgestellt und die Auswirkungen beschrieben werden.

Als hydraulisch-mechanische Verluste werden alle Verluste bezeichnet, welche durch Reibung innerhalb der Verdrängereinheit entstehen. Unter diesen Verlusten zusammengefasst finden sich alle tribologischen Kontakte, die einer Relativbewegung einen Reibwiderstand entgegensetzen. Zusätzlich zu den Reibverlusten der Oberflächen kommt es zu Fluidreibung, Wandreibung des Fluids an Rohrleitungen und Kanalgeometrien sowie zu Planschverlusten aufgrund der Scherung des Fluids. Gleichung 2.1 bildet aufgrund des Verhältnisses zwischen theoretischem M_{th} und effektivem Drehmoment M_{eff} den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad einer Pumpe.

$$\eta_{hm} = \frac{M_{th}}{M_{eff}} = \frac{1}{1 + \sum \frac{M_{verl}}{M_{th}}} \quad (2.1)$$

Als volumetrische Verluste werden sämtliche ungewollte Flüsse von Drucköl entgegen des Druckgradienten bezeichnet. Sie können weiter in interne und externe Leckage unterteilt werden. Als interne Leckage wird das Zurückfließen von Flüssigkeit aus der Hochdruckseite in die Niederdruckseite bezeichnet. Externe Leckage bedeutet, dass Drucköl ins Gehäuse fließt.

Der volumetrische Wirkungsgrad lässt sich als Verhältnis des effektiven Volumenstroms zum theoretischen Volumenstrom ausdrücken, wobei Q_{eff} der effektive Volumenstrom, Q_{th} der theoretische Volumenstrom und $\sum Q_L$ die Summe der Einzelleckageströme ist (Gleichung 2.2).

$$\eta_{vol} = \frac{Q_{eff}}{Q_{th}} = 1 - \frac{\sum Q_L}{Q_{th}} \quad (2.2)$$

Dabei ist der externe Leckagevolumenstrom ein wichtiges Mittel um hochbelastete Kontakte zu kühlen und der Einheit dadurch Wärme abzuführen.

Über die Spaltgleichung (Gleichung 2.3) für den rechteckigen, ebenen Spalt lässt sich herleiten, dass der Leckagestrom $Q_{L,Spalt}$ von der Druckdifferenz Δp , der Spalthöhe h , der Dichte ρ und der Viskosität ν sowie der Geometrie (Länge l und Breite b) des Spaltes abhängt.

$$Q_{L,Spalt} = \frac{12\Delta p\nu\rho l}{bh^3} \quad (2.3)$$

Mit steigender Drehzahl sowie sinkender Viskosität steigen die volumetrischen Verluste an, da der Spalt schneller überstrichen werden und die Leckage steigt. Ab

einem gewissen Mindestdruck, welcher für die Funktion der axialen Druckkompensation notwendig ist, steigen die hydraulisch-mechanischen Verluste typischerweise mit dem Betriebsdruck an und fallen mit der Drehzahl ab. Das kann über den stribeckartigen Verlauf der Kontaktreibung erklärt werden, wobei der hydrodynamische Druckaufbau für eine Steigerung der Spalthöhe sorgt, und damit den Reibwert verringert.

Da die tribologischen Systeme zum einen die Spalthöhe und zum anderen die Reibung zwischen den Kontaktpartnern beeinflussen, ist es möglich den Wirkungsgrad von hydraulischen Verdrängereinheiten auf unterschiedliche Weise einzustellen und damit ein gewünschtes Systemverhalten zu erzeugen.

2.1.1 Bauarten hydraulischer Kolbenverdrängereinheiten

Kolbenmaschinen können anhand der Ausrichtung ihrer Arbeitskolben unterschieden werden. Sollen hohe Drücke oder Drehmomente bei vergleichsweise geringen Drehzahlen erreicht werden, kommen bevorzugt Radialkolbenmaschinen zum Einsatz. Radialkolbenmaschinen können je nach Bauform außen oder innen abgestützt sein (Abbildung 2.2). Ein großer Vorteil von Radialkolbenmaschinen ist die Möglichkeit, auch bei sehr geringen Drehzahlen hohe Drehmomente aufbringen zu können. Besondere Bauformen von Radialkolbenmaschinen erlauben es, eine variable Anzahl von Arbeitskolben zu nutzen. Im Sonderfall gibt es Maschinen, welche nur einen Arbeitskolben enthalten. Neben dem bei Kolbenverdrängereinheiten typischen Kolben-Buchsen-Kontakt (K-B) gibt es flächige, teilweise kompensierte Kontakte zwischen Kolbenschuh und Hubring oder Kolbenschuh und Exzenter. Wenn die Maschine über eine Zwangsumsteuerung verfügt, ist diese typischerweise über eine flächig dichtende Ventilplatte gelöst. Reihenkolbenmaschinen sind in der Ölhydraulik vergleichsweise selten vertreten. Sie werden hauptsächlich in der Klarwasserhydraulik verwendet.

In Abbildung 2.3 werden die drei häufigsten Bauarten hydraulischer Axialkolbenmaschinen gezeigt. Die Taumelscheibenmaschine (links) stellt hierbei die einfachste Bauart dar. Über eine fest an der Welle angebrachte Taumelscheibe werden die drei, fünf, sieben oder neun Arbeitskolben pro Umdrehung einmal zwischen oberem Totpunkt (OT) und innerem Totpunkt (IT) verfahren. Zwischen Taumelscheibe und Arbeitskolben befinden sich Gleitschuhe, welche einen flächigen, hydrostatisch teilentlasteten Kontakt darstellen. Das Verdrängervolumen dieser Bauform ist nicht einstellbar.

Abbildung 2.3 rechts zeigt die Schrägachsenmaschine. Diese Bauform wird typischerweise in Axialkolbenmotoren verwendet. Der Kolbenhub wird hier nicht durch eine schräg gestellte Scheibe erreicht, sondern durch eine abgelenkte Achse. Diese Bauform gibt es sowohl mit fixem als auch mit verstellbarem Schluckvolumen.

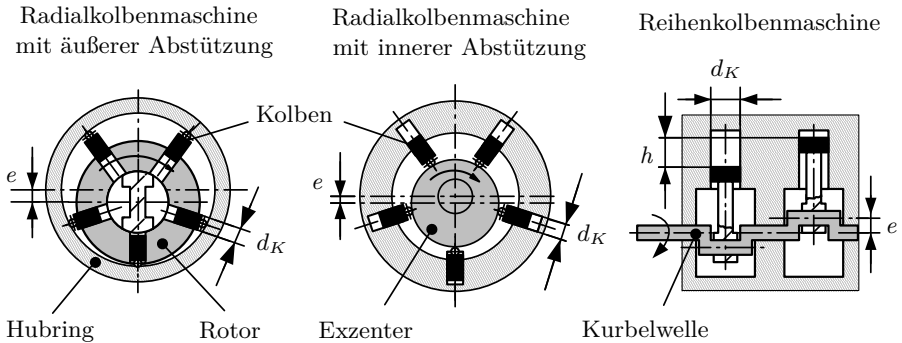


Abbildung 2.2: Radialkolbenmaschinen mit äußerer Abstützung (links) und innerer Abstützung (mitte) sowie Reihenkolbenmaschine (rechts) nach Ivantysyn /Iva93/

Tribologisch unterscheidet sich die Funktion der Gleit- oder Kolbenschuhe. Im Fall der Schrägachsenmaschine laufen alle Arbeitskolben in einem einzigen Gleitschuh, welcher mit der Triebwelle verbunden ist. Dies limitiert zum einen den maximal möglichen Schwenkwinkel, zum anderen sorgt es für eine bessere Lastverteilung. Die auftretenden Querkräfte werden über einen nicht entlasteten konformen Kontakt übertragen.

Die Schrägscheibenmaschine ist mittig in Abbildung 2.3 dargestellt. Als Unterschied zur Taumelscheibenmaschine wird die Kolbenbewegung nicht durch eine auf der Achse angebrachten Scheibe erreicht, sondern die Schrägscheibe ist im Gehäuse gelagert. Diese Bauform existiert sowohl als Fixeinheit, als auch als verstellbare Einheit (α nicht konstant), bei der die Schrägscheibe mittels eines Aktors verschwenkt wird. Da sich die Kolbentrommel relativ zum Gehäuse dreht, wird die Umsteuerung zwischen Hoch- und Niederdruck durch einen Steuerspiegel erzielt. Dieser dient gleichzeitig als hydrostatisches Axiallager und nimmt sämtliche axialen Kolbenkräfte auf. Bei verstellbaren Einheiten wird die Schrägscheibe entweder durch Zylinderrollenlager (höhere Effizienz) oder durch hydrostatische Lager (bessere Regelbarkeit) im Gehäuse gelagert.

Wichtige Anforderungen an Hydraulikeinheiten sind nicht nur ein geringer Verschleiß und eine gesteigerte Energieeffizienz. Durch die vermehrte Nutzung von speziellen Druckübertragungsmedien, wie beispielsweise biologisch abbaubaren Ölen, und auch wasserbasierten Medien wie Wasserglykollösungen mit einem Wassergehalt $>40\%$ (HFC), müssen die verwendeten Materialien auch eine erhöhte Korrosionsbeständigkeit aufweisen. Aufgrund des schrittweisen Verbotes von Blei in technischen Produkten (REACH-Verordnungen, siehe Kapitel 1) müssen zudem Alternativen zu den klassischerweise verwendeten Materialien gefunden werden.

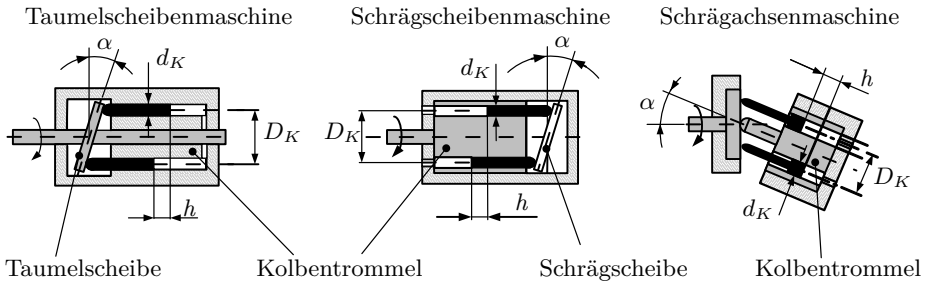


Abbildung 2.3: Axialkolbenmaschinen in Taumelscheiben- (links), Schrägscheiben- (mitte) sowie Schrägachsenausführung (rechts) nach Ivantysyn /Iva93/

2.1.2 Tribologische Kontakte hydraulischer Verdrängereinheiten

Hydraulische Komponenten verfügen über eine unterschiedlich große Zahl tribologischer Kontakte. Aufgrund der hohen Druckkräfte muss den Kontakten eine besondere Aufmerksamkeit entgegengebracht werden. Meistens wird innerhalb hydraulischer Systeme das Prinzip der hart-weich-Paarung angewendet, womit eine ausreichend hohe Laufzeit sichergestellt werden kann. Die einfache Verfügbarkeit von hydraulischem Drucköl ermöglicht es, viele Kontakte hydrostatisch zu entlasten. Die hydrostatische Entlastung ist jedoch zum einen konstruktiv aufwändig und steigert damit die Produktionskosten, zum anderen senkt sie den volumetrischen Wirkungsgrad der Einheit, weshalb viele untergeordnete Kontakte nicht entlastet sind. /Iva93/

Häufig sind in der Hydraulik großflächige, konforme, tribologische Kontakte anzutreffen, welche mit Flächenpressungen im Bereich von bis zu 100 MPa belastet werden. Im Gegensatz zu mechanischen Getrieben mit Zahnrädern befinden sich hydraulische Komponenten in einem System, welches eine große Menge Schmiermedium in Bezug auf die Körperoberfläche enthält. Der gegensätzliche Fall sind lebensdauer geschmierte Getriebe, bei denen eine kleine Fettfüllung über die gesamte Lebensdauer genutzt werden muss. Nahezu alle tribologischen Kontakte einer Komponente werden durch das umgebende Hydraulikfluid geschmiert.

Die in Kapitel 2.1 beschriebenen hydraulischen Axialkolbenmaschinen waren und sind häufig Ziel von Forschung und Entwicklung. So wurden in der Vergangenheit bereits viele Untersuchungen durchgeführt (vgl. Tabelle 2.1). Die wichtigsten sollen hier aufgeführt werden. Die Reibung am Kolben-Gleitschuh-Kontakt (K-GS) wurde von Hooke /Hoo89/, später von Böinghoff, Harms sowie Donders /Böi77/, /Har82/, /Don99/ thematisiert. Experimentelle Untersuchungen des Kontakts Gleitschuh-Schrägscheibe (GS-SS) wurden von Bräckelmann /Brä07/ durchgeführt.

Neueste Forschungen zielen auf die thermo-elastohydrodynamische (T-EHD) Schmierfilmsimulation, wie beispielsweise Schorgel /Sch15b/ oder den Einsatz von

Nanobeschichtungen wie Rizzo /Riz15/ ab.

Kontakt	Autor	Jahr	Vorgehen	Fokus
K - B	Olems /Ole01/	2001	Exp./Sim.	Temperatur
K - B	Lasaar /Las03/	2003	Exp./Sim.	Konturierung
K - B	Bräckelmann /Brä07/	2007	Exp./Sim.	Reibung, Dämpfung
K - B	Gels /Gel11/	2011	Exp./Sim.	Kontur/ Beschichtung
K - B	Vatheuer /Vat14/	2016	Exp.	Schräggestellte Kolben
K - B	Gärtner /Gär19/	2019	Exp./Sim.	Verlustanalyse
KT - SSP	Olems /Ole01/	2001	Exp./Sim.	Temperatur
KT - SSP	Manring /Man00/	2000	Sim.	Bewegung
KT - SSP	Bergada /Ber12/	2012	Exp.	Wirkungsgrad
KT - SSP	Leonhardt /Leo17/	2017	Exp.	Schichtdicken
KT - SSP	Wegner /Weg21/	2021	Exp./Sim.	Spalthöhen
K - GS	Hooke /Hoo89/	1989	Exp.	Kippverhalten
K - GS	Donders /Don99/	1999	Exp.	Betrieb mit HFA
K - GS	Oberem /Obe02/	2002	Exp.	Betrieb mit HFA
K - GS	Bräckelmann /Brä07/	2007	Exp./Sim.	Reibung, Dämpfung
GS - SS	Bräckelmann /Brä07/	2007	Exp./Sim.	Reibung, Dämpfung
GS - SS	Chacon /Cha17/	2017	Sim.	Temperatur

Tabelle 2.1: Ausgewählte Untersuchungen an Axialkolbenmaschinen

Im Gegensatz zu den oben genannten Kontakten ist der Kolben-Buchse-Kontakt (K-B) überwiegend durch Querkräfte und translatorische sowie rotatorische Bewegung belastet und wird nicht mit Hilfe des Prinzips der hydrostatischen Lagerung entlastet. Im Betrieb laufen, bei einer hart-weich-Paarung des Kontaktes Kolben und Buchse daher aufeinander ein. Untersuchungen des Kolben-Buchse-Kontaktes wurden z.B. von Renius /Ren74/, Kleist /Kle02/, Bräckelmann /Brä07/, Breuer /Bre07/, Vatheuer /Vat14/ und Gärtner /Gär19/ veröffentlicht.

Mit der simulativen Abbildung des Kolben-Buchse-Kontaktes mittels T-EHD ohne Festkörperreibung beschäftigten sich unter anderem Ivantysynova /Iva12/ und Pelosi /Pel12/, /Pel13/. Experimentelle und simulative Untersuchungen zu Kolben-Buchse-Paaren mit Konturierung, ähnlich zu Konturen infolge Einlaufverschleißes, führte Gels durch /Gel11/.

Untersuchungen von Scharf /Sch14/ beschäftigten sich mit der Realisierung einer hart-hart-Paarung mittels beschichteter Kolben. Das umwelttechnische Ziel der Reduktion des Buntmetalleinsatzes in Axialkolbenmaschinen steht bei Gels und Scharf im Fokus. /Gel11/, /Sch14/

Die wichtigsten Kontakte innerhalb der Axialkolbenmaschine sind im Schnitt

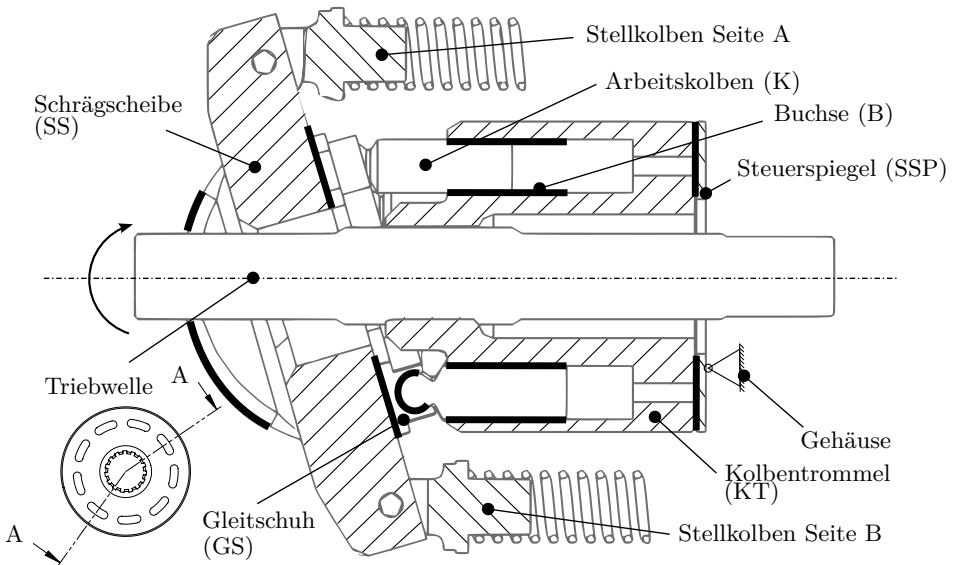


Abbildung 2.4: Schnittdarstellung einer Axialkolbenmaschine in Schrägscheibenbauweise mit den Haupttribokontakten

(Abbildung 2.4) dargestellt. Mittig angeordnet ist die Triebwelle, welche den Antriebsmotor mit der Kolbentrommel über eine Längsverzahnung verbindet. Die Kolbentrommel enthält neun Arbeitskolben, welche mit jeweils einem Gleitschuh versehen sind und sich an der Schrägscheibe abstützen. Die Schrägscheibe kann durch die Stellkolben A und B um einen bestimmten Winkel in beide Richtungen verschwenkt werden. Die Kolbentrommel stützt sich auf dem ortsfesten Steuerspiegel am Gehäuse ab. Die wichtigsten tribologischen Kontakte sind: Kolbentrommel-Steuerspiegel, Kolben-Buchse, Gleitschuh-Schrägscheibe und Schrägscheibe-Gehäuse.

2.1.3 Der Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel in Axialkolbenmaschinen

Der Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel stellt den zentralen tribologischen Kontakt innerhalb von Axialkolbenmaschinen dar. Er dient zum einen dazu, die Triebwerkskräfte in axialer Richtung zu übertragen, zum anderen kommutiert er mittels der eingebrachten Hoch- und Niederdrucknieren die einzelnen Kolbenbohrungen. Der Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel wird als Stahl-Buntmetallkontakt ausgeführt, da sich diese Materialkombinationen bereits seit Jahrzehnten als sehr zuverlässig und verschleißarm erwiesen haben.

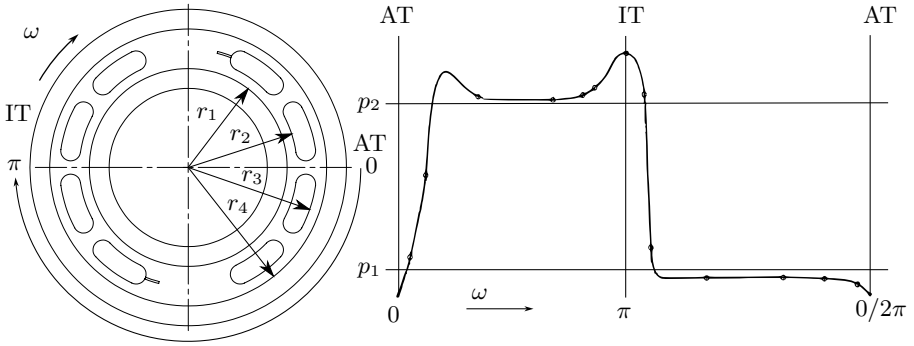


Abbildung 2.5: Draufsicht auf den Steuerspiegel (links) mit Druckaufbau über den Drehwinkel (rechts, vgl. /Iva93/)

In Abbildung 2.5 ist links ein typischer Steuerspiegel, wie er für Pumpen im geschlossenen Kreis verwendet wird, dargestellt. Aufgrund der beidseitig verstärkten Nieren ist es je nach Schwenkwinkel möglich, auf beiden Seiten den Hochdruck anliegen zu lassen. Auf der rechten Seite ist der Druckaufbau im Pumpenbetrieb bei Betrieb im Uhrzeigersinn dargestellt. Die Einheit beginnt in Winkellage 0° mit dem Druckaufbau, welcher charakterisch durch zwei Überhöhungen (aufgrund der Umsteuerkanten) geprägt ist. Nach Durchlaufen des Inneren Totpunkts (IT) befindet sich die Einheit im Saughub.

Das Reibmoment im Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel lässt sich mittels Gleichung 2.4 abschätzen. Dabei wird das Integral zwischen Innenradius r_1 und Außenradius r_4 gebildet. τ ist die Schubspannung, welche sich zwischen den Oberflächen bildet.

$$M_{Reib} = \int_A r \tau dA = \int_{r_1}^{r_4} 2r \tau \pi dr \quad (2.4)$$

Setzt man das newtonsche Schubspannungsmodell ein, ergibt sich eine Schubspannung die von dem Geschwindigkeitsvektor ωr und der Laufvariablen in Spalthöhe h abhängt (Gleichung 2.5).

$$\tau = \frac{d\omega r}{dh} \quad (2.5)$$

Eingesetzt in Gleichung 2.6 ergibt sich das viskose Reibmoment M_{Reib} , wobei als Vereinfachung angenommen wird, dass es nur einen Stützsteg gibt und die Bereiche zwischen den Nieren vernachlässigt werden. Die Radien $r_1 \dots r_4$ stellen dabei die Dimensionen des Stützstegs (Abbildung 2.5) dar.

$$M_{Reib} = \frac{\pi}{2h} \eta \omega (r_4^4 - r_3^4 + r_2^4 - r_1^4) \quad (2.6)$$

Neben der rein viskosen Reibung herrscht aufgrund der knappen Entlastung sowie der Sekundärbewegung der Kolbentrommel auch betriebspunktabhängig Festkörperreibung vor. Das Einlaufverhalten dieses Kontaktes wurde durch verschiedene Veröffentlichungen beschrieben. So schreibt Ivantysyn, dass der Kontakt Steuerspiegel-Kolbentrommel für jeden Betriebspunkt einen eigenen Einlaufprozess durchläuft, was sich auch mit den Erkenntnissen von Blau deckt /Iva18/, /Bla81/. Den Fortschritt des Einlaufvorgangs liest er anhand der Partikelentwicklung im Hochdruckvolumenstrom sowie im Leckagevolumenstrom ab. Ungefähr nach einer Stunde Betrieb in einem konstanten Betriebspunkt nimmt die Partikelkonzentration rapide ab. Am dominantesten wirken sich bei diesem Ansatz die Partikelgrößen der Klassen 4 μm und 6 μm aus. Die (deutliche) Änderung der Öltemperatur führt dazu, dass ein erneuter Einlaufvorgang durchlaufen wird. Im Vergleich zu den anderen tribologischen Kontakten innerhalb einer Axialkolbenmaschine, wie beispielsweise der Kontaktstelle zwischen Gleitschuh und Schrägscheibe, finden Einlaufvorgänge auf dem Steuerspiegel vergleichsweise rasch statt. /Iva18/

Ivantysyn und Shorbagy untersuchen die Temperaturverteilung im Spalt zwischen Steuerspiegel und Kolbentrommel detailliert bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen. Sie messen bei 1800 min^{-1} und 300 bar Betriebsdruck eine durchschnittliche Temperatur von 60 $^{\circ}\text{C}$. /Sho23/

Weitere experimentelle und analytische Untersuchungen finden sich in Tabelle 2.2. Zhao vergleicht in seiner Arbeit die bisher bekannten Simulationsansätze am Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel /Zha21/. Diese Erkenntnisse sind wichtig, um das tribologische System innerhalb des Kontaktes besser verstehen und Modellversuche bei realistischen Betriebsbedingungen durchzuführen zu können.

Jahr	Autor	Experimentell	Simulativ	Betriebsbedingungen
2001	Olems /Ole01/	85 $^{\circ}\text{C}$	90 $^{\circ}\text{C}$	315 bar, 1500 min^{-1}
2013	Zecchi /Zec13/	99 $^{\circ}\text{C}$	97 $^{\circ}\text{C}$	200 bar, 2000 min^{-1}
2017	Chacon /Cha17/	107 $^{\circ}\text{C}$	104 $^{\circ}\text{C}$	200 bar, 2800 min^{-1}
2023	Shorbagy /Sho23/	60 $^{\circ}\text{C}$	55 $^{\circ}\text{C}$	300 bar, 1800 min^{-1}

Tabelle 2.2: Untersuchungen zur Temperatur im Spalt Kolbentrommel-Steuerspiegel

Die Flächenpressung zwischen Kolbentrommel und Steuerspiegel ist seit vielen Jahren Gegenstand der Forschung. Eine einfache Berechnungsmöglichkeit, die keine hydrodynamischen Effekte berücksichtigt und den Steuerspiegel in verschiedene Druckzonen aufteilt, wurde 1965 durch Brangs entwickelt /Bra65/. Dabei hat der Raum über den Nieren den jeweiligen Nierendruck (Hoch- oder Niederdruck) und

Jahr	Autor	Nierenform	Lösbarkeit
1965	Brangs, E./Bra65/	Aufteilung Druckzonen	Analytisch
1986	Edge, K.A./Edg86/	Gleiche Überdeckung	Experimentell
1998	Donders, S./Don99/	Gleiche Überdeckung	Analytisch
2000	Manrig, N./Man00/	Variabel	Numerisch
2008	Bergada, W./Ber08/	Als Halbkreis	Num./ Anal.
2013	Manrig, N./Man13/	Einzelgeometrie	Analytisch
2014	Wegner, S./Weg14/	Einzelgeometrie	Numerisch

Tabelle 2.3: Berechnungsmodelle der Flächenpressung im Spalt Kolbentrommel-Steuerspiegel

der Druck nimmt von den Nieren ausgehend linear ab. Die wichtigsten Modelle sind in Tabelle 2.3 aufgelistet.

Die Druckverteilung zwischen Kolbentrommel und Steuerspiegel ist keinesfalls homogen. So vollzieht die Kolbentrommel eine Taumelbewegung welche zu einem ausgeprägten Kantentragen führt. Weiterhin wird die Lage der Kolbentrommel durch das Druckungleichgewicht zwischen Hoch- und Niederdruckseite beeinflusst. Wegner konnte diesen Effekt simulativ und experimentell nachweisen /Weg21/.

2.2 Tribologie geschmierter Systeme

Während Tribologie allgemein die Reib- und Verschleißvorgänge zwischen Bauteilen, welche durch Oberflächenberührungen im direkten Kontakt stehen, beschreibt, wird der Fokus hier auf geschmierte Systeme gelegt. Tribologische Systeme sind durch einen Grundkörper, Gegenkörper, Zwischenstoff und ein Umgebungsmedium gekennzeichnet. Bei geschmierten tribologischen Systemen kommt als Zwischenstoff kein Umgebungsmedium sondern ein (flüssiges) Schmiermedium zum Einsatz. /Czi15/

Die erste empirische Studie über Reibung wird da Vinci (1452-1519) zugeschrieben, der von einer systematischen Studie über die erforderliche Reibungskraft berichtet, um eine Masse über eine Oberfläche zu bewegen. Seine Beobachtungen, die später bestätigt wurden durch Amontons (1663-1706) und Coulomb (1736-1806), werden heute häufig als die drei Reibungsgesetze bezeichnet und lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Die Reibkraft ist proportional zur Normalkraft.
- Die Reibkraft ist unabhängig von der Kontaktfläche.
- Befindet sich im Zwischenraum beider Körper ein Fluid, muss zusätzlich zur Festkörperreibung auch die Flüssigkeitsreibung betrachtet werden.

Tribologische Kontakte allgemein lassen sich am besten anhand ihrer Flächenpressung und der Gleitgeschwindigkeit einordnen. Abbildung 2.6 zeigt eine Auswahl bekannter tribologischer Kontakte nach Czichos. Diese Darstellung erlaubt eine Aufteilung unterschiedlichster Kontakte anhand der wichtigsten Eigenschaften. Der Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel (KT-SSP) befindet sich verglichen mit den anderen Kontakten relativ mittig, bei Gleitgeschwindigkeiten zwischen 1 und 20 m/s und Flächenpressungen zwischen 10 und 100 MPa.

Innerhalb hydraulischer Verdrängemaschinen befindet sich zwischen allen maßgeblichen Kontaktpartnern auch Fluid, weswegen hier nur auf die Tribologie geschmierter Systeme eingegangen werden soll. Dabei kann zwischen zwei Haupttypen von Flüssigkeitsfilmen unterschieden werden. Beim ersten Typ dringt die Flüssigkeit in den Zwischenraum zwischen den sich berührenden Oberflächen ein. Durch eine Relativbewegung der Oberflächen kann sich ein Druck aufbauen. Bei diesem Schmierzustand sind die beiden Oberflächen vollständig voneinander getrennt, so dass Reibung und Verschleiß in der Regel sehr gering sind. Neben verschiedenen Eigenschaften der Fluide, wie Dichte, Dampfdruck und chemische Zusammensetzung, hat die proportional zur Spalthöhe verlaufende Viskosität einen großen Einfluss auf die Flüssigkeitsreibung.

Gleichung 2.7 stellt den Zusammenhang zwischen der spezifischen Schmierfilmdicke λ , als Verhältnis zwischen der minimalen Schmierfilmdicke h_0 und den Rauheitswerten beider Kontaktpartner Ra her. Per Definition liegt Festkörperreibung für $\lambda \rightarrow 0$, Grenzreibung für $0 < \lambda < 1$, Mischreibung für $1 < \lambda < 3$ und Flüssigreibung bei $\lambda > 3$ vor.

In Abbildung 2.7 werden typische Reibkoeffizienten über der spezifischen Schmierfilmdicke λ dargestellt.

$$\lambda = \frac{h_0}{\sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}} \quad (2.7)$$

Ein anderer Schmierzustand herrscht vor, wenn der Schmierstoff an der Oberfläche haftet und eine sehr dünne Schicht bildet, welche in der Lage ist, die Last zu tragen. Der Schmierstoff haftet an den Oberflächen entweder durch eine chemische Reaktion der in der Flüssigkeit enthaltenen Additive mit den Oberflächen oder durch Absorption von Flüssigkeitsmolekülen in den Oberflächen. Dieses Phänomen ist typisch für Grenzschmierung und die Viskosität hat normalerweise keinen Einfluss auf das Reib- und Verschleißverhalten. Der Schmierstoffdruck, welcher die beiden Gegenauflflächen trennt, kann entweder durch die Strömung selbst, also hydrodynamisch, oder durch eine externe Speisung mit Druckflüssigkeit hydrostatisch erzeugt werden. Häufig überlagern sich beide Effekte in hydraulischen Verdrängereinheiten, wobei die Hydrostatik oft die maßgebliche Größe ist. /Czi15/

Die hydrodynamische Schmierfilmtheorie basiert auf den Navier-Stokes-Gleichungen.

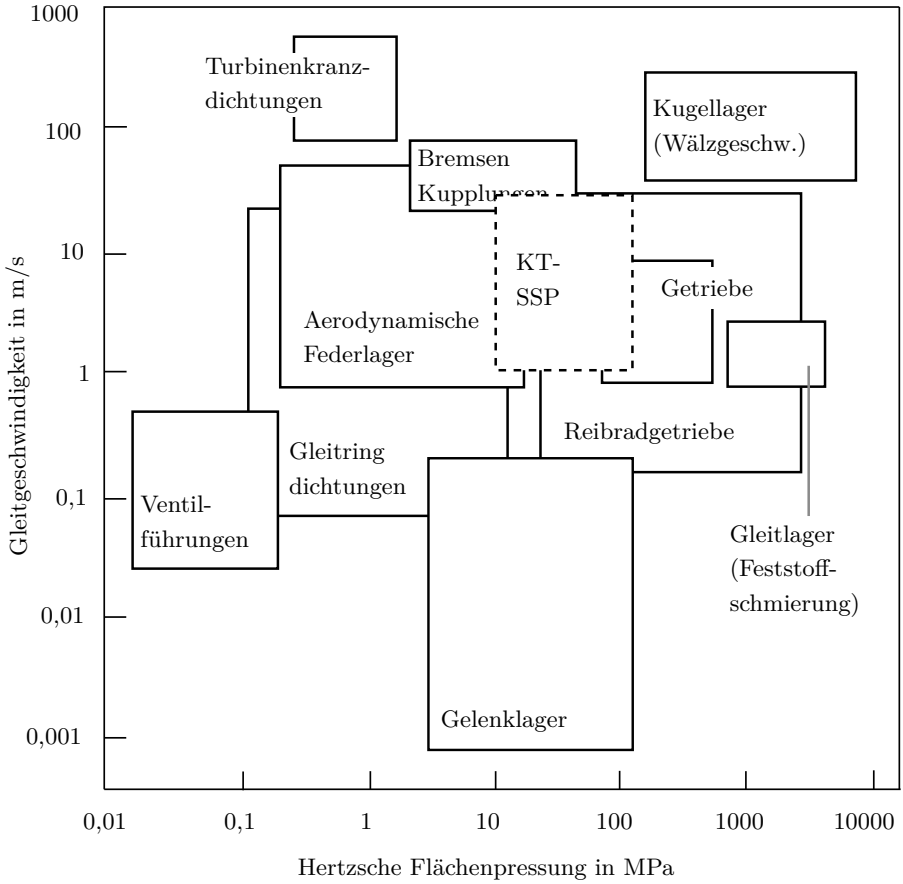


Abbildung 2.6: Tribotechnische Systeme mit tribologischer Größenordnung ergänzt um dem Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel (gestrichelt) /Czi15/

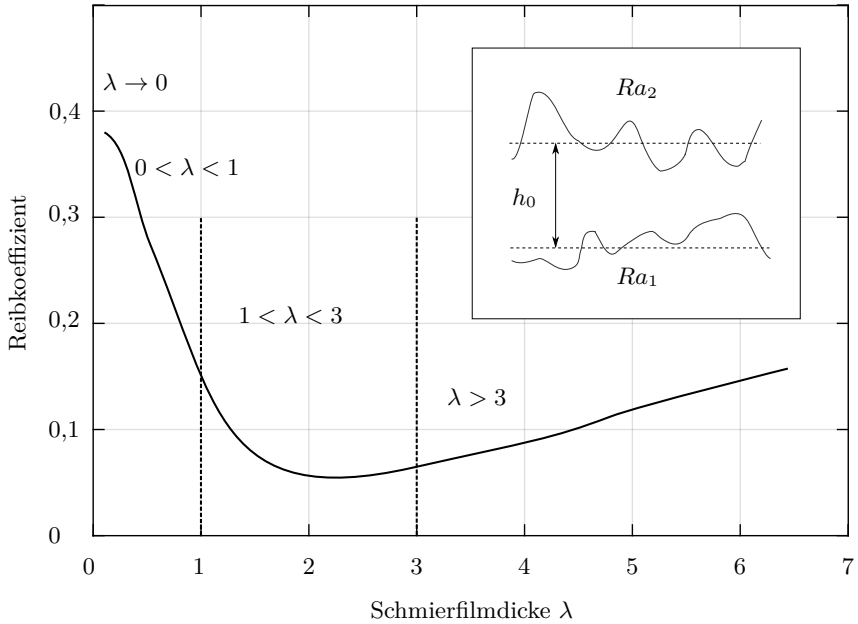


Abbildung 2.7: Stribeckkurve geschmierter Systeme nach Czichos /Czi15/

Aufgestellt für den stationären, inkompressiblen Strömungszustand eines newtonschen Fluids und unter Vernachlässigung von Volumenkräften und unter der Betrachtung konstanter Stoffwerte ergeben sich die folgenden Formeln.

Die Navier-Stokes-Gleichung in vereinfachter Form ist in Gleichung 2.8 dargestellt:

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \nabla) \vec{v} \right) = -\nabla p + \mu \Delta \vec{v} + \vec{f} \quad (2.8)$$

Wird weiterhin eine konstante Dichte angenommen, vereinfacht sich die Gleichung 2.9 weiter:

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \nabla) \vec{v} = -\nabla p + \nu \Delta \vec{v} + \vec{f} \quad (2.9)$$

Bei der Annahme kleiner Spalthöhen (verglichen mit der Spaltbreite) sowie einer konstanten Druckverteilung über die Spalthöhe und unter Vernachlässigung von Trägheits-, und Schwerkraftskräften, kann aus den Navier-Stokes-Gleichungen die Reynoldsgleichung 2.10 abgeleitet werden.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h(u_a + u_b)}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h(v_a + v_b)}{2} \right) + \rho(w_a - w_b) - \rho u_a \frac{\partial h}{\partial x} - \rho v_a \frac{\partial h}{\partial y} + h \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (2.10)$$

In der Literatur wird die Viskosität entweder als dynamische Viskosität η oder als kinematische Viskosität ν angegeben, wobei die dynamische (oder absolute) Viskosität das Verhältnis zwischen der Anteilsspannung, die eine Strömung verursacht, und dem resultierenden Geschwindigkeitsgradienten angibt.

Gleichung 2.11 beschreibt die kinematische Viskosität ν als Verhältnis der dynamischen Viskosität η zur Dichte ρ .

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (2.11)$$

2.2.1 Hydrauliköle und ihre Additive

Aufgrund immer höherer Anforderungen an Systemleistung und Lebensdauer, wird das verwendete Fluid als Konstruktionselement wahrgenommen. Es hat einen großen Einfluss auf das komplette System und muss daher bei der Auslegung des Systems besonders beachtet werden. Hydrauliköle bestehen zum Großteil aus einem oder einer Mischung verschiedener Grundöle. Grundöle werden nach der American Petroleum Institute (API) in verschiedene Gruppen eingeordnet. Die Gruppen I, II und III bestehen aus Destillatsprodukten. Die Gruppe IV besteht aus Polyalphaolefinen, also synthetischen Kohlenwasserstoffen, die aus Ethylen gewonnen werden. In verschiedenen Polymerisationsschritten werden die Moleküle zu Isoparaffinen aufgebaut, wodurch sich Fluide unterschiedlicher Viskositäten bilden lassen. Die Gruppe V umfasst alle anderen Fluide, die nicht in den Gruppen I bis IV gelistet sind. Als weitere, inoffizielle Gruppe umfasst Gruppe VI alle auf Polyinternalolefinen basierenden Öle. Die API-Kategorien sind in Tabelle 2.4 dargestellt. /Mic19/

Bis in die 1920er Jahre konnten Grundöle der Gruppe I nahezu alle Anforderungen ohne den Zusatz von Additiven bedienen. Für besonders anspruchsvolle Schmieraufgaben wurden pflanzliche sowie tierische Öle wie Fischöl oder Rapsöl zugesetzt. Mit dem Aufkommen von Hypoidgetrieben konnten die Grundöle allein den Anforderungen nicht mehr genügen und Additive mussten eingesetzt werden. /Czi15/

Kategorie	Zusammensetzung	Schwefel	VI
Gruppe I	<90% gesättigte Verb. o. > 10% Aromaten	> 0,03%	80-120
Gruppe II	≥ 90% gesättigte Verb. o. 10% Aromaten	≤ 0,03%	80-120
Gruppe III	≥ 90% gesättigte Verb. o. 10% Aromaten	≤ 0,03%	120
Gruppe IV	Alle Polyalphaolefine (PAO)	-	-
Gruppe V	Alle nicht in Gruppe I-IV gelisteten	-	-
Gruppe VI	Alle Polyinternalolefine (PIO)	-	-

Tabelle 2.4: API-Kategorien der Grundöle nach /Mic19/

Additive werden dem Öl zu einem geringen Anteil beigemischt und verändern gezielt Öleigenschaften. Aufgrund der sehr unterschiedlichen Wirkmechanismen können sie in verschiedene Klassen eingeteilt werden. Tabelle 2.5 stellt die wichtigsten Additivklassen für Hydrauliköle nebst üblichen Gewichtsanteilen und Wirkweisen vor.

Für das im Rahmen dieser Arbeit betrachtete Einlaufen kommt den Klassen Extreme Pressure (EP) und Verschleißschutz (AW) die größte Bedeutung zuteil.

Abkürzung	Bezeichnung	Anteil Gew.%	Wirkweise
EP/AS	Extreme Pressure/Anti Scuffing	0,2 - 0,7	Film
AW	Verschleißschutz	0,05	Film
PPD	Stockpunkterniedriger		Wachsinhibitor
DD	Detergentien u. Dispergiermittel		Tensid
FM	Reibungsmodifizierer		Film
-	Korrosionsinhibitoren		Film
-	Antioxidantien		Chem. Bindung
VII	VI Verbesserer	5 - 12	Polymere

Tabelle 2.5: Übersicht der wichtigsten Additivgruppen

Hydrauliköle enthalten deutlich weniger Additive als beispielsweise Motor- oder Getriebeöle. Herkömmliche Hydrauliköle enthalten zwischen 0,5 und 1,5 % Additive, wobei Viskositätsindexmodifizierer (VII) in dieser Prozentzahl nicht eingeschlossen sind /Riz19/. Diese können bis 12 % des Gewichts betragen. Laut Rizvi et al. wurden im Jahr 2018 weltweit 934 t Antioxidantien sowie Verschleißschutzadditive genutzt /Riz19/.

Spikes bildet in seiner Arbeit eine Chronologie (Abbildung 2.8) der unterschiedlichen Additive mit Erscheinungsjahr ab. /Spi04/

Es wird deutlich, dass die ersten Additive die Benetzungsfähigkeit der Öle verbessert haben. Neben der Verbesserung der Benetzbarkeit wurden Additive zur

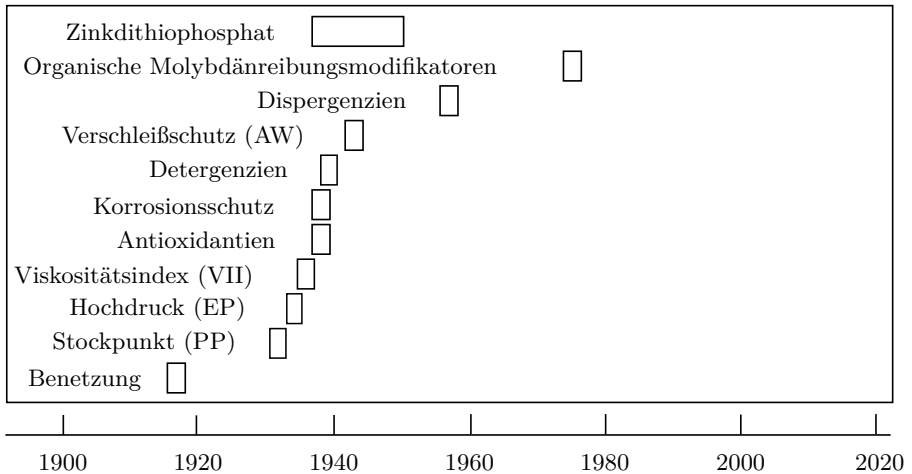


Abbildung 2.8: Zeitliche Übersicht über die Entwicklung von Öladditiven nach /Spi04/

Verbesserung der Lasttragfähigkeit entwickelt. So stellte Zinkdialkyldithiophosphat (ZnDTP) lange Zeit das wichtigste Additiv dar. Erst in letzter Zeit und mit verstärktem Fokus auf die Umweltfreundlichkeit der verwendeten Chemikalien wird die Anwendung von Zink kritisch hinterfragt. Entwicklungen der letzten Jahre beziehen sich vermehrt auf die Verbesserung der verschiedenen Additivgruppen sowie die Erforschung umwelt- und gesundheitsfreundlicher Alternativen, als auf die Entwicklung komplett neuer Additivgruppen.

Steigende Rohstoffpreise sowie verbesserte Prozesse haben in letzter Zeit zu einem Umdenken bei der Ölformulierung geführt. So werden Grundöle der Gruppen I und II aufgrund der schlechten Reibeigenschaften nur noch selten für Formulierungen genutzt, da sich mit diesen Grundölen die aktuellen Anforderungen an Energieeffizienz und Lebensdauer nicht mehr erreichen lassen. Aus diesem Grund werden verstärkt Grundöle der Gruppe III verwendet. Problematisch an diesen Grundölen ist, dass sie die typischerweise genutzten Additive wesentlich schlechter lösen können. Synthetische Ester sind eine Möglichkeit, die Lösbarkeit zu steigern, allerdings verschlechtern sie die Verschleißbeständigkeit, was wiederum durch mehr Verschleißschutzadditive ausgeglichen werden muss und damit zu einem erhöhten Additivverbrauch führt. /Riz19/

Neben den frisch aus Rohöl raffinierten Produkten gibt es einen wachsenden Markt für wiederaufbereitete, also reraffinierte Öle. Der Einsatz dieser Öle reduziert die CO₂-Emission im Vergleich zu gebräuchlichen Schmiermitteln aus Rohöl um 80 %.

/Rud03/ Beim Reraffinieren lassen sich viele der positiven Eigenschaften der Öle nutzen. Störende, bereits vorhandene Additive lassen sich beispielsweise durch Hydroxylierung bei der Wiederaufbereitung entfernen. Allerdings sind ZnDTP-Moleküle mit solchen Prozessen schwer zu entfernen und ein Recycling damit schwierig. Im Sinne einer positiven Lebensbilanz und einer einfachen Recyclingfähigkeit sollte in Zukunft möglichst auf zinkfreie Alternativen zurückgegriffen werden, weshalb in dieser Arbeit als Vergleich zusätzlich ein zinkfreies Produkt untersucht wird. Um die hoch gesteckten Ziele an Umweltschutz und Ressourceneffizienz zu erreichen, ist schon jetzt die Menge an Zinkdithiophosphat und Schwefel in Ölen stark limitiert. Aktuelles Beispiel dafür ist das Motoröl in Dieselnutzfahrzeugen, das durch das API in den Klassen API CJ-4 oder API CK-4 reglementiert ist /API21/.

Im Folgenden wird auf die für das Einlaufverhalten relevanten Additivklassen eingegangen sowie deren grundsätzliche Wirkmechanismen beschrieben. Die Grenzen zwischen AW-, EP- oder AS-Additiven sind nicht immer klar definiert. So haben Additive oft beide AW- und EP-Eigenschaften, werden aber nur einer Gruppe zugeordnet. Zusätzlich kommt dazu, dass die EP-Eigenschaften häufig auch noch von der tribologischen Belastung abhängen. Manche Additive zeigen ihre positiven Eigenschaften nur im Bereich niedriger Reibgeschwindigkeiten und hoher Lasten, während andere für hohe Reibgeschwindigkeiten optimiert sind. Dieses Verhalten wird vor allem durch die Art der chemischen Aktivierung bestimmt, so dass sich Verschleißschichten nur dort bilden können, wo Energie durch hohe Flächenpressung und Relativgeschwindigkeit eingebracht wird.

AW-Additive sind darauf hin optimiert, einen oberflächlichen Schutzfilm auszubilden, so dass die Verschleißrate bei normalen Betriebsbedingungen (milder Verschleiß) reduziert wird. EP-Additive sollen Versagensarten wie Fressen und Adhäsionsverschleiß verhindern. Es ist wichtig, dass sie schnell mit der tribologisch beanspruchten Oberfläche reagieren und sich als Schutzfilm auf der Oberfläche ablagern. Es wird regelmäßig diskutiert, EP-Additive in Antiscuffing-Additive umzubenennen, da es viele Parallelen zwischen ihnen und AW-Additiven gibt und beide nur eine Leistungssteigerung unter schwierigen Bedingungen versprechen.

EP-/AW-Additive sind in der Regel sehr reaktiv, um sich schnellstmöglich an die Oberflächen binden zu können. Einige dieser Additive wirken sich negativ auf die Oxidationsstabilität von Ölen und Nichteisenwerkstoffe aus und senken die Ermüdungslebensdauer von Lager- und Tribooberflächen. Um die metallischen Oberflächen innerhalb des Systems zu schützen, kommen als Korrosionsinhibitoren bei Hydraulikölen oft Phosphite wie Tributylphosphat (TBP), Diphosphat oder Trialkylphosphite (TMPI) zum Einsatz.

Extreme Pressure Additive (EP)

Nötig wurde der Einsatz von EP-Additiven durch das Aufkommen von leistungsfähigen LKW- und PKW-Getrieben in den 1930er Jahren. Schwefel war eines der ersten Additive und wird auch heute noch als EP-Additiv eingesetzt. Der zugesetzte Schwefel wird genutzt, um das Verschleißverhalten bei hohen Pressungen und geringen Reibgeschwindigkeiten zu verbessern. Dabei verhalten sich die EP-Eigenschaften proportional zum Schwefelgehalt des Additivs. Allerdings hat der Einsatz von Schwefel auch Nachteile, so sind Schwefeladditive wahrscheinlich die ältesten bekannten EP-Additive in Schmierstoffen, welche die Oxidierneigung des Schmierstoffes gleichzeitig so erhöhen, dass ein Oxidationsschutz notwendig wird. Zusätzlich greift Schwefel die kupferhaltigen Werkstoffe an und beschleunigt deren Verschleiß /Man11/.

Der Schwefelgehalt des Additivs muss mit den Anforderungen an die thermische Stabilität, der erhöhten Korrosionsanfälligkeit gegenüber kupferhaltigen Legierungen sowie potentiellen Umweltschädigungen abgewogen werden. Generell gilt, dass sich jede Verbindung als Verschleißschutz- und AS-Additiv eignet, die sich unter einer Energiezufuhr wie Wärme oder Reibungsenergie zersetzen kann und eine freie Schwefelvalenz zur Verbindung mit Eisen zulässt. Neben Schwefel kommt häufig auch Phosphor zur Anwendung. Phosphorhaltige Additive werden bei moderaten bis hohen Flächenpressungen in Grenz- und EHD-Reibung genutzt. Im Gegensatz zu Schwefeladditiven, deren EP-Aktivität gegen den Anforderungen an die thermische Stabilität und die leichte Korrosivität gegenüber kupferhaltigen Legierungen abgewogen werden muss, verfügen Phosphoradditive über einen sehr guten Korrosionsschutz. Phosphorhaltige Additive sind damit Additive der Wahl, wenn kupferhaltige Buntmetalle verwendet werden. /Rud03/

Obwohl schwefel- und phosphorbasierte Additive ein sehr ähnliches Einsatzgebiet, nämlich die Verbesserung des Metall-Metallkontaktes bei hohen Flächenpressungen besitzen, können sie sich untereinander nicht ersetzen. Diese Eigenschaft liegt unter anderem an dem unterschiedlichen Schichtaufbau. Phosphorbasierte Additive sind insbesondere bei langsamen Gleitgeschwindigkeiten und hohen Lasten wirksamer als schwefelbasierte Additive.

Verschleißschutzadditive (AW)

Verschleißschutzadditive wirken auf unterschiedliche Weise. Einige bilden mehrschichtige Filme, die dick genug sind, um marginale hydrodynamische Filme zu ergänzen und die Bildung von Unebenheiten ganz zu verhindern. Andere entwickeln leicht wieder auffüllbare einschichtige Filme, die die lokale Scherspannung zwischen sich berührenden Unebenheiten reduzieren und bevorzugt anstelle von Oberflächenmaterial entfernt werden. Andere verbinden sich chemisch mit der Oberfläche. /Rud03/

Antioxidantien

Um Schmierstoffe vor Oxidation zu schützen, müssen die folgenden Mechanismen möglichst unterbunden werden:

- Die Zerstörung von Alkylradikalen, Alkylperoxyradikalen und Hydroperoxiden
- Die Freisetzung von katalytischen Metallverunreinigungen

Diese Ansätze können durch die Verwendung eines geeigneten Antioxidans mit Radikalfängern oder Peroxidzersettern und durch einen Metalldeaktivator umgesetzt werden. Die Radikalfänger werden als primäre Antioxidantien bezeichnet. Sie wirken, indem sie Wasserstoffatome spenden, um Alkoxy- und Alkylperoxyradikale abzuspalten und so den Radikalkettenmechanismus des Autooxidationsprozesses zu blockieren. Die Voraussetzung dafür, dass eine Verbindung ein erfolgreiches Antioxidans wird, ist, dass Peroxyl- und Alkoxyradikale viel leichter Wasserstoff aus dieser Verbindung beziehen können als aus Kohlenwasserstoffen. Die Peroxidzersetzer werden auch als sekundäre Antioxidantien bezeichnet, sie wirken durch die Reduktion von Alkylhydroperoxiden in der Radikalkette zu radikalfreien, weniger reaktiven Alkoholen.

Die Oberflächenpassivatoren wirken dadurch, dass sie sich an eine Metalloberfläche anlagern und eine Schutzschicht bilden, die Metall- Kohlenwasserstoff- Wechselwirkungen verhindern. Sie können auch den korrosiven Angriff auf die Metalloberfläche minimieren, indem sie den Zugang der korrosiven Substanzen zur Metalloberfläche physisch beschränken. Ein weiterer Mechanismus wird durch die zugesetzten Chelatoren erreicht. Chelatoren sind oftmals organische Verbindungen, die aufgrund freier Elektronenpaare in der Lage sind, Metallionen einzufangen und daraus wesentlich weniger aktive Komplexe zu bilden. Bei beiden Mechanismen, bieten Metalldeaktivatoren eine antioxidative Wirkung, indem sie den von den Übergangsmetallen beschleunigten Oxidationsprozess verlangsamen. /Rud03/

2.2.2 Reibung und Verschleiß

Als Folge tribologischer Beanspruchungen fester Körper resultiert häufig der Verschleiß. Verschleiß entsteht als zunehmenden Materialverlust aus der Oberfläche eines Grundkörpers, oder Materialübertrags zwischen Körpern. Während des Verschleißvorgangs kommt es zu energetischen und stofflichen Wechselwirkungen der in Kontakt stehenden Oberflächen. Diese beruhen auf physikalischen und chemischen Prozessen und können als Verschleißmechanismen bezeichnet werden. Die Verschleißrate ist eine wichtige Größe, wenn es um die Lebensdauer von technischen Systemen geht. Sie soll über die Lebensdauer des Systems möglichst gering sein. Verschleiß kann aber auch gewünscht sein, so dass sich während des Einlaufens beide Kontaktpartner aneinander anpassen und eine vorteilhafte Form erlangen können. Die

Verschleißarten können nach dem wirkenden physikalischen Effekt weiter unterteilt werden.

- Gleitverschleiß
- Furchungs- und Erosionsverschleiß
- Kavitationsverschleiß

Innerhalb hydraulischer Verdrängereinheiten finden sich unterschiedliche Verschleißmechanismen. Der Gleitverschleiß, welcher auf Adhäsion und Abrasion zurückzuführen ist, und an relativ zueinander bewegten Teilen auftritt spielt eine wichtige Rolle. Weiterhin kommt es aufgrund der teilweise im Öl gelösten Abriebpartikel zu Furchungs- und Erosionsverschleiß. Insbesondere im Bereich der Umsteuergeometrie von Pumpen kommt es häufig zu Kavitationserosion. Während Furchungs- und Erosionsverschleiß sowie Kavitation immer zu einem ungleichmäßigen Materialabtrag und damit zu einer Verschlechterung des tribologischen Systems führen, kann Gleitverschleiß bei der richtigen Parameterwahl zu einer Verbesserung der Oberfläche durch Glättung oder Formanpassung führen.

Als phänomenologischer Modellansatz, basierend auf zu bestimmenden Parametern, wie z.B. der Normalkraft oder dem Reibweg sowie weiteren empirischen Größen, kann der Verschleißkoeffizient k nach Archard genannt werden (Gleichung 2.12). /Arc53/ Dieser stellt die wichtigste Verschleißkenngröße dar, mit V_w als Verschleißvolumen in mm^3 , s als zurückgelegten Weg in m sowie der Normalkraft F_N in N.

$$k = \frac{V_w}{F_N s} \tag{2.12}$$

Zu den energiebasierten Modellansätzen zählt beispielsweise das energetische Modell nach Fleischer, welches einen proportionalen Zusammenhang zwischen der durch die Reibung eingebrachten Energie W_R und dem sich ergebenden Verschleißvolumen W_V beschreibt. Dieser Zusammenhang wird durch den Proportionalitätsfaktor e^* bestimmt (Gleichung 2.13). Die eingebrachte Energie lässt sich dabei durch die eingebrachte Reibleistung P_R multipliziert mit der Belastungsdauer t_R beschreiben. /Fle73/

$$e^* = \frac{W_R}{W_V} = \frac{P_R t_R}{W_V} \tag{2.13}$$

2.2.3 Ausbildung tribologischer Oberflächen

Tribologische Effekte benötigen zum einen chemische Materialien, welche mit den Grundkörpern reagieren können, zum anderen bedarf es eines Energieeintrag. Die

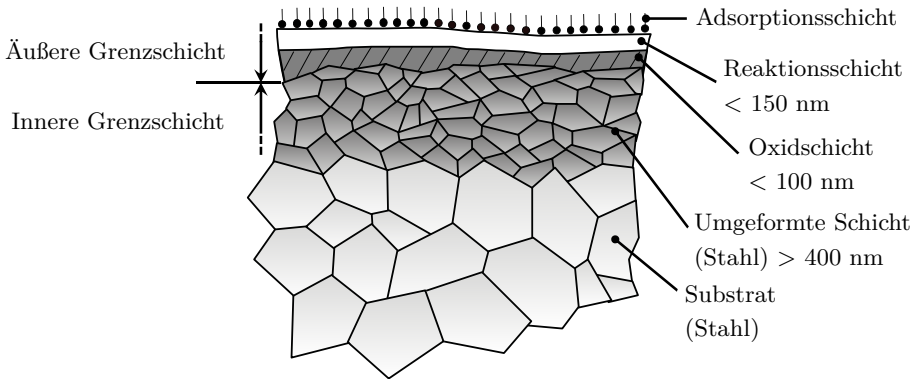


Abbildung 2.9: Tribologischer Schichtaufbau nach Burghardt /Bur15/

Höhe und die Art dieses Eintrages entscheidet über die Dauerhaftigkeit der entstandenen, tribologisch mutierten, Schicht. Die Energie kann thermisch, mechanisch, chemisch oder elektrisch eingebracht werden.

Der tribologische Schichtaufbau ist in Abbildung 2.9 dargestellt /Bur15/, bei der die oberste Schicht als Adsorptionsschicht bezeichnet wird, innerhalb derer die Moleküle nur durch Van-der-Waals-Kräfte andocken. Unter dieser ersten Schicht befindet sich eine Reaktionsschicht, in der sich Moleküle mit chemischer Bindung andocken. Die Schichtdicke liegt bei ungefähr 150 nm. Etwa 100 nm tiefer erstreckt sich die Oxidschicht, bei der das Oxid des Grundmaterials vorliegt. Bis zu dieser Schicht spricht man von der äußeren Grenzschicht. Die innere Grenzschicht umfasst eine Schicht umgeformtes Grundmaterial welche etwa 400 nm Dicke aufweist. Das unveränderte Grundmaterial (Substrat) liegt unter der umgeformten Schicht vor.

2.2.4 Materialien und Beschichtungen

Axialkolbenmaschinen werden aus einer Vielzahl verschiedener Materialien gefertigt wobei das Augenmerk auf einem guten Kosten-Nutzen-Verhältnis liegt. Aufgrund der geringen Anforderung an Festigkeit und der komplizierten Geometrie besteht das Gehäuse der Einheiten zumeist aus Stahlguss. Bei den Triebwerkskomponenten kann zwischen solchen aus Eisenwerkstoffen und Nichteisenwerkstoffen unterschieden werden.

Eisenwerkstoffe

Eisenwerkstoffe stellen preisgünstige Materialien mit hoher Festigkeit dar. Es kann zwischen Bauteilen unterschieden werden, welche auf eine erhöhte Grundfestigkeit angewiesen sind, zum Beispiel Kolbentrommeln, die mit Innendruck belastet werden,

und Bauteilen, welche ausschließlich aus Verschleißgründen eine erhöhte Oberflächenfestigkeit benötigen. Um die Oberflächenhärte zu erreichen bestehen Kolbentrommeln aus Nitrierstahl, Vergütungsstahl oder Stahlguss. Da das Drehmoment der Antriebswelle auf die Kolbentrommel übertragen werden muss, befindet sich auf der Innenseite meist eine Verzahnung. Die Zähne werden für eine erhöhte Festigkeit gehärtet. Bauteile wie die Schwenkwaage sind vergleichsweise geringen mechanischen Belastungen ausgesetzt und werden für einen besseren Verschleißschutz oft gasnitriert. /Bla81/, /Bat86/, /Pöh06/, /Sti15/

Nichteisenmetalle

Für ein gutmütiges tribologisches Verhalten werden üblicherweise Nichteisenmetalle als Gegenpart eingesetzt, da diese im Kontakt mit dem Stahlgegenkörper eine wesentlich geringere Fress- oder Adhäsionsneigung als eine Stahl-Stahl-Paarung haben. /Fes14/, /Pau17/, /Liu20/

Nichteisenmetalle, welche bei der Fertigung von Lagern Verwendung finden, lassen sich weiter unterscheiden in:

- Sondermessing
- Lagermessing
- Aluminiumbronzen

Als Sondermessing werden Legierungen von mindestens 50 % Kupfer und bis zu 40 % Zink bezeichnet. Als Werkstoff für Steuerspiegel sind Sondermessinge auf der Basis der Zusammensetzung CuZn-Mn-Al-Pb-Si bereits seit vielen Jahrzehnten zuverlässig im Einsatz. Diese Werkstoffe enthalten zwischen 0,1 % und 1,0 % Blei, bezogen auf die Masse, als Legierungselement. Blei dient in diesen Legierungen nicht nur als Spanbrecher, es wird auch in den tribologischen Reaktionsschichten angereichert und kann so zu einer Verbesserung des Reibverschleißverhaltens beitragen. Sondermessinge sind eine gängige Werkstoffgruppe für Steuerspiegel in Axialkolbenpumpen, können aber auch als Einguss in die Kolbentrommel eingebracht werden. Das charakteristische Gefüge dieser Sondermessinge besteht aus einer Messingmatrix mit darin eingelagerten Hartphasen als primärer Verschleißträger. Die Messingmatrix weist dabei überwiegend α -Phase auf. Zusätzlich finden sich geringe Anteile an, im Vergleich dazu weicherer, β -Phase. Bei den Hartphasen handelt es sich um Mangansilizide, welche in die Messingmatrix eingelagert werden. Der Anteil Silizide beträgt dabei wenige Prozent. Aufgrund des Kaltumformprozesses, welcher einen wichtigen Fertigungsschritt zum Erreichen der gewünschten Materialeigenschaften darstellt, liegen Silizide in länglicher Form mit 10 bis einige 100 μm Länge vor. /Pau16/, /Ree20/

Als Lagerbronze werden Legierungen von mindestens 60 % Kupfer und ohne Hauptlegierungszuschlag von Zink bezeichnet. In der Hydraulik üblicherweise verwendete Bronzen enthalten häufig mehr Blei als vergleichbare Sondermessinglegierungen. Sie finden insbesondere bei Hydraulikmotoren breite Verwendung. Als Aluminiumbronzen werden Kupferlegierungen mit einem Zusatz von 9 % bis 14 % Aluminium bezeichnet. /Hai18/, /Pau17/, /Fes13/

Bimetalle

Bimetalle sind Kombinationen von Trägermetall und tribologisch aktivem Material. Die Vorteile sind zum einen eine höhere Steifigkeit, was einen höheren Betriebsdruck erlaubt, zum anderen kann mittels der Kombination Stahl und tribologisch aktivem Material die Menge des oftmals teureren Sondermaterials verringert werden (Submillimeter anstatt mehrere Millimeter Dicke). Dagegen sprechen jedoch die höheren Herstellkosten aufgrund des Fügeverfahrens. Gefügt werden die Bimetalle durch Aufgießen, Reibschweißen, Laserauftragschweißen, Lötten oder Sintern. Wang et al. haben die verschiedenen Fertigungsmöglichkeiten untersucht und die Resultate verglichen /Wan19/. Die Weiterentwicklung der Laserauftragverfahren ermöglicht es, schnell und kostengünstig dünne Schichten aufzutragen und drängt klassische Eingussmethoden in den Hintergrund.

Bleifreimaterialien

Bei bleifreien Legierungen ist es nicht ausreichend, das Blei in den bekannten Referenzwerkstoffen wegzulassen, damit die gleichen vorteilhaften Eigenschaften vorliegen, wie sie für die bleihaltigen Referenzwerkstoffe bekannt sind. Vielmehr sind Maßnahmen an der chemischen Zusammensetzung und den Gefügen der bleifreien Werkstoffe erforderlich, um zu diesen gewünschten Eigenschaften zu gelangen. Experimentelle Untersuchungen zeigen, dass speziell optimierte, bleifreie Sondermessinglegierungen vergleichbare und teilweise sogar geringere Reibwerte erreichen können. Allerdings besteht eine, im Vergleich zu bleihaltigen Materialien, höhere Abhängigkeit zwischen Reibergebnis und Oberflächengüte. /Hol22a/

Paulus untersucht die Ausbildung tribologischer Grenzschichten auf unterschiedlichen bleifreien Kupferbasislegierungen. Er zeigt, dass die Ausbildung von Grenzschichten sehr stark von Grundmaterial und Öladditiven abhängt. Die Hauptwirkung auf das tribologische System beruht dabei auf Zinksulfid, Kupfersulfid und Zinkoxid. /Pau17/

Liu et al. untersuchen das Einlaufverhalten einer Bleifreilegierung (64 % sowie 36 % Zink) gegen einen 100Cr6 Lagerstahl. Nach einem hohen Anfangsverschleiß kommt es zu einem Absinken des Reibkoeffizientens, was die Autoren durch sich ablösende Trümmerteile mit Schmiereignung sowie durch auftretende Kornfeinung erklären. /Liu20/

Beschichtungen

Beschichtungen kommen überall dort zum Einsatz, wo die Eigenschaften des Grundmaterials und der Oberfläche getrennt beeinflusst werden sollen. So ist es möglich, hochfeste Oberflächen auf preiswerten Grundmaterialien zu erzeugen. Dabei gibt es viele unterschiedliche Beschichtungsmethoden. Beschichtungen werden in hydraulischen Verdrängereinheiten aufgrund der höheren Kosten und der relativ niederen Flächenpressung selten verwendet. Im Bereich der physikalisch aufgetragenen Schichten wurden jedoch einige Untersuchungen durchgeführt und in die Anwendung übernommen, welche hier kurz vorgestellt werden sollen.

Physical Vapour Deposition (PVD):

Als PVD-Schichten werden dünne Schichten bezeichnet, die mittels einer Vielzahl an unterschiedlichen Abscheidungsverfahren unter Vakuum auf metallische oder keramische Substrate aufgebracht werden. Die üblichsten Auftragsverfahren sind Sputtern und Verdampfen. Als typisches Anwendungsbeispiel aus der Praxis können titannitridbeschichtete Bohrer und Fräser genannt werden, die eine deutlich längere Standzeit als unbeschichtete Werkzeuge erreichen. In großen Losen aufgetragen, stellen diese Beschichtungen eine preiswerte Möglichkeit der Oberflächenertüchtigung dar. Van Bebber untersucht 2003 die Eignung unterschiedlicher DLC-Schichtsysteme (Diamon-like-Carbon) für die Verwendung in Axialkolbenmaschinen. /Beb03/ Hong untersucht das Verhalten von TiN-Schichten (Titanitrid) beim Langsamlauf von Axialkolbenmaschinen. /Hon06/ Insbesondere bei einlagigen Schichten kommt es dabei oftmals zum Auftreten des „Eierschaleneffektes“, bei dem sich die sehr harte und spröde Beschichtung vom elastischeren Grundmaterial löst. Dieses Verhalten kann durch das Aufbringen von Zwischenschichten, durch die ein geringerer Härtegradient besteht, verbessert werden. Kalin und Schuler untersuchen die Verschleißfestigkeit beschichteter Komponenten und stellen eine deutliche Lebensdauersteigerung fest. /Kal08/, /Sch18b/

Laser Metal Deposition (LMD):

Laser Metal Deposition, auch als Laserauftragschweißen bekannt, gehört zur Gruppe der additiven Fertigungsverfahren. Dabei wird ein nahezu beliebiges Material in Form von Pulver oder Draht, auf ein Werkstück aufgebracht und damit die 2D- und 3D-Geometrie verändert. Als Wärmequelle für den Schweißprozess kommt ein Hochleistungslaser zum Einsatz.

Für die Tribologie ist von besonderem Interesse, dass der Beschichtungswerkstoff unabhängig vom Grundmaterial gewählt werden kann. Es kann also eine Entkopplung von Volumen- und Oberflächeneigenschaften erreicht und beides unabhängig voneinander optimiert werden. Besonders interessant ist die Möglichkeit verschleißbeständige Karbide in die Schicht einzubringen und damit Metal Matrix Composite (MMC), also metallische Kompositmatrizen, aufzubringen. Mittels dieser Technologie

kann das Reib- und Verschleißverhalten weiter optimiert werden. In hydraulischen Anwendungen sind additive Fertigungsverfahren bisher nur sehr selten vertreten. Zwar gibt es einige Anwendungen, bei denen die Strömungsverluste in Ventilblöcken signifikant verringert wurden, ein realer Marktanteil ist aber noch nicht absehbar /Deu21/.

Aufgrund der hohen erreichbaren Festigkeit bei fast grenzenloser Gestaltungsmöglichkeit können additiv erzeugte Hydraulikbauteile auch mechanisch belastete Bauteile ersetzen. So stellt Matthiesen ein Kompaktaggregat vor, welches aus einem strömungstechnisch optimierten Ventilblock mit integrierter Innenzahnradpumpe besteht /Mat14/. Klimek ersetzt die Niederhalterplatte einer Axialkolbenmaschine durch einen laser-additiv hergestellten Prototypen und weist die prinzipielle Eignung nach /Kli22/.

Extremes-Hochgeschwindigkeits-Laser-Auftragschweißen (EHLA) stellt eine Sonderform der LMD Verfahren dar. Es erlaubt zum einen wesentlich höhere Auftragsraten, im Vergleich zu üblichen Laserauftragsverfahren, was es in der industriellen Anwendung günstiger macht. Zum anderen schmilzt es das Pulver noch vor Auftreffen auf dem Substrat an, was dazu führt, dass der Zusatzwerkstoff in flüssiger Form auf die Bauteiloberfläche trifft. Das Resultat ist ein verringerter Wärmeeintrag im Vergleich zu anderen Laserauftragsverfahren. Ein tribologischer Vergleich des Autors dieser Arbeit zwischen mittels Laser Powder Bed Fusion (LPBF) und EHLA beschichteten Tribometerscheiben zeigt klare Vorteile der EHLA-Schicht. /Hol20/

Werden die Beschichtungen mittels Silizium- oder Titancarbid weiter verstärkt, können auch mit Stahl als Gegenkörper sehr niedrige Verschleißwerte erreicht werden. /Hol21a/

Abschließend kann durch den Autor dieser Arbeit nachgewiesen werden, dass der Kolbentrommel-Steuerspiegelkontakt als MMC-Stahl-Paarung in einer Axialkolbenpumpe für mindestens 1000 Betriebsstunden und bei fast identischen Wirkungsgraden im Vergleich zur klassischen Stahl-Sondermessinglegierung eingesetzt werden kann. /Hol23/

2.2.5 Oberflächenbearbeitung

Bei der Herstellung flächig belasteter tribologischer Kontakte müssen die Oberflächen bereits sehr gute Rauheitswerte aufweisen, damit es nicht in den ersten Betriebsminuten zu extremem Adhäsionsverschleiß und damit zu einem sofortigen Versagen des Kontaktes kommt. Dieser Oberflächenzustand wird durch Lappen oder Feinschleifen mit jeweils nachfolgendem Gleitschleifen erzeugt. Beide Fertigungsverfahren sind kostenintensiv. Im Rahmen der Arbeit sollen beide Fertigungsverfahren verglichen und bewertet werden. Beide Verfahren eignen sich prinzipiell für den Einsatz im betrachteten Kontakt. /Hol22a/,/Dav89/

Zu beachten ist, dass die im Bearbeitungsprozess genutzten Stoffe wie Kühlwasserzusätze oder auch Läpppasten einen Einfluss auf die Oberfläche des Werkstückes haben. Berlet zeigte 2010 am Beispiel verschiedener Kühlwasserzusätze, dass Schwefel- und Phosphorzusätze einen Einfluss auf das Reib- und Verschleißverhalten haben /Ber10/.

Eine nicht-repräsentative Umfrage unter europäischen Hydraulikkomponentenherstellern zeigte, dass die meisten Hersteller den Läppprozess bei der Fertigung flächig belasteter Kontakte dem Feinschleifprozess vorziehen. Feingeschliffene Oberflächen weisen nach Klocke einen Kostenvorteil gegenüber Läppvorgängen auf /Klo17/.

2.2.6 Läppen

Als Läppen wird ein spanender Vorgang bezeichnet, bei dem mit einem losen, in einer Paste oder Flüssigkeit verteilten Korn gearbeitet wird. Das Läppgemisch, das auf ein meist formübertragendes Gegenstück aufgebracht wird, erzeugt ungeordnete Schneidbahnen der einzelnen Körner /DIN03b/.

Geläppte Oberflächen weisen somit ungerichtete Bearbeitungsspuren auf, haben ein mattglänzendes Aussehen und zeichnen sich bei Beanspruchung durch geringen Verschleiß aus. /Klo17/

Die ungerichtete Oberfläche soll den hydrodynamischen Druckaufbau im Ölspalt zwischen den Bauteilen positiv beeinflussen. Dieses Verhalten wird in Folge zum einen experimentell auf den Prüfständen, als auch theoretisch in Form von Flussfaktorberechnungen mit den realen Oberflächenkonturen überprüft.

2.2.7 Feinschleifen

Die DIN 8589 definiert das Schleifen als „ein spanendes Fertigungsverfahren mit vielschneidigen Werkzeugen, deren geometrisch unbestimmte Schneiden von einer Vielzahl gebundener Schleifkörper aus natürlichen oder synthetischen Schleifmitteln gebildet werden und mit hoher Geschwindigkeit, meist unter nichtständiger Berührung zwischen Werkstück und Schleifkorn, den Werkstoff abtrennen“. Aufgrund der Schleifrichtung bilden sich allerdings immer Schleifspuren aus, die den Druckaufbau behindern. /DIN03a/

Bei der Begutachtung von Feldrückläufern sind regelmäßig auch nach mehreren hundert Betriebsstunden Bearbeitungsspuren sichtbar. Das bedeutet, dass das Einlaufen die Oberflächen nicht vollständig umstrukturiert. Bestehen Schleifspuren parallel zum Druckgradienten, bedeutet das eine höhere Schmierung als sie mittels des Verfahrens prinzipiell fertigbar wäre.

2.2.8 Finishing

Nach der Oberflächenbearbeitung (Läppen oder Feinschleifen) erfolgt zusätzlich ein Arbeitsgang, der die Oberfläche nochmals weiter glättet und besonders die verbleibenden Rauheitsspitzen abträgt. Als Verfahren werden normalerweise Gleitschleifen oder Bürsten eingesetzt. Als Gleitschleifen wird ein Spanverfahren mit unbestimmter Schneide bezeichnet, welches von losen Schleifkörpern mittels unregelmäßiger Relativbewegungen erfolgt und damit zur Spanabnahme führt. Neben der Nutzung zur Kantenentgratung, kann es zu einer Verbesserung der Werkstückoberfläche eingesetzt werden. Das Verfahren verdankt seinen Namen dem Erfinder TROMMEL WALTHER, und ist unter Trowalisieren bekannt. /DIN03c/

2.3 Rauheitsparameter der Kontaktpartner

Die Rauheit der Kontaktpartner hat einen großen Einfluss auf das Reib- und Einlaufverhalten des tribologischen Systems. Nach Abschluss der Fertigung besitzen die Oberflächen eine initiale Rauheit, welche durch das Oberflächenfinishing vorgegeben ist. Je nach Betriebsparametern kommt es zu einer Reduktion oder zu einem Ansteigen der Rauheit. Für einen Vergleich werden die Oberflächen vor Beginn des Einlaufens sowie nach Durchlaufen der Einlaufsequenz vermessen.

Da für tribologische Prozesse immer die Rauheit beider in Kontakt stehender Oberflächen relevant ist, wird der Parameter der mittleren Rauheit ρ eingeführt. Gleichung 2.14 gibt an, wie die mittlere Rauheit aus den Einzelrauheiten der beiden Oberflächen Ra_1 und Ra_2 gebildet wird.

$$\rho = \sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2} \quad (2.14)$$

Abbildung 2.10 stellt die beiden Extrema zwischen sehr feiner und sehr grober Oberfläche dar, was sich im normalen Betrieb und bei Vorliegen von mildem Verschleiß zeigt. Dabei werden zwei Kontaktpartner mit einer Relativgeschwindigkeit \vec{v} zueinander bewegt. Kragelski und seine Kollegen entwickelten 1969 eines der ersten Modelle, welches ein Oberflächenrauheitsgleichgewicht Δ_{opt} berechnet /Kra69/. Diese Rauheit stellt sich im Verlauf des Einlaufens ein und bleibt während der Lebensdauer des Kontaktes konstant. τ_o ist die Scherfestigkeit der Oberflächenspitzen, ρ_c die anfängliche Flächenpressung. Mit α_{hys} geht ein Hystereseverlustfaktor ein, der die Veränderung der Festigkeit durch das Gleiten abbildet. θ ist ein Verhältnis zwischen Querkontraktionszahl ν und Elastizitätsmodul E (Formel 2.15).

$$\Delta_{opt} = \frac{16\tau_o^{1,25}\theta^{0,75}}{\rho_c^{0,5}\alpha_{hys}^{1,25}} \quad (2.15)$$

$$\theta = \frac{1 - \nu^2}{E} \quad (2.16)$$

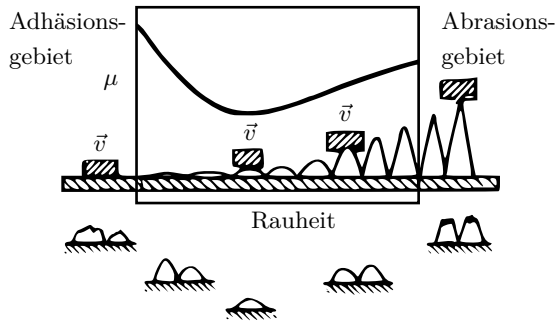


Abbildung 2.10: Abgrenzung Adhäsion und Abrasion, optimaler Betriebspunkt /Kra69/

In der Praxis hat sich gezeigt, dass es weder einen Konsens zwischen Oberflächenveredlern noch zwischen Hydraulikkomponentenherstellern gibt, inwiefern es ein optimales Maß für die Beschreibung gibt. Prinzipiell können sowohl Flächenparameter wie auch Linienparameter für die Bestimmung der Rauheit genutzt werden. Historisch werden Linienparameter genutzt, da die Oberflächen mittels taktilem Messgerät vermessen werden. Auch heute können die meisten Hersteller noch nicht auf optische Messverfahren zurückgreifen, so dass die Akzeptanz und Relevanz außerhalb der Wissenschaft (noch) gering ist.

2.3.1 Oberflächenmessverfahren

Flächenparameter wie S_a und S_z lassen sich mittels optischer Messverfahren leicht durch einen Scan der gesamten Fläche ermitteln. Aber auch mit berührenden Messsystemen sind Flächenmessungen möglich. Dazu werden in einem Raster mehrere Linien-Scans der relevanten Fläche aufgenommen. Diese werden dann mittels einer Software zusammengefügt, wodurch sich ein dreidimensionales Abbild und die dazugehörigen Parameter für die Flächenrauheit ergeben.

Der größte Nachteil bei Flächenparametern liegt in der fehlenden Richtungsabhängigkeit. Diese Richtungsabhängigkeit ist insbesondere bei Flachsleifprozessen, wo es eine Vorzugsrichtung gibt, aber auch bei tribologischen Kontakten relevant. So steht beim hydrostatischen Druckfeld zwischen Kolbentrommel und Steuerspiegel der Druckgradient senkrecht auf der Hauptbewegungsrichtung. Aufgrund der fehlenden Richtungsinformation können beide Einflüsse nicht mehr getrennt betrachtet werden. /ISO16/

Wesentlich bekannter als die Flächenparameter sind die Linienparameter. Sollen Rauheitswerte für die Bestimmung von tribologischen Systemen verwendet werden, ist es (bei Vorzugsrichtungen) wichtig, die Orientierung der Messlinie zu kennen.

Die bekanntesten Rauheitsparameter sind die Kennwerte Rz und Ra , welche aus der allgemeinen Fertigung bekannt sind. Die mittlere Rautiefe Rz ist der Mittelwert aus fünf aufeinanderfolgenden Einzelmessstrecken im Rauheitsprofil. Die Extremwerte in jedem Messabschnitt werden addiert und per Division durch die Anzahl der Einzelmessstrecken der Mittelwert gebildet (Formel 2.17). Der Kennwert Rz eignet sich nur eingeschränkt, um eine Oberfläche tribologisch zu beschreiben, da er nur wenig robust ist und kleine Kratzer oder auch Messfehler direkt zu großen Ausreißern führen, obwohl einzelne Kratzer auf Oberflächen das tribologische Verhalten nicht drastisch verändern.

$$Rz = \frac{1}{5}(Rz_1 + Rz_2 + Rz_3 + Rz_4 + Rz_5) \quad (2.17)$$

Beim Rauheitsparameter Ra wird der Durchschnitt der Profilhöhenabweichungen von der Mittellinie gebildet. Aufgrund der Mittelung ist der Parameter wesentlich weniger störanfällig als Rz , unterschätzt jedoch hervorstehende Grate, die tribologisch wirksam sind.

$$Ra = \frac{1}{e} \int_0^e |z^2| dx \quad (2.18)$$

Rq ist der quadratische Mittelwert der Profilhöhenabweichungen von der Mittellinie.

$$Rq = \sqrt{\frac{1}{e} \int_0^e z^2(x) dx} \quad (2.19)$$

Der Parameter Rsk gibt die sogenannte Schiefe der Oberfläche an und verwendet die dritte Potenz des Quadratischen Mittenrauwertes, um die Einzelmessstrecke als einheitenfreien Wert in dritter Potenz anzuzeigen.

$$Rsk = \frac{1}{Rq^3 * e} \int_0^e |z(x^3)| dx \quad (2.20)$$

Die Aussagekraft dieser Parameter für schmierungstechnische Systeme ist allerdings begrenzt. Häufig wird zudem nur eine maximale Rauheit als Grenze definiert, während die Mindestrauheit gar nicht erwähnt wird.

Um die Ergebnisse bestmöglich untersuchen zu können, werden in Folge Profilschnitte genutzt, welche die Rauheitsspitzenhöhe über dem Materialtraganteil auftragen. Eine bildliche Darstellung des Verhältnisses zwischen den Rauheitsspitzen erlaubt die Abbott-Firestonekurve /Abb33/. Die Kurve kann aus einem Oberflächenmessschrieb ermittelt werden, indem Linien parallel zum Bezugspunkt gezogen werden und der Anteil der Linie vermessen wird, welcher innerhalb des Profils liegt. Mathematisch gesehen ist die Kurve die kumulierte Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Höhe des Oberflächenprofils und kann durch Integration der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen berechnet werden. Auf der y-Achse ist die Schnitttiefe in μm und auf der x-Achse der prozentuale Materialtraganteil dargestellt. Abbildung 2.11 stellt auf der linken Seite das Tastprofil und auf der rechten Seite die sich ergebende Abbott-Firestonekurve mit den Kennwerten Rvk , Rk und Rpk nach DIN ISO 13565 dar.

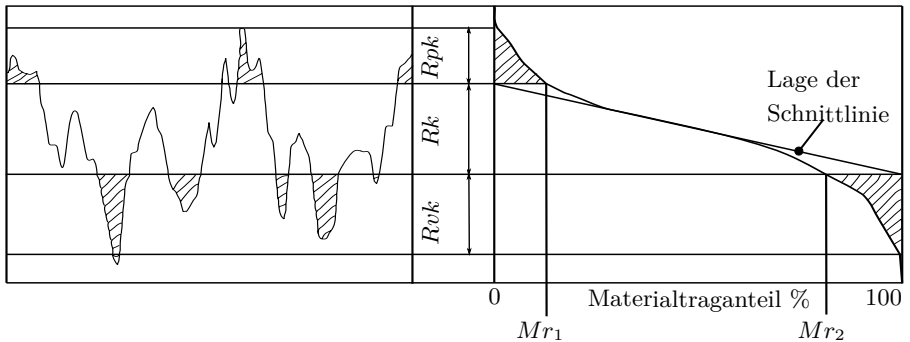


Abbildung 2.11: Grafische Darstellung Abbott aus Tastprofil mit Rpk und Rvk /DIN98/

Wird die, über je fünf Proben gemittelte, Abbottkurve betrachtet, wird klar, wieso ein Parameter allein keine belastbare Aussage zur Oberfläche geben kann. Oftmals findet sich in der Literatur die Angabe, dass tribologisch belastete Oberflächen weniger Rauheitsspitzen als Rauheitstäler aufweisen sollen um geringe Reib- und Verschleißwerte zu erzielen.

2.3.2 Spektrale Leistungsdichte

Die spektrale Leistungsdichte (PSD) ist ein Werkzeug, welches häufig in der Elektrotechnik verwendet wird, wobei die zugrundeliegende Idee auch sehr gut zur Beschreibung von rauen Oberflächen genutzt werden kann. Die spektrale Leistungsdichte kann als die Leistung des Signals im jeweiligen Frequenzbereich betrachtet werden

und enthält damit alle Informationen über die Rauheitseigenschaften der Oberfläche. Sie ist weitestgehend unabhängig von der gewählten Abtastgröße und Auflösung. In der Oberflächentechnik kann sie für verschiedene Zwecke verwendet werden, z. B. zeigt die Forschungsarbeit von Gong et al. /Gon16/, wie man die RMS-Rauheit (root-mean-square) mit Hilfe der PSD berechnet. Es gibt verschiedene Möglichkeiten, die leistungsspezifische Dichte für eine Oberfläche zu ermitteln. Jacobs stellt diese vor und gibt einen Überblick, wie Topografiemessungen analysiert werden können, um eine zuverlässige PSD zu erhalten (siehe auch /Jac17/).

In dieser Arbeit wird die PSD zur Analyse des Leistungsspektrums der Oberfläche verwendet, um einen relevanten Abstand zwischen zwei Messpunkten der jeweiligen Oberfläche zu bestimmen. Dieser Abstand muss so groß wie möglich sein (um einen möglichst großen Teil der Oberfläche zu erfassen), aber er muss auch in der Lage sein, die ursprüngliche Oberfläche ohne Fehler zu rekonstruieren. Daher besteht die Idee darin, die PSD der Oberfläche zu untersuchen und eine sinnvolle Abschneidefrequenz zu ermitteln. Unterhalb eines bestimmten Wertes ist die Information für den Aufbau des Schmierfilmes nicht mehr von Bedeutung. Für die Bestimmung der Grenzfrequenz gibt es mehrere Methoden (Flächenmethode, Minimamethode, Fehlergrenze, ...). Bei den hier durchgeführten Untersuchungen hat sich die Flächenmethode als gut geeignet herausgestellt, bei welcher die Grenzfrequenz so definiert ist, dass die Fläche unter der PSD ($Area_{PSD}$) einen bestimmten Prozentsatz n_{Area} , der Gesamtfläche erreicht ($Area_{PSD-tot}$). Damit ist es möglich, auch unterschiedlich ausgeprägte Oberflächen stets aussagekräftig zu beschreiben (Gleichung 2.21).

$$f_{cut-off} \rightarrow Area_{PSD} = n_{Area} * Area_{PSD-tot} \quad (2.21)$$

2.3.3 Flussfaktoren

Die bisher vorgestellten Möglichkeiten, Oberflächen mit Kennwerten darzustellen basiert darauf, ein möglichst gutes Abbild der Rauheit mathematisch zu erfassen und daraus einen Kennwert zu bestimmen. Diese Möglichkeiten haben alle gemeinsam, dass es sich um Oberflächenbeschreibungen handelt, die sich nicht mit den Bedürfnissen der späteren Anwendung befassen. Eine weitere Möglichkeit, die Oberfläche tribologischer Kontakte zu bewerten, besteht darin, den Einfluss der Oberfläche auf den Aufbau des Druckprofils zu bestimmen. Bei kleinen Spalthöhen kann die Oberflächenrauheit bei der Berechnung der Schmierfilmhöhe nicht mehr vernachlässigt werden. Diese kann jedoch in der Regel nicht einfach durch die Lösung der Reynolds-Gleichung auf einem sehr feinen Netz berücksichtigt werden, da es die Rechenkosten drastisch erhöhen würde. Eine Alternative zur Diskretisierung der Oberflächenrauheit auf jedem Bereich der Oberfläche ist die Verwendung von Flussfaktoren nach Patir und Cheng /Pat78/.

Diese Methode definiert einen gemittelten Typ der Reynoldsgleichung durch die Einführung von zwei Flussfaktoren. Die Flussfaktoren beschreiben, wie die Oberflächenrauheit den Druck und die Scherströmung im geschmierten Kontakt beeinflusst.

Für den flächigen Kontakt werden Untersuchungen mit typischen geläppten und feingeschliffenen Scheiben durchgeführt. Während des Einlaufens verändert sich der Einfluss der Oberfläche auf den Druckaufbau um etwa 30 %. /Hol21a/

Formel 2.22 beschreibt die gemittelte Reynoldsgleichung für den Druckaufbau in einem isothermen und inkompressiblen Schmiermittel, wie sie von Patir und Cheng genutzt wird /Pat79/.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \right) = \frac{U_1 + U_2}{2} \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial x} + \frac{U_1 + U_2}{2} \sigma \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t} \quad (2.22)$$

Werden jetzt Flussfaktoren für Druckfluss in x- und y-Richtung sowie Scherfluss Φ_x , Φ_y und Φ_s eingeführt, kann die Reynoldsgleichung, unter Berücksichtigung der Oberfläche, wie in Formel 2.23, aufgestellt werden.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Phi_x \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Phi_y \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \right) = \frac{U_1 + U_2}{2} \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial x} + \frac{U_1 + U_2}{2} \sigma \frac{\partial \Phi_s}{\partial x} + \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t} \quad (2.23)$$

Dabei ist \bar{p} die mittlere Flächenpressung, η die Viskosität, \bar{h}_T die mittlere Filmdicke und U_1 und U_2 die Geschwindigkeiten der sich relativ zueinander bewegten Oberflächen. Diese berechneten Koeffizienten können in die mittlere Reynoldsgleichung eingesetzt werden, um den Einfluss der Rauheit auf die druck- und schergetriebene Strömung auszudrücken (siehe Gleichung 2.23). Dabei werden die durchschnittlichen Reynoldsgleichungen für eine glatte Oberfläche gelöst und der in die Gleichung aufgenommene Flussfaktor berücksichtigt die Rauheit der Oberfläche. Es wird jedoch davon ausgegangen, dass die Oberflächenrauheit als periodische Ausdehnung modelliert werden kann, so dass ein repräsentativer Teil der Oberfläche für die Simulation der Flussfaktoren genutzt werden muss /Alm11/. Nach Sahlin et al. besteht der Vorteil der Methode nach Patir und Cheng darin, dass Profile mit der gleichen Abbotkurve auch die gleichen Flussfaktoren aufweisen /Sah07/. Dies bedeutet, dass die Flussfaktoren, sobald sie für mehrere Oberflächen berechnet wurden, für ähnliche Oberflächen verwendet werden können, ohne dass sie erneut berechnet werden müssen. /Hol21b/

Druckflussfaktoren

Um zu erläutern, was die Druckflussfaktoren bedeuten, wird ein neuer Parameter γ eingeführt. Er ist definiert als das Verhältnis der Längen $\lambda_{0,5}$ des x- und des y-Profiles,

wobei $\lambda_{0,5}$ die Länge ist, bei der die Autokorrelationsfunktion eines Profils um die Hälfte des Startwertes abnimmt (Gleichung 2.24).

$$\gamma = \frac{\lambda_{0,5x}}{\lambda_{0,5y}} \quad (2.24)$$

Der Parameter γ kann auch als Verhältnis zwischen der Länge der Oberflächenerhebungen und deren Breite gesehen werden. Für eine isotrope Rauheitsstruktur ist $\gamma = 1$, für ein reines Querrauheitsmuster ist $\gamma = 0$ und für ein reines Längsrauheitsmuster ist $\gamma = \infty$. Charakteristische Oberflächen sind in in Abbildung 2.12 dargestellt.

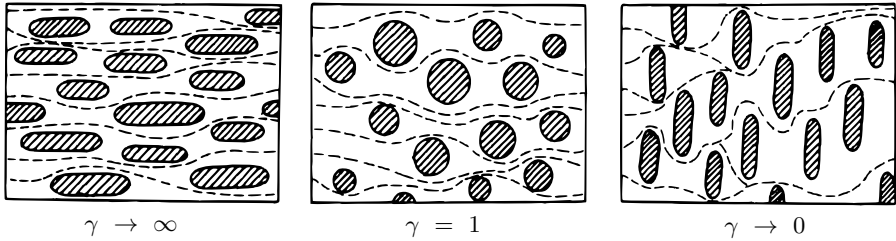


Abbildung 2.12: Vergleich von Rauheitsstrukturen mit unterschiedlichen Gamma-werten nach Patir und Cheng /Pat78/

Ändert sich die Ausrichtung der Oberflächenerhebungen, beispielsweise durch Einlaufprozesse, ändern sich auch die Flussfaktoren. Bei isotropen Strukturen, wie zum Beispiel geläpften Oberflächen, ist die Strömung in beiden Richtungen gleich, da es keine Unterschiede in der Form der Unebenheiten zwischen x- und y-Richtung gibt. Daher sind die Druckflussfaktoren sowohl in x- als auch in y-Richtung identisch.

Sobald die Spalthöhe im Verhältnis zur Rauheitstiefe groß ist, haben die Flussfaktoren keinen Einfluss mehr auf den Druckaufbau. Bei einer Schmierpalthöhe von sechs μm kann davon ausgegangen werden, dass die Oberflächenrauheit keinen Einfluss auf den Druckaufbau hat, und die Druckflussfaktoren damit den Wert eins angenommen haben und die durchschnittliche Reynoldsgleichung dieselbe ist, wie die für glatte Oberflächen ($\lambda = h_0/\rho$, siehe Abbildung 2.7). Wenn jedoch das Verhältnis zwischen Spalthöhe und mittlerer Oberflächenrauheit abnimmt, beginnt die Rauheit das Druckfeld zu beeinflussen, und bei $\lambda < 3$ tritt Mischreibung auf. Die Unebenheiten beginnen miteinander zu interagieren und die Kontaktpunkte bilden Strömungswiderstände: Die Druckflussfaktoren sind kleiner als eins. /Czi15/

Scherflussfaktoren

Anders als Druckflussfaktoren, sind Scherflussfaktoren nur von der Filmdicke und den Rauheitsparametern abhängig. Die kombinierten Rauheit ρ spielt bei der Be-

rechnung der Scherflussfaktoren keine Rolle. Der Scherflussfaktor lässt sich als reines Gleiten zweier nominell paralleler Flächen beschreiben. Dann wird die Simulation für verschiedene Oberflächenabstände durchgeführt. Es ist zu beachten, dass im Falle glatter Oberflächen der Druck konstant ist und keine Strömung auftritt, da kein Druckgradient vorhanden ist. Die kombinierte Wirkung von Gleiten und Rauheit führt zu einem mittleren Nettofluss. Der Scherflussfaktor berücksichtigt die Vergrößerung oder Verkleinerung der Strömung aufgrund des im Rauheitstal enthaltenen und durch das Gleiten transportierten Fluids.

Wieso Scherflussfaktoren nur von einer Oberflächenrauheit und der Filmdicke abhängig sind, erklärt das folgende Gedankenexperiment: Eine Oberfläche ist rau und die andere glatt und nur eine der beiden bewegt sich. Wenn sich die raue Oberfläche bewegt, erzeugt die in den Tälern mitgeführte Flüssigkeit einen zusätzlichen Strömungstransport und der mittlere Durchfluss nimmt zu ($\phi_s > 0$). Bewegt sich hingegen die glatte Oberfläche, bilden die Unebenheiten der rauhen Oberflächen eine Barriere und behindern die Strömung, so dass der mittlere Durchfluss abnimmt ($\phi_s < 0$). Im hypothetischen Fall zweier Oberflächen mit statistisch identischer Rauheitskonfiguration (insbesondere mit gleichem ρ und γ) ist der Scherflussfaktor gleich null ($\phi_s = 0$), da es aufgrund der kombinierten Wirkung von Gleiten und Rauheit keinen Nettostromtransport gibt.

Eine Herausforderung bei der praktischen Erfassung von Flussfaktoren ist die Wahl einer sinnvollen Grenzfrequenz, ab welcher Rauheiten als nicht mehr relevant eingestuft werden. Nach dem Aufzeichnen des Oberflächenprofils mittels Konfokalmikroskop werden die Daten im ersten Schritt gefiltert, um Abtastfehler zu vermeiden und die Datenmenge zu verringern. Mittels einer spektralen Leistungsdichte in Haupt- und Nebenrichtung wird eine Grenzfrequenz festgelegt. Ziel dieses Vorgehens ist es, die für die Berechnung der Flussfaktoren notwendige Anzahl an Messpunkten möglichst sinnvoll zu wählen, so dass das Oberflächenprofil repräsentativ abgebildet wird. Für die Berechnung der Flussfaktoren wird das Programm „Tribo-X“ der Firma „Tribo Technologie GmbH“ genutzt. Unter Nutzung des Moduls „Mikrosim“ erlaubt dieses, anhand von Topografiedaten, Kennwerte wie die reale Kontaktfläche sowie die Druck- und Scherflussfaktoren zu berechnen. Um den Einfluss der Streuung einschätzen zu können, werden verschiedene Oberflächen vermessen.

2.4 Einlaufprozesse und -strategien

Vor der ersten Inbetriebnahme kommen durch den Montageprozess immer unterschiedliche Oberflächen in Kontakt, welche aus verschiedenen Fertigungsverfahren stammen und normalerweise nicht vollständig zusammenpassen. Die Folge sind erhöhte Spaltweiten sowie hohe lokale Flächenpressungen aufgrund von Rauheitsspitzen. Beide Phänomene wirken sich negativ auf den Betrieb der Verdrängermaschine aus.

Beim Einlaufprozess soll sich deshalb eine plastische Verformung der Unebenheiten sowie eine Formanpassung der sich in Kontakt befindlichen Oberflächen einstellen, ohne dass die Kontakte so überlastet werden, dass es direkt zu einem Ausfall kommt. Eine gut eingelaufene Oberfläche zeichnet sich durch eine homogene Rauheitsverteilung aus, die nicht direkt von der Rauheit nach der Fertigung abhängt, Die tatsächliche Flächenpressung im Kontakt sinkt.

Trotzdem muss die Oberfläche vor Beginn des Einlaufens einige Qualitätsanforderungen erfüllen, damit sich milder Verschleiß und damit ein Rauheitsgleichgewicht einstellt. Erfüllen die Oberflächen diese Anforderungen nicht, sorgt schwerer Verschleiß dafür, dass sich kein Rauheitsgleichgewicht einstellt.

Während dieses Verformungsprozesses kann es zu Änderungen der kristallographischen Orientierung der oberflächennahen Schichten kommen. So werden Oberflächen oftmals verdichtet und es bildet sich ein Gradient der Materialeigenschaften über die Tiefe aus. Die Verdichtung sorgt für das Einbringen von Druckeigenstressungen und führt häufig zu Kaltverfestigung. /Bla05/

In den ersten Betriebsstunden verändert sich der Reibwert über die Zeit. Blau et al. identifizieren acht charakteristische Verläufe /Bla09/. Während bei vielen Reibverläufen die Reibkraft über die Zeit während des Einlaufens zunimmt, nimmt die Reibkraft bei Sondermessing-Stahl-Paarungen üblicherweise in der ersten Betriebszeit ab.

Da die Reibungsverläufe insbesondere im Mischreibungsgebiet stark von der Viskosität abhängen, ist die reine Darstellung von Reibwert über Relativgeschwindigkeit nur in engen Grenzen möglich. Um den Temperatureinfluss auf die Ergebnisse zu reduzieren kann die Sommerfeldzahl genutzt werden. Bei der Sommerfeldzahl handelt es sich um ein Beispiel für die Ähnlichkeitstheorie, welche ursprünglich für die Auslegung von Gleitlagern genutzt wurde. Gleichung 2.25 stellt die Sommerfeldzahl in Abhängigkeit der Flächenpressung p , dem relativen Lagerspiel ψ , sowie der dynamischen Viskosität η und der Winkelgeschwindigkeit ω dar.

$$S_o = \frac{p\psi^2}{\eta\omega} \quad (2.25)$$

Für die folgenden Darstellungen wird die Gümbel-Hersey-Zahl genutzt, welche eine Art reziproke Form der Sommerfeldzahl ist (Gleichung 2.26). Dabei wurde die Winkelgeschwindigkeit ω für translatorische Bewegung durch die Geschwindigkeit v ersetzt.

$$H_e = \frac{\eta v}{p} \quad (2.26)$$

Schipper zeigt in seinen Untersuchungen (Abbildung 2.13), dass sich das Einlaufen bei unterschiedlichen Flächenpressungen unterschiedlich auf das Systemverhalten

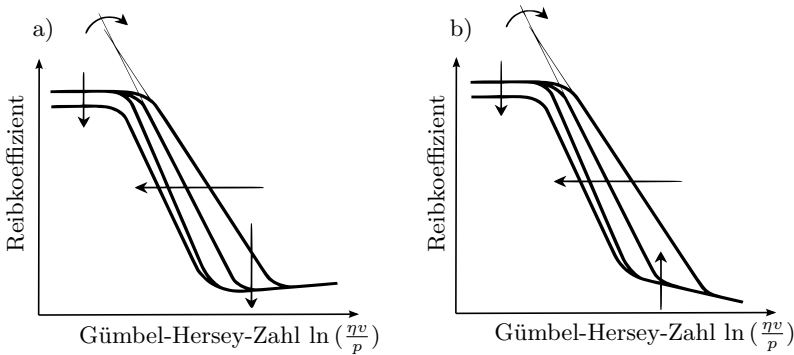


Abbildung 2.13: Einlauf bei (a) Niederdruck und (b) Hochdruck /Sch12/

auswirken kann. Dazu trägt er den Reibkoeffizienten über der Gümbel-Hersey-Zahl auf. Bei einem Einlaufvorgang sinkt sowohl der Betrag der Grenzreibung als auch der Betrag der hydrodynamischen Reibung. Im eingelaufenen Zustand verschiebt sich der Ausklinkpunkt in Richtung kleinerer Gümbel-Hersey-Zahlen, das bedeutet, dass schneller Flüssigkeitsreibung auftritt. Dieser Übergang von Misch- zu Hydrodynamischer Reibung wird auch schneller durchfahren, als es bei einem neuen Kontakt der Fall wäre. Während sich bei geringeren Flächenpressungen ein stribeckartiges Verhalten ausbildet (Reibung steigt mit steigender Geschwindigkeit an), bildet sich dieses Verhalten unter hoher Flächenpressung nicht aus. Es ist möglich, dass die erhöhte Flächenpressung ein Trennen der Oberflächen aufgrund von Hydrodynamik unterbindet. /Sch12/

So stellt Braun fest, dass Stribeckkurven erst nach unterschiedlich langer Einlaufzeit die typische Form mit ausgeprägtem Tiefpunkt erhalten, und sich dann in Richtung langsamerer Geschwindigkeiten und geringerer Reibwerte bewegen /Bra82/.

In der Literatur sind zahlreiche Modelle für Abläufe während des Einlaufens bekannt. Kragelsky, Kapoor und Jeng et al. untersuchen Einlaufvorgänge mit dem Fokus auf der Vorhersage eines Rauheitsgleichgewichts, welches sich nach dem Einlaufen auf den Oberflächen einstellt. /Kra69/, /Kap94/, /Jen04/ Masourros und Kumar betrachten den Einlaufvorgang in Hinsicht auf Verschleißarten und Verschleißrate. /Mas77/, /Kum02/

Blau betrachtet neben den oben genannten Auswirkungen auf die Oberflächenrauheit zusätzlich noch die Temperaturentwicklung sowie die Auswirkungen von Kontakttemperatur auf den Einlaufprozess /Bla87/.

Bei den Temperaturen kann zwischen Öltemperatur, Bauteiltemperatur und Blitztemperatur unterschieden werden. Am einfachsten ist die Erfassung der Öltemperatur, welche oftmals minimalinvasiv möglich ist. Mittels eingebrachter Tempera-

tursensoren in Bauteilen kann auch die Bauteiltemperatur bestimmt werden, welche höher als die Öltemperatur ist. Als Blitztemperatur wird nach dem Arbeitsblatt 7 der Gesellschaft für Tribologie die kurzzeitige Temperaturerhöhung im Mikrobereich einer Reibfläche definiert /GfT02/.

Popov et al. gehen davon aus, dass die Blitztemperatur nur sehr oberflächennah (10 μm - 40 μm) auftritt und dort Temperaturen von über 1000 °K auftreten /Pop00/.

Viele Hersteller haben in ihren Unternehmen eigene Einlaufpraktiken entwickelt, halten diese aber unter Verschluss, da sie einen wichtigen Wettbewerbsvorteil darstellen /Bla81/. Allerdings existieren für bestimmte Anwendungen, insbesondere aus der Luftfahrt oder dem Militär, Normen, welche einen definierten Einlaufprozess vorschreiben.

In der englischen Norm ISO 22089 sind Einlaufbedingungen für Kraftübertragungseinheiten in der Luftfahrt vorgegeben. /ISO09/ Die Norm schreibt eine Einlaufphase bei vom Hersteller vorgegebenen Betriebsbedingungen vor. Diese sind nicht genauer spezifiziert. Allerdings gibt die Norm eine Einlaufphase von mindestens 15 Minuten bei Nenndurchfluss und Nenntemperatur vor. Der Druck soll dabei dem maximalen Druck bei Volldurchfluss entsprechen. Auf den Einlauf folgt nach Norm eine Zerlegung der Einheit zur Inspektion der eingelaufenen Teile. Nach der Inspektion der Pumpenteile folgt ein erneuter Einlauf bei 30 % bis 100 % des Nenndurchflusses für 15 Minuten. Während dieses Einlaufs soll der Betriebsbereich sechsmal pro Minute durchfahren werden. In Tabelle 2.6 werden die Normen tabellarisch aufgelistet und gegenüber gestellt.

Quelle	Jahr	Dauer	Druck	Drehzahl
MIL-P-5994D	1972	60 min	beliebig	90-110 %
MIL-P-19692E	1979	15 min	100 %	100 %
MIL-M-7997C	1981	60/30 min	min. Niederdruck	min. 50 %
GOST 50-662-88	1988	k.A.	steigend	fix
MIL-PRF-62365C	1997	120 min	min. Niederdruck	3000 min^{-1}
ISO 22089	2009	15 min	beliebig	100 %
ISO 22089*	2009	15 min	beliebig	30-100 %

* bezieht sich auf das (Wieder)einlaufen nach Teiletausch oder Inspektion

Tabelle 2.6: Übersicht über die Normen zu Einlaufprozeduren

In der amerikanischen Militärnorm MIL-P-19692 wird ein 15-minütiger Einlauf bei Nenndrehzahl und maximalem Druck des Volldurchflusses vorgegeben /MIL94/. Im Gegensatz dazu findet in der MIL-M-7997 der Einlauf nur bei halber Nenndrehzahl statt /MIL81/. Der Druck beträgt dabei (für Motoren) mindestens 100 bar Einlassdruck. Je nach Anwendung kann der Einlaufprozess allerdings auch auf eine

halbe Stunde verkürzt werden.

Die MIL-P-5994 schreibt ein mindestens einstündiges Einlaufen bei 90 % bis 110 % Nenndrehzahl vor /MIL91/. 1988 hat der staatliche Ausschuss der UdSSR ein Verfahren zur experimentellen Schätzung der Reibungskompatibilität von Materialien veröffentlicht (GOST 50-662-88). In diesem Verfahren wird das elektrische Potential zwischen den beiden Tribokontaktpartnern gemessen. Bei einer Last von 1 MPa wird zunächst der Spannungswert U_{min} als untere Regelschwelle ermittelt. Danach wird ein mindestens 120-minütiger Vorlauf absolviert, um Temperatur und Reibungskraft zu stabilisieren. Anschließend wird der Druck schrittweise erhöht, bis es zum Fressen kommt. Dabei werden Last, Temperatur und Spannung überwacht /Gos88/.

Bei einer neuen Probe wird direkt zu Anfang der Druck so lange erhöht, bis der Spannungswert U_{min} erreicht wird. Dann wird die Druckerhöhung gestoppt und die Spannung steigt bis zum Wert der oberen Regelschwelle $U_{max} = U_{min} + 2mV$. Spätestens fünf Sekunden nach dem Erreichen von U_{max} wird die Druckerhöhung wieder eingeschaltet, bis der Spannungswert wieder auf U_{min} fällt. Dieses Vorgehen wird so lange wiederholt bis es zum Fressen zwischen den Tribokontakten kommt. Anschließend wird das Vorgehen für verschiedene Geschwindigkeiten durchgeführt. Mithilfe dieser Methodik lassen sich Grenzwerte für die Belastung im Kontakt und eine Zeitspanne t_n für das Trainieren des Kontaktes ermitteln /Gos88/.

Kragelsky behandelt in seinem Buch „Friction and Wear: Calculation Methods“ Methoden, um Einlaufvorgänge rechnerisch zu bestimmen. Er stellt eine Methode zur Schätzung des Einlaufverfahrens eines Gleitlagers vor. Das empirische Vorgehen ermöglicht es sowohl Laststufen als auch Einlaufzeiten zu berechnen. Bei einer bekannten Einlaufflächenpressung N wird die Einlaufzeit pro Laststufe t_{ri} in Abhängigkeit von der anfänglichen Verschleißrate ν angegeben. Diese beiden Parameter müssen dafür im Vorhinein experimentell ermittelt werden. /Kra82/ Nach diesem Verfahren ergibt sich die Einlaufzeit aus der Summe der Einlaufzeiten pro Laststufe. Die Einlaufzeit pro Laststufe berechnet sich aus der Gleichung 2.27. Rz gibt den Mittelwert der Rauheit des raueren Kontaktpartners an. Als Laststeigerungsfaktor ψ werden Faktoren zwischen 1,1 und 1,3 empfohlen.

$$t_{ri} = \frac{Rz}{\nu_i} (1 - \sqrt[3]{2 - \psi}) \quad (2.27)$$

Da der Einlaufprozess nach Kragelsky in Laststufen abläuft, wird im nächsten Schritt die Anzahl der Einlaufstufen n bei einer Flächenpressung N_i für jeden Schritt berechnet (Gleichung 2.28). Die maximale Einlaufflächenpressung N_{max} sollte 50 % der mittleren Betriebslast betragen.

$$N_i = N_1 \psi^{i-1} \quad (2.28)$$

$$n = \frac{\ln(N_{max}/N_1)\psi}{\ln\psi} \quad (2.29)$$

Die Gesamtdauer t_Σ des Einlaufens ergibt sich aus der Einlaufzeit pro Laststufe multipliziert mit der Stufenanzahl (siehe Gleichung 2.30).

$$t_\Sigma = t_{ri}n \quad (2.30)$$

Dieser hier vorgestellte rechnerische Ansatz ist in seiner generellen Anwendbarkeit bisher einmalig. Allerdings stellt der Ansatz nur ein sehr schematisches Vorgehen dar, welches für eine Anwendbarkeit bei speziellen Reibkontakten deutlich spezialisiert werden muss.

Laut Scherge gibt es bis heute keine allgemein gültige Vorgehensweise für das erfolgreiche Einlaufen. Er empfiehlt das schrittweise Erhöhen der eingebrachten Belastung. Er veröffentlichte 2018 eine Arbeit über das Einlaufverhalten von geschmierten Metall-Metall-Kontakten im Bereich sehr geringer Verschleißwerte. Dort weist er nach, dass ein adäquates Energielevel für ein gutes Einlaufen von höchster Bedeutung ist. Dabei wird die Energie dafür genutzt, die Verschleißpartikel, auch als dritten Körper bezeichnet, zu generieren. /Sch18a/

Volz schreibt, dass ein Einlaufen unter unterschiedlichen Flächenpressungen und Geschwindigkeiten zu unterschiedlichen Systemverhalten der eingelaufenen Systeme führt /Vol77/.

2.5 Messdatenauswertung - Einflussanalyse

Bei der Durchführung von tribologischen Untersuchungen müssen häufig große Messreihen durchgeführt werden, was zum einen zu hohem wirtschaftlichen Aufwand und zum anderen das Vorliegen von vielen Messdaten bedeutet. Um Aussagen zum tribologischen Verhalten und zu Abhängigkeiten treffen zu können, müssen die Messdaten sinnvoll ausgewertet werden. Da viele Vorgänge in der Tribologie auf stochastischen Effekten beruhen, müssen die Versuche wiederholt werden um fundierte Aussagen treffen zu können. Die Tribologie ist bekannt für viele Wechselwirkungen zwischen auftretenden physikalischen Effekten. Um die Anzahl der Versuche zu reduzieren, wird, wo möglich, das Vorgehen Design of Experiments (DoE) genutzt.

Werden die Proben mit den oben genannten Methoden untersucht, zeigen sich eine Vielzahl unterschiedlicher Ergebnisse wie sie in Kapitel 4 aufgeführt sind.

Klassischerweise wird eine statistische Datenanalyse durchgeführt, um die Wirkung eines Eingangsparameters auf das Systemverhalten zu ermitteln. Vereinfacht wird oftmals eine lineare Abhängigkeit zwischen Eingangsparameter und Systemeigenschaften angenommen, sowie ein den Messungen zugrunde liegender Zufallsfehler /Sie17/. Typischerweise werden die Verteilungseigenschaften von Teilmengen durch

Maße der deskriptiven Statistik wie Quartil- und Varianzinformationen quantifiziert und in einem Boxplotdiagramm dargestellt. Boxplotdiagramme ermöglichen es, durch visuelle Betrachtung die Unterschiede im Systemverhalten zwischen verschiedenen Eingangsparametern zu erfassen. Überlagern sich mehrere Effekte gleichzeitig, ist die Auswertung basierend auf einfachen statistischen Methoden, beispielsweise per Boxplotdiagramm, schwierig, da die Daten ein starkes Rauschen enthalten.

Neben der rein visuellen Auswertung von Boxplotdiagrammen lassen sich diese zusätzlich mit einer formalen, univariaten Varianzanalyse (ANOVA) analysieren. Um diese durchführen zu können, müssen die folgenden Bedingungen erfüllt sein:

- Intervallskalierte, abhängige Variablen
- Kategoriale, unabhängige Variablen
- Unabhängigkeit
- Normalverteilung
- Varianzhomogenität

Wenn die oben genannten Bedingungen erfüllt sind, wird ein Hypothesentest für die Grundhypothese durchgeführt, dass der Mittelwert der Zielvariablen, welcher bei verschiedenen Faktoreinstellungen erhalten wird, nicht vom globalen Mittel über alle Faktoreinstellungen abweicht. Zusätzlich werden in Bezug auf die Anzahl der Stichproben die mittleren Quadratsummen durch die Gleichungen 2.31 und 2.31 ermittelt. /Sta89/

$$MS_B = \frac{SS_B}{\alpha - 1} = \frac{\int_{j=1}^p n_j (\bar{x}_j - \bar{x})^2}{\alpha - 1} \quad (2.31)$$

$$MS_W = \frac{SS_W}{\int_{j=1}^{\alpha} (n_j - 1)} = \frac{\int_{j=1}^{\alpha} \int_{i=1}^{n_j} (\bar{x}_{ij} - \bar{x}_j)^2}{\int_{j=1}^{\alpha} (n_j - 1)} \quad (2.32)$$

Dabei bezeichnet x_{ij} die i -te Stichprobe bei Faktoreinstellung j , \bar{x}_j den Mittelwert bei Faktoreinstellung j , \bar{x} den Gesamtmittelwert über alle Stichproben, α die Anzahl der verschiedenen Faktoreinstellungen und n_j die Anzahl der Stichproben bei Faktoreinstellung j . Die Nenner der Gleichungen 2.31 und 2.32 werden auch als Freiheitsgrade zwischen oder innerhalb von Gruppen bezeichnet. Der F -Wert, als Verhältnis zwischen der mittleren Variabilität zwischen Faktoreinstellungen und der mittleren Variabilität innerhalb der Faktoreinstellungen kann nach Gleichung 2.33 berechnet werden /Sta89/.

$$F = \frac{MS_B}{MS_W} \quad (2.33)$$

Der F -Wert ist eine positive Zahl, welche das Verhältnis der Variabilität, aufgrund sich ändernder Faktoreinstellungen, zur Variabilität angibt, die durch Messrauschen verursacht wird. Zusätzlich muss das Risiko einer Überschätzung des F -wertes ermittelt werden, indem der p -Wert (Signifikanzwert) eines einseitigen Signifikanztests berechnet und überprüft wird, ob dieser einen festgelegten Risikoschwellenwert überschreitet. Üblicherweise wird für einen einzelnen Test ein p -Wert von 0,05 angenommen. Wird eine Reihe von Tests durchgeführt, kann der p -Wert jedes einzelnen Tests durch Anwendung einer Bonferonni- oder Šidák-Korrektur reduziert werden /Abd07/. Alternativ kann der kleinste F -Wert, der einen bestimmten Signifikanzschwellenwert erfüllt, welcher als F_{krit} bezeichnet wird, berechnet und mit den ermittelten F -Werten verglichen werden. Dieser Ansatz lässt sich in der Praxis deutlich einfacher durchführen.

2.6 Messdatenauswertung - Analyse mittels künstlicher Intelligenz

Nach Studium der klassischen, statistischen Auswertemethoden, fällt auf, dass die Streuung der einzelnen Werte relativ groß ist und sich neben manchen offensichtlichen Schlussfolgerungen nur wenige Informationen aus den Ergebnissen ablesen lassen.

2.6.1 Künstliche Intelligenz in der Tribologie

Künstliche Intelligenz (KI) ist seit etwa 20 Jahren Gegenstand der Forschung. So versucht fast jeder Wissenschaftszweig die neuen Methoden, welche sich durch KI und Machine Learning (ML) ergeben, zu nutzen. Die meisten Historiker sehen ein Forschungsprojekt in Dartmouth 1956, welches sich mit Problemlösungs- und Darstellungsmethoden befasst, als Beginn der künstlichen Intelligenz an /Moo06/. Der Informatiker Tom M. Mitchell definiert maschinelles Lernen als eine Technik, welche es Software ermöglicht, aus Erfahrungen zu lernen. Mitchell unterscheidet dabei überwachtes, unüberwachtes und verstärkendes Lernen als die drei Arten des maschinellen Lernens. /Mit97/

Doch können diese Methoden auch gewinnbringend bei tribologischen Untersuchungen eingesetzt werden?

Die erste Lerntechnik verwendet üblicherweise markierte Daten, bei denen die korrekte Ausgabe bereits bekannt ist, um Vorwissen auf neue Daten anzuwenden und um zukünftige Ereignisse vorherzusagen. Die auf bekannten Trainingsdaten basierende Lerntechnik kann einen Ausgabewert vorhersagen. Sobald das System ausreichend trainiert ist, kann es Ziele für jede neue Eingabe vorgeben. Darüber hinaus kann das Modell auf Fehler überprüft und gegebenenfalls angepasst werden, indem die Ausgabe mit der erwarteten Ausgabe verglichen wird. Im Gegensatz zu den

oben beschriebenen überwachten Lerntechniken können unüberwachte Lerntechniken angewendet werden, wenn die Trainingsdaten weder klassifiziert noch markiert sind. Dabei sucht ein Programm die nicht gekennzeichneten Daten nach Mustern oder Trends ab. Die Methode hat kein Bewusstsein dafür, dass das Ergebnis korrekt ist. Stattdessen leitet sie aus den Beobachtungen ab, wie das Ergebnis aussehen sollte. Belohnungsmaximierende oder risikomindernde Handlungen werden durch Verstärkungsalgorithmen erzeugt.

Aufgrund ihrer Fähigkeit, tribologisch relevante Eigenschaften aus großen Datensätzen vorherzusagen, werden Methoden der künstlichen Intelligenz in der Tribologie immer häufiger eingesetzt /Ros21/, /Pat23/. Durch die automatische Identifizierung von Mustern in Datensätzen können basierend auf diesen Erkenntnissen Modelle erstellt werden, die aus unsicheren Daten Erkenntnisse vorhersagen können. Der Einsatz von ML in der Tribologie erstreckt sich über mehrere Bereiche. Einige der wichtigsten Anwendungen werden hier beschrieben.

2.6.2 Decision Trees (Entscheidungsbäume)

Entscheidungsbäume sind geordnete und gerichtete Bäume, die hierarchisch aufeinander folgende Entscheidungen abbilden. /Bel14/

Ein Entscheidungsbaum besteht immer aus einem Ursprungsknoten, einer beliebigen Anzahl von inneren Knoten, sowie mindestens zwei Verzweigungen (Abbildung 2.14, am Beispiel der durchgeführten Versuche). Jeder Knoten steht für eine logische Regel und jede Verzweigung für eine Antwort auf die vorherige logische Regel. Die Komplexität und Semantik der Regeln ist nicht eingeschränkt, obwohl alle Entscheidungsbäume auf eine binäre Form vereinfacht werden können. In diesem Fall kann jede logische Regel nur einen von zwei Werten annehmen. Somit müssen Parameter unter Umständen erst diskretisiert werden, bevor die genannten Algorithmen genutzt werden können.

Eine Möglichkeit, die Klassifizierungsqualität von Entscheidungsbäumen zu erhöhen, ist die Verwendung von Gruppen von Entscheidungsbäumen anstelle von Einzelbäumen, was als Entscheidungswald bezeichnet wird /Tor17/.

2.6.3 Random Forest

Wenn Entscheidungsbäume unkorreliert sind, werden sie als Random Forest (RF) bezeichnet /Bre84/. Dabei liegt dem Entscheidungswald die Idee zugrunde, dass ein einzelner schwacher Entscheidungsbaum zwar keine optimale Klassifizierung liefert, eine große Anzahl solcher Entscheidungsbäume jedoch schon. Eine weit verbreitete Methode zur Erzeugung von Entscheidungswäldern ist Boosting /Tor17/. Boosting ist ein Typ Algorithmus aus dem Bereich des maschinellen Lernens, welcher zur

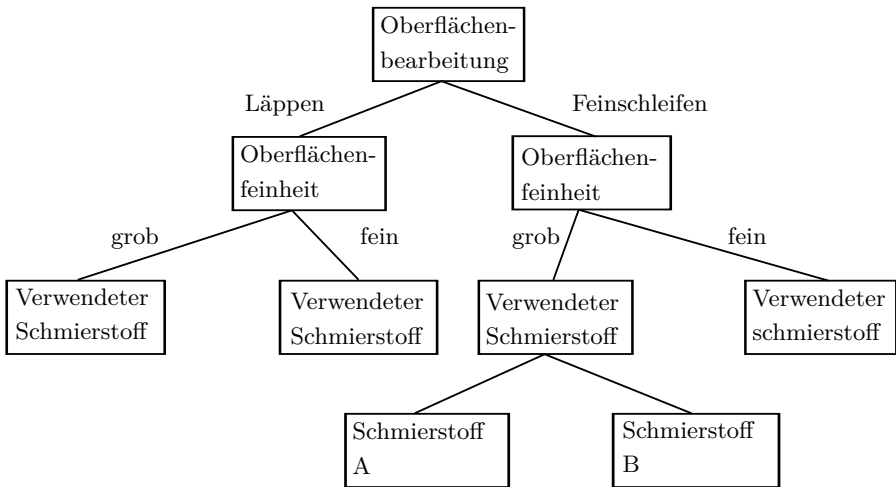


Abbildung 2.14: Entscheidungsbaum mit Ursprungsknoten und mehreren Verzweigungen

Verringerung von Verzerrungen und Varianz beim überwachten Lernen eingesetzt wird. Er ermöglicht es, einem Satz schwacher Korrelatoren in einen starken Korrelator umzuwandeln /Bre84/.

Bei regelbasierten Lernverfahren ergibt sich die Ausgabe aus der Zusammenstellung einzelner Regeln, die normalerweise in der Form „Wenn-Dann“ ausgedrückt werden. Regelbasierte ML-Methoden bestehen aus einer Reihe von Regeln, die zusammen das Vorhersagemodell bilden. K-Nearest-Neighbor-Algorithmen (k-NN) sind Klassifizierungsmethoden, bei denen die Klassenzuordnung unter Berücksichtigung der k nächsten Nachbarn erfolgt, die zuvor klassifiziert wurden. Die Wahl von k ist entscheidend für die Qualität der Klassifizierung /Bre84/. Abbildung 2.15 stellt den schematischen Aufbau des Random Forest Modells dar.

In der Tribologie gibt es bereits mehrere Beispiele, in denen künstliche Intelligenz in Form von neuronalen Netzen und Entscheidungsbäumen die Forschung gewinnbringend unterstützen konnte. So verwenden Rahman et al. neuronale Netze um die üblicherweise aus einer komplizierten Mischung von zwei oder mehr unterschiedlichen Grundölen und einem Additivpaket bestehenden Schmierstoffe zu untersuchen. Da es zwischen den Grundölen sowie zwischen den verschiedenen Additiven der Additivpakete zu Wechselwirkungen kommt, ist es schwierig vorherzusagen, wie sich der fertige Schmierstoff verhält. Es wurde gezeigt, dass die Effektivität der Schmierstoffherstellung mit diesen Methoden verbessert werden kann /Rah23/.

Ein weiteres erfolgreiches Anwendungsgebiet ist die Vorhersage von Verschleiß-

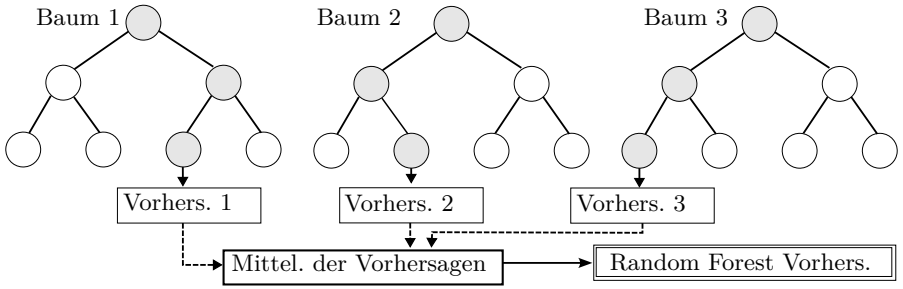


Abbildung 2.15: Aufbau des Random Forest Modells

eigenschaften, die es ermöglicht, zeit- und kostenintensive experimentelle Versuche deutlich zu reduzieren. Vorhersagen zu Verschleißigenschaften mittels neuronaler Netze gab es zum Beispiel im Jahr 2000 von Velten /Vel00/. Weitere Anwendungsmöglichkeiten von ML-Algorithmen in der Tribologie wurden von Rosenkranz, Marian, Hasan und Paturi durchgeführt. /Ros21/, /Mar21/, /Has22/, /Pat23/

3 Materialauswahl und Probenpräparation

Im folgenden Kapitel sollen die Bedingungen innerhalb von hydraulischen Axialkolbenpumpen untersucht, und geeignete Materialien sowie Oberflächenbearbeitungsverfahren für die systematischen Untersuchungen ausgewählt werden. Dabei werden in einem ersten Schritt die Randbedingungen Flächenpressung und Relativgeschwindigkeit anhand realer Axialkolbenmaschinen ermittelt.

3.1 Untersuchung der Randbedingungen in Axialkolbenmaschinen

Tribologische Kontakte innerhalb hydraulischer Verdrängereinheiten weisen als typisches Merkmal konforme, planare Flächen auf, welche sie von den in der Tribologie häufig untersuchten Zahnradkontakten mit kleinen, hochbelasteten Kontaktgeometrien deutlich unterscheidet.

Dabei dienen die Kontakte nicht nur der Übertragung großer Kräfte, sondern haben häufig auch eine Dichtwirkung. Historisch haben sich hart-weich Paarungen durchgesetzt, bei denen als harter Kontaktpartner entweder Stahlguss oder Nitrierstahl zum Einsatz kommt. Als weicher Kontaktpartner werden Sondermessinge genutzt, welche einen geringen Prozentsatz Blei enthalten.

Innerhalb des Kolbentrommel-Steuerpiegelkontaktes treten bedingt durch die Kolbenkräfte hohe Flächenpressungen auf, welche hauptsächlich durch die hydrostatische Kompensation aufgenommen werden. Abbildung 3.1 stellt die untersuchten Axialkolbenmaschinen dar, wobei die Restflächenpressung auf der Ordinate und die maximale mittlere Kontaktgeschwindigkeit auf der Abszisse aufgetragen sind. Zusätzlich ist der hydrostatische Entlastungsgrad dargestellt, also das Verhältnis zwischen aufgebrachter Kraft und hydrostatischer Kraft. Entlastungsgrade über 100 % liegen nur virtuell vor, da keine Zugspannungen aufgenommen werden. In der Realität kommt es zu erhöhter Leckage.

Es zeigt sich, dass die Restflächenpressung bei den meisten der untersuchten Einheiten im Bereich 0 ... 2 MPa liegt. Ausnahmen sind zum einen -0,7 MPa, was einem Entlastungsgrad von 102,6 % entspricht, und 5 MPa, was einem Entlastungsgrad von nur 74 % entspricht.

3.2 Untersuchte Fluide

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden zwei mineralische Öle untersucht, welche beide der Gruppe HLP zugeordnet werden. Als HLP wird nach DIN 51524 eine Druckflüssigkeit bezeichnet, die aus Mineralölen mit Wirkstoffen zum Erhöhen des

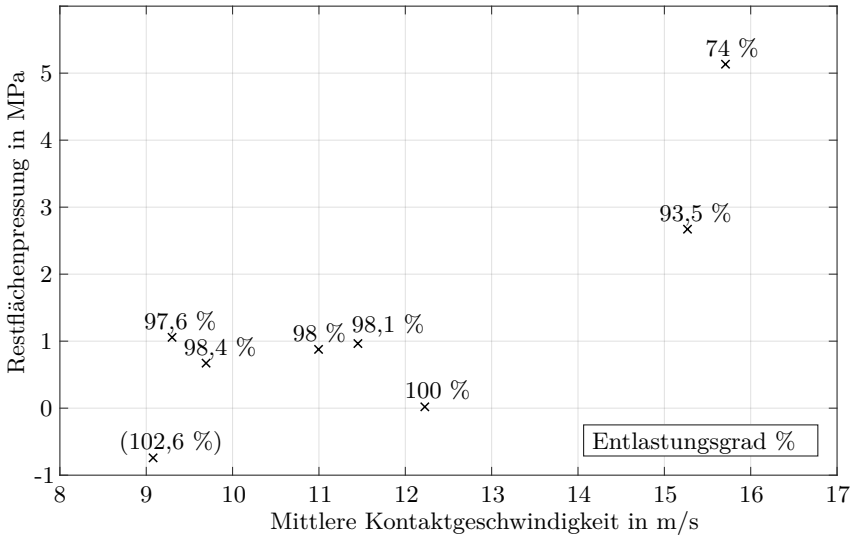


Abbildung 3.1: Restflächenpressung und Kontaktgeschwindigkeiten im Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel für einige industrietypische Axialkolbenmaschinen

Korrosionsschutzes, der Alterungsbeständigkeit sowie zur Verminderung des Fressverschleißes im Mischreibungsgebiet besteht /DIN17/. Beide Öle entsprechen der Viskositätsklasse 46. Als wichtigster Unterschied handelt es sich bei Fluid „A“ um ein zink- und aschehaltiges Produkt, welches als EP- und AW-Additiv ZnDTP nutzt.

Fluid „B“ ist ein zink- und aschefreies Produkt, welches ein alternatives Additivpaket nutzt. Wenn im Diagramm nicht explizit vermerkt, wird das klassische zink- und aschehaltige Öl für die Messungen verwendet. Tabelle 3.1 listet die wichtigsten Eigenschaften der beiden verwendeten Fluide auf.

3.3 Untersuchte Materialien

In hydraulischen Pumpen kommen häufig Stahl-Stahlguss, Sondermessing-Stahlguss oder Sondermessing-Stahl-Paarungen zum Einsatz. Oftmals werden Sondermessinglegerungen mit besonderer Härte gefordert, da die Betriebsdrücke und damit die Flächenpressungen der Bauteile steigen. Um die daraus resultierenden Festigkeitsprobleme sowie die Menge an eingesetztem Messing zu verringern, werden in der

	Fluid „A“ HLP 46 ZnDTP additiviert	Fluid „B“ HLP 46 zink- und aschefrei
Dichte bei 15 °C	875 $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	887 $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Flammpunkt	210 °C	238 °C
Kin. Viskosität bei 40 °C	46 $\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$	46,1 $\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$
Kin. Viskosität bei 100 °C	6,9 $\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$	6,8 $\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$
Viskositätsindex	105	100
Pourpoint	-24 °C	-27 °C

Tabelle 3.1: Eigenschaften der verwendeten Hydrauliköle nach Herstellerdatenblatt

Praxis häufig Bimetalle eingesetzt.

Tabelle 3.2 listet die untersuchten Materialien mit den wichtigsten metallografischen Werten auf. Deutlich erkennbar sind die Unterschiede in der Härte, welche in Brinell (HBW) angegeben ist.

CuZn*	40Al2	36Mn3Al2	28Al4Ni3	32Al3Mn2	30Al2Mn2
	Mn2Si	Si1NiSn	Si1Mn	NiSi	Ni1FeSiSn
Alphaphase %	14	12	1	3	50
Betaphase %	Rest	Rest	Rest	Rest	Rest
IM-Phase %	3	3	7	3	3
Härte HBW Kern	160	170	225	170-180	135
Härte HBW Rand	160	170	233	170-180	130
Bleigehalt %	1,0	0,1	0,1	0,1	0,1

Tabelle 3.2: Metallografische Eigenschaften der Sondermessinglegierungen

Als Referenz wird CuZn40Al2Mn2Si, ein bereits seit Jahren in der Fertigung von Axialkolbenmaschinen eingesetzter Werkstoff, gewählt. Er ist mit einer Härte von 160 HBW vergleichsweise weich und eignet sich für die Anwendung im Kontakt Kolbentrommel-Steuer Spiegel sowohl für Axialkolbenpumpen als auch für -motoren. Während die bleihaltige Referenzlegierung vergleichsweise weich ist, sticht die zweite untersuchte bleifreie Legierung mit einer Härte von ungefähr 230 HBW deutlich hervor. Da bleifreie Ersatzwerkstoffe nicht zwingend härter sein müssen, wurde mit dem vierten, bleifreien Material eine sehr weiche Legierung mit nur 130 HBW gewählt. Alle weiteren untersuchten Materialien werden mit dieser Referenz verglichen, um eine Aussage für die Tauglichkeit in der vorgestellten tribologischen Anwendung zu

erreichen.

Um ein möglichst breites Spektrum an bleifreien Sondermessinglegierungen auf ihr Einlaufverhalten zu untersuchen, werden verschiedene Materialien ausgewählt. Dabei zählen Legierungen mit weniger als 0,1 % Bleigehalt als technisch bleifrei. Die größten Unterschiede zeigen sich in der Härte. Während manche der Werkstoffe eine mit der bleihaltigen Referenz vergleichbare Härte zeigen, sind andere Werkstoffe bedeutend härter. Die gesteigerte Härte hat einen Einfluss auf das tribologische Verhalten und verspricht eine bessere Eignung, insbesondere wenn hohe Betriebsdrücke erreicht werden sollen.

3.4 Metallografische Untersuchung der ausgewählten Legierungen

Neben den Angaben zu Materialeigenschaften und Gefüge in Tabelle 3.2 werden metallografische Schlitze erstellt um weitere Erkenntnisse über den Aufbau der Sondermessinglegierung zu erhalten. Durch eine Probennahme bei den fertigen Probekörpern wird auch der Einfluss der Verarbeitung des Materials (Umformvorgänge, Wärmebehandlung) berücksichtigt. Zusätzlich kann eine Abschätzung zur örtlichen Verteilung der Gefüge sowie ein Vergleich zwischen Rand- und Kernbereich getroffen werden. Um die Gefüge sichtbar zu machen werden die Proben nach der Entnahme eingebettet, geschliffen und geätzt.

Betrachtet man die metallografischen Schliffbilder mit der bleihaltigen Referenz in Abbildung 3.2 (oben), sind die Blei-Ausscheidungen in grau deutlich sichtbar. Weiterhin sind Alpha- und Betakörner sowie Silizide erkennbar.

Die Legierung $\text{CuZn36Mn3Al2Si1NiSn}$ (Abbildung 3.2, mittig) weist eine sehr ähnliche Struktur wie die bleihaltige Referenz auf. Sie besteht ebenfalls zu einem großen Teil aus Betaphase und lässt sich auf den ersten Blick nicht eindeutig von der bleihaltigen Legierung unterscheiden. Bei der Legierung CuZn28Al4Ni3Si1Mn , dargestellt in Abbildung 3.2 (unten), ist weder eine Alphaphase noch Silizide sichtbar.

Auch bei der Legierung CuZn32Al3Mn2NiSi liegt hauptsächlich Betaphase vor (siehe Abbildung 3.3, oben). Die letzte der hier betrachtete Bleifreilegierung besteht zu 50 % aus Alphaphase. Es sind fein verteilte Silizide erkennbar (Abbildung 3.3, unten). Wird die Verteilung des Gefüges zwischen dem Rand und dem Kern des Probekörpers verglichen, kann festgestellt werden, dass die Verteilung vergleichbar und kein signifikanter Unterschied festgestellt werden kann. Somit wird davon ausgegangen, dass durch den Fertigungsprozess der Probekörper kein negativer Einfluss und vor allem keine lokale Änderung der Materialeigenschaften entsteht.

Um die Einflüsse des Oberflächenzustandes untersuchen zu können, werden die Materialproben mit unterschiedlichen Oberflächen versehen. Davon wird die Hälfte durch Lappen, die andere Hälfte durch Feinschleifen bearbeitet. Um den Einfluss

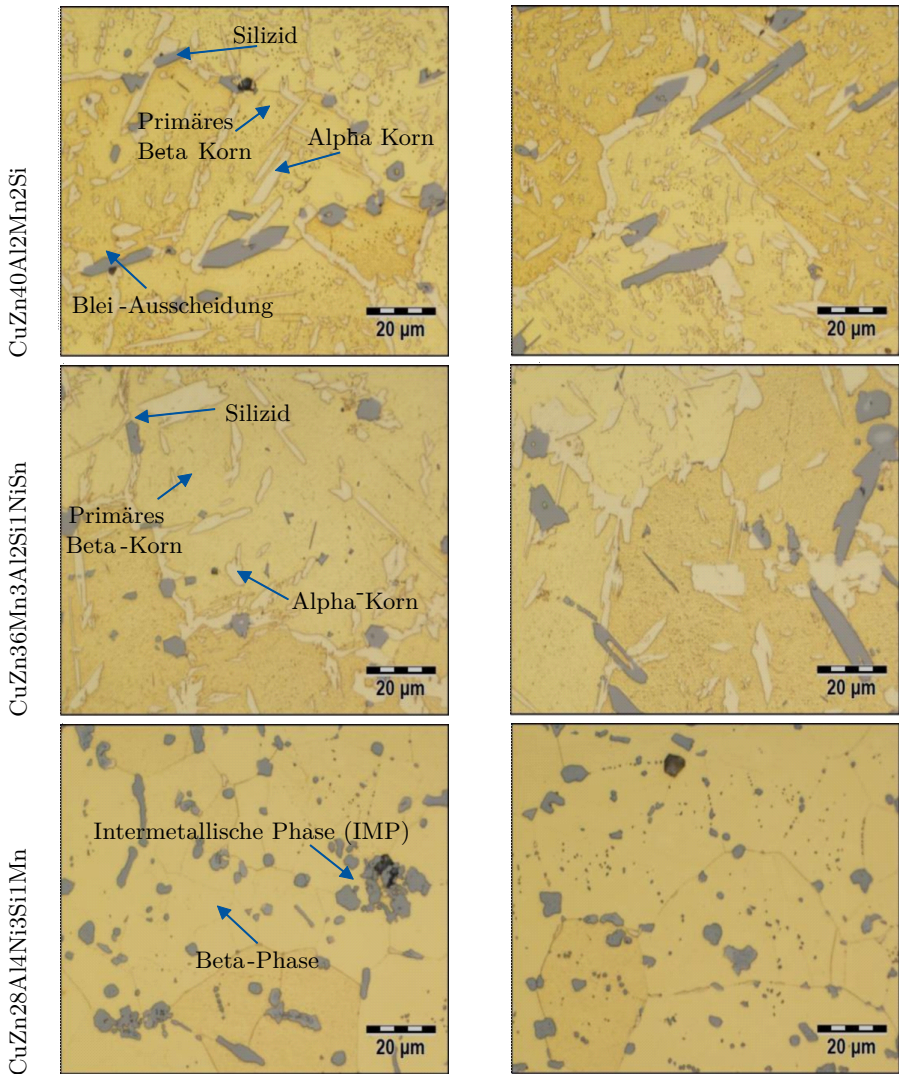


Abbildung 3.2: Mikroskopische Aufnahmen der Sondermessinglegierungen mit Referenz (oben), Rand (links) Kern (rechts)

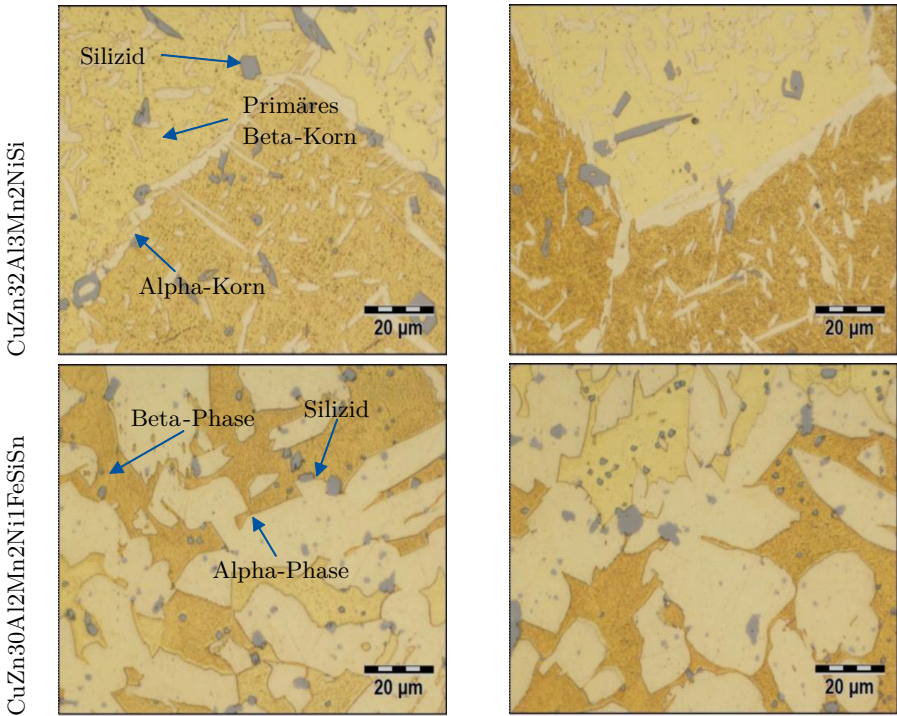


Abbildung 3.3: Mikroskopische Aufnahmen der Sondermessinglegierungen, Rand (links) Kern (rechts)

der Rauheit getrennt untersuchen zu können, wird jeweils die Hälfte der Proben fein und die andere Hälfte der Proben grob bearbeitet, so dass sich eine entsprechende Rauheit (siehe Tabelle 3.3) ausbildet. Dabei werden die Grenzen so gewählt, dass die Parameter auch in handelsüblichen Axialkolbenpumpen genutzt werden. Für die Untersuchungen stehen pro Material vier Klassen à zehn Prüfscheiben zur Verfügung. Davon werden je fünf mit einer Sorte Hydrauliköl getestet. Um einen Überblick über die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Oberflächen zu zeigen, sind beispielhaft unterschiedliche Proben in Abbildung 3.4 dargestellt. Dabei sind die beiden geläpften Oberflächen oben angeordnet, gefolgt von den feingeschliffenen Proben. Gut sichtbar sind das isotrope Erscheinungsbild der geläpften Oberfläche und die charakteristischen Furchen der feingeschliffenen Oberflächen.

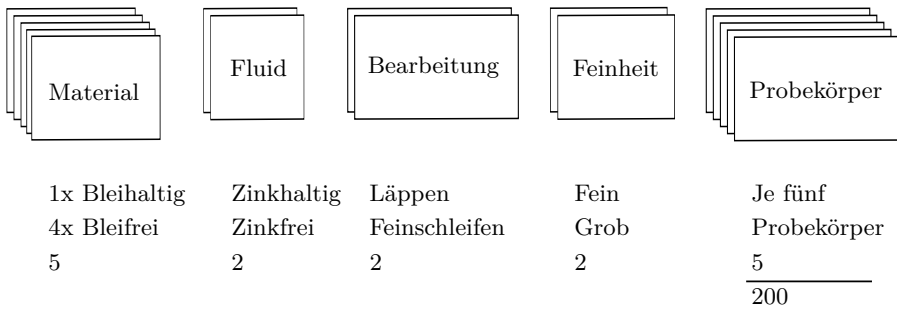


Abbildung 3.4: Probenmatrix

3.5 Oberflächenbearbeitung

In Tabelle 3.3 sind die Linienrauheiten Ra , Rq und Rsk dargestellt. Dabei werden jeweils fünf identische Scheiben vermessen und der Mittelwert gebildet. Bei geläppten, also isotropen Proben war die Orientierung zufällig, bei geschliffenen Proben erfolgte die Messung senkrecht zur Schleifrichtung, um den Einfluss der Riefentiefe zu bestimmen.

Da sich mit den beiden Fertigungsverfahren deutlich unterschiedliche Oberflächen herstellen lassen und die Spanne der in Hydraulikpumpen verwendeten Rauheitswerte sehr groß ist, wird für beide Verfahren je ein feines und ein grobes Los gefertigt. Die Steuerung der Rauheit lässt sich zwar über die Wahl des Läppmittels, beziehungsweise der Schleifscheibe, beeinflussen, letztendlich ist es aber der Einfluss der Bearbeitungszeit, welcher die Rauheit vorgibt. Werden die Proben beim Feinschleifen mehrfach überfahren, sinkt die Rauheit. Aus Fertigungssicht sollte die Bearbeitungszeit möglichst kurz gehalten werden, was zu einer höheren Rauheit führt.

Die erzielten Rauheitswerte sind aber auch materialabhängig und nicht alle Materialien eignen sich gleichermaßen für das Bearbeitungsverfahren. Die Messergebnisse zeigen für den Parameter Ra Änderungen vom Faktor drei, während der Parameter Rsk (Schiefe der Oberfläche) sich um den Faktor 15 verändert. Gerade dieser Wert ist für den Schmierzustand besonders relevant, da er das Verhältnis zwischen Rauheitsberg und Rauheitstal angibt.

Aus der Tabelle zeigt sich, dass die Angabe eines Zahlenwertes allein schwer visualisierbar ist und die einzelnen Rauheitswerte erheblich voneinander abweichen. Abbildung 3.5 stellt exemplarische Höhenbilder der untersuchten Oberflächen dar.

3.6 Analyse der Oberflächenstruktur

In den Abbildungen 3.6 und 3.7 sind die Abbottkurven für die bleihaltige Vergleichslegierung und deren vier untersuchten Varianten dargestellt. Die geläppten Proben

Material	Verfahren	Klasse	R_a	R_q	R_{vk}	R_{sk}
CuZn40	Läppen	fein	0,120	0,152	4,867	-0,838
	Läppen	grob	0,279	0,362	5,411	-1,153
Al2Mn2Si	Feinschleifen	fein	0,152	0,163	3,562	-0,294
	Feinschleifen	grob	0,204	0,303	7,314	-1,390
CuZn36	Läppen	fein	0,122	0,156	5,274	-0,805
	Läppen	grob	0,314	0,464	8,349	-1,556
Mn3Al2Si1NiSn	Feinschleifen	fein	0,151	0,203	5,352	-0,719
	Feinschleifen	grob	0,204	0,320	5,084	-0,969
CuZn28	Läppen	fein	0,150	0,168	5,670	-1,018
	Läppen	grob	0,353	0,418	5,884	-1,102
Al4Ni3Si1Mn	Feinschleifen	fein	0,102	0,155	4,035	-0,731
	Feinschleifen	grob	0,254	0,278	5,570	-1,138
CuZn32Al	Läppen	fein	0,087	0,110	4,955	-0,674
	Läppen	grob	0,396	0,563	7,944	-1,532
3Mn2NiSi	Feinschleifen	fein	0,107	0,195	3,400	-0,066
	Feinschleifen	grob	0,189	0,248	8,330	-1,378
CuZn30	Läppen	fein	0,092	0,120	4,870	-0,585
	Läppen	grob	0,221	0,300	6,812	-1,435
Al2Mn2Ni1FeSiSn	Feinschleifen	fein	0,101	0,129	3,126	-0,106
	Feinschleifen	grob	0,219	0,295	6,507	-1,132

Tabelle 3.3: Gemittelte Rauheitsparameter der gefertigten Probekörper

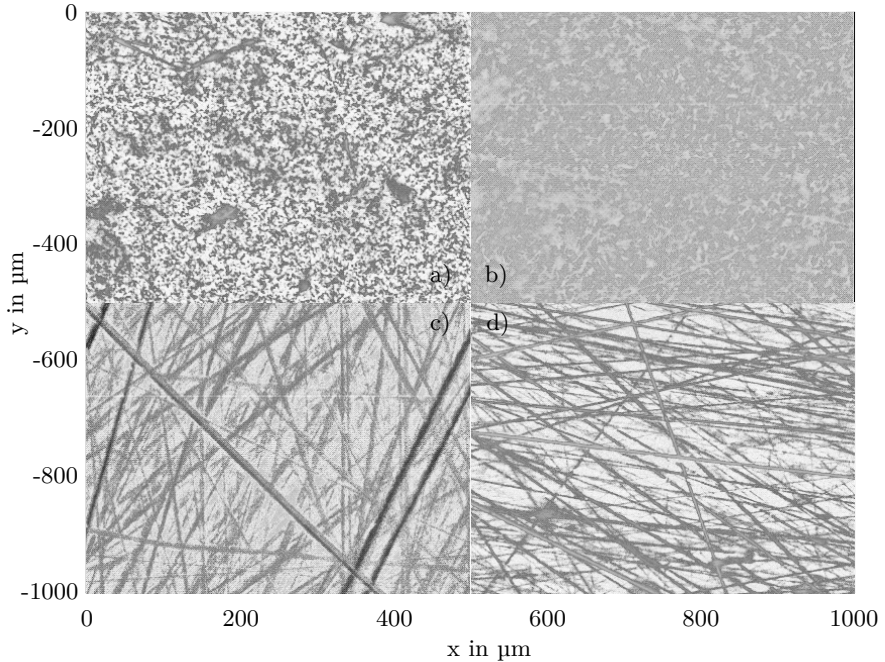


Abbildung 3.5: Exemplarische Höhenbilder der untersuchten Oberflächen: a) geläppt fein, b) geläppt grob, c) feingeschliffen fein, d) feingeschliffen grob

mit der feinen Oberfläche zeigen die geringsten Rauheitsspitzen, während die grob geläpten Proben die tiefsten Rauheitstäler zeigen. Prinzipiell zeigen alle vermessenen Varianten ausgeprägtere Rauheitstäler als -spitzen.

Für die bleihaltige Referenzlegierung ist die gemittelte Abbottkurve in Abbildung 3.6 (oben) dargestellt. Sie beschreibt die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion für die vier betrachteten Bearbeitungsklassen. Ganz links (annähernd 0 % Traganteil) kann die Form der Rauheitsspitzen abgelesen werden, während sich die Form der Rauheitstäler bei 100 % Traganteil findet. Die grob geläppte Oberfläche weist die höchsten Rauheitsspitzen und gleichzeitig die tiefsten Rauheitstäler auf. Die feingeläppte Oberfläche weist konträr dazu die geringsten Rauheitsspitzen und -täler auf. Die Kurven für beide feingeschliffenen Proben werden durch die zuvor beschriebenen Kurven eingehüllt.

Für die $\text{CuZn36Mn3Al2Si1NiSn}$ -Legierung sieht das Abbottprofil vergleichbar aus. Es fällt auf, dass die Rauheitstäler deutlich tiefer liegen (Abbildung 3.6, mittig).

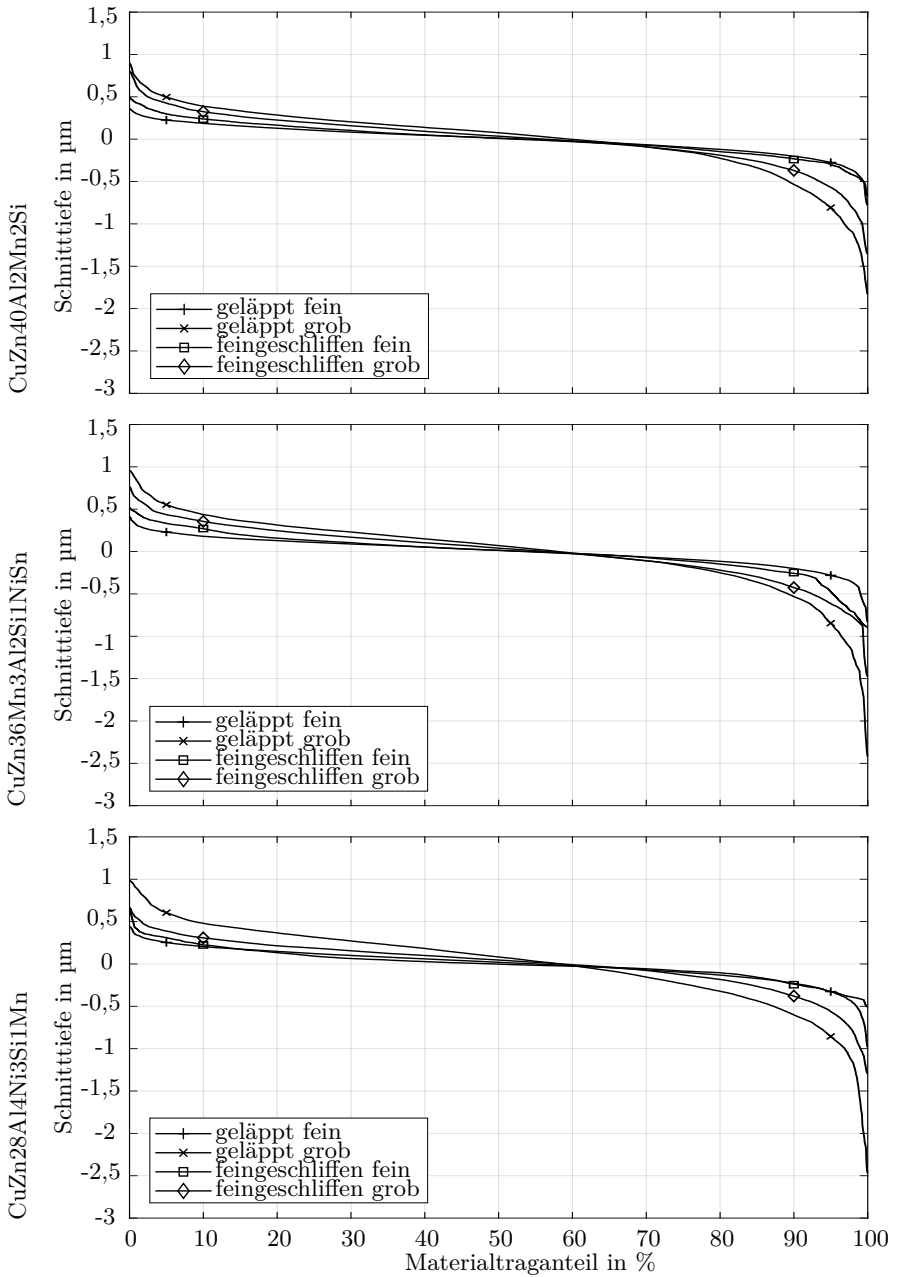


Abbildung 3.6: Abbottkurven mit bleihaltigen (oben) und bleifreien Legierungen

Auch bei dem härtesten Bleifrei-Material zeigen sich tiefere Rauheitstäler verglichen mit der Referenz. Im Bereich positiver Schnitttiefen liegen die Kurven für fein geläppte und die beiden geschliffenen Oberflächen deutlich näher zusammen. Die grob geläppte Oberfläche weist viel höhere Rauheitsspitzen auf (siehe Abbildung 3.6, unten).

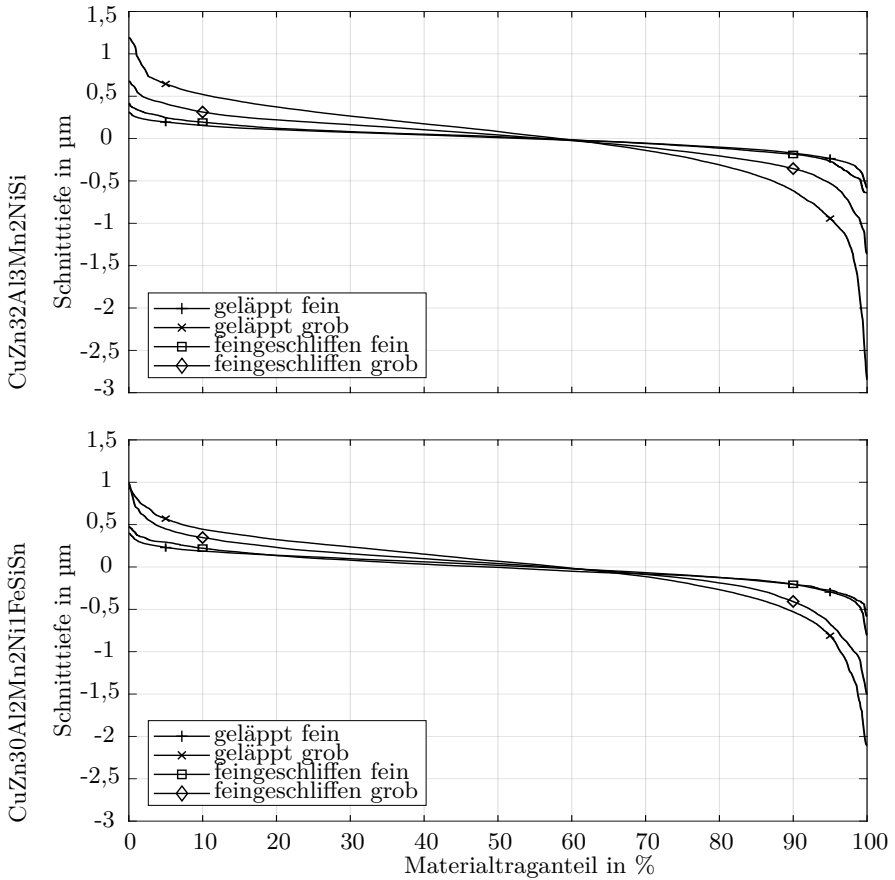


Abbildung 3.7: Abbottkurven der bleifreien Legierungen

Von allen verglichenen Legierungen weist die CuZn32Al3Mn2NiSi-Legierung die höchste Streuung zwischen den Bearbeitungsverfahren auf, wie in Abbildung 3.7 (oben) erkennbar. An der globalen Einordnung, dass die feingeschliffenen Oberflächen stets durch die geläppten Oberflächen flankiert werden, ändert sich nichts. Aufgrund der starken Streuung der Oberflächentopologie wird erwartet, dass dieses Material die

höchste Sensitivität bezogen auf das Bearbeitungsverfahren beim Einlaufen erfährt. Die weiche CuZn30Al2Mn2Ni1FeSiSn-Legierung weist ein sehr vergleichbares Profil zur bleihaltigen Referenzlegierung auf (Abbildung 3.7, unten).

Wird die spektrale Leistungsdichte der Oberflächen nun im Vergleich dargestellt (Abbildung 3.8), kann ein Frequenzbereich von 10^{-2} bis $10^0 \mu\text{m}^{-1}$ erreicht werden. Dieser Bereich ist hauptsächlich durch die Auflösung des verwendeten Fokusvariationsmikroskops beschränkt.

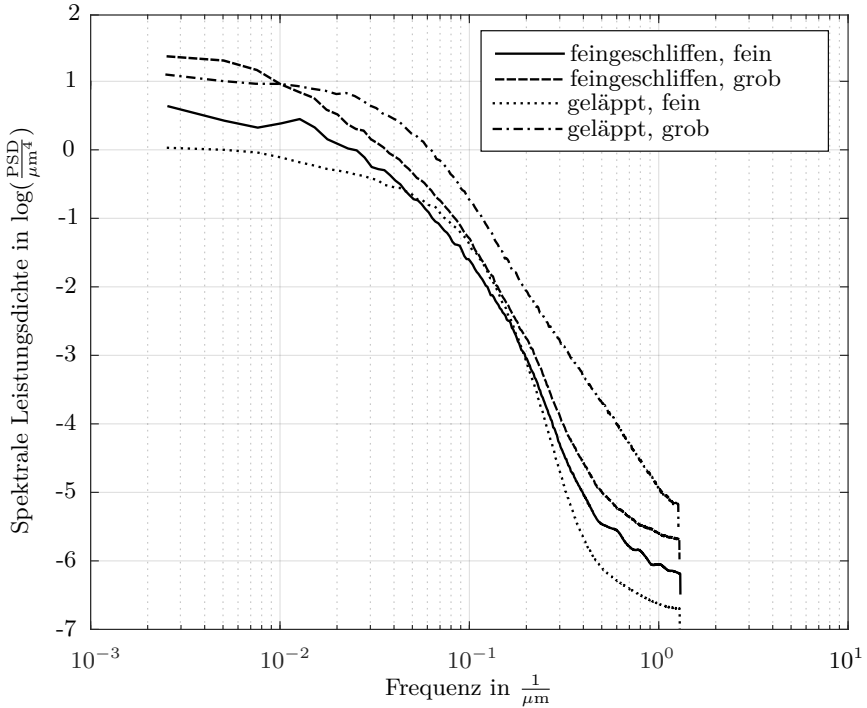


Abbildung 3.8: Vergleich der PSD von den verschiedenen Oberflächenbearbeitungen

Neben den topologischen Oberflächenuntersuchungen wurden auch Ramanmessungen durchgeführt, um die Bildung von Reaktionsschichten zu validieren. Dazu wurden die Oberflächen vor- und nach dem Einlaufvorgang vermessen und die Werte verglichen. Die Proben wurden mit Isopropanol gereinigt. Es wurden jeweils 56 Messpunkte in einem Raster von $10 \mu\text{m}$ bei einer Laserleistung von 5 % und einer Belichtungszeit von 5 s aufgenommen. Die Messergebnisse finden sich in Kapitel 4.1.5.

4 Experimentelle Untersuchungen

In diesem Kapitel werden die im Rahmen der vorliegenden Arbeit aufgebauten Prüfstände erläutert und die erzielten Ergebnisse vorgestellt.

Sollen tribologische Tests bei konformen Kontaktgeometrien und hohen Kontaktdrücken durchgeführt werden, werden besondere Ansprüche an den Prüfstand gestellt, welche ein industriell verfügbares Tribometer häufig nicht abbilden kann.

Um möglichst viele Tests in kurzer Zeit sowie mit überschaubaren Kosten durchzuführen, wird die Idee der tribologischen Prüfkette nach Czichos angewendet /Czi15/. Dabei werden unterschiedliche Versuche mit sich steigender Komplexität durchgeführt, während die Anzahl der Versuche stets sinkt.

Dabei werden experimentelle Versuche am Modellprüfstand, am Bauteilprüfstand sowie in Form von Aggregatversuchen durchgeführt. Dabei dienen die einfachen und kostengünstigen Versuche auf Modellebene dazu, relativ zügig eine große Anzahl Parameter zu variieren, während im Aggregatversuch nur noch ausgewählte Kombinationen untersucht werden. Die Übertragbarkeit von tribologischen Ergebnissen des Modellversuches bis zur realen Anwendung kann nur sichergestellt werden, wenn in allen tribologischen Systemen die gleichen Belastungsbedingungen, die gleiche Struktur des Tribosystemes und ein identischer Verschleißmechanismus vorherrschen. Zur Validierung muss anhand der Schadensbilder überprüft werden, ob die Verschleißmechanismen identisch waren. Nur dann ist eine Aussage über die Vergleichbarkeit zwischen Modellversuch und realer Anwendung möglich.

4.1 Modellversuche am Tribometer nach Siebel-Kehl

Modellversuche sollen den tribologischen Kontakt in einer vereinfachten Weise darstellen, sodass statt des eigentlichen tribologischen Systems ein wesentlich einfacheres Modellsystem genutzt werden kann. Die Verwendung eines Ersatzmodells erlaubt die Erfassung vieler Datentupel in relativ kurzer Zeit mit überschaubaren Kosten. Somit können neue Materialkombinationen wesentlich schneller und kostengünstiger getestet und Einlaufstrategien einfacher und reproduzierbarer verglichen werden. Da es sich bei jedem Modellversuch um ein Ersatzsystem handelt, muss kritisch geprüft werden, inwiefern die erzielten Ergebnisse mit dem Grundsystem übereinstimmen und wo die Grenzen des Modells liegen. Wenn die Übertragbarkeit gegeben und die Abbildungsgrenzen bekannt sind, bietet ein Modellprüfstand eine gute Möglichkeit, Tests durchzuführen und Ergebnisse auf die reale Anwendung zu übertragen.

Das Tribometer nach Siebel-Kehl oder Scheibe-Scheibe-Tribometer nimmt in der Tribologie vergleichsweise einen Randbereich ein, während häufiger Stift-Scheibe-

oder Kugel-Scheibe-Tribometer genutzt werden. Diese Tribometer bilden einen punktförmigen Kontakt ab und sind relativ einfach aufzubauen. In hydraulischen Anwendungen sind Punktkontakte allerdings untypisch und die Resultate der genannten Tribometer nicht besonders aussagekräftig. Im Gegensatz dazu erlaubt das Scheibe-Scheibe-Tribometer das Aufbringen von hohen, flächigen Pressungen. Während in Axialkolbenmaschinen diese hohe Pressung zum größten Teil durch die hydrostatische Entlastung ausgeglichen wird, soll zugunsten eines einfacheren Aufbaus des Scheibe-Scheibe-Tribometers auf eine hydrostatische Entlastung verzichtet werden. Die wesentlich geringeren Kräfte lassen einen schlankeren Aufbau des Prüfstandes zu. Um eine Abschätzung über die im Kontakt auftretenden Kräfte zu bekommen, werden Axialkolbenmaschinen unterschiedlicher Hersteller und Baugrößen analysiert. Basierend auf Kolbendurchmesser, Spiegeldurchmesser und Größe der Entlastungsflächen wurde die Restflächenpressung ermittelt, welche nicht kompensiert werden kann (Abbildung 3.1), woraus sich die Anforderungen an das Scheibe-Scheibe-Tribometer ableiten.

Im Rahmen dieser Arbeit sollen mittels zahlreicher Modellversuche, welche die Belastungen des realen Bauteils möglichst vergleichbar aufbringen, Voruntersuchungen durchgeführt werden, welche im Anschluss auf realen Maschinen validiert werden sollen. Bei der Konstruktion des Modellversuchtribometers wurde sich an Axialkolbenmaschinen mit 140 cm^3 Schluckvolumen orientiert. Aus den Anforderungen an Flächenpressung, Fläche und Relativgeschwindigkeiten ergeben sich die konstruktiven Herausforderungen. So müssen große Kräfte nicht nur aufgebracht, sondern auch nahezu reibungsfrei übertragen werden. Ein weiteres Problem ist die genaue Ausrichtung der Prüflinge, um Kantenbelastungen an den Probekörpern zu vermeiden. Da die Probekörper im Vergleich zu Kolbentrommel und Spiegeln innerhalb einer Axialkolbenmaschine steifer gelagert sind, und das Druckgefälle zwischen Hoch- und Niederdruckseite fehlt, ist das Kantenverhalten weniger ausgeprägt und über den Umfang gleichmäßig vorhanden.

4.1.1 Aufbau des Prüfstandes

Das Kernstück des Prüfstandes ist die Rotor-Stator-Paarung, welche eine Kontaktfläche aufweist, die der tribologisch aktiven Fläche entspricht. Der Antrieb des Rotors erfolgt über einen Elektromotor, welcher Geschwindigkeiten von bis zu 20 m/s erlaubt. Durch den Kontakt zwischen beiden Scheiben kann im Betrieb ein Reibmoment übertragen werden. Der Stator ist über Luftlager nahezu reibungsfrei im Prüfstand gelagert. Eine Momentenstütze erlaubt die Messung des übertragenen Reibmomentes mittels eines Kraftsensors. Der Stator wird von oben mit einer variablen, geregelten Normalkraft beaufschlagt. Die Normalkraft wird dabei mittels eines externen Hydraulikaggregats und einem Hydraulikzylinder aufgebracht, wel-

cher durch ein Servoventil angesteuert wird. Die Kraftregelung erfolgt über einen Kraftsensor der unmittelbar über dem Stator angebracht ist. So sind Flächenpressungen bis zu 30 MPa realisierbar. Die vollständigen Spezifikationen des aufgebauten Tribometers finden sich in Tabelle 4.1.

Parameter	Wert	Einheit
Mittlerer Reibdurchmesser	65	mm
Reibspurbreite	5	mm
Reibfläche	1021	mm ²
Maximale Flächenpressung	30	MPa
Reibwertbereich	0...0,5	-
Reibgeschwindigkeit	0...20	m/s

Tabelle 4.1: Technische Spezifikationen des Scheibe-Scheibe-Tribometers

Abweichend zu dem am Institut bestehenden Tribometer nach Siebel-Kehl wurde die Geometrie der Probekörper geändert. Dabei wurde auf die radial verlaufenden Schlitz in den Probekörpern verzichtet. Die Auswirkungen von radial verlaufenden Schlitz wurde im Vorfeld experimentell ermittelt. Bei höherer Umfangsgeschwindigkeit führten mehr Schlitz zu einer Verringerung des Reibkoeffizienten. Bei geringer Umfangsgeschwindigkeit erreichten die Probekörper ohne Schlitz einen geringeren Reibkoeffizient. Ausführliche Resultate finden sich in der Veröffentlichung /Hol22b/. Für eine signifikante Störgröße sorgen die Fasen der Schlitz. Je nach Ausprägungsgrad verstärken sie den hydrodynamischen Druckaufbau deutlich. Fertigungsabweichungen haben somit einen großen Einfluss auf die Ergebnisse. Aufgrund dessen wurde sich für ungeschlitzte Probekörper entschieden. Diese weisen ein schlechteres Spülverhalten mit Frischöl auf, da durch den fehlenden Schlitz Frischöl nur radial in den Spalt eintreten kann. Die Spalttemperatur wurde dadurch im Vergleich zum realen Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel weiter erhöht.

Die Rotor-Stator-Paarung ist in einem temperierten Becken angeordnet, welches ein Volumen von 0,7 l fasst. Aufgrund der relativ geringen Menge ist es mit dem aufgebauten Prüfstand auch unter geringem finanziellen Aufwand möglich, Versuche immer mit neuwertigem Fluid durchzuführen und somit die Vergleichbarkeit zu wahren. Da die komplette Einheit mit wenigen Handgriffen gewechselt werden kann, sind schnelle Wechsel von Triboscheiben oder Prüffluid einfach möglich. In Abbildung 4.1 ist der schematische Aufbau des genutzten Scheibe-Scheibe-Tribometers gezeigt. Voruntersuchungen zeigten eine Wiederholgenauigkeit mit einem Fehler von unter 5 % des gemessenen Reibwertes. Weitere Angaben zum Aufbau des Tribometerprüfstandes finden sich in der Veröffentlichung /Hol19/.

Die Aufzeichnung des Reibmomentes ist die naheliegendste Form zur Erfassung

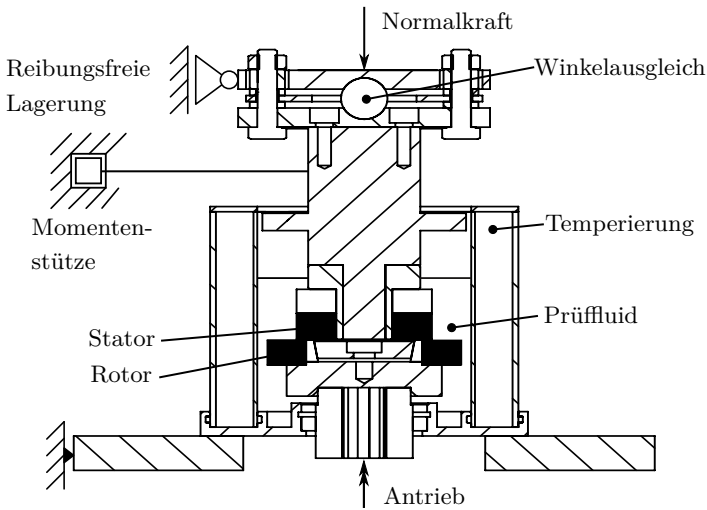


Abbildung 4.1: Detailansicht der Tribometerkammer

und Bewertung von mechanischen Verlusten. Dazu ist es notwendig, die äußeren Störgrößen möglichst gering zu halten. Zur Messung des Reibmomentes stehen sowohl Drehmomentsensoren als auch Kraftsensoren zur Verfügung, welche mittels eines Hebels Reibmomente erfassen können. Da die aufgebrachte Normalkraft mindestens eine Zehnerpotenz über den zu erwartenden Reibkräften liegt, muss der Kraftfluss sorgfältig geplant werden. Konstruktionsbedingt ist es oftmals notwendig, die Normalkraft über das selbe Bauteil einzuleiten, über das die späteren Reibkräfte erwartet werden. Es herrscht ein mehrachsiger Spannungszustand vor, was es technisch herausfordernd macht, einen Drehmomentsensor zu finden, der es erlaubt eine wesentlich höhere Normalkraft zu leiten und die Drehmomentmessung bei geringen Messwerten nicht zu verfälschen. Bei dem im Rahmen dieser Arbeit aufgebauten Prüfstand werden die Funktionen „Normalkraftmessung“ und „Reibmomentmessung“ getrennt und über zwei unterschiedliche Sensoren realisiert. Eine Beeinflussung findet somit nicht statt.

Soll der Reibwert im Modellversuch zwischen zwei Scheiben gemessen werden, ist es technisch möglich eine Scheibe nahezu reibungsfrei zu lagern. Bei der Messung von Reibmomenten innerhalb vollständiger Verdrängereinheiten kommt es prinzipbedingt zur Messung von Störgrößen. So werden die Verluste der Wälzkörper sowie der dynamischen Dichtungen, die Reibung von Gleitschuhen an der Schrägscheibe, sowie Planschverluste im ölgefüllten Gehäuse erfasst.

Für die analytische Herleitung des Reibmoments zwischen Rotor und Stator

ergibt sich das Integral über $r\tau dA$ (Gleichung 4.1), welches auf einen Kreisbereich zwischen Innen- und Außenradius (r_i , r_a) angewendet werden kann.

$$M_{Reib,z} = \int r\tau dA = \int_{r_i}^{r_a} r\tau 2\pi r dr \quad (4.1)$$

Wird nun für die Schubspannung τ der Ansatz für ein newtonsches Fluid (Gleichung 4.2), beziehungsweise mit eingesetzter Spalthöhe h und Kreisfrequenz ω (Gleichung 4.3) eingesetzt,

$$\tau = \eta \frac{dv}{dz} \quad (4.2)$$

$$\tau = \eta \frac{r\omega}{h} \quad (4.3)$$

ergibt sich das Reibmoment um die z-Achse mittels Gleichung 4.4

$$M_{Reib,z} = \int r\tau dA = \int_{r_i}^{r_a} r\eta \frac{r\omega}{h} 2\pi r dr \quad (4.4)$$

Das Reibmoment wird im Fall des Scheibe-Scheibe-Tribometers mittels einer Momentenstütze und eines senkrecht dazu angebrachten Kraftsensors ermittelt. Die Momentenstütze stützt sich ausschließlich mit einem Punktkontakt am Gestell des Prüfstands ab, so dass der Einfluss der Normalkraft möglichst reduziert wird. Die Verwendung von mehrachsigen Kraftsensoren (Normalkraft und Drehmoment kombiniert) hat sich nicht bewährt, da die Kräfte in unterschiedlichen Größenordnungen vorliegen.

4.1.2 Veränderung der Flussfaktoren über das Einlaufen

Für die Anwendung im Scheibe-Scheibe-Tribometer sind die Scherflussfaktoren die maßgebliche Größe. Der Druckaufbau erfolgt dabei durch die Relativbewegung der in Kontakt stehenden Oberflächen unter Ausbildung eines konvergenten Spaltes. In der Anwendung innerhalb einer hydraulischen Pumpe muss auch der Druckflussfaktor berücksichtigt werden. Der Kontakt Steuerspiegel-Kolbentrommel realisiert auf sehr kurzen Dichtstegen eine Abdichtung zwischen Hoch- und Gehäusedruck, was einem Druckgradienten von ungefähr 22 MPa/mm entspricht. Werden die Druck- und Scherflussfaktoren verglichen, fällt auf, dass der Scherflussfaktor einen deutlich höheren Einfluss bei kleinen Spalthöhen besitzt. Die Streuung der Werte liegt bei den Druckflussfaktoren zwischen 0,93 und 0,98, bei den Scherflussfaktoren zwischen 0,18 und 0,33. Der Druckfaktor nähert sich für kleine Spaltweiten an null an, was bedeutet, dass die Oberflächenstruktur den Druckaufbau begünstigt.

Basierend auf zehn Rauheitmessungen, welche auf einem Probekörper verteilt durchgeführt und ausgewertet werden, stellt Abbildung 4.2 die berechneten Druck- und Scherflussfaktoren dar.

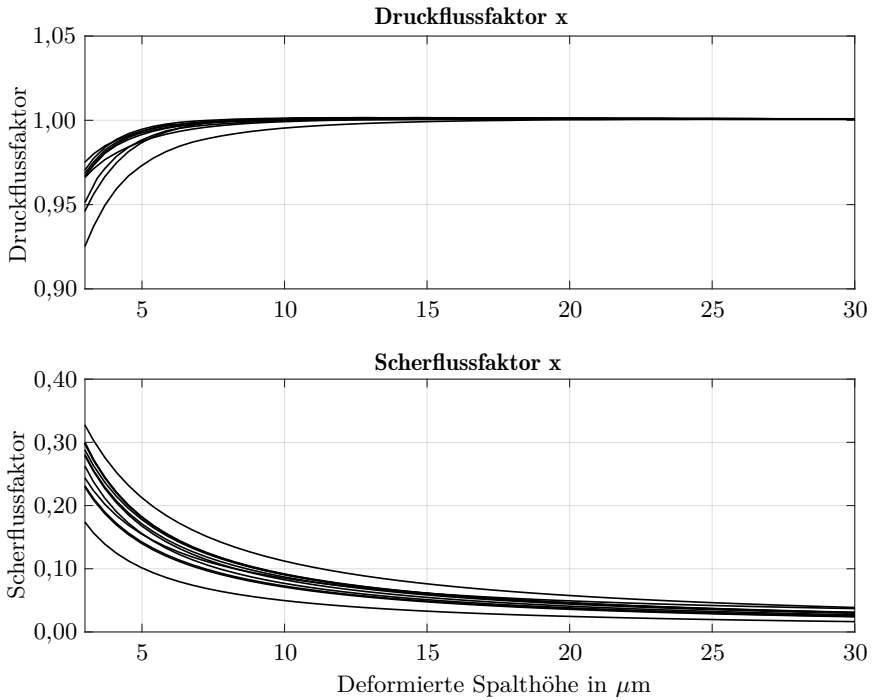


Abbildung 4.2: Druck- und Scherflussfaktoren berechnet aus zehn Messungen auf einem Probekörper

Wie in den Abbildungen 4.3 und 4.4 ersichtlich, konvergieren Druck- beziehungsweise Scherflussfaktoren für große Spalthöhen gegen eins, respektive null. Bei den hier betrachteten Oberflächen führen insbesondere Spalthöhen unter fünf Mikrometern zu einer starken Veränderung der Flussfaktoren. Im Bereich der Mischreibung beispielsweise wird ein Teil der Last durch den Festkörperkontakt der Unebenheiten und ein anderer Teil durch den unter Druck stehenden Fluidfilm getragen, der durch das von den Unebenheiten beider Oberflächen gebildete Labyrinth zurückgehalten wird. Sind die Spalthöhen gering, werden Strömung und Druck des Schmierstoffes auch während der hydrodynamischen Schmierung durch die Oberflächenrauheit beeinflusst. Aus diesen Gründen ist die Rauheit der beiden Oberflächen sehr wichtig

und muss berücksichtigt werden. Allerdings ändern sich die Unebenheiten im Vergleich zur geometrischen Form der Oberfläche sehr schnell, so dass ein sehr dichtes Netz erforderlich wäre, um die Oberflächenrauheit bei der Simulation der Flüssigkeitsschmierung zu berücksichtigen.

Die Veränderung der Flussfaktoren zu unterschiedlichen Zeitpunkten während des Einlaufens mit Tribometerscheiben, bei 2 MPa Flächenpressung in radialer Richtung werden in Abbildung 4.3 (oben) dargestellt. Hier dargestellt sind die feingeschliffenen Oberflächen der feinen Gruppe. Um den Einfluss von einzelnen Ausreißern zu reduzieren, werden die Messungen an fünf Probekörpern wiederholt. Dabei wird eine deformierte Spalthöhe von 4 μm bis 20 μm berechnet, welche nach Literaturwerten als typisch für flächige geschmierte Kontakte in hydraulischen Anwendungen gilt. Für kleine Spaltweiten streben die Druckflussfaktoren gegen eins, was bedeutet, dass die Oberflächenstruktur den Druckaufbau verhindert. Werden die Faktoren über die Zeit verglichen, sind die Verläufe nach 5 min sowie nach 60 min annähernd identisch, während der Druckflussfaktor nach 15 min sein Maximum erreicht. Die Scherflussfaktoren variieren über die Einlaufzeit um den Wert Null und verändern sich verglichen mit den Werten der Druckflussfaktoren nur geringfügig. Die Oberfläche nach 5 min weist dabei als einziges einen positiven Scherflussfaktor auf.

Abbildung 4.3 (unten) zeigt den Verlauf der mittleren Flussfaktoren in tangentialer Richtung. Nach einem Einlaufen von 60 min weist der Druckflussfaktor mit einem Wert von 0,95 den geringsten Einfluss auf das Druckfeld auf. Nach zehnmütigem Einlaufen erreicht der Einfluss das Maximum mit 0,7. Der Scherflussfaktor nach 15-minütigem Einlaufen erreicht für Spaltweiten $< 4 \mu\text{m}$ Werte von -0,5, während der Wert nach einer Stunde 0,3 erreicht.

Vergleicht man die Entwicklung der Flussfaktoren in radialer und tangentialer Richtung fällt auf, dass der Scherflussfaktor in radialer Richtung um den Faktor 100 geringere Werte erreicht. Dabei wechselt das Vorzeichen von positiv (nach 5 min) zu negativen Werten im Verlauf den Einlaufens. Trotzdem fällt der Scherflussfaktor auch bei kleinen Spalthöhen so gering aus, dass er keinen wesentlichen Einfluss auf den Schmierfilmaufbau hat.

4.1.3 Ablauf des Versuchslaufs

Die idealen Einlaufparameter für unterschiedliche Materialien und Oberflächenbearbeitungsvarianten sind nicht identisch. Um trotzdem einen Vergleich über die Nutzbarkeit sowie das Einlaufverhalten unterschiedlicher Materialien und Oberflächen treffen zu können, wurde ein Zyklus entworfen, welcher einen Vorher-Nachher-Vergleich ermöglicht.

Der Zyklus setzt sich aus einer initialen Stribeckkurve, gefolgt von einem zehnmütigen Einlaufen bei konstanter mittlerer Drehzahl und einer finalen Stribeckkurve

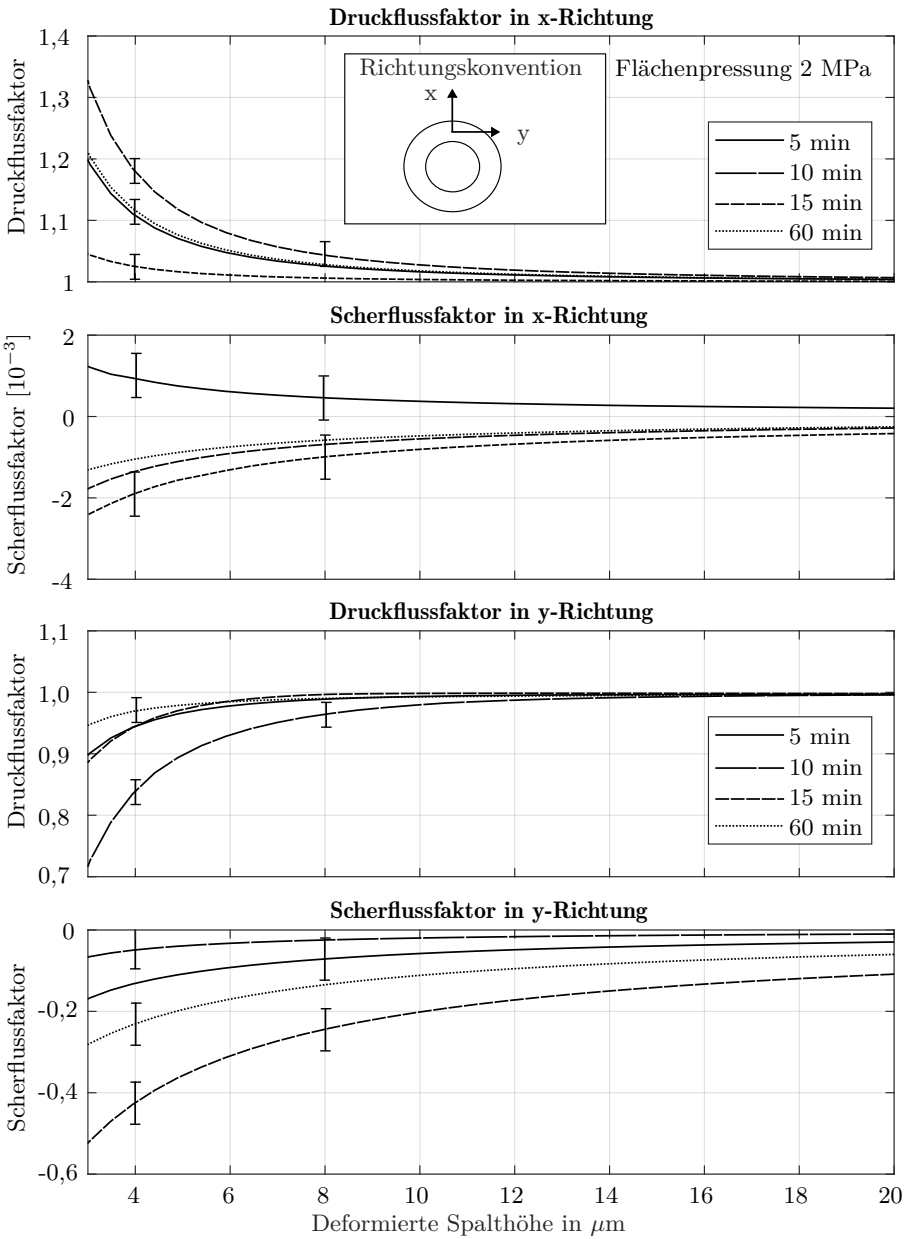


Abbildung 4.3: Flussfaktoren bei 2 MPa in x und y-Richtung zu unterschiedlichen Einlaufzeitpunkten

zusammen. Der Einlaufprozess startet mit einer Kalibrierung und dem Durchlaufen der ersten Stribeckkurve. Im Anschluss wird ein Normalbetrieb über eine Dauer von 600 Sekunden gehalten worauf die zweite Stribeckkurve folgt (siehe Abbildung 4.4).

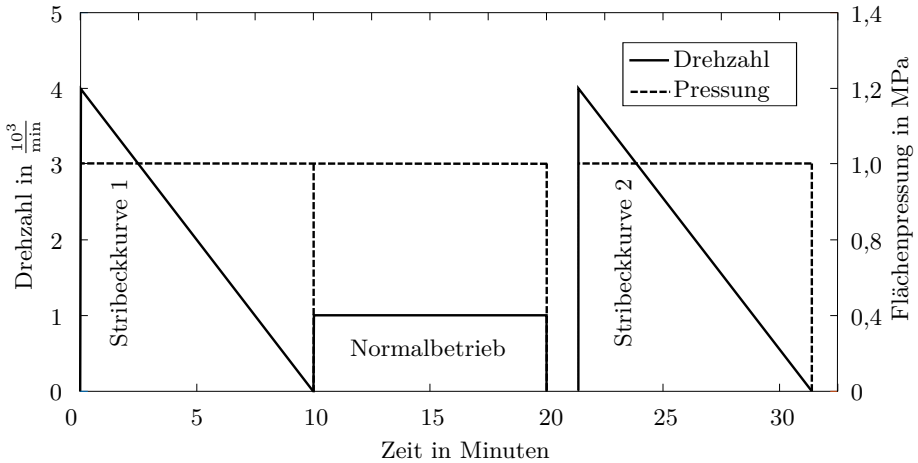


Abbildung 4.4: Schematischer Ablauf bei der Erfassung des Einlaufs

Beim Durchfahren der Stribeckkurve beschleunigt die Scheibe unter der reduzierten Flächenpressung auf die Ausgangsdrehzahl. Sobald die eingestellte Ausgangsdrehzahl erreicht ist, wird die gewählte Flächenpressung komplett aufgebracht. Dieser Betriebszustand wird so lange gehalten, bis sich die gewünschte Temperatur (Starttemperatur) einstellt. Ist die Starttemperatur erreicht, beginnt die Aufzeichnung der Stribeckkurve, indem eine Drehzahlrampe mit einer Reduktion von zehn Umdrehungen pro Sekunde abgefahren wird. Die Messung ist bei Erreichen des Stillstands abgeschlossen und die Normalkraft wird auf null reduziert.

Die Erfassung der initialen Stribeckkurven dient der Kenntnis des Zustands vor dem Einlaufen. Aufgrund der direkten Beschleunigung des tribologischen Kontaktes auf dessen Maximalgeschwindigkeit stellt diese eine extreme Belastung für die Probekörper dar.

Abbildung 4.5 zeigt die initial aufgenommenen Stribeckkurven des bleihaltigen Referenzmaterials CuZn40Al2MnSi , jeweils fünf Proben gemittelt mit vier unterschiedlichen Oberflächen. Dargestellt ist der Reibkoeffizient μ auf der y-Achse für einen Geschwindigkeitsbereich von 0 bis 14 m/s.

Im Bereich über 4 m/s laufen die Kurven nahezu waagrecht, der Reibwert ändert sich also nur wenig. Den geringsten Reibwert erreichen die geläppten Proben der feinen Klasse. Auffallend ist ein starkes Schwanken des Reibkoeffizienten bei Geschwindigkeiten über 10 m/s. Diese Schwankungen können auf eine Anregung des

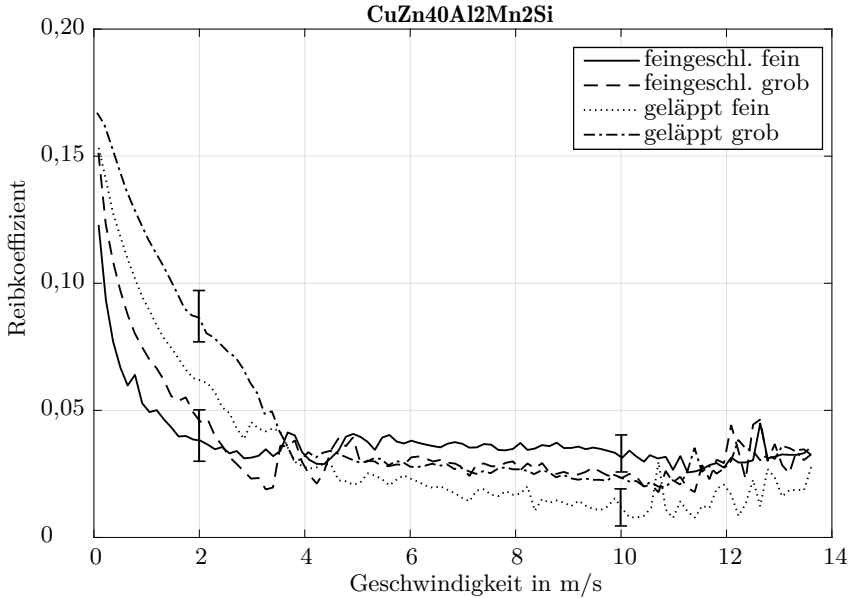


Abbildung 4.5: Initiale Stribeckkurve der CuZn40Al2MnSi-Legierung

Prüfstandes aufgrund zu geringer Steifigkeit zurückgeführt werden. Im Bereich langsamer Geschwindigkeiten zeigen die feingeschliffenen feinen Proben den geringsten Reibwert. Der höchste Reibwert wird bei den grob geläppten Proben erreicht. Diese erreichen eine Grenzreibzahl von 0,17.

Betrachtet man das zeitliche Verhalten des bleihaltigen Referenzmaterials (siehe Abbildung 4.6, erreicht die fein feingeschliffene Oberfläche mit leicht sinkender Tendenz den geringsten Reibkoeffizienten. Die beiden groben Oberflächen weisen zu Beginn einen erhöhten Reibkoeffizienten von 0,06 auf, welcher während des Einlaufens deutlich abnimmt. Der Reibkoeffizient der fein geläppte Oberfläche nimmt als einziges über die zehn Minuten geringfügig zu.

In Abbildung 4.7 sind die initialen Kurven für das bleifreie Material CuZn36-Mn3Al2Si1Sn dargestellt. Werden die Reibwertverläufe der unterschiedlich bearbeiteten Oberflächen verglichen, fällt auf, dass die fein geläppte Klasse deutlich höhere Reibkoeffizienten, insbesondere im mittleren Geschwindigkeitsbereich zwischen 1 und 11 m/s erreicht. Im Gegensatz zu den anderen Oberflächenvarianten verläuft die Kurve der fein geläppten Proben über den gesamten getesteten Geschwindigkeitsbereich über erhöhte Reibwerte. Insbesondere bei niederen Geschwindigkeiten steigt der Reibkoeffizient viel rascher an um dann einen fast identischen Grenzreibkoeffizien-

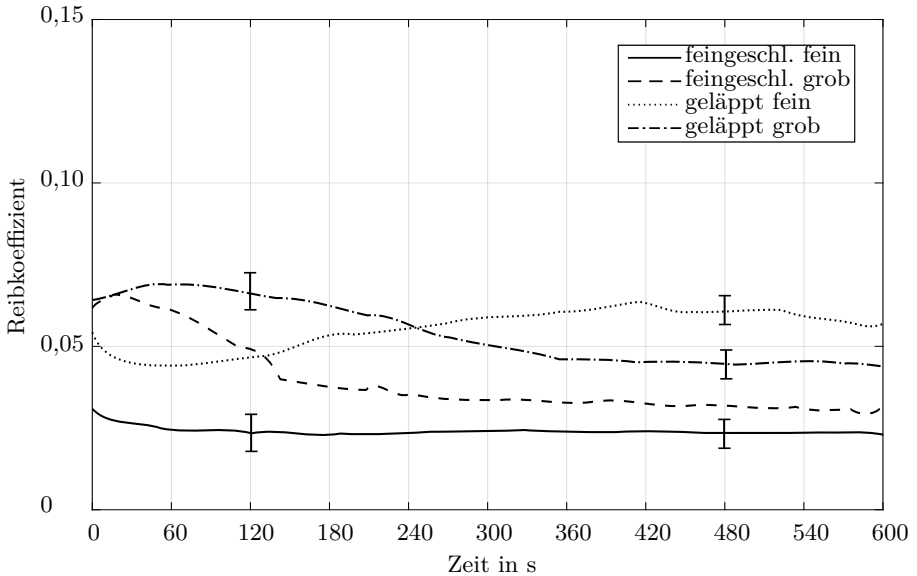


Abbildung 4.6: Zehnminütiges Einlaufen der CuZn40Al2MnSi-Legierung

ten zu erreichen. Alle anderen vermessenen Oberflächen zeigen fast deckungsgleiche Verläufe. Das Minimum ist bei 0,02 erreicht, der Grenzreibkoeffizient liegt bei 0,14. Auch dieses Diagramm lässt sich in zwei charakteristische Bereiche einteilen, wobei der nahezu horizontal verlaufende Bereich bis etwa zwei m/s andauert.

Das zeitliche Verhalten weist, wie in Abbildung 4.8 dargestellt, deutliche Unterschiede auf. Während alle bis auf die fein geläppten Oberfläche in einem schmalen Reibkoeffizientenband von etwa 0,025 starten und über die Einlaufdauer leicht abnehmen, ist der Reibkoeffizient der fein geläppten Proben mit einem Startwert von 0,075 deutlich höher. Über die Versuchszeit nimmt dieser bis zu einem Wert von 0,1 zu.

In Abbildung 4.9 (oben) sind die initialen Kurven für das bleifreie Material CuZn28Al4Ni3Si1Mn dargestellt. Dieses Material stellt das härteste der untersuchten Materialien dar. Die Kurvenverläufe unterscheiden sich sehr stark, was auf eine hohe Sensitivität des Reibverhaltens auf die Oberflächentopologie schließen lässt. Den höchsten Reibkoeffizienten erreichen die grob geläppten Oberflächen, beginnend bei 0,05 steigt der Reibwert bis zur Grenzreibzahl 0,2. Dabei gibt es keine „Ausbauchung“ und die Kurve liegt über das gesamte untersuchte Geschwindigkeitsband deutlich höher als bei den anderen Oberflächenvarianten. Die fein geläppten und grob feingeschliffenen Oberflächen zeigen mit dem bleihaltigen Referenzmaterial vergleichbare Reibwerte. Absolute Minima erreicht die feingeschliffene feine Probenklasse:

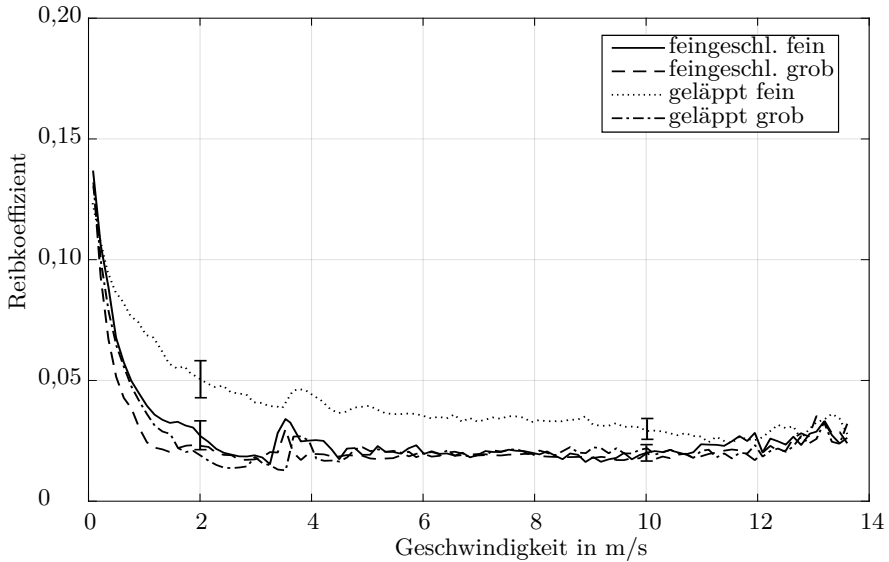


Abbildung 4.7: Initiale Stribeckkurve der CuZn36Mn3Al2Si1Sn-Legierung

Sie erreicht die geringsten Reibwerte und auch das Ansteigen des Reibwertes bei langsamer Geschwindigkeit ist erst unterhalb 2 m/s deutlich erkennbar. Mit einem Grenzwert von 0,15 liegt sie im Mittelfeld.

Auch in der zeitlichen Auswertung (Abbildung 4.9 (unten)) weist die Legierung eine deutliche Abhängigkeit von der Oberflächenbearbeitung auf. Der höchste Reibkoeffizient wurde bei der grob geläppten Probe (0,12, abnehmend auf 0,1) erfasst. Die grob feingeschliffene Probe liegt mit einem Startkoeffizienten von 0,7 und steigender Tendenz im Mittelfeld. Wesentlich geringere Reibwerte von unter 0,02 weisen die beiden feinen Oberflächen auf.

In Abbildung 4.10 sind die initialen Kurven für das bleifreie Material CuZn32-Al3Mn2NiSi dargestellt. Die vermessene Legierung zeigt verglichen mit den vorherigen Legierungen ein unruhiges initiales Reibverhalten. Während die grob feingeschliffenen Proben Reibwerte größer als 0,2 erreichen, zeigen die fein geläppten und fein geschliffenen Proben über ein langes Geschwindigkeitsband Werte von ungefähr 0,03. Die grob geläppten Proben beginnen ebenfalls bei 0,03, wobei der Reibwert kontinuierlich bis zu einer Grenzwertzahl von 0,2 steigt. Aufgrund des hohen Reibkoeffizienten der feingeschliffenen groben Proben bei maximaler Geschwindigkeit von über 0,2 muss von einem Versagen der Oberfläche bereits zu Beginn der Messungen ausgegangen werden. Bei der anschließenden lichtmikroskopischen Untersuchung zeigten sich über annähernd die gesamte Kontaktfläche verteilte Adhäsionsmarken. Somit

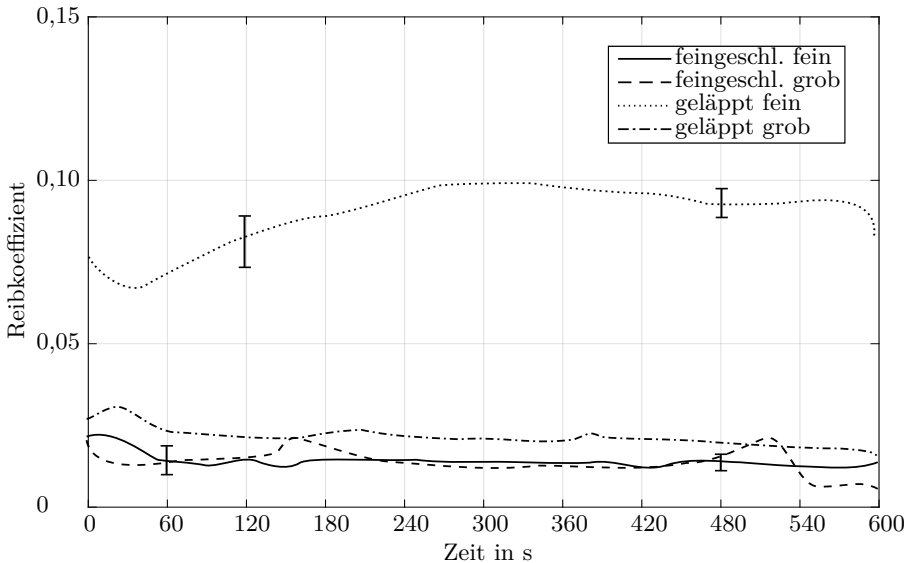


Abbildung 4.8: Zehnminütiges Einlaufen der CuZn36Mn3Al2Si1Sn-Legierung

ist es mittels der genutzten Parameter nicht möglich, ein Einlaufen der Oberflächen unter mildem Verschleiß zu erreichen. Auch bei der grob geläpten Oberfläche steigt der Reibkoeffizient beginnend bei 0,03 bei maximaler Geschwindigkeit linear bis zu einem Reibkoeffizient von 0,08 bei 5 m/s an. Es folgt ein ausgeprägtes Minimum, um dann mit höherer Steigung bis zur Grenzreibung von 0,2 zu steigen. Das tribologisch vorteilhafteste Resultat wird durch die fein feingeschlossene Oberfläche erreicht. Über ein weites Geschwindigkeitsband befindet sich der Reibkoeffizient unter 0,05, zwischen 2 und 4 m/s bildet sich ein Minimum bis 0,03 aus. Der Grenzreibwert beträgt 0,12.

Wie auch bei den Stribeckkurven, weist das Reibverhalten der CuZn32Al3Mn2NiSi-Proben eine deutliche Abhängigkeit der Oberfläche auf (siehe Abbildung 4.11). Die groben Oberflächen starten mit einem Reibkoeffizient um 0,1 und verringern diesen auf etwa 0,06. Deutlich geringer beginnen die feinen Oberflächen mit 0,02 und 0,03. Im Laufe der Einlaufzeit von zehn Minuten verringert sich der Reibkoeffizient weiter und erreicht im Fall der fein geläpten Probe einen Koeffizienten von 0,01.

In Abbildung 4.12 (oben) sind die initialen Kurven für das bleifreie Material CuZn30Al2Mn2Ni1FeSiSn dargestellt. Bei diesem Material unterscheiden sich die Reibkoeffizientenverläufe zwischen den unterschiedlichen Oberflächenvarianten deutlich. Während die feingeschliffenen Proben sehr geringe Reibwerte erreichen und der Reibwert der feinen Oberflächenklasse erst bei weniger als 2 m/s zu steigen beginnt, zeigen die geläpten Proben auffällig schwankende Reibwerte. Die fein geläpten

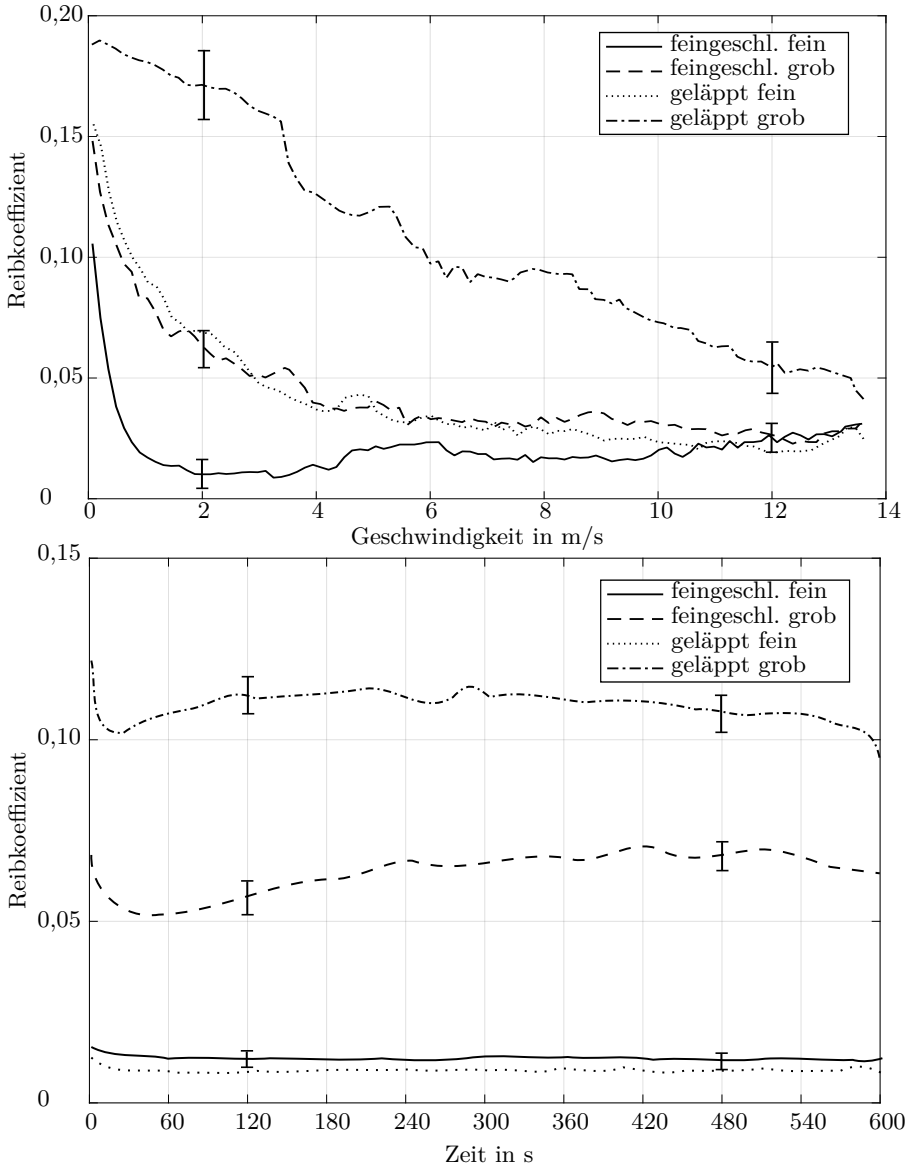


Abbildung 4.9: Kombinierte Vermessung der CuZn28Al4Ni3Si1Mn-Legierung

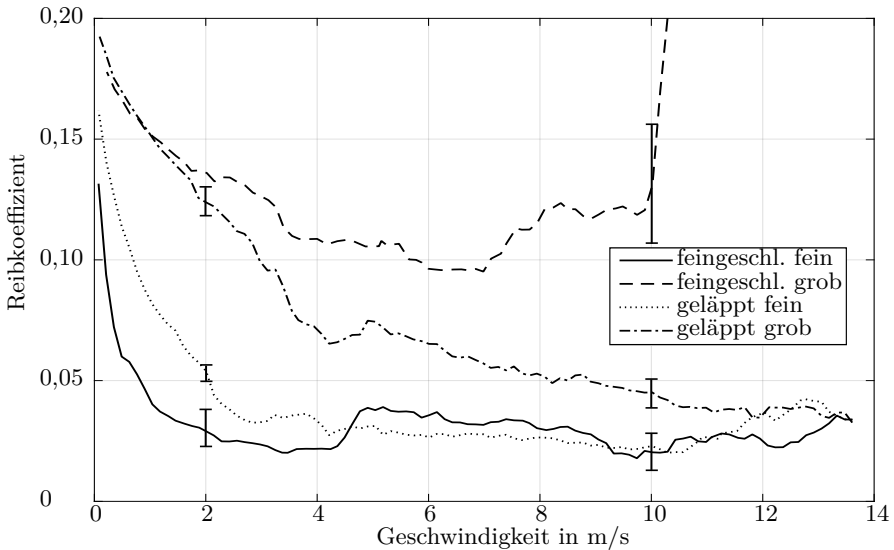


Abbildung 4.10: Initiale Stribeckkurve der CuZn32Al3Mn2NiSi-Legierung

Proben beginnen bei maximaler Geschwindigkeit mit einem mehr als doppelt so hohen Reibwert und enden mit einem deutlich höheren Grenzreibwert. Auffallend ist, dass es bei etwa 8 m/s zu einem deutlichen Abfall des Reibkoeffizienten von etwa 0,13 auf 0,09 kommt. Dieses Verhalten lässt den Schluss zu, dass es während dem Abfahren der Drehzahlrampe bereits zu einem sichtbaren Einlaufverhalten kommt. Nichtsdestotrotz betragen die erreichten Reibkoeffizienten ein mehrfaches der feingeschliffenen Proben des selben Materials.

Wird der Verlauf der Reibkoeffizienten über die ersten zehn Betriebsminuten, wie in Abbildung 4.12 (unten) dargestellt, verglichen, zeigen sich deutliche Unterschiede. Die grob geläppte Oberfläche weist bereits zu Beginn einen Reibkoeffizienten von 0,12 auf und pendelt sich über die Einlaufdauer auf einen Wert von 0,13 ein. Die fein geläppte Oberfläche startet mit einem Reibkoeffizienten von 0,08 und fällt rasch auf geringere Werte. Nach zehn Minuten erreicht sie einen Koeffizienten von 0,02. Die beiden feingeschliffenen Probenklassen starten mit einem Reibkoeffizienten von 0,03 und verringern sich über die Zeit auf 0,02.

Die initialen Stribeckkurven lassen deutliche Unterschiede zwischen den Materialien und den Oberflächen erkennen. So sind die Reibwertverläufe bei der bleihaltigen Referenzlegierung (Abbildung 4.5) wesentlich homogener und die Oberflächenbearbeitung hat nur einen geringen Einfluss auf die ermittelten Reibwerte. Obwohl die initiale Messung wichtige Informationen liefert, ist dieses Verhalten nur für die

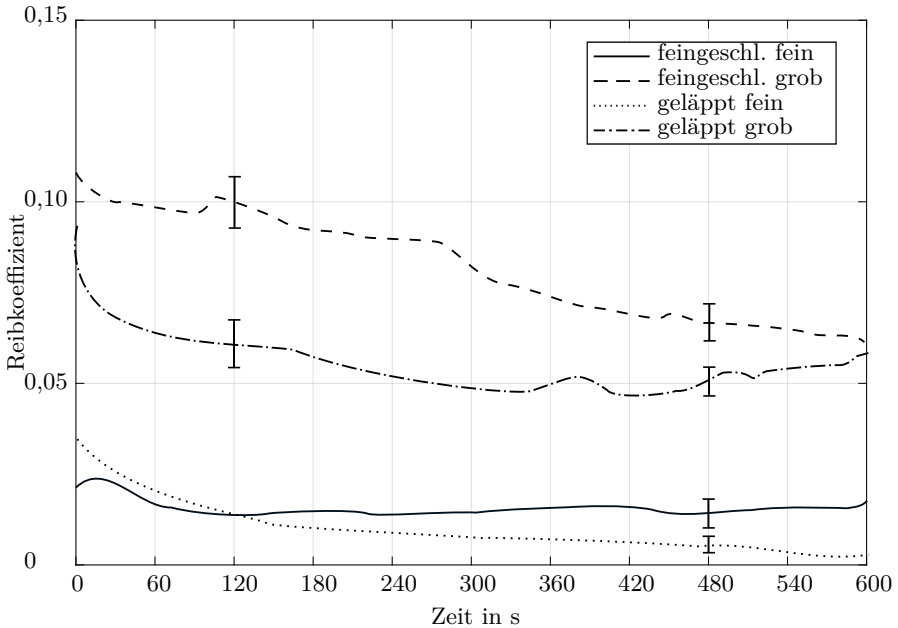


Abbildung 4.11: Zehnminütiges Einlaufen der CuZn32Al13Mn2NiSi-Legierung

ersten Minuten des Einlaufens relevant und es kann keine Aussage über das Verhalten nach dem Einlaufen getroffen werden. Da alle vermessenen Scheibenpaarungen ein identisches Versuchsprozedere durchlaufen, kann das Betriebsverhalten zwischen den einzelnen Varianten verglichen werden. Tabelle 4.2 stellt den Grenzkoeffizient und den durchschnittlichen Reibkoeffizient der ersten Stribeckkurve sowie die durchschnittliche Reibleistung und die Reibenergie im Normalbetrieb dar.

4.1.4 Untersuchung des Temperaturprofils

Die Oberflächentemperatur in tribologischen Kontakten ist eine wichtige Messgröße, insbesondere bei der Vermessung von Probekörpern. Zur Temperaturverteilung im Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel gibt es in der Literatur einige experimentelle sowie simulative Untersuchungen, auf die im Kapitel 2.1.3 eingegangen wird. Die Prüfkörper im Modellprüfstand verfügen über keine hydrostatische Entlastung, weswegen die zwangsweise Spülung mit Drucköl, wie es beim Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel der Fall wäre, entfällt. Es besteht also neben der Wärmeleitung an den Triboscheiben nur die Möglichkeit, Wärme über den hydrodynamischen Ölaustausch im Kontakt abzugeben. Um eine Aussage über die Vergleichbarkeit der Messun-

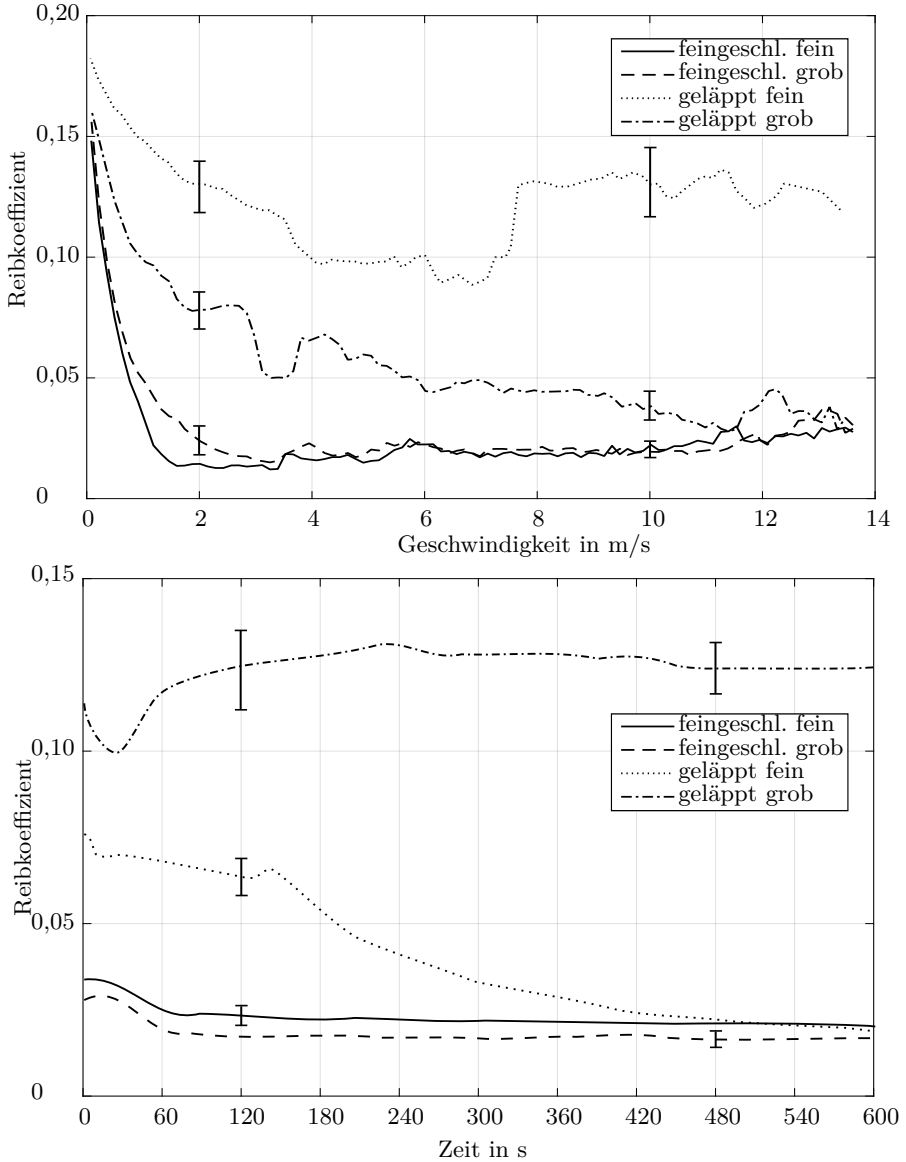


Abbildung 4.12: Kombinierte Vermessung der CuZn30Al2Mn2Ni1FeSiSn-Legierung

Material	Verfahren	Klasse	μ_{grenz}	μ_{avg}	$[P_{avg}]_{\frac{W}{mm^2}}$	$[E_{Reib}]_{\frac{J}{mm^2}}$
CuZn40	Läppen	fein	0,19	0,14	0,44	265
	Läppen	grob	0,17	0,11	0,38	225
Al2Mn2Si	Feinschleifen	fein	0,24	0,07	0,21	127
	Feinschleifen	grob	0,21	0,04	0,12	71
CuZn36	Läppen	fein	0,16	0,13	0,43	257
Mn3Al2	Läppen	grob	0,16	0,12	0,40	186
Si1NiSn	Feinschleifen	fein	0,12	0,02	0,10	40
	Feinschleifen	grob	0,18	0,08	0,25	151
CuZn28	Läppen	fein	0,18	0,12	0,39	230
Al4Ni3Si1	Läppen	grob	0,17	0,08	0,35	215
	Feinschleifen	fein	0,17	0,11	0,38	221
Mn	Feinschleifen	grob	0,18	0,09	0,23	142
CuZn32Al	Läppen	fein	0,19	0,13	0,39	238
	Läppen	grob	0,18	0,14	0,48	282
3Mn2NiSi	Feinschleifen	fein	0,18	0,09	0,28	112
	Feinschleifen	grob	0,16	0,04	0,17	76
CuZn30	Läppen	fein	0,13	0,04	0,09	51
Al2Mn2Ni1	Läppen	grob	0,17	0,06	0,23	135
	Feinschleifen	fein	0,19	0,13	0,44	262
FeSiSn	Feinschleifen	grob	0,16	0,05	0,14	81

Tabelle 4.2: Reib- und Verschleißwerte der getesteten Materialkombinationen (Fluid A)

gen im Modellprüfstand, welcher aufgrund der fehlenden hydrostatischen Entlastung wesentlich geringere Flächenpressungen nutzt, und dem realen Kolbentrommel-Steuerspiegelkontakt innerhalb einer Axialkolbenmaschine treffen zu können, sollen die Temperaturfelder verglichen werden. Dazu wird eine Triboscheibe mit acht K-Typ Thermoelementen präpariert, welche in die Triboscheibe eingebracht sind, deren Oberfläche aber nicht durchdringen. Abbildung 4.13 zeigt die Lage der verbauten Thermoelemente in der Triboscheibe. Der spiralförmige Versatz soll einen eventuellen Einfluss des einzelnen Elementes auf die Ausbildung des hydrodynamischen Druckfelds verringern, wobei die Thermoelemente bis auf etwa 0,1 mm unter der tribologisch aktiven Oberfläche platziert werden.

Um das Temperaturverhalten im Scheibe-Scheibe-Tribometer besser zu verstehen und den Vergleich mit der realen Anwendung in der Axialkolbenmaschine zu tätigen, werden unterschiedliche Lastprofile aufgeprägt. Abbildung 4.14 zeigt die Temperaturverteilung über den Radius der Triboscheibe. Gestartet wird der Ver-

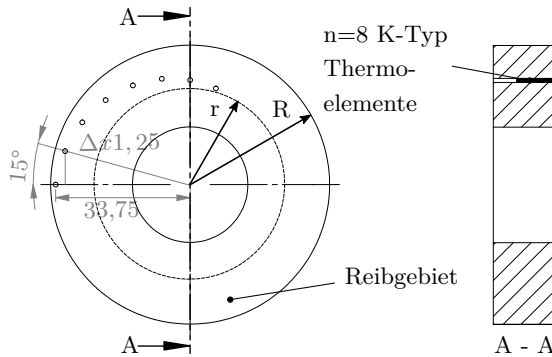


Abbildung 4.13: Darstellung des mit Thermoelementen präparierten Stators

sich im Temperaturgleichgewicht zwischen Öl und Triboscheibe bei $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, um auch ein thermisches Aktivieren der ZnDTP-Additive und damit den Schichtaufbau zu erlauben. Jeder Punkt im Pressungsdiagramm korrespondiert mit einer Linie im Temperaturdiagramm. Mit konstanter Geschwindigkeit von 4 m/s wird die Flächenpressung ausgehend von $0,5$ bis 2 MPa gesteigert. Der Reibkoeffizient zu Beginn beträgt $0,05$ und nimmt nach etwa 30 s deutlich zu, bis er ein Maximum von $0,07$ erreicht. Obwohl die Flächenpressung zu diesem Zeitpunkt weiter gesteigert wird, sinkt der Reibwert wieder ab und nimmt im Verlauf des Versuchs den Wert $0,04$ an. Die Temperaturverteilung in der Triboscheibe beginnt homogen bei $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Nach 120 s erreicht die Temperatur $70\text{ }^{\circ}\text{C}$, es ist kein klares Temperaturprofil erkennbar. Ab etwa 240 s zeigen sich zwei Temperaturmaxima die in der Folge weiter zunehmen. Ab 360 s steigt die Temperatur wesentlich langsamer an, obwohl die Flächenpressung noch nicht ihr Maximum erreicht hat. Die Temperatur zu den Zeiten 480 s und 600 s (Ende des Versuchs) unterscheiden sich nicht mehr wesentlich. Maximal wurden $95\text{ }^{\circ}\text{C}$ erreicht, die Öltemperatur betrug konstant $60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Während die Flächenpressung in Abbildung 4.14 nur sehr langsam gesteigert wurde, werden die Versuche nochmals mit einer höheren Steigerungsrate wiederholt. Abbildung 4.15 zeigt ein repräsentatives Diagramm mit einer Laststeigerungsrate von $0,033\text{ MPa/s}$. Wie im vorherigen Versuch stellt sich zu Beginn ein Reibkoeffizient von $0,05$ ein. Dieser erreicht bereits nach 10 s ein Maximum von $0,06$ und fällt steil auf unter $0,04$ ab. Der stationäre Endwert beträgt nach 10 min $0,03$. Die Temperatur beträgt zu Versuchsbeginn $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ und steht mit der Öltemperatur im Gleichgewicht. Bereits nach 120 s erreicht die Scheibe eine Temperatur von $75\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dabei zeigen sich wieder zwei ausgeprägte Temperaturmaxima über den Radius verteilt. Über die Versuchszeit steigt die Scheibentemperatur konstant mit etwa $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ pro 120 s an. Die stationäre Endtemperatur ($<0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ Veränderung pro Minute) beträgt nach

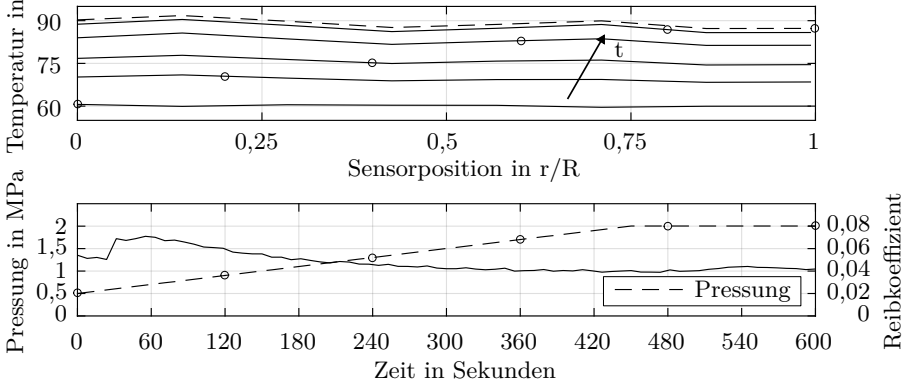


Abbildung 4.14: Temperaturverteilung über den Radius bei langsamer Lastaufprägung

10 min 81 °C und liegt damit deutlich niedriger als bei den Versuchen mit langsamer Laststeigerung.

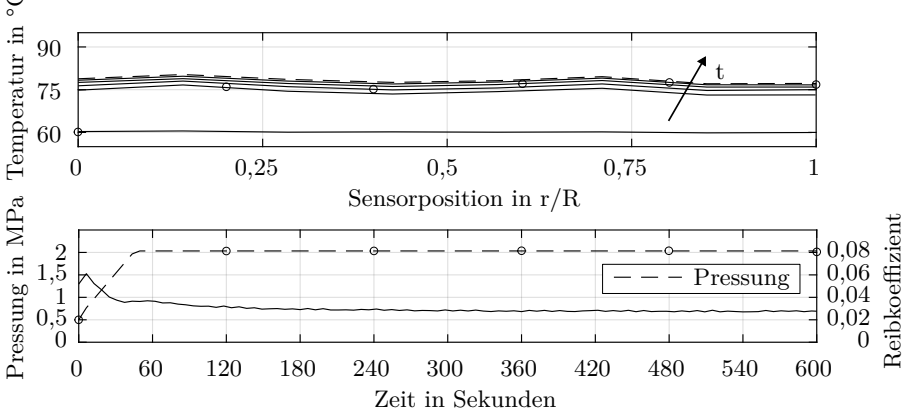


Abbildung 4.15: Temperaturverteilung über den Radius bei schneller Lastaufprägung

4.1.5 Messdatenauswertung

Abbildung 4.16 zeigt die erreichten Reibkoeffizienten der Stribeckversuche vor (links) sowie nach (rechts) dem zehnmütigen Einlaufvorgang. Mit Ausnahme der groben Probekörper kommt es bei allen untersuchten Klassen zu einer Verringerung des Medianwertes. Fluid A erreicht im Vergleich zu Fluid B ebenfalls geringere Reibwerte.

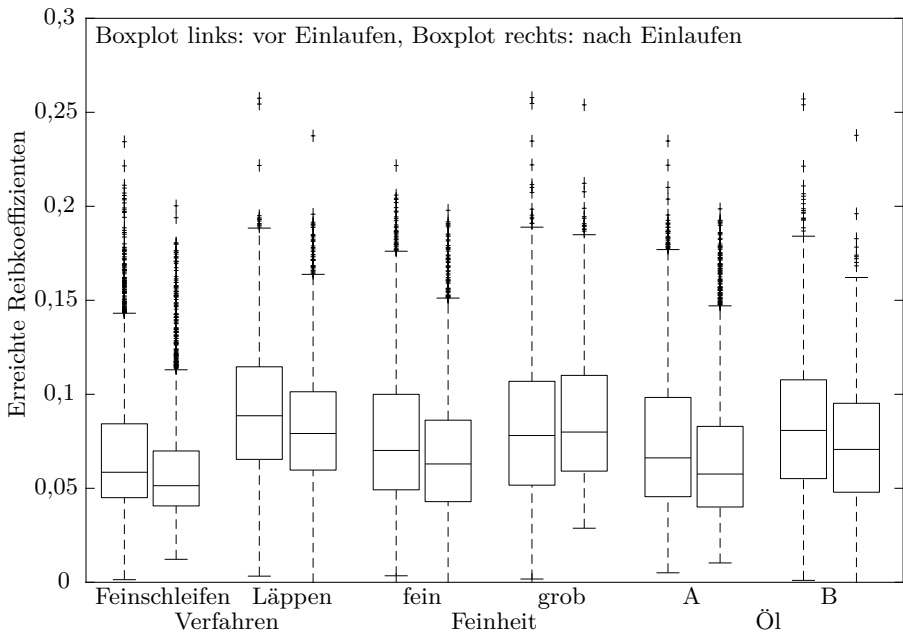


Abbildung 4.16: Mittlere Reibwerte der Triboscheibenversuche per Boxplot

Die deutlichsten Unterschiede vor, beziehungsweise nach dem Einlaufvorgang werden bei geläppten Proben erzielt. Die feine Oberfläche verbessert sich im Medianwert über den Einlaufprozess, während die grobe Oberfläche den Medianwert über das Einlaufen nicht verändert. Die zahlreichen Ausreißer sind auf die Grenzureibkoeffizienten zurückzuführen.

In Abbildung 4.17 ist der Verschleißkoeffizient k über verschiedene Probekörperklassen aufgetragen. Bei allen vermessenen Proben werden gravimetrisch bestimmte Verschleißkoeffizienten im Bereich von 10^{-10} mm^3/Nm gemessen. Damit sind alle Messergebnisse im Bereich von extrem niederem Verschleiß unter Grenz-/ Mischreibung angesiedelt. Während die feingeschliffenen und die geläppten Probekörper annähernd den gleichen Medianwert zeigen, gibt es bei den geläppten Proben eine deutlich geringere Spannweite. Wesentlich signifikanter tritt dieser Effekt beim Vergleich der Feinheit auf. Die feinen Proben erreichen einen geringeren Median bei geringer Spannweite. Ein deutlicher Einfluss auf das Verschleißverhalten ist auch beim verwendeten Fluid sichtbar. Versuche mit Fluid A haben einen Medianverschleiß von etwas über $0,5 [10^{-10}] \text{mm}^3/\text{Nm}$, während die Versuche mit Fluid B einen Medianverschleiß von $1,5 [10^{-10}] \text{mm}^3/\text{Nm}$ erreichen. Unter den getesteten Materialien erreicht die Legierung CuZn36Mn3Al2Si1NiSn die geringsten Verschleißwerte,

gefolgt von der Legierung CuZn32Al3Mn2NiSi. Die drei anderen Materialien erreichen Medianverschleißwerte von ungefähr $0,9 [10^{-10}] \text{mm}^3/\text{Nm}$. Den größten Einfluss auf den Verschleißkoeffizienten haben das verwendete Fluid sowie die Feinheit der Oberfläche.

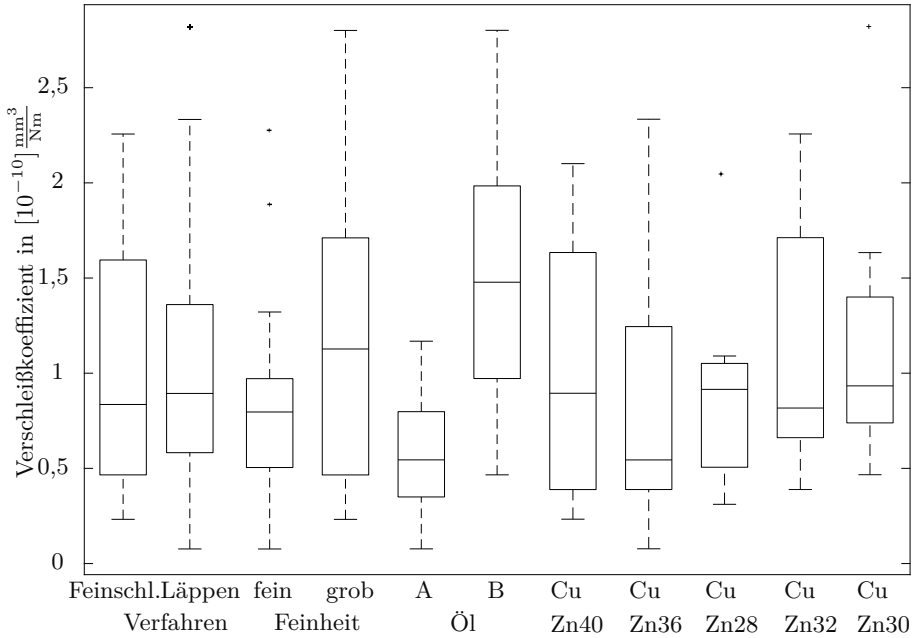


Abbildung 4.17: Verschleißkoeffizienten der Triboscheibenversuche per Boxplot

Neben den konventionellen Methoden zur Auswertung großer Datenmengen, beispielsweise per Boxplotdiagramm, werden die experimentellen Resultate mittels Entscheidungswäldern (Random Forest) untersucht. Dazu wird im ersten Schritt eine univariate Varianzanalyse (ANOVA) durchgeführt. Die statistische Auswertung erfolgt mit dem open-source Programm GNU PSPP. Vor der Auswertung werden die vorhandenen Daten mittels Zufallsauswahl in einen Trainings- und einen Testdatensatz aufgeteilt. Diese Aufteilung ist wichtig, da der Algorithmus im ersten Schritt mit Hilfe des ersten Datensatzes trainiert wird. Im zweiten Schritt wird der Algorithmus auf den zweiten, bisher unbekanntem, Datensatz angewendet und damit die Nutzbarkeit gezeigt.

Die quantitative Auswertung der statistischen Analyse ist in Tabelle 4.3 dargestellt. Darin ist das Verhältnis der Varianz zwischen Gruppen verschiedener Konfigurationen und der Varianz innerhalb von Gruppen bestimmter Konfigurationen

für jede Eingangs- und Ausgangsgröße angegeben. Die angegebenen Werte sind aufgerundet und entsprechen einem Alpha-Fehler von unter 5 %. Als Alpha-Fehler, welcher auch als falsch-positiv bezeichnet wird, gilt das fälschliche Ablehnen einer Nullhypothese. Die Ergebnisse zeigen überwiegend eine signifikante Wirkung der Eingangsgrößen auf die Ausgangsgrößen. In den meisten Fällen besteht eine relativ große Spanne zwischen dem ermittelten F -Wert und dem kritischen Wert F_{krit} .

Darüber hinaus zeigt sich, dass sich die Relevanz der Eingangsgrößen während des Einlaufens und nach dessen Abschluss ändert. Dies betrifft sowohl den Einfluss der Feinheit auf den Reibwert als auch den Einfluss der Relativgeschwindigkeit auf die Temperatur.

	F_{krit}	$\mu_{Einlauf}$	μ_{Ende}	$T_{Einlauf}$	T_{Ende}	$k_{Verschleiss}$
Bearbeitung	5	349	613	593	2931	17
Feinheit	10	15	n. sign.	28	28	296
Öl	10	61	59	374	378	3327
Material	10	45	26	108	72	34
Geschwindigkeit	2	34	32	20	n. sign.	n. sign.

Tabelle 4.3: Ermittelte ANOVA F-Werte für die Familie der statistischen Tests

Tabelle 4.4 zeigt die relative Merkmalsbedeutung der Eingangsgrößen (Bearbeitung, Feinheit, Öl, Material und Reibgeschwindigkeit) auf die Ausgangsgrößen (Reib-, Temperatur-, und Verschleißwerte) aus den trainierten Entscheidungsbäumen. Dabei stellen die dargestellten Werte einen Mittelwert aus über einhundert zufälligen Trainingsläufen dar. Die Ergebnisse variieren bei den Trainingsläufen nicht signifikant weshalb auf die Angabe einer Standardabweichung verzichtet wird.

Zuerst fällt auf, dass die größte relative Merkmalsbedeutung mit 0,62 und 0,55 der Einfluss der Reibgeschwindigkeit auf den Reibwert ist. Dieser Einfluss kann in den Stribeckkurven verifiziert werden. Dann folgt mit deutlichem Abstand die Materialwahl (0,14 und 0,16) sowie die Bearbeitung (0,09 und 0,14). Zum Ende des Reibversuches steigt die Merkmalsbedeutung tendenziell an. Noch deutlicher wird das bei der Betrachtung der Temperaturentwicklung. Während zu Beginn die Reibgeschwindigkeit noch einen großen Einfluss (0,40) hat, fällt dieser Einfluss zum Ende des Versuchs drastisch ab (0,05). Gleichzeitig steigt der Einfluss des Bearbeitungsverfahrens deutlich an. War die Merkmalsbedeutung zu Beginn des Einlaufens noch bei 0,15, verdreifacht sich diese zum Ende des Versuchs knapp auf 0,42 und wird damit der wichtigste Einflussfaktor. Werden die Merkmalsbedeutungen für den Verschleiß verglichen, fällt auf, dass es keine Abhängigkeit zur Reibgeschwindigkeit gibt. Das ist der Tatsache geschuldet, dass die Bestimmung des Verschleißgewichtes immer nur am Ende der Stribeckversuche durchgeführt wurde. Somit kann das Verhalten

als Bestätigung gewertet werden, dass die Entscheidungsbäume richtig aufgebaut wurden. Deutlich erkennbar ist, dass die Entscheidungsbäume der Ölwahl die höchste Merkmalsbedeutung zuweisen.

	$\mu_{Einlauf}$	μ_{Ende}	$T_{Einlauf}$	T_{Ende}	$k_{Verschleiss}$
Bearbeitung	0,09	0,14	0,15	0,42	0,14
Feinheit	0,06	0,07	0,07	0,08	0,19
Öl	0,09	0,08	0,12	0,12	0,45
Material	0,14	0,16	0,26	0,33	0,23
v_{Reib}	0,62	0,55	0,40	0,05	0,00

Tabelle 4.4: Relative Merkmalsbedeutung abgeleitet aus den Trainingsdaten

Nachdem somit gezeigt werden konnte, dass die Random-Forest-Algorithmen in der Lage sind, plausible Entscheidungsbäume für einen bekannten Datensatz zu erzeugen, soll in einem zweiten Schritt dessen Vorhersagequalität überprüft werden. Dazu werden Random Forest Regression Ensembles trainiert, um Vorhersagemodelle für die Eigenschaften tribologischer Systeme innerhalb des betrachteten Parameter-raumes der Eingangsgrößen zu erhalten. Die erhaltenen Modelle werden anhand einer zufälligen Stichprobe von Testdaten ausgewertet, die vom Training zurückgehalten werden und erst später zum Einsatz kommen. Die Ergebnisse finden sich in Tabelle 4.5. Während sich die Vorhersagegenauigkeit für die Temperatur sowohl während als auch nach Ende des Einlaufens im Bereich deutlich unter 1 % befindet und somit sehr gute Vorhersageergebnisse liefert, liegt die Vorhersagegenauigkeit für Reibwerte bei 6 ... 7 %. Die Vorhersagegenauigkeit für den Verschleiß liegt im Bereich von 30 % und erlaubt damit keine sinnvollen Abschätzungen.

	$\mu_{Einlauf}$	μ_{Ende}	$T_{Einlauf}$	T_{Ende}	$k_{Verschleiss}$
Mittlerer relativer Fehler (Trainingsdaten)	2,82 %	0,95 %	0,17 %	0,04 %	24,34 %
Mittlerer relativer Fehler (Testdaten)	6,66 %	6,09 %	0,43 %	0,12 %	30,8 %

Tabelle 4.5: Relative Fehler bei der Datenauswertung mittels Random Forest

Als wichtiges Instrument, neben der Rangfolge der Einflussfaktoren, stehen die konstruierten Regressionsbäume, die einen Einblick in die gelernten Entscheidungsregeln enthalten zur Verfügung.

In Abbildung 4.18 ist ein Entscheidungsbaum zur Bestimmung der Temperatur Stribeckkurve 2 gezeigt. In jedem rechteckigen Knoten ist die Entscheidungsregel angegeben, die den nachfolgenden Knoten bestimmt, dem eine Dateninstanz zugeordnet

wird. Zusätzlich sind in den Abbildungen die prozentuale Anzahl der Dateninstanzen (P), die in einen Knoten fallen, und die mittlere Temperatur (T) dieser Dateninstanzen angegeben.

Die erste Entscheidung, die der Algorithmus vornimmt, ist die Bearbeitung. Feingeschliffene Proben erreichen im Mittel 79,3 °C während geläppte Proben Temperaturen von 89,4 °C erreichen. Als nächstes Unterscheidungsmerkmal wird bei feingeschliffenen Proben die Relativgeschwindigkeit identifiziert. Mit einer Grenzgeschwindigkeit von 12,3 m/s werden die Messpunkte in schnell und langsam unterteilt. Die Bereiche langsamer Relativgeschwindigkeiten lassen sich als weiteres Kriterium über den Schmierstoff und das Material unterscheiden, wobei das bleihaltige Material einen Sonderfall einnimmt. Es fällt auf, dass bei den geläpften Proben eine Abhängigkeit der Feinheit (fein oder grob) identifiziert wird, welche bei den feingeschliffenen Proben bis zur 4. Entscheidungsebene nicht als relevantes Kriterium eingestuft wird. Die höchste Temperatur von 101,9 °C wird bei geläpften Proben und Verwendung von Fluid B erreicht, während die geringste Temperatur von 74,4 °C bei feingeschliffenen Proben über 13,1 m/s auftritt.

Als weiteres Beispiel für die Auswertung von tribologischen Messdaten mittels Entscheidungsbäumen sollen die Einflüsse verschiedener Parameter auf den Verschleißkoeffizienten gezeigt werden. Abbildung 4.19 stellt diese übersichtlich in Baumform dar. Wie auch in der vorherigen Abbildung stellt der Parameter (P) den prozentualen Anteil an Dateninstanzen dar, welche bis auf diese Ebene klassifiziert werden. Der Parameter (V) gibt den mittleren Verschleißkoeffizienten an (jeweils am Ende des Messzyklus gravimetrisch erfasst und normiert). Wie aufgrund der Darstellung im Boxplotdiagramm erwartet, ist der erste Entscheidungsknoten die Wahl des Öles. Es ist auffallend, dass der mittlere Verschleißkoeffizienten von Fluid B fast doppelt so hoch ist wie bei Fluid A (1,09 zu 0,58). Auf der zweiten Entscheidungsstufe ist bei Fluid A das Material entscheidend. Die Legierungen CuZn32 und CuZn30 weisen mit 0,81 einen fast doppelt so hohen Verschleißwert wie die restlichen untersuchten Legierungen auf. Den höchsten Verschleiß bei Fluid A zeigt das Material CuZn30. Bei diesem Ast wird unabhängig von Feinheit und Bearbeitungsverfahren ein Verschleißwert von 0,91 ermittelt. Bei Fluid B wird als erste Unterscheidung die Feinheit genutzt. Jeweils die Hälfte (26 % der Gesamtmenge) wird in Material und Bearbeitung unterteilt. Das Material CuZn40 zeigt mit 1,58 einen deutlich höheren Verschleiß als die restlichen feingeschliffenen Legierungen. Der global höchste Verschleiß findet mit 2,13 bei den grob geläpften Oberflächen statt.

Ein entscheidender Vorteil der grafisch dargestellten Entscheidungsbäume ist die Möglichkeit, Korrelationen bildlich zu erfassen, was mit klassischen statistischen Methoden nur schwer möglich ist. Allerdings müssen die Entscheidungsbäume kritisch auf Plausibilität geprüft werden. Insgesamt liefern die Vorhersagemodelle für Reibkoeffizienten und Temperaturen Vorhersagegenauigkeiten, die im Rahmen ei-

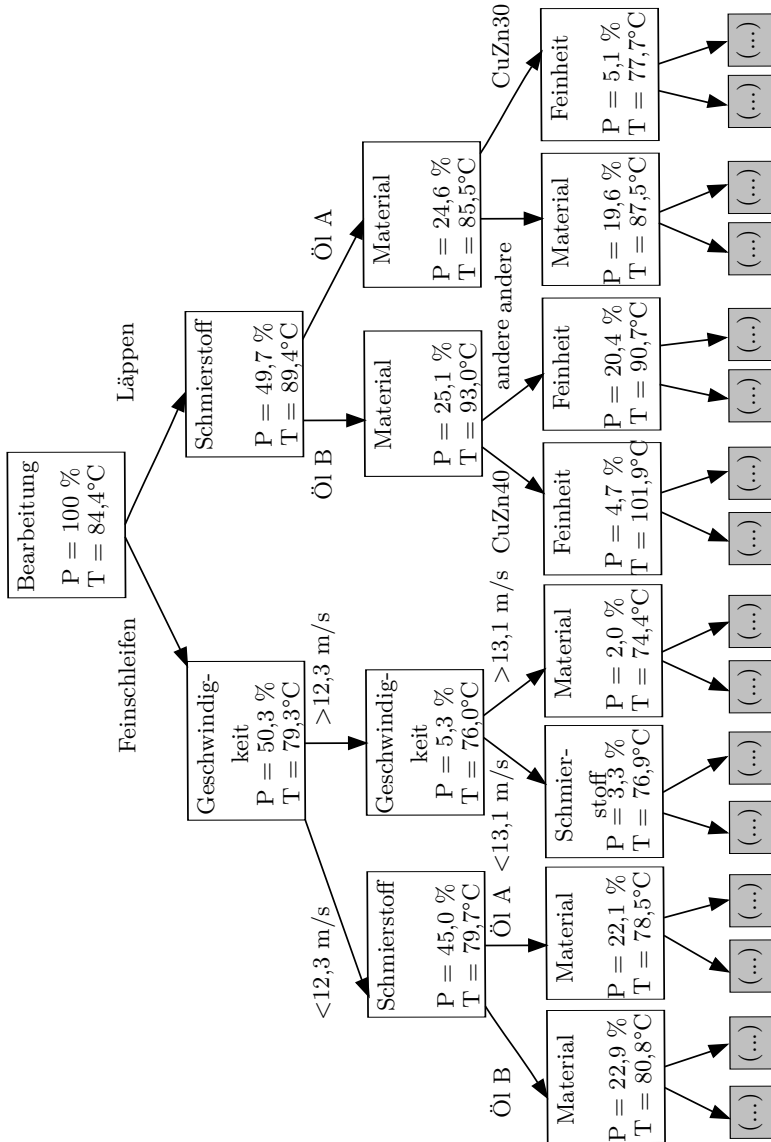


Abbildung 4.18: Einfluss der Parameter auf die Probertemperatur der 2. Stribeckkurve

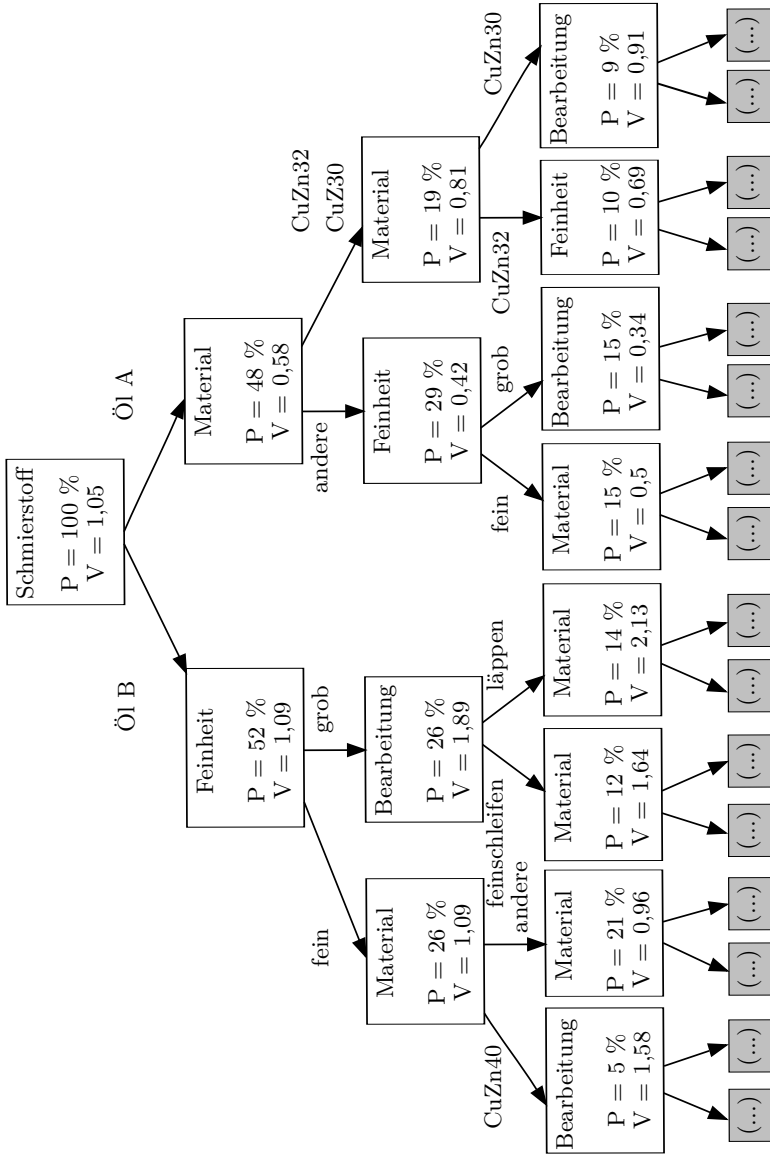


Abbildung 4.19: Einfluss der Parameter auf den Verschleißkoeffizienten

ner frühen Produktentwicklungsphase akzeptabel eingesetzt werden können. Eine zufriedenstellende Vorhersage der Verschleißrate ist mit diesem Verfahren jedoch nicht erreichbar, was wahrscheinlich auf die geringe Anzahl der verfügbaren charakteristischen Datenpunkte zurückzuführen ist. Weitere Informationen zu den hier beschriebenen Ergebnissen finden sich auch in den Arbeiten /Mak23/ und /Mak24/.

Bei den Messungen der tribologischen Reaktionsschicht mittels Ramanspektroskopie konnte kein klarer Zusammenhang zwischen dem Spektrum der neu gefertigten Oberfläche und der eingelaufenen Oberfläche festgestellt werden. Generell wurden bei den eingelaufenen Oberflächen höhere Intensitäten gemessen. Die Position und der Ausschläge war allerdings nahezu identisch. Aufgrund dieser Ergebnisse wurde die Vermessung mit diesem speziellen Ramanspektrometer als ungeeignet eingestuft, um den Aufbau einer tribologischen Schicht zu bewerten. Abbildung 4.20 zeigt den Vergleich am Beispiel der feingeschliffenen, bleihaltigen Referenzlegierung.

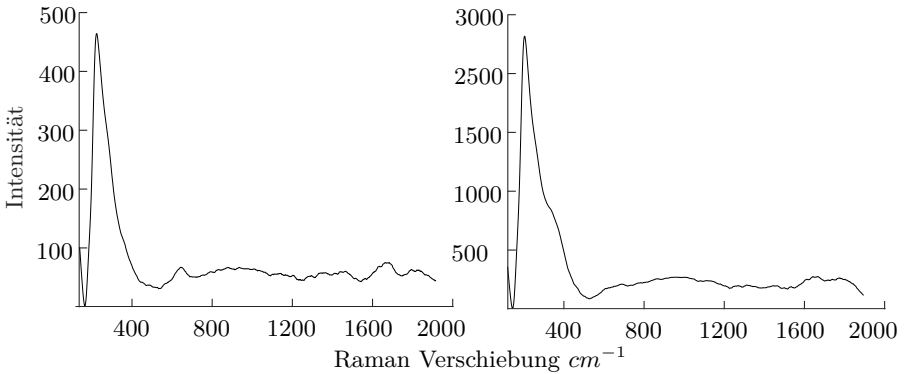


Abbildung 4.20: Vergleich der uneingelaufenen (links) und eingelaufenen (rechts) Probe

Die Intensität der eingelaufenen Probe ist um den Faktor sechs erhöht. Da die Intensität aber nur einen qualitativen Faktor besitzt, können daraus im Vergleich keine direkten Schlüsse gezogen werden. Im uneingelaufenen Zustand (links) sind Peaks bei 600 und 1700 cm^{-1} sichtbar. Diese Peaks sind im eingelaufenen Zustand nicht mehr sichtbar. Leider ist der Bereich unter 400 cm^{-1} aufgrund der Laser-Filterkombination nicht auswertbar, in welchem Zn-S und $\alpha - \text{Fe}_2\text{O}_3$ nachgewiesen werden könnten.

4.2 Bauteilversuche

Bauteilversuche dienen dazu, die Ergebnisse der Modellversuche möglichst anwendungsnah zu validieren. Dabei werden statt der generischen Triboscheiben reale

Bauteilgeometrien verwendet. Dazu wird ein Prüfstand aufgebaut, welcher die reale Verdrängereinheit nachbildet und es ermöglicht die realen Bauteile aufzunehmen. Aufgrund der hohen Flächenpressungen stellt dieser Aufbau hohe Anforderungen an Festigkeit und Steifigkeit. Als großer Vorteil der real verwendeten Geometrie können Effekte wie Wärmeleitung aber auch Hydrodynamik abgebildet werden. Ein wichtiger Nachteil von Bauteilversuchen bezogen auf Modellversuche sind die mannigfaltige Einflüsse von anderen Parametern wie Kräften und die aufwändigere Fertigung sowie das kompliziertere Einbringen von Sensoren was die Isolation einzelner Einflussfaktoren erschwert.

4.2.1 Kolbentrommel-Steuerspiegel

Der tribologische Kontakt Kolbentrommel–Steuerspiegel stellt einen der anspruchsvollsten Kontakte einer Axialkolbenmaschine dar. So dient die Passung zwischen Kolbentrommel und Steuerspiegel zum einen als hydrodynamisches Lager, welches einen großen Geschwindigkeitsbereich abdecken muss. Zum anderen dienen die Bauteile mittels der eingebrachten Kerben der exakt geteuerten Umschaltung zwischen Hoch- und Niederdruckversorgung. Während die erste Anforderung durch das Scheibe-Scheibe-Tribometer gut abgebildet werden kann, werden in der realen Anwendung auch Effekte durch die Umsteuerung zwischen Hoch- und Niederdruck eingebracht, welche nur im Bauteilversuch realistisch abgebildet werden können.

Der Prüfstand besteht aus einem Leergehäuse einer Axialkolbenmaschine. Als wesentliche Modifikation wird die Schwenkwiege bei einem Schwenkwinkel von 0° arretiert. Das hat zur Folge, dass die Pumpe selbst keine volumetrische Arbeit leistet. Das Antriebsmoment im förderlosen Schleppbetrieb wird über eine Drehmomentmesswelle erfasst. Da sämtliche Zusatzaggregate deaktiviert werden, entspricht das Antriebsdrehmoment fast ausschließlich dem Reibmoment zwischen Kolbentrommel und Steuerspiegel. Messfehler werden durch Lagerverluste und Planschverluste im Gehäuse erwartet.

Um die Belastung durch Normalkräfte darzustellen, werden die Nieder- sowie Hochdruckseite von einem externen Aggregat mit Druck versorgt. Da die externe Versorgung ausschließlich interne und externe Leckagen ausgleichen muss, ist eine Versorgung mit etwa 10 % der maximalen Pumpenleistung ausreichend. Über zwei getrennte Druckbegrenzungsventile lassen sich verschiedene Lastzustände des Kontaktes zwischen Kolbentrommel und Steuerspiegel abbilden. Eine Temperierung des Öles ermöglicht es, Versuche in Abhängigkeit der Temperatur durchzuführen.

Die durchgeführten Messungen werden in Tabelle 4.6 dargestellt. Es wurden vier unterschiedliche Einlaufgeschwindigkeiten untersucht. Die Dauer des Einlaufvorganges ist mit 10 min konstant gehalten. Es ist ersichtlich, dass die mittlere Reibleistung

0,15, 0,50 und 2,10 W/mm² beträgt. Die Variante mit 20 m/s Einlaufgeschwindigkeit führte reproduzierbar zu einem Pumpenausfall. Oberflächenuntersuchungen des Steuerspiegels zeigen einen vollflächigen Adhäsionsverschleiß mit deutlichen Spuren von Materialübertrag. Die eingebrachten spezifischen Energiemengen betragen 80, 270 und 1200 J/mm².

Variante	Einlaufgeschw. in m/s	Dauer in min	Leistung in $\frac{\text{W}}{\text{mm}^2}$	Reibarbeit in $\frac{\text{J}}{\text{mm}^2}$
1	0,7	10	0,16	81
1	0,7	10	0,14	73
1	0,7	10	0,14	75
2	2,5	10	0,51	262
2	2,5	10	0,50	276
2	2,5	10	0,50	285
3	13,0	10	2,10	1250
3	13,0	10	2,08	1150
3	13,0	10	2,10	1270
4	20,0	10	Abbruch	Abbruch

Tabelle 4.6: Untersuchte Einlaufvarianten an Kolbentrommel-Steuerspiegel (Fluid A)

4.3 Aggregatversuche

Neben den Modellmessungen sollen auch reale Bauteile vermessen werden, um eventuelle Geometrieinflüsse oder Abbildungsfehler zwischen Modellprüfstand und realer Verdrängereinheit erkennen zu können. Dabei wird eine vierquadrantenfähige Pumpe für den geschlossenen Kreis mit einem Schluckvolumen von 135 cm³ genutzt. Die Triebwelle, welche das Antriebsmoment über eine Verzahnung auf die Kolbentrommel überträgt, ist mittig angeordnet. Die Kolbentrommel verfügt über neun Kolbenbohrungen in denen sich die Arbeitskolben befinden. Die Arbeitskolben stützen sich über Gleitschuhe an der ortsfest im Gehäuse gelagerten Schrägscheibe ab. Mittels der Stellkolben auf der A- und B-Seite lässt sich die Schrägscheibe verschwenken und das Fördervolumen stufenlos zwischen $\pm 100\%$ einstellen. Während die Triebwelle mittels Wälzlager im Gehäuse gelagert ist, stützt sich die Kolbentrommel axial am Steuerspiegel ab. Dieser nimmt durch hydrostatische Entlastungen einen Großteil der Kolbenkräfte auf und dient somit als hydrodynamisches Lager. Zusätzlich dient er als Kommutator für die sich im Gehäuse befindlichen Hoch- und Niederdruckanschlüsse.

4.3.1 Pumpe im geschlossenen Kreis

Um die Ergebnisse mittels einer realen Verdrängereinheit validieren zu können, wird ein Pumpenaufbau im geschlossenen hydraulischen Kreis gewählt. Der geschlossene Kreis bietet den Vorteil, dass die Niederdruckseite beliebig vorgespannt werden kann und sich unterschiedliche Lastfälle einfach darstellen lassen. Weiterhin umgeht der geschlossene Kreis die Problematik der Kavitationsschäden aufgrund zu geringen Saugdrucks. Die aus der Industrie zur Verfügung gestellte Axialkolbenmaschine erlaubt das Anfahren von Drücken zwischen 20 und 500 bar, wobei der Prüfstand auf einen Maximaldruck von 330 bar begrenzt ist. Auf dem Steuerspiegel kann eine maximale mittlere Gleitgeschwindigkeit von 15 m/s erreicht werden. Um konstantere Messergebnisse zu erreichen wird der hydraulische Kreis vor Versuchbeginn jeweils auf eine Temperatur von 40°C gebracht.

Wirkungsgradkennfelder sollen als Vergleich für die nicht- beziehungsweise mit unterschiedlichen Einlaufstrategien eingelaufenen Einheiten dienen. Der Aufbau des Versuchsprüfstandes orientiert sich deshalb stark an der Vorschrift zur Vermessung des Wirkungsgrades an hydraulischen Verdrängereinheiten (DIN ISO 4409) /DIN19/. Dieser Aufbau erlaubt auch das Abfahren von Stribeckkurven mit der Einschränkung, dass die untersuchte Einheit den Kreisdruck selbst aufbringen muss. Das bedeutet, dass der Hochdruck nicht bis zum Stillstand der Pumpe gehalten werden kann.

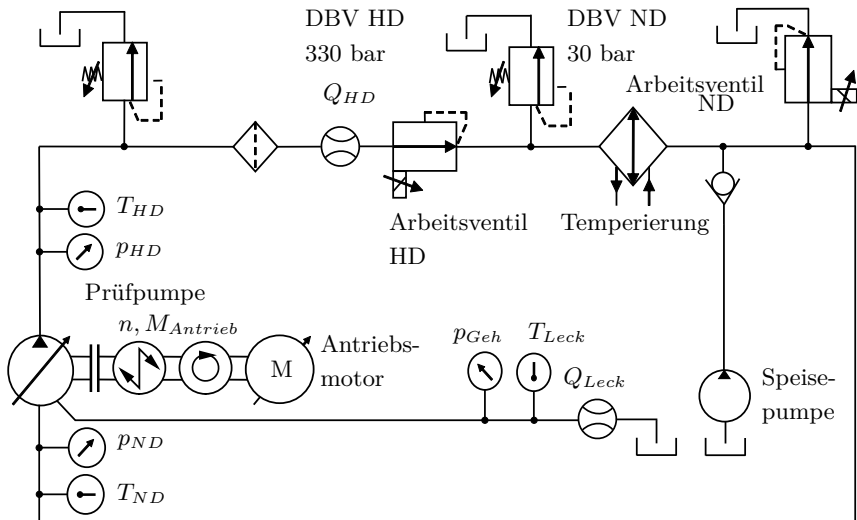


Abbildung 4.21: Schaltplan des Wirkungsgradprüfstandes

Abbildung 4.21 stellt den schematischen Aufbau des Prüfstandes dar. Mittig

auf der linken Seite befindet sich der elektrische Antriebsmotor, welcher drehzahl-geregt betrieben wird. Mittels einer Drehmomentmesswelle und einer Kupplung wird die Prüfpumpe verbunden. Direkt auf Hoch- und Niederdruckseite der Pumpe befinden sich je ein Temperatur- sowie ein Drucksensor. Auf der Hochdruckseite folgt ein Komponentenschutzfilter, welcher den nachfolgenden Volumenstromzähler im Fehlerfall schützen soll. Als Absicherung gegen Überdruck ist ein mechanisches Druckbegrenzungsventil vorgesehen. Der komplette Fördervolumenstrom wird mittels des Volumenstromzählers erfasst. Es folgt ein elektrisch geregeltes Ventil, welches den Pumpendruck auf einen beliebigen Wert einregeln kann. Nach diesem Ventil soll ein Niederdruck von weniger als 30 bar eingehalten werden, was durch ein elektrisches Druckbegrenzungsventil eingeregelt wird. Über einen Plattenwärmetauscher wird der komplette Volumenstrom im Kreis temperiert. Eine Speisepumpe sorgt dafür, dass immer eine ausreichende Frischölmenge in den Kreis gefördert wird. Das Pumpengehäuse der Prüfpumpe ist über einen Volumenstromzähler mit dem Tank verbunden. Gehäusedruck und -temperatur werden zusätzlich erfasst und gehen in die Energiebilanz mit ein.

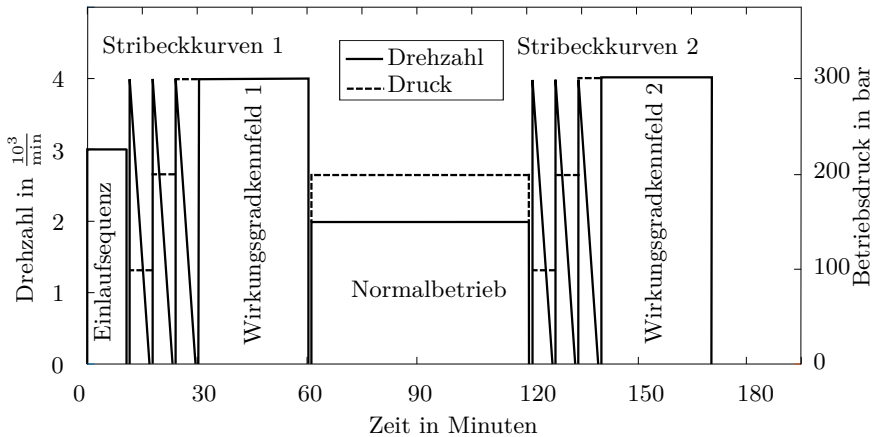


Abbildung 4.22: Ablauf der Messungen mit den Prüfpumpen

Abbildung 4.22 zeigt das kombinierte Versuchsprogramm der untersuchten Axialkolbenpumpen. Begonnen wird mit einer zehnmütigen Einlaufsequenz, bei der die Einlaufgeschwindigkeit und der Druck nach Tabelle 4.6 gewählt wird. Direkt in Folge werden drei Stribeckkurven mit 100, 200 und 300 bar durchfahren. Nach dem Durchfahren der Stribeckkurven wird ein vollständiges Wirkungsgradkennfeld aufgezeichnet. Anschließend wird die Pumpe für 60 min bei 2000 min^{-1} und 200 bar Betriebsdruck betrieben um einen normalen Betrieb zu simulieren. Nach dieser ein-

stündigen Belastungsphase werden die Stribeckkurven bei den jeweiligen Druckstufen wiederholt. Abgeschlossen wird das Versuchsprogramm mit der erneuten Aufzeichnung eines kompletten Kennfelds. Der Ablauf soll darüber Auskunft geben, inwiefern sich das Betriebsverhalten der Pumpe nach Durchlaufen der ersten Einlaufsequenz weiter verändert. Kommt es nur zu einer geringen Änderung, wird davon ausgegangen, dass die Pumpe bereits nahe am stationär eingelaufen Zustand ist. Kommt es zu signifikanten Änderungen bei Stribeckkurven oder Wirkungsgraden, muss davon ausgegangen werden, dass die Einlaufvorgänge nach zehn Minuten noch nicht abgeschlossen waren. Nach dem Durchlaufen jedes Versuchsprogrammes wurde die Versuchspumpe demontiert und der Zustand der relevanten Bauteile begutachtet.

4.3.2 Schleppversuche

Auf Grund begrenzter Ressourcen wurden zwischen den einzelnen Varianten nur die Bauteile Kolbentrommel und Steuerspiegel getauscht. Dazu kamen insgesamt zehn Kolbentrommeln mit Sondermessingauflage sowie zehn Steuerspiegel aus gasnitriertem Stahl aus der Serienfertigung zum Einsatz. Die restliche Pumpe wird unter sorgfältiger Schadens- und Verschleißanalyse weiter genutzt. Da die Axialkolbenpumpe für Vorversuche schon zahlreiche Betriebsstunden sammeln konnte, wurde der Einfluss von anderen einlaufenden Kontakten als gering bewertet.

Werden mit der Pumpe analog zu den in Kapitel 4.1 gezeigten Tribometerversuchen Stribeckkurven durchlaufen, ergeben sich Diagramme wie in Abbildung 4.24 dargestellt. Da die Reibkraft nicht mehr auf die Normalkraft bezogen werden kann (Flächenpressung im Kontakt kann nur abgeschätzt werden), sind statt Reibkoeffizienten normierte Reibmomente dargestellt. Dabei wird die Pumpe vor der ersten Messung zehn Minuten bei 0,7 m/s eingelaufen. Als Kontrolle erfolgt ein einstündiger Betrieb bei 2000 min^{-1} . Es zeigt sich, dass bei allen drei Druckstufen nach der einstündigen Belastung eine weitere Reduktion des Reibmomentes eintritt. Das Abknicken der Kurven bei niedrigen Geschwindigkeiten ist dem Einbruch des Betriebsdruckes geschuldet. Könnte der Betriebsdruck konstant gehalten werden, kann hier von einem stribeckartigen Anstieg des Reibmomentes bei Durchlaufen des Mischreibungsbereichs hin zur Festkörperreibung ausgegangen werden. Die einzelnen Diagramme können streng genommen also nur bis zum Abknicken verglichen werden. Bei allen drei Diagramme fällt auf, dass das größte Reibmoment bei der höchsten Drehzahlstufe gemessen wird.

In Abbildung 4.24 wird der gleiche Versuch mit einer höheren Einlaufgeschwindigkeit wiederholt. Hierbei beträgt die Einlaufgeschwindigkeit 2,5 m/s. Qualitativ zeigt sich das selbe Verhalten wie beim Einlaufen mit 0,7 m/s. Als Unterschied ist erkennbar, dass sich die Reibwerte bei den 100 und 200 bar Versuchen nach einer Stunde Betrieb nicht mehr verringert haben. Bei der höchsten vermessenen Druckdif-

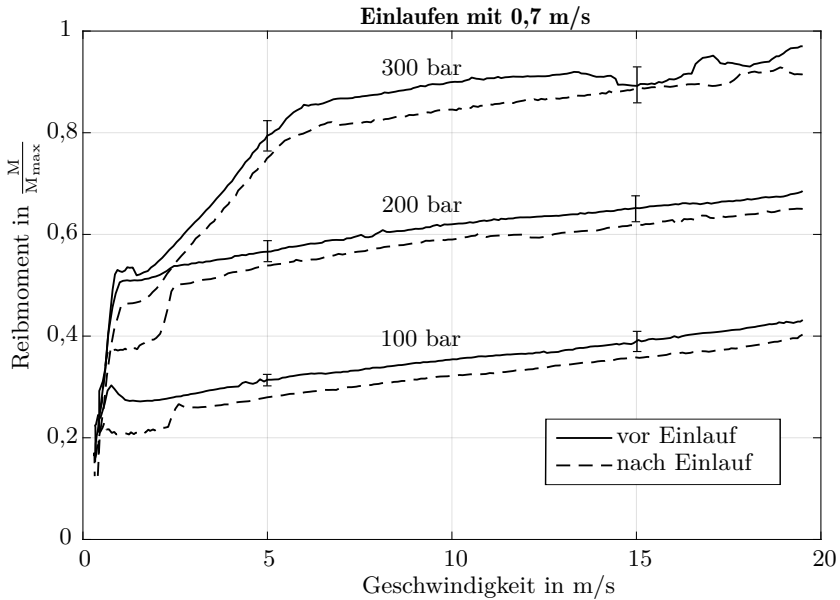


Abbildung 4.23: Stribeckkurve vor bzw. nach einem einstündigen Betrieb bei einem Einlauf von 0,7 m/s

ferenz von 300 bar hat sich das Reibmoment nach dem Einlaufen nochmals deutlich verbessert. Im Bereich hoher Geschwindigkeiten (>15 m/s, Abbildung 4.18, oberste Kurve) kann vor dem Einlaufen der Einheit ein deutliches Schwanken des Reibmomentes ausgemacht werden, welches nach dem Einlaufvorgang deutlich reduziert ist. Betrachtet man die Streuung der Messwerte lässt sich eine mit dem Betriebsdruck steigende Streuung erkennen. Zusätzlich ist die Streuung bei höheren Geschwindigkeiten (15 m/s) höher, als beim späteren Erreichen geringerer Geschwindigkeiten (5 m/s).

Wird eine, wie in Abbildung 4.25 dargestellt, wesentlich höhere Einlaufgeschwindigkeit von 13 m/s gewählt, verringert sich die Differenz der Drehmomentverläufe vor und nach dem Einlauf auch bei 300 bar. Es findet also über die erste Betriebsstunde kein signifikantes weiteres Einlaufen statt. Charakteristisch gibt es in jedem Diagramm einen Abknickpunkt, also die Geschwindigkeit, bei der der geforderte Betriebsdruck nicht mehr erreicht werden kann. Dieser Punkt verschiebt sich beim Einlaufen bei allen getesteten Varianten zum Bereich niedriger Geschwindigkeiten, was als eine Verbesserung des volumetrischen Wirkungsgrades aufgefasst werden kann.

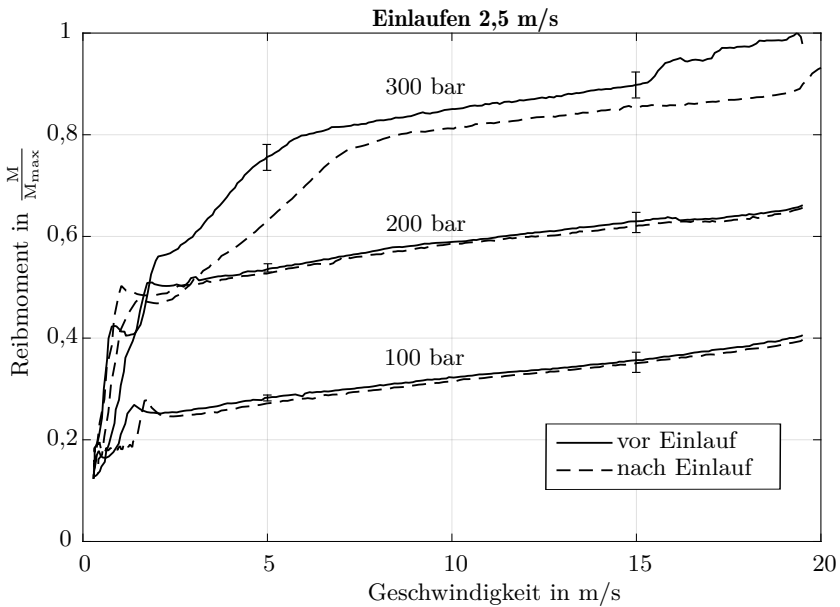


Abbildung 4.24: Stribeckkurve vor bzw. nach einem einstündigen Betrieb bei einem Einlauf von 2,5 m/s

Werden die hydrostatischen Einheiten mittels Drehzahlrampen vermessen, wie in den Abbildungen 4.23, 4.24 und 4.25 gezeigt, kann damit eine Aussage über den hydro-mechanischen Wirkungsgrad getroffen werden. Da sich über den Einlaufvorgang nicht nur die Reibwerte, sondern durch die Veränderung der Oberflächen-topologie auch die Leckageverluste ändern, muss der volumetrische Wirkungsgrad zwingend betrachtet werden.

4.3.3 Wirkungsgradmessungen

Für die Aufzeichnung der Wirkungsgradkennfelder durchläuft die untersuchte Einheit einen automatisierten Ablauf, welcher sicherstellt, dass alle Messpunkte identisch angefahren werden. Dabei werden beginnend bei 500 min^{-1} alle Drehzahlen in Stufen von 250 min^{-1} bis 3250 min^{-1} abgefahren. Während jeder Drehzahlstufe wird der Differenzdruck von 50 bar in Stufen von 25 bar bis zu einem maximalen Differenzdruck von 250 bar gesteigert. Vor der Aufzeichnung der fünfsekündigen Messung, über welche der Wirkungsgrad rechnerisch gemittelt wird, erfolgt die Kontrolle der Temperierung ($40 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$ im Niederdruck). Als Ergebnis dieser Messpunkte liegen interpolierte Muscheldiagramme vor. Dabei ist auf der Ordinate der Differenzdruck

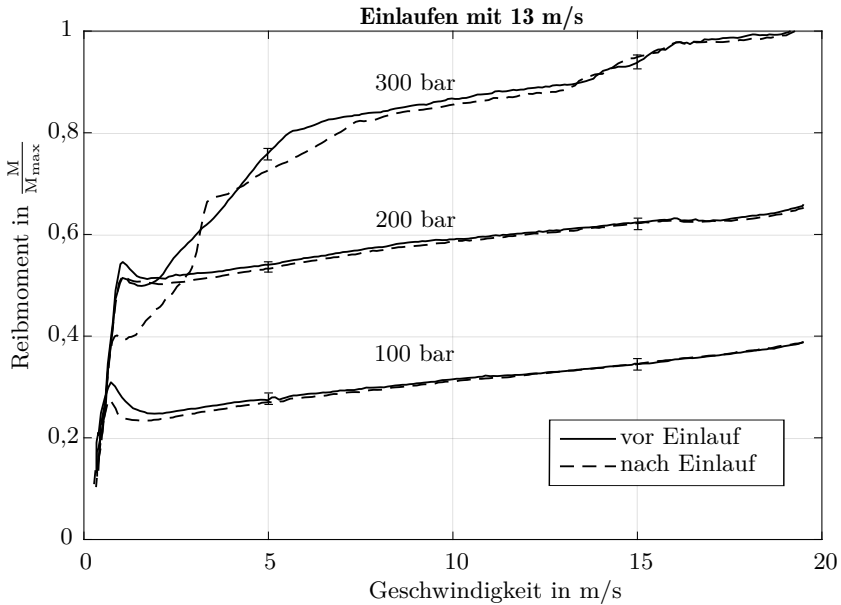


Abbildung 4.25: Stribeckkurve vor bzw. nach einem einstündigen Betrieb bei einem Einlauf von 13 m/s

der Einheit in bar und auf der Abszisse die Drehzahl in min^{-1} aufgetragen. Die durchgezogene Linie beschreibt die Wirkungsgrade vor der einstündigen Belastung, während die gestrichelte Linie die Wirkungsgrade nach der Belastung beschreibt.

In Abbildung 4.26 ist das Wirkungsgradkennfeld (Gesamtwirkungsgrad) für das Einlaufen bei 0,7 m/s dargestellt. Die Wirkungsgradminima befinden sich zum einen im Bereich geringer Drehzahlen und hoher Differenzdrücke, zum anderen im Bereich hoher Drehzahlen bei geringen Differenzdrücken. In beiden Fällen beträgt der kleinste gemessene Gesamtwirkungsgrad 64 %. Das Wirkungsgradmaximum wird bei hohen Differenzdrücken und Drehzahlen erreicht und beträgt im eingelaufenen Zustand 70 %. Damit kann der Verlauf der Wirkungsgrade als plausibel angenommen werden. Werden die Veränderungen über den Einlaufvorgang verglichen, ist im Bereich niedriger Drehzahlen tendenziell eine Verschlechterung erkennbar, während die Verbesserung bei hohen Drehzahlen deutlich ausgeprägt ist. Weiterhin vergrößert sich die durch die Isowirkungsgradlinien umschlossene Fläche. Die getestete Einheit erzielt in einem breiteren Betriebspunkt höhere Wirkungsgrade. Dieses Verhalten lässt sich beispielhaft an der 68 %-Linie feststellen.

Im Vorlauf wurden Wirkungsgradmessungen mit der vorgestellten Prüfpumpe

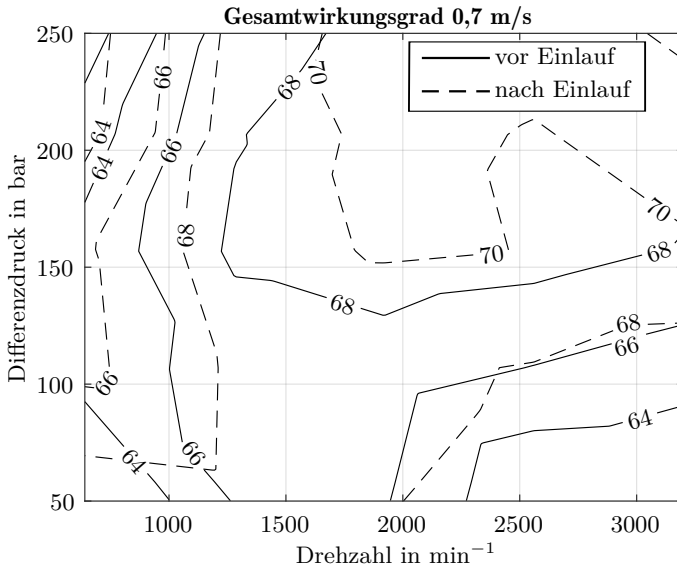


Abbildung 4.26: Wirkungsgradkennfeld vor bzw. nach einem einstündigen Betrieb bei einem Einlauf von 0,7 m/s

durchgeführt, um den Messfehler des Prüfstandsbaus abschätzen zu können. Dazu wurde die Prüfpumpe über 100 h eingelaufen. Direkt im Anschluss werden drei Wirkungsgradkennfelder aufgezeichnet und verglichen. Die maximale Abweichung der gemessenen Wirkungsgrade beträgt 1 %. Basierend auf den Ergebnissen kann davon ausgegangen werden, dass der Wirkungsgradprüfstand in exakt dieser Konfiguration (Pumpe, Verrohrung, Stellsystem, Sensorik) Genauigkeiten in dieser Größenordnung erreicht.

Werden dazu die Gesamtwirkungsgrade nach dem Einlaufen bei 2,5 m/s verglichen, kann immer noch eine geringe Verbesserung festgestellt werden (Abbildung 4.27). Diese besteht hauptsächlich aus der Ausweitung der Zone mit maximalem Wirkungsgrad. Insbesondere die Linien bei hohen Drehzahlen und kleinen Differenzdrücken liegen jetzt fast deckungsgleich, was dafür spricht, dass nach der Einlaufprozedur keine signifikanten weiteren Einlaufprozesse ablaufen.

Das Einlaufen bei 13 m/s, wie in Abbildung 4.28 dargestellt, zeigt über das gesamte vermessene Kennfeld nur geringe Wirkungsgradabweichungen. So beträgt der maximale Wirkungsgrad in beiden Fällen 73 % und wird hauptsächlich im Bereich geringer Drücke und Drehzahlen erreicht. Die Isowirkungsgradlinien in den Bereichen hoher Drücke und geringer Drehzahlen sowie geringer Drücke und hoher Drehzahlen

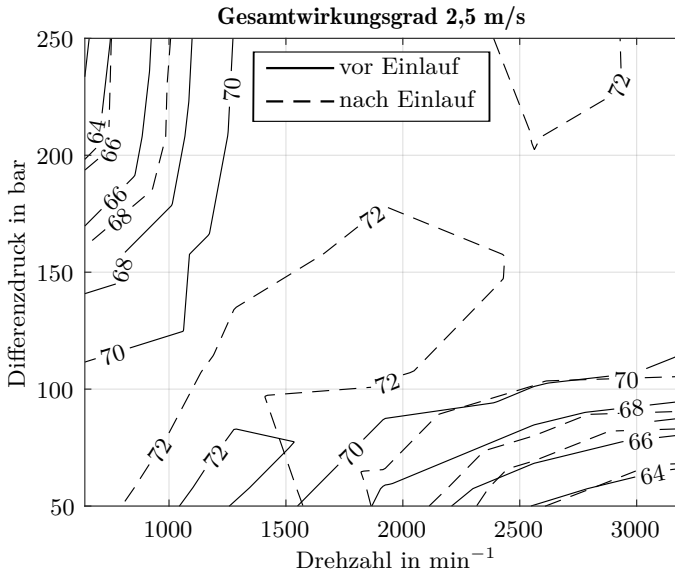


Abbildung 4.27: Wirkungsgradkennfeld vor bzw. nach einem einstündigen Betrieb bei einem Einlauf von 2,5 m/s

liegen annähernd deckungsgleich, was auf ein vergleichbares Pumpverhalten schließen lässt.

Auffällig ist weiterhin ein Wirkungsgradgradient im Bereich hoher Drücke und Drehzahlen, welcher nur vor dem Einlaufen ausgeprägt ist. Nach dem Einlaufen ist kein Wirkungsgradgradient in diesem Bereich erkennbar. Damit unterscheidet sich das bei 20 m/s eingelaufene Kennfeld deutlich von den Einlaufuntersuchungen bei 0,7 m/s, bei dem im Bereich geringer Drücke und Drehzahlen ein Wirkungsgradminimum vorliegt.

Um eine Aussage über die Auswirkungen der unterschiedlichen Einlaufgeschwindigkeiten zu erhalten, sollen im folgenden die erzielten Endwirkungsgrade, also nach der einstündigen Belastung, verglichen werden. Dieser Vergleich wird in Abbildung 4.29 dargestellt.

Die Wirkungsgrade nach Einlauf mit 0,7 m/s sind als durchgezogene Linie, die Wirkungsgrade nach Einlauf mit 2,5 m/s gestrichelt und die Wirkungsgrade bei einem Einlauf mit 13 m/s gepunktet dargestellt. Um die Lesbarkeit zu erhalten, werden die Isowirkungsgradlinien stark ausgedünnt, so dass eine Einordnung der Ergebnisse möglich bleibt. Den höchsten Wirkungsgrad von 74 % erreicht die mit maximaler Geschwindigkeit eingelaufene Einheit. Die bei 0,7 m/s eingelaufene Pumpe erzielt mit

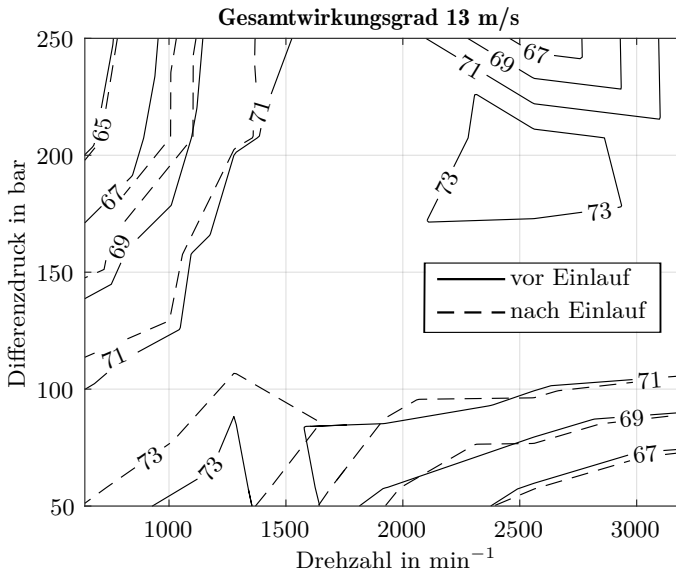


Abbildung 4.28: Wirkungsgradkennfeld vor bzw. nach einem einstündigen Betrieb bei einem Einlauf von 13 m/s

64 % den geringsten gemessenen Wirkungsgrad. Neben dem Erreichen von Minimal- und Maximalwerten sind Lage und umschlossene Fläche der Isowirkungsgradlinien von besonderem Interesse. Werden einzelne Betriebspunkte verglichen, unterscheiden sich die untersuchten Varianten um bis zu vier Prozentpunkte.

Neben der Wirkungsgradvermessung wird der Einfluss der Einlaufgeschwindigkeit auf das Rauheitsprofil im Aggregatversuch untersucht. Dazu werden die tribologisch beanspruchten Oberflächen im Neuzustand sowie nach Ablauf der Einlaufuntersuchungen vermessen. In Abbildung 4.30 sind die gemittelten, tangentialen, Abbottkurven der aus Sondermessing gefertigten Kolbentrommeln dargestellt. Auf die Auswertung des Steuerspiegels wird hier verzichtet, da es sich um einen deutlich härteren Werkstoff aus Stahl handelt. Der initiale Neuzustand der Kolbentrommel ist durch runde Markierungen dargestellt. Es zeigt sich ein flacher Verlauf der Rauheitsspitzen und Rauheitstäler mit bis zu 1,5 μm Tiefe.

Als einzige hier untersuchte Oberfläche nimmt bei der bei 0,7 m/s eingelaufenen Einheit (durchgezogene Linie) die Höhe der Rauheitsspitzen zu. Bei der mit 2,5 m/s eingelaufenen Oberfläche (gestrichelte Linie) verändert sich die Höhe der Rauheitsspitzen nicht. Es kommt aber zu einer deutlichen Reduktion der Rauheit, was sich durch eine Ausbauchung der Abbottkurve zeigt. Die nach dem Einlauf bei 13 m/s

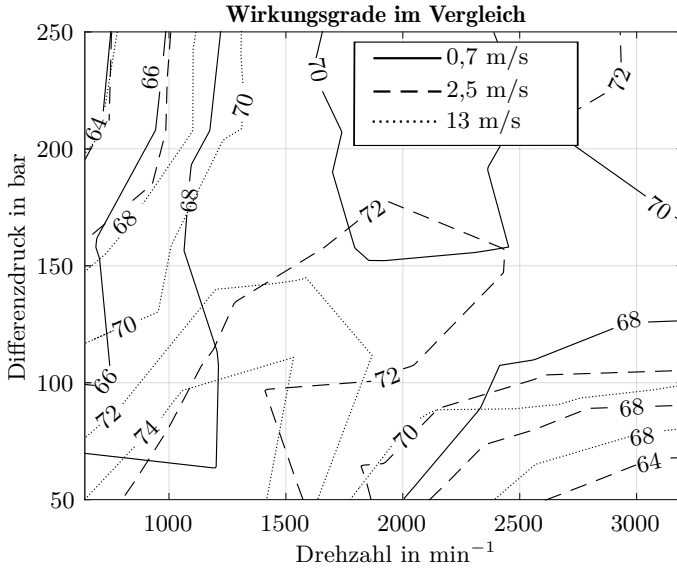


Abbildung 4.29: Wirkungsgradkennfelder nach Betrieb für 0,7 m/s, 2,5 m/s und 13 m/s

vermessene Oberfläche verläuft bei geringen Materialtraganteilen fast senkrecht. Hier werden Spitzenhöhen von $0,1 \mu\text{m}$ gemessen. Werden die Rauheitstäler betrachtet (im Diagramm rechts), kann ein gegenläufiges Verhalten beobachtet werden. Relativ zum Neuzustand prägen sich die Rauheitstäler bei 0,7 m/s weiter aus, während die Rauheitstäler bei 2,5 m/s und 13 m/s abnehmen.

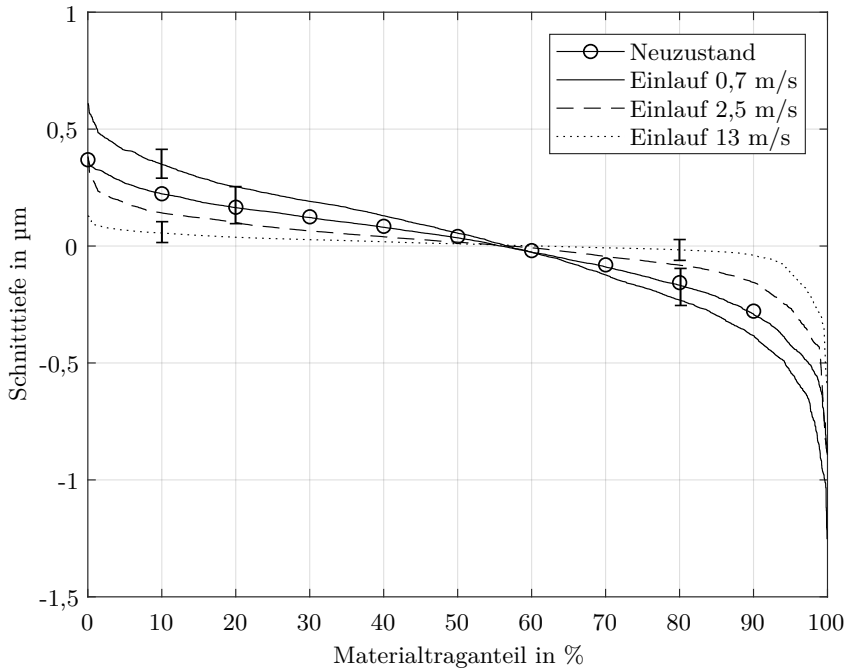


Abbildung 4.30: Abbottkurven der eingelaufenen Kolbentrommeln

5 Diskussion

Im folgenden Kapitel werden die experimentellen Ergebnisse aus den Scheibe-Scheibe-Tribometer- und Pumpenuntersuchungen ausgewertet und möglichst allgemeingültige Erkenntnisse über das Einlaufverhalten abgeleitet. Diese Erkenntnisse sollen es dem Anwender erleichtern, für spezielle tribologische Kontakte optimale Einlaufparameter auszuwählen und das System optimal einzulassen. Das Kapitel teilt sich in betriebliche Betrachtungen, bei denen Einlaufstrategien durch die optimale Wahl von Parametern wie Druck, Geschwindigkeit, Temperatur und Reibleistung verbessert werden sollen, sowie in technische Betrachtungen auf. Dort werden alle technischen Parameter wie Materialkennwerte, Oberflächenstrukturen, Rauheiten und Ölviskositäten untersucht.

5.1 Einlaufkriterien

Das Ziel des Einlaufvorgangs ist ein sicherer Betrieb der Verdrängereinheit mit möglichst geringen Reibverlusten sowie einem möglichst hohen Gesamtwirkungsgrad. Dieses Ziel lässt sich in zwei Unterziele aufteilen. Als grobes Einlaufen soll definiert werden, dass die tribologischen Kontakte soweit gefestigt sind, dass die Maschine nach dieser Phase jederzeit mit den maximalen Betriebsparametern genutzt werden kann (Eckleistung). Dieser Zustand stellt für den Hersteller sicher, dass seine verkauften Einheiten die angegebenen Spezifikationen erreichen und dass ein unbedachter Bediener die Maschine in Betrieb nehmen kann, ohne dass mit einem Schaden gerechnet werden muss. Als feines Einlaufen soll der Vorgang nach dem groben Einlaufen definiert werden, in dem sich der Reibverlust weiter minimiert und der Gesamtwirkungsgrad der Einheit weiter steigt.

5.1.1 Erfolgs- und Abbruchkriterien

Die Veränderung des Wirkungsgrads konvergiert während des Einlaufens gegen den stationären Endwirkungsgrad. Aus praktischen Gründen kann eine Schwelle von $10^{-3} \Delta\eta/\text{min}$ als sinnvoller Wert für die Beendigung des Einlaufprozesses gewählt werden.

Soll ein Abbruchkriterium mit möglichst geringen invasiven Eingriff in das System definiert werden, kann dieses durch die Bestimmung einer Maximaltemperatur erfolgen, die möglichst nah am tribologischen Kontakt erfasst werden sollte (Gehäuse- oder Hochdrucktemperatur). Aufgrund der erheblichen Unschärfe kann eine Temperaturschwelle als Abbruchkriterium nur vergleichend genutzt werden. Wird dieses Kriterium erfüllt, sollte die Belastung sofort verringert, und erst nach einer Abkühlphase wieder gesteigert werden.

Als finales Abbruchkriterium wird ein plötzlicher Reibwertanstieg über einen festgelegten Wert definiert, nach dessen Auftreten die Einheit aller Voraussicht nach einen kapitalen Schaden erlitten hat und eine innere Inspektion unerlässlich ist.

5.2 Betriebliche Betrachtungen

Sollen die tribologischen Kontakte einer Hydraulikpumpe eingelaufen werden, gibt es einige Punkte, die beachtet werden müssen. Aufgrund der Kinematik ist es nicht immer möglich, jeden Kontakt innerhalb einer Pumpe jeweils optimal einlaufen zu lassen. Als Beispiel seien hier die Kontakte Kolbentrommel-Steuerspiegel und Gleitschuh-Schrägscheibe zu nennen. Sowohl die Druckniveaus (Hoch- und Niederbeziehungsweise Gehäusedruck) als auch die Drehzahl weisen für beide Kontakte teilweise gegenläufige Optima auf. Materialkombination sowie Kontaktverhältnisse unterscheiden sich aber, so dass verschiedene Parameter nötig wären. Ähnlich wie der Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel lässt sich der Kontakt Kolben-Buchse einlaufen, da auch dort das Einlaufen durch die Druckstufen geprägt ist. Handelt es sich um eine verstellbare Axialkolbenmaschine, kann die Kolbengeschwindigkeit nicht nur über die Drehzahl eingestellt werden.

Es werden im Folgenden mehrere schematische Vorgehen vorgestellt, mit Hilfe derer es möglich ist, optimale Einlaufparameter auszuwählen und Erkenntnisse über das Verhalten während des Einlaufens zu erhalten.

5.2.1 Schematisches Vorgehen

Im Rahmen dieser Arbeit wurden unterschiedliche empirische Vorgehen untersucht, mit dem Ziel, aus den gewonnenen Erkenntnissen eine maßgeschneiderte Einlaufstrategie abzuleiten. Basierend darauf lassen sich allgemeine Methodiken ableiten, mit Hilfe derer es gelingt, geeignete Einlaufparameter für unterschiedliche Kontakte zu finden. Die Methodik stellt sicher, dass wichtige Faktoren ihren Einfluss finden, was bei einem rein analytischen Vorgehen unmöglich wäre. So gibt es unzählige Parameter um beispielsweise die konstruktiven Eigenheiten des tribologischen Kontaktes zu beschreiben. Die Bandbreite der verwendeten Schmierstoffe (Hydraulikfluide) ist ebenfalls schwer überschaubar.

Mit der in der Folge beschriebenen Vorgehensweise soll es mittels einiger weniger Versuche möglich sein, geeignete Einlaufparameter zu finden. Dabei werden die beiden wichtigsten Faktoren, Flächenpressung und Geschwindigkeit, berücksichtigt.

Stufenweise Erhöhung

Als einfachste Möglichkeit, die Reaktion eines tribologischen Systems auf veränderte Parameter zu analysieren, wird die stufenweise Erhöhung genutzt. Diese Erhöhung

sollte für jeden Parameter (Geschwindigkeit und Flächenpressung) einzeln durchgeführt werden. Die stufenweise Erhöhung hat den Vorteil, dass sich eine Veränderung sehr einfach quantifizieren und damit vergleichen lässt. Abbildung 5.1 zeigt ein Beispiel einer Lasttreppe bei der drei Probekörper der bleihaltigen Referenzlegierung stufenweise von 0,25 MPa bis 3,5 MPa belastet werden. Es ist deutlich erkennbar, dass sich der Reibkoeffizient der drei Scheiben im Bereich der steigenden Lasttreppe unterscheidet.

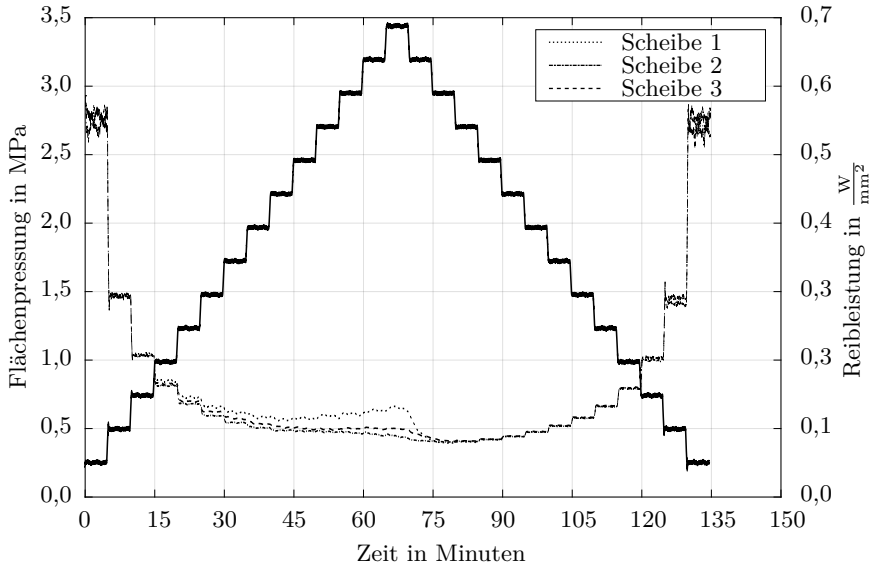


Abbildung 5.1: Treppenverfahren zur Bewertung der Einlaufparameter

Wird die Last im zweiten Teil wieder reduziert, zeigt sich, dass die Verläufe der Reibleistung nun deutlich näher beieinander liegen. Das lässt den Schluss zu, dass die Streuung der Werte nach einem Einlaufvorgang reduziert wird. Um das Einlaufverhalten zu quantifizieren, wird eine neue Größe eingeführt. Der Einlaufquotient $x_{Einlauf}$ bezeichnet das Verhältnis des Reibkoeffizienten vor und nach dem Einlaufvorgang (Formel 5.1).

$$x_{Einlauf} = \frac{\mu_{vor}}{\mu_{nach}} \quad (5.1)$$

Mit Hilfe des Einlaufquotienten lassen sich Einlaufversuche bewerten und untereinander vergleichen. Werte kleiner eins weisen auf eine Reduktion des Reibwertes hin, Werte größer eins sollten vermieden werden.

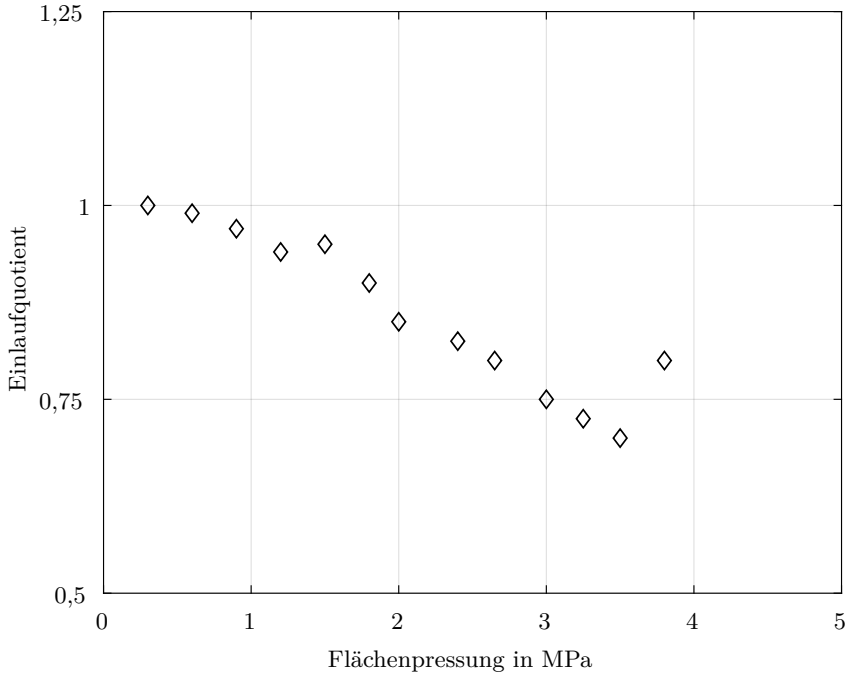


Abbildung 5.2: Einfluss der Flächenpressung auf den Einlaufkoeffizient

Abbildung 5.2 zeigt den Verlauf des Einlaufquotienten als Ergebnis der aufgezeichneten Lasttreppe. Die Flächenpressung stellt den wichtigsten Parameter beim Einlaufen von tribologischen Systemen dar. So wurde bei einer Flächenpressung von 0,25 MPa ein Einlaufquotient von eins erzielt, was bedeutet, dass sich der Reibwert durch das Einlaufen nicht verbessert hat. Wird die Flächenpressung im Versuch weiter gesteigert, sinkt der Einlaufquotient bis zu einem Minimum von 0,7 bei 3,5 MPa. Während Flächenpressungen, die gegen null laufen, in der Praxis keine Relevanz haben, zeigt sich, dass zu hohe Flächenpressungen zu einem Totalausfall durch Adhäsionsverschleiß führen.

Das identische Vorgehen lässt sich mit der Variation der Gleitgeschwindigkeit wiederholen. Abbildung 5.3 zeigt den Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf den Einlaufquotienten der bleihaltigen Referenzlegierung.

Der Einlaufquotient ist für das gesamte betrachtete Geschwindigkeitsfeld kleiner eins, damit verbessert sich das Reibverhalten der tribologischen Paarung stets. Während der Verlauf des Einlaufquotienten im Bereich höherer Geschwindigkeiten gegen

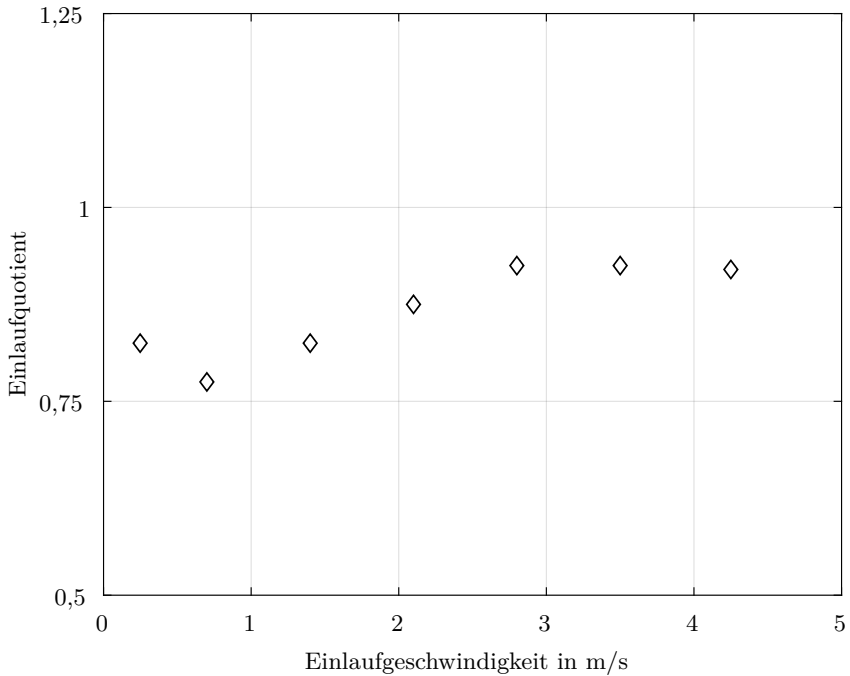


Abbildung 5.3: Einfluss der Einlaufgeschwindigkeit auf den Einlaufkoeffizient

eins strebt, gibt es ein Minimum bei ungefähr 0,7 m/s. Da es bei einer theoretischen Einlaufgeschwindigkeit von 0 m/s zu keiner Relativgeschwindigkeit zwischen den Tribopartnern kommt, liegt der Einlaufquotient bei eins.

Rampenförmige Erhöhung und zeitlicher Einfluss

Da Einlaufvorgänge transient verlaufen, stellen stufenweise Steigerungen immer nur einen Kompromiss zwischen besserer Auswertbarkeit und Geschwindigkeitsvorteil dar. So lässt sich beim Durchlaufen von Rampen der Vergleich zwischen vor- und nach der Rampe darstellen, während sich bei einem stufenartigen Vorgehen auch die unterschiedlichen Stufen vergleichen lassen.

Dabei wurden die in Abbildung 5.4 dargestellten Reibverläufe gemessen. Damit die Versuchsläufe untereinander vergleichbar sind, wurde bei den anderen Steigungen die verbleibende Zeit bis zum Erreichen der 600 s unter der Flächenpressung von 2 MPa gefahren. Um den Einfluss der Rampengeschwindigkeit auf das tribologische

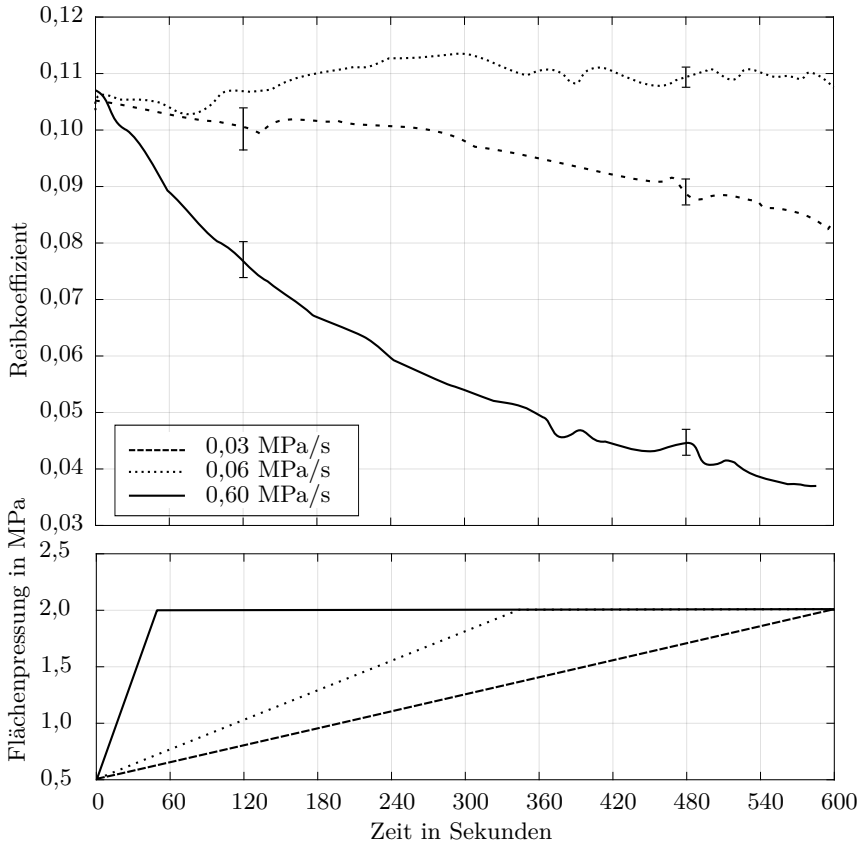


Abbildung 5.4: Zeitlicher Verlauf der Reibkraft unterschiedlicher Krafttrampen

System zu untersuchen, wurden drei Rampen mit unterschiedlichen Flächenpressungen ausgewählt und jeweils fünf mal wiederholt. Dabei wurden Kraftsteigerungen von 0,03 MPa/s und 0,06 MPa/s, als langsam und 0,6 MPa/s als deutlich rascher ausgewählt. Bei der Durchführung mit geringster Rampensteigung ist die Sollflächenpressung von 2 MPa nach 600 s erreicht. Alle Rampen wurden bei einer konstanten Geschwindigkeit von 0,7 m/s durchgeführt. Zu Beginn der Rampen mit steigender Flächenpressung liegt der Reibkoeffizient bei allen Versuchen knapp unterhalb von 0,11. Die Kurve mit der Steigung von 0,03 MPa/s fällt bis auf knapp 0,08 ab. Bei der verdoppelten Rampengeschwindigkeit von 0,06 MPa/s zeigt sich über den Versuchszeitraum von 600 s zwar ein Schwanken, aber kein signifikanter Abfall des Reibkoeffizienten. Die deutlichste Reduktion des Reibwertes findet bei der höchsten

Steigung von 0,6 MPa/s statt, bei welcher der Reibwert auf unter 0,04 sinkt.

5.2.2 Temperatur

Die Temperatur ist eine wichtige Zustandsgröße für hydraulische Systeme und Komponenten. Übliche Fluidtemperaturen in hydraulischen Systemen liegen zwischen 40 °C und 80 °C. Diese Temperatur darf aber keinesfalls mit der Temperatur auf den tribologischen Oberflächen verwechselt werden. Diese liegt wesentlich höher. Die Temperatur wirkt maßgeblich über zwei Mechanismen auf das tribologische System ein. Zum einen ist die Viskosität des Schmierstoffes oft hochgradig temperaturabhängig, typischerweise sinkt die Viskosität mit steigender Temperatur, zum anderen ist die Reaktionsgeschwindigkeit temperaturabhängig (siehe van 't Hoff oder Arrhenius). Zum anderen benötigen viele chemische Reaktionen eine gewisse Aktivierungsenergie oder sind sogar endotherm, sodass sie zur Reaktion Wärmeenergie benötigen. Je nach Temperatur bilden sich unterschiedliche mehr oder weniger erwünschte Reaktionsprodukte aus.

In Abbildung 5.5 ist das Einlaufverhalten einer Triboscheibe über die ersten 600 s mittels Kraframpe dargestellt. Die maximale Flächenpressung von 2 MPa wird nach 420 s erreicht. Der Reibkoeffizient beginnt bei etwa 0,12 und sinkt im Verlauf der Messzeit auf etwa 0,07 ab. Es sind zweimal für das Einlaufen typische Reibspitzen zu sehen. Sowohl die Ölbad-, als auch Kontakttemperatur starten bei 60 °C. Die Kontakttemperatur steigt bis auf über 120 °C an, deutlich getrieben von den Reibwertspitzen. Die Ölbadtemperatur steigt träger auf einen Wert von ungefähr 80 °C.

Die Temperatur des Ölbad es folgt der mittleren Kontakttemperatur und eignet sich damit als einfache Möglichkeit eine Rückmeldung über das Erfolgen der Einlaufvorgänge zu erhalten. Für das Einlaufen eignen sich niedrige Öltemperaturen, da es in den ersten Betriebsminuten aufgrund der Einlaufvorgänge zu einer erhöhten Wärmeentwicklung kommt. Eine niedrigere Öltemperatur sorgt auch dafür, dass der trennende Ölfilm dicker ist, die Stribeckkurve verschiebt sich nach links und der Anteil der Festkörperreibung sinkt.

Obwohl sich manche oberflächenaktive Öladditive wie Zinkdithiophosphat auch thermisch aktivieren lassen, um einen schützenden Phosphorglasbelag zu bilden, kann durch reine Erhöhung der Ölbadtemperatur nicht der gleiche Filmaufbau wie mit zusätzlichem Eintrag von Reibenergie erzielt werden. Um eine Temperaturerhöhung im Reibkontakt zu erreichen, muss die eingebrachte Reibleistung hoch genug sein. Kommt es, wie in Abbildung 5.4 gezeigt, zu unterschiedlich schnell aufgebrachten Kraframpen, ändert sich auch das Temperaturverhalten. Um das zu verdeutlichen, wird der Versuch mit einer anderen Kraframpe wiederholt und

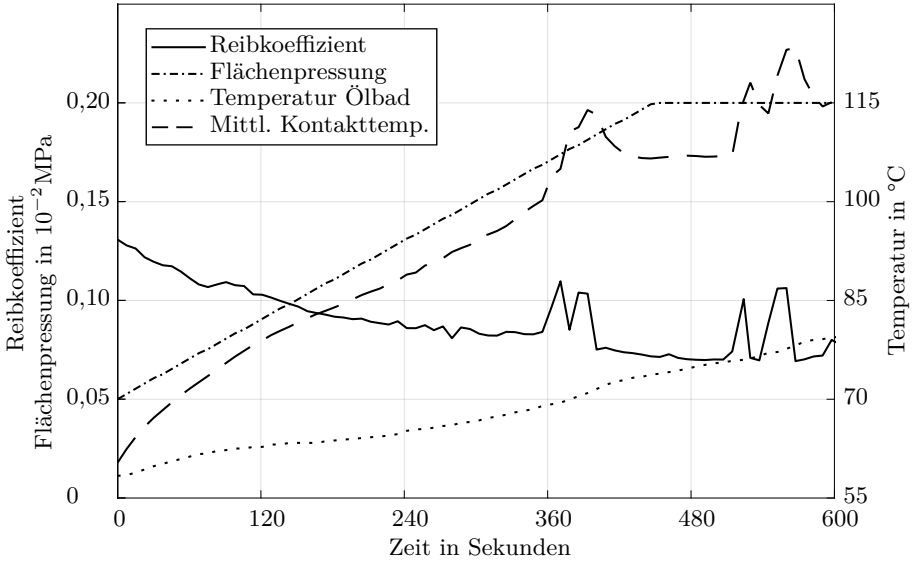


Abbildung 5.5: Flache Krafterampe - Der Temperaturanstieg ist deutlich zu erkennen

die Ölbad- sowie mittlere Kontakttemperaturen gemessen. Verglichen mit der ersten Krafterampe (Abbildung 5.5) ist die zweite Krafterampe deutlich steiler gewählt. Trotz dieser schnelleren Belastung (Abbildung 5.6) reagiert der Kontakt wesentlich weniger ausgeprägt, so dass der Reibwert nur geringfügig sinkt. Der Reibkoeffizient startet mit dem Endwert der letzten Krafterampe und verringert sich im Laufe des Versuchs auf 0,03. Die Kontakttemperatur bleibt unter 80 °C, die Ölbadtemperatur sogar unter 75 °C.

5.2.3 Reibleistung

Ein wichtiger Parameter ist die in die Oberfläche eingebrachte Reibleistung. Gleichzeitig kann die Reibleistung pro Fläche einfach verglichen werden, um unterschiedliche tribologische Kontakte miteinander vergleichen zu können. Als typisch haben sich bei geschmierten, hydraulischen Kontakten im Rahmen dieser Arbeit Werte zwischen 0,12 und 0,48 W/mm² (im Tribometerversuch) sowie 0,14 und 2,1 W/mm² (im Aggregatversuch) ergeben. Die jeweils erreichten Werte finden sich in Tabelle 4.2 und Tabelle 4.6.

In Abhängigkeit von Material und Oberflächenbearbeitung wirkt sich die Reibleistung unterschiedlich auf den Verlauf des Reibkoeffizienten aus. Neben den, in

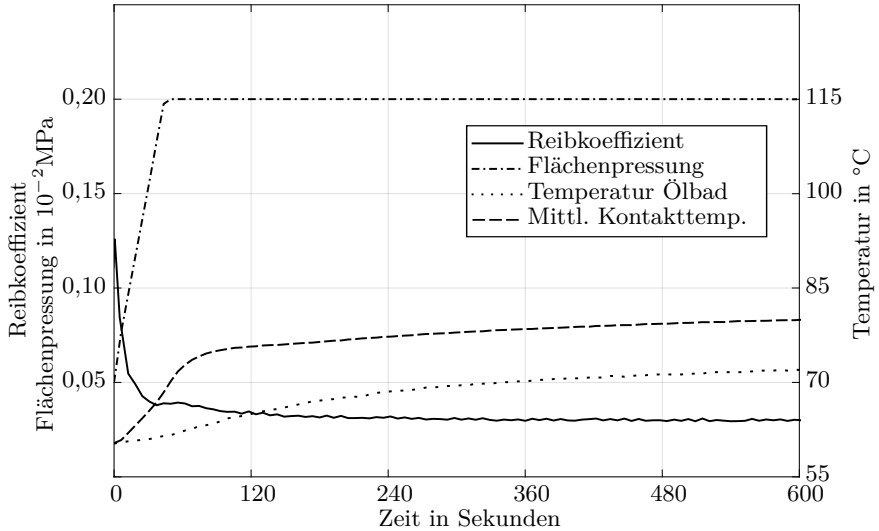


Abbildung 5.6: Steile Kraftrampe - Reibkoeffizient und Temperatur nach dem Einlaufen

den oben genannten Tabellen dargestellten, Werten wie mittlere Reibleistung und Reibarbeit ist aber auch der Verlauf der Reibleistung über die Einlaufzeit von hohem Interesse.

In Abbildung 5.7 wird eine ausgewählte Tribopaarung mit unterschiedlich steilen Kraftrampen belastet und die entstehenden Reibleistungen über die Einlaufzeit aufgetragen. Wird die Kraft mit $0,6 \text{ MPa/s}$ schnell gesteigert (durchgezogene Linie), steigt die Reibleistung annähernd linear von $0,26 \text{ W/mm}^2$ bis $0,6 \text{ W/mm}^2$ an. Wird die Kraft langsamer mit $0,06 \text{ MPa/s}$ gesteigert, steigt die Reibleistung innerhalb der ersten Minute sprunghaft von $0,15 \text{ W/mm}^2$ bis $0,65 \text{ W/mm}^2$ an. Bis zum Ende des Versuches nach zehn Minuten, bleibt die Reibleistung unverändert oberhalb von $0,6 \text{ W/mm}^2$ (gepunktete Linie).

Anders verhält sich der Verlauf der Reibleistung, wenn die Steigung der Kraftrampe weiter auf $0,03 \text{ MPa/s}$ reduziert wird (gestrichelte Linie). Dort steigt die Reibleistung zuerst annähernd linear von $0,15 \text{ W/mm}^2$ bis $0,55 \text{ W/mm}^2$ bei 330 Sekunden an, um dann wieder linear auf $0,5 \text{ W/mm}^2$ zum Ende der Versuchszeit abzufallen.

Da sich der Reibwert μ nur wenig verändert, sind die Normalkraft und Winkelgeschwindigkeit die beiden Treiber um Reibleistung in einen Kontakt einzubringen.

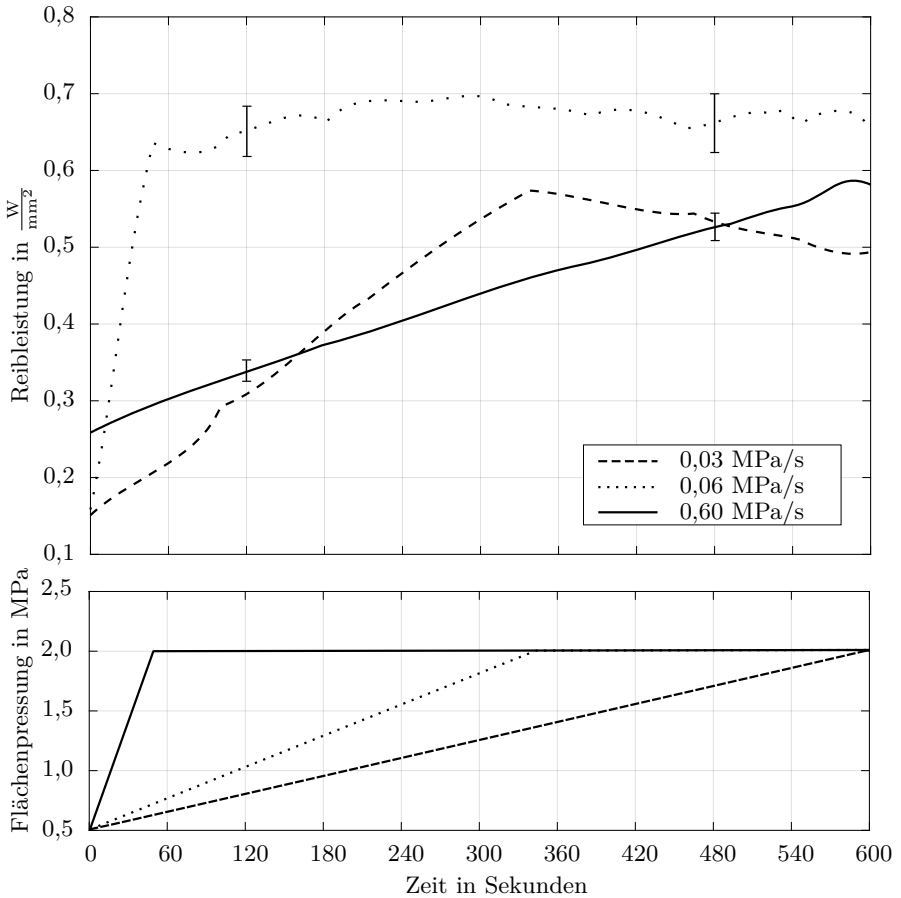


Abbildung 5.7: Zeitlicher Verlauf der Reibleistung unterschiedlicher Krafttrampen

5.3 Technische Betrachtungen

Wurde der Fokus bisher auf den Einfluss der sich während des Betriebes veränderlichen Parameter gelegt, sollen in diesem Kapitel die technischen Einflussgrößen der verwendeten Materialien und Fluide auf das Einlaufverhalten diskutiert werden. Zu Beginn der Untersuchungen wurden mehrere unterschiedliche Axialkolbenmaschinen geometrisch vermessen und deren Restflächenpressung und der Entlastungsgrad bestimmt (Abbildung 3.2). Als Restflächenpressung wird dabei die theoretische Flächenpressung bezeichnet, welche nicht durch den hydrostatischen Druckaufbau

kompensiert wird. Diese Restflächenpressung wird je nach Betriebszustand durch hydrodynamische Effekte weiter reduziert, wobei ein Restanteil immer als Festkörperkontakt übertragen wird und zu Verlusten und Verschleiß führt. Die Mehrzahl der untersuchten Steuerspiegel erreichte dabei Werte von 1 bis 2,0 MPa. Die erlaubte Flächenpressung nimmt zu aktuelleren Verdrängermodellen hin zu. Extrem niedrige Restflächenpressungen steigern zwar theoretisch die Lebensdauer, führen aber auch zu höheren Leckagewerten und aufgrund höherer Spaltweiten zu einer erhöhten Taumelbewegung der Bauteile.

Mit der weit verbreiteten bleihaltigen Legierung CuZn40Al2Mn2Si kommt typischerweise ein mit 160 HBW relativ weicher Werkstoff zum Einsatz. Was in der Bearbeitung zu einer Kostensenkung führt, sorgt beim Betrieb der Verdrängereinheiten bei hohen Drücken für Stabilitätsprobleme, so dass teilweise Bimetallmaterialien mit zusätzlicher Stahlverstärkung eingesetzt werden. Vergleicht man den Verlauf des Reibwertes über ein Geschwindigkeitsband fällt auf, dass nur eine geringe Abhängigkeit zwischen der gewählten Oberflächenbearbeitung sowie der Rauheitsklasse und dem erzielten Reibwert besteht. Dieser Effekt tritt verstärkt bei hohen Geschwindigkeiten auf und sorgt für ein vergleichsweise gutmütiges Verhalten was die Wahl und die Toleranz der Oberflächen angeht. Im Vergleich zu der bleifreien Sondermessinglegierung weisen die untersuchten Bleifreilegierungen deutliche Unterschiede in Härte und Struktur auf. So erstreckt sich die Härte von 130 ... 233 HBW (Tabelle 3.3). In Bezug auf höhere Fluidrücke bieten sich die härteren Materialien an, da teilweise auf eine stützende Stahlschicht verzichtet und damit eine Kostensenkung erreicht werden kann. Im Gegensatz zur bleihaltigen Legierung weisen die bleifreien Materialien eine höhere Abhängigkeit der Oberfläche auf das Reibverhalten auf. Insbesondere bei den harten Vertretern konnten sehr feine Oberflächen mit im Vergleich zum bleihaltigen Material geringeren Reibwerten überzeugen.

5.3.1 Materialeigenschaften

Materialeigenschaften spielen bei den verwendeten Gleitlagermaterialien eine besonders wichtige Rolle. Während es an dieser Stelle schwer ist, Wechselwirkungen zwischen Metalloberfläche und Schmierstoffadditiv beziehungsweise deren direkte Auswirkungen auf das Reibverhalten zu analysieren, sollen hier nur einige grundlegende Erkenntnisse aufgegriffen werden. Am deutlichsten zeigt sich die Abhängigkeit der Materialeigenschaften auf das Reibverhalten, wenn der Kontakt annähernd ohne Schmierung betrieben wird. Das ist bei Betrieb in der Grenzreibung der Fall, bei dem fast alle Reibung auf Festkörperreibung zurückzuführen ist. Es zeigte sich, dass die Wahl des Materials den größten Einfluss auf den anfänglichen Reibkoeffizienten hat. Neben der Ölwahl hat das verwendete Material den zweitgrößten Einfluss auf den Verschleißkoeffizienten.

5.3.2 Oberflächenbearbeitung

Sowohl Läppen als auch Feinschleifen werden heute als Oberflächenbearbeitung eingesetzt. Während das Läppen den Vorteil bietet, dass Teile paargeläppt werden können und sich damit fertigungsbedingte Toleranzen gegenseitig ausgleichen können, sind die Nachteile von paargeläppten Teilen die fehlende Flexibilität und die erhöhten Kosten, da zwingend eine Eins-zu-eins-Bindung zwischen den Teilen herrschen muss. Neben paargeläppten Bauteilen bietet sich das Läppen auch für die Fertigung von ebenen Kontakten an. Der Läppprozess selbst basiert auf viel Erfahrungswissen und damit ist es oft eine Frage der Erfahrung, welche Parameter (Korngröße, Hersteller des Läppmittels, Prozesszeit, Geschwindigkeit, Gewicht) benötigt werden um homogene Ergebnisse oder spezielle Rauheitskennwerte wiederholbar zu erreichen. Ein großer Vorteil von geläppten Oberflächen ist sicherlich die Isotropie der erzeugten Oberflächen. Das Feinschleifen stellt einen einfacheren Prozess dar, welcher meist günstiger ist. Die Nachteile sind die Beschränkung auf ebene Bauteile und die stets erkennbaren Schleifriefen, welche den Druckaufbau aufgrund der Flussfaktoren beeinflussen können.

Die experimentellen Untersuchungen in Kapitel 4 zeigen, dass keines der Bearbeitungsverfahren per se schlechter geeignet ist. Vielmehr ist die Wahl der Oberflächenbearbeitung abhängig von der Pumpenkonstruktion, dem bereits vorhandenen Know-How sowie der verwendeten Sondermessinglegierung. Generell ist hier der Ansatz der Wirtschaftlichkeit anzusetzen. Wenn das Ziel, eine lauffähige Einheit zu fertigen, auch mit rauer und damit häufig auch kostengünstiger herstellbaren Oberfläche möglich ist, sollte diese gewählt werden.

5.3.3 Übertragbarkeit auf andere Kontakte

In dieser Arbeit wurden Versuche am Kontakt Kolbentrommel-Steuer Spiegel marktüblicher Axialkolbenmaschinen durchgeführt. Diese Pumpenart wird häufig in der Hydraulik genutzt um aus mechanischer Energie hydraulische Energie zu wandeln. Trotzdem sind die hier durchgeführten Versuche sowie die gewonnenen Erkenntnisse nicht nur auf hydraulische Verdrängereinheiten beschränkt. Sie lassen sich generell auf eine Vielzahl von mechanischen Systemen, insbesondere auf Systeme mit hohen flächigen Belastungen übertragen. Lässt man hydraulikuntypische Kontakte wie die Längsverzahnungen auf Triebwelle und Kolbentrommel sowie die Wälzlager außen vor, treten nur flächige Kontakte in Axialkolbenmaschinen auf. Der Kontakt zwischen Gleitschuh und Schwenkwaage ist in vielerlei Hinsicht mit dem Kontakt Kolbentrommel-Steuer Spiegel vergleichbar. Beide Kontakte erfahren unterschiedliche Druckkräfte und sind zu über 90 % hydrostatisch entlastet. Während die Kolbentrommel eine ausschließliche Rotationsbewegung vollführt, wird beim Gleitschuhkontakt zusätzlich eine translatorische Bewegung durchgeführt.

Häufig erlauben Hydraulikpumpen nicht nur den Pump- sondern auch den Motorbetrieb, da es eine reine Frage der Vektorrichtung ist. Tribologisch gesehen ändern sich im Motorbetrieb jedoch einige wichtige Annahmen, so dass ein Tribokontakt, welcher gute Leistung in einer Pumpe zeigt, nicht automatisch auch für den Motorbetrieb geeignet ist. Während Pumpen üblicherweise lastlos anlaufen und sich der Druck erst mit der Zeit aufbaut, müssen Motoren oft gegen das volle Drehmoment andrehen. Auf tribologischer Skala kommt es also bei jedem Anfahrvorgang zu Grenzreibung. Das bedeutet, dass zu Beginn der Bewegung noch nicht ausreichend Drucköl für die Entlastung der hydrostatischen Kompensationen anliegt.

Tribologisch gesehen gibt es sehr ähnliche Anforderungen an Kontakte in Schrägscheibenmaschinen und Schrägachsenmaschinen. Der Hauptunterschied ist die Trennung zwischen Normal- und Querkraft am Kolben-Gleitschuhgelenk durch das Kugelgelenk. Während bei Schrägachsenmaschinen ein einzelner Gleitschuh verwendet wird, der sämtliche Kolbenkräfte aufnimmt und die Querkraft radial ans Gehäuse abgibt. Es handelt sich in beiden Fällen um flächige, teilentlastete Kontakte. Die Geometrie des Kolbentrommel-Steuer Spiegel-Kontaktes ist identisch.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde zum einen der Einfluss des verwendeten Sondermessings sowie der Einfluss der Oberflächenbearbeitung untersucht. Der Fokus wurde dabei auf das Einlauf- beziehungsweise tribologische Verhalten unterschiedlicher bleifreier Materialien im Vergleich zu einer bleihaltigen Referenzlegierung gelegt. Bei der Wahl der richtigen Einlaufprozedur müssen im ersten Schritt die Ziele abgesteckt werden. Soll die Verdrängereinheit in allen Betriebsbereichen bereits einen maximalen Wirkungsgrad erreichen, oder reicht es wenn die Einheit sicher funktioniert und der restliche Einlauf kann im Feldeinsatz erfolgen?

Die Aufbereitung des Standes der Technik zeigt, dass der Einlaufprozess Gegenstand zahlreicher Forschungsarbeiten ist. Während nur wenige Arbeiten überhaupt ein Schema für ein Einlaufen anbieten, handelt es sich dabei oftmals um Untersuchungen im Labormaßstab, welche nur schwer auf reale Anwendung in hydraulischen Anwendungen übertragen werden können.

Zur Erprobung des Konzeptes wurde ein abstrahierter Scheibe-Scheibe-Prüfstand aufgebaut, welcher den flächigen Kontakt zwischen Kolbentrommel und Steuerspiegel abbildet. Für diesen Prüfstand wurden Probekörper aus unterschiedlichen Sondermessingmaterialien hergestellt und mit verschiedenen Oberflächen versehen. So wurden geläppte und feingeschliffene Oberflächen jeweils in einer feinen und einer groben Ausprägung verglichen. Beide Verfahren kommen bei der Fertigung typischerweise zum Einsatz.

Um das Einlaufverhalten zu untersuchen, wurde ein kombinierter Mess- und Prüfzyklus durchfahren, der Kontaktdruck- und Geschwindigkeit variiert. Die Resultate dieser Messreihen zeigen, dass sich das initiale Reibverhalten zwischen den untersuchten Legierungen und Oberflächen deutlich unterscheidet. Es zeigte sich, dass die untersuchte bleihaltige Referenzlegierung wesentlich störungsresistenter gegen den Einfluss der Oberflächenrauheit ist, als es die vergleichend untersuchten bleifreien Legierungen sind. Nichtsdestotrotz erreichen die bleifreien Vertreter bei passender Wahl der Oberflächenbearbeitung sogar teilweise bessere Reibwerte. Diese Ergebnisse zeigen, dass tribologische Kontaktpartner nicht einfach ausgetauscht, sondern umfangreiche Voruntersuchungen durchgeführt werden müssen. Prinzipiell hängt vor allem der Grenzreibwert von Oberflächengüte und Materialwahl ab, da sich in diesem Betriebspunkt nur ein minimaler Ölfilm ausbildet, der es nicht vermag die Oberflächen im Kontakt zu trennen. Mit den Ergebnissen der tribologischen Untersuchung zeigt sich, dass Einlaufsequenzen Energie benötigen. Dieser Energiebedarf ist in erster Linie von Material und Oberfläche abhängig. Die während des Einlaufens dissipierte Energie bietet ein sehr gut geeignetes Unterscheidungsmerkmal für die Bewertung des Einlaufprozesses.

Um die Ergebnisse des abstrahierten Prüfstandes zu validieren, wurde ein Aggregatprüfstand konstruiert und am ifas in Betrieb genommen, der Einlauf- und Wirkungsgraduntersuchungen an realen Axialkolbenmaschinen erlaubt. Die Prüfung der neuen Konfiguration im Aggregatprüfstand zeigt, dass die mittels des abstrahierten Prüfstandes gewonnenen Erkenntnisse auch in der realen Anwendung erzielt werden. Zusätzlich zu den Reibwertverläufen kann im Aggregatversuch auch der Einfluss des Einlaufens auf den volumetrischen Wirkungsgrad untersucht, und damit Rückschlüsse auf die Geometrie der Oberflächen gezogen werden. Mit Wirkungsgraddiagrammen stehen weiterhin gut vergleichbare und in der Technik anerkannte Diagramme zum Vergleich zur Verfügung.

Die Einflüsse der untersuchten Parameter wie Materialien, Fluide, Oberflächenbearbeitung und Oberflächenfeinheit wurden zum einen mittels klassischer statistischer Methoden und zum anderen mittels durch künstliche Intelligenz erstellter Entscheidungsbäume untersucht. Es zeigt sich, dass sowohl feingeschliffene als auch geläppte Oberflächen prinzipiell für tribologische Kontakte innerhalb von Hydraulikpumpen geeignet sind. Weiterhin wurde gezeigt, dass sich das Einlaufverhalten zwischen gröberen (also oftmals kürzer bearbeiteten) und feineren (länger bearbeiteten) Oberflächen unterscheidet. Feiner bearbeitete Oberflächen laufen schneller ein, gröbere Oberflächen benötigen eine längere Zeit zum Einlaufen, sind dann aber ebenfalls geeignet. Eine Reduzierung der Oberflächenqualität bei der Fertigung ist prinzipiell möglich und muss gegebenenfalls mit einem veränderten Einlaufprozess kombiniert werden.

Die Frage, wie lange ein Kontakt benötigt um vollständig eingelaufen zu sein, wird wohl stets diskutiert werden. Für den Hersteller in Garantiestellung ist aber vielmehr die Frage relevant, wie viel Einlaufsequenz eine Einheit durchlaufen haben muss, damit sie nach Auslieferung zum Kunden ihre gewünschte Funktion erfüllt. Geht man davon aus, dass innerhalb der ersten zehn Betriebsstunden noch messbare Veränderung im Laufverhalten von Axialkolbenmaschinen auftreten, sind diese aber spätestens nach einer Stunde so gering, dass sie nicht mehr als praktisch relevant betrachtet werden. Es konnte gezeigt werden, dass eine optimierte Einlaufsequenz von zehn Minuten ausreichend ist, um den sicheren Betrieb der Einheit zu gewährleisten. Dieser Wert stellt aber keine Untergrenze dar, betrachtet man die Entwicklung der Reibkoeffizienten während der ersten Betriebsminuten, kann festgestellt werden, dass die wichtigsten Änderungen bereits nach etwa drei Minuten abgeschlossen sind. Dieser Zeitraum ist bei guter Wahl der Einlaufparameter ausreichend, sodass die Einheiten direkt im Anschluss auch mit Maximalleistung belastet werden können.

Die Wirkungsgraduntersuchungen zeigten eine Abhängigkeit zwischen der gewählten Einlaufgeschwindigkeit und dem erreichten Wirkungsgrad bei Durchlaufen eines Pumpenkennfeldes. Die Steigerung des Wirkungsgrades betrug bis zu vier Prozent. Dieser Unterschied im Wirkungsgrad bleibt auch nach einem Betrieb von einer Stun-

de Dauer erhalten. Inwiefern sich der Wirkungsgrad während der Lebensdauer von bis zu 10.000 Stunden verändert, konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht werden.

Die passenden Einlaufstrategien mit der Unterscheidung zwischen Grob- und Feinlaufen bieten für Hersteller das Potential, am Ende der Fertigung mit nur 5 % der Arbeit für den Einlaufprozess auszukommen und den restlichen Einlaufprozess energetisch auf den Kunden auszulagern. Um ein rasches Einlaufen der Kontakte gewährleisten zu können, sollte die Belastung zügig gesteigert werden. Das oftmals praktizierte drucklose Einlaufen mag Luftblasen aus dem System fördern, wirkt sich auf die tribologischen Kontakte jedoch negativ aus. Zu Beginn des Einlaufens sollte die Drehzahl möglichst gering gewählt werden, da sie einen guten Stellmechanismus für die eingebrachte Reibleistung darstellt und gerade zu Beginn Rauheitsspitzen kritisch auf hohe Relativgeschwindigkeiten reagieren. Während des Betriebs sollte die Geschwindigkeit bis zur Maximaldrehzahl erhöht werden, da die Einlaufprozesse geschwindigkeitsabhängig ablaufen. Generell führt eine höhere Einlaufgeschwindigkeit zu geringeren Oberflächenrauheiten, während ausschließlich bei geringen Geschwindigkeiten eingelaufene Kontakte eine höhere Rauheit aufweisen. Das Einlaufen bei einer geringeren Öltemperatur erhöht die Sicherheit gegenüber eines lokalen Zusammendrückens des Schmierfilmes durch Vergrößerung der Spaltweite.

Wirtschaftlich betrachtet ist das Einlaufen mehr als ein nötiges Übel der Komponente vor der Lieferung an den Kunden. Zum einen soll sichergestellt sein, dass der Kunde ein Produkt mit den im Vorhinein zugesicherten Eigenschaften erhält. Aus dieser Forderung ergibt sich, dass zumindest die grobe Einlaufphase beim Hersteller durchlaufen werden sollte. Jede weitere Einlaufzeit muss kritisch hinterfragt werden, da End-of-Line Prüfstände, auf denen eine Einlaufsequenz durchlaufen werden kann, eine begrenzte Ressource darstellen und hohe Aufwände bedeuten. Zum anderen soll ein möglichst hoher Wirkungsgrad erreicht werden, da dieser ein wichtiges Kriterium und ein Unterscheidungsmerkmal zu Konkurrenzherstellern darstellt. Insgesamt ist der ganzheitliche Ansatz zur Untersuchung des Kontaktes zwischen Kolbentrommel und Steuerspiegel der Weg zu weiteren Verbesserungen, die zu einer höheren Effizienz bei der Aufrechterhaltung eines stabilen Betriebs unter allen Betriebsbedingungen führen. Durch die Anwendung der in dieser Arbeit beschriebenen Prinzipien kann ein verbessertes Verfahren für das Einlaufen dieses Kontaktes entwickelt werden, das die kostenspielige Einlaufzeit reduziert.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Zeitlicher Verlauf der Bleikonzentration in menschlichem Blut mit den EC Maßnahmen /Tre20/	3
1.2	Schematischer Ablauf des Vorgehens	5
2.1	Zahnradmaschinen in Außenbauweise (links) und Innenbauweise (rechts)	9
2.2	Radialkolbenmaschinen mit äußerer Abstützung (links) und innerer Abstützung (mitte) sowie Reihenkolbenmaschine (rechts) nach Ivantysyn /Iva93/	12
2.3	Axialkolbenmaschinen in Taumelscheiben- (links), Schrägscheiben- (mitte) sowie Schrägachsenausführung (rechts) nach Ivantysyn /Iva93/	13
2.4	Schnittdarstellung einer Axialkolbenmaschine in Schrägscheibenbauweise mit den Haupttribokontakten	15
2.5	Draufsicht auf den Steuerspiegel (links) mit Druckaufbau über den Drehwinkel (rechts, vgl. /Iva93/)	16
2.6	Tribotechnische Systeme mit tribologischer Größenordnung ergänzt um dem Kontakt Kolbentrommel-Steuespiegel (gestrichelt) /Czi15/ .	20
2.7	Stribeckkurve geschmierter Systeme nach Czichos /Czi15/	21
2.8	Zeitliche Übersicht über die Entwicklung von Öladditiven nach /Spi04/	24
2.9	Tribologischer Schichtaufbau nach Burghardt /Bur15/	29
2.10	Abgrenzung Adhäsion und Abrasion, optimaler Betriebspunkt /Kra69/	36
2.11	Grafische Darstellung Abbott aus Tastprofil mit <i>Rpk</i> und <i>Rvk</i> /DIN98/	38
2.12	Vergleich von Rauheitsstrukturen mit unterschiedlichen Gammawerten nach Patir und Cheng /Pat78/	41
2.13	Einlauf bei (a) Niederdruck und (b) Hochdruck /Sch12/	44
2.14	Entscheidungsbaum mit Ursprungsknoten und mehreren Verzweigungen	51
2.15	Aufbau des Random Forest Modells	52
3.1	Restflächenpressung und Kontaktgeschwindigkeiten im Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel für einige industrietypische Axialkolbenmaschinen . . .	54
3.2	Mikroskopische Aufnahmen der Sondermessinglegierungen mit Referenz (oben), Rand (links) Kern (rechts)	57
3.3	Mikroskopische Aufnahmen der Sondermessinglegierungen, Rand (links) Kern (rechts)	58
3.4	Probenmatrix	59
3.5	Exemplarische Höhenbilder der untersuchten Oberflächen: a) geläppt fein, b) geläppt grob, c) feingeschliffen fein, d) feingeschliffen grob .	61

3.6	Abbottkurven mit bleihaltigen (oben) und bleifreien Legierungen . . .	62
3.7	Abbottkurven der bleifreien Legierungen	63
3.8	Vergleich der PSD von den verschiedenen Oberflächenbearbeitungen	64
4.1	Detailansicht der Tribometerkammer	68
4.2	Druck- und Scherflussfaktoren berechnet aus zehn Messungen auf einem Probekörper	70
4.3	Flussfaktoren bei 2 MPa in x und y-Richtung zu unterschiedlichen Einlaufzeitpunkten	72
4.4	Schematischer Ablauf bei der Erfassung des Einlaufens	73
4.5	Initiale Stribeckkurve der CuZn40Al2MnSi-Legierung	74
4.6	Zehnminütiges Einlaufen der CuZn40Al2MnSi-Legierung	75
4.7	Initiale Stribeckkurve der CuZn36Mn3Al2Si1Sn-Legierung	76
4.8	Zehnminütiges Einlaufen der CuZn36Mn3Al2Si1Sn-Legierung	77
4.9	Kombinierte Vermessung der CuZn28Al4Ni3Si1Mn-Legierung	78
4.10	Initiale Stribeckkurve der CuZn32Al3Mn2NiSi-Legierung	79
4.11	Zehnminütiges Einlaufen der CuZn32Al3Mn2NiSi-Legierung	80
4.12	Kombinierte Vermessung der CuZn30Al2Mn2Ni1FeSiSn-Legierung	81
4.13	Darstellung des mit Thermoelementen präparierten Stators	83
4.14	Temperaturverteilung über den Radius bei langsamer Lastaufprägung	84
4.15	Temperaturverteilung über den Radius bei schneller Lastaufprägung	84
4.16	Mittlere Reibwerte der Triboscheibenversuche per Boxplot	85
4.17	Verschleißkoeffizienten der Triboscheibenversuche per Boxplot	86
4.18	Einfluss der Parameter auf die Probertemperatur der 2. Stribeckkurve	90
4.19	Einfluss der Parameter auf den Verschleißkoeffizienten	91
4.20	Vergleich der uneingelaufenen (links) und eingelaufenen (rechts) Probe	92
4.21	Schaltplan des Wirkungsgradprüfstandes	95
4.22	Ablauf der Messungen mit den Prüfpumpen	96
4.23	Stribeckkurve vor bzw. nach einem einstündigen Betrieb bei einem Einlauf von 0,7 m/s	98
4.24	Stribeckkurve vor bzw. nach einem einstündigen Betrieb bei einem Einlauf von 2,5 m/s	99
4.25	Stribeckkurve vor bzw. nach einem einstündigen Betrieb bei einem Einlauf von 13 m/s	100
4.26	Wirkungsgradkennfeld vor bzw. nach einem einstündigen Betrieb bei einem Einlauf von 0,7 m/s	101
4.27	Wirkungsgradkennfeld vor bzw. nach einem einstündigen Betrieb bei einem Einlauf von 2,5 m/s	102
4.28	Wirkungsgradkennfeld vor bzw. nach einem einstündigen Betrieb bei einem Einlauf von 13 m/s	103

4.29	Wirkungsgradkennfelder nach Betrieb für 0,7 m/s, 2,5 m/s und 13 m/s	104
4.30	Abbottkurven der eingelaufenen Kolbentrommeln	105
5.1	Treppenverfahren zur Bewertung der Einlaufparameter	109
5.2	Einfluss der Flächenpressung auf den Einlaufkoeffizient	110
5.3	Einfluss der Einlaufgeschwindigkeit auf den Einlaufkoeffizient	111
5.4	Zeitlicher Verlauf der Reibkraft unterschiedlicher Kraftrampen . . .	112
5.5	Flache Kraftrampe - Der Temperaturanstieg ist deutlich zu erkennen	114
5.6	Steile Kraftrampe - Reibkoeffizient und Temperatur nach dem Einlaufen	115
5.7	Zeitlicher Verlauf der Reibleistung unterschiedlicher Kraftrampen . .	116

Tabellenverzeichnis

2.1	Ausgewählte Untersuchungen an Axialkolbenmaschinen	14
2.2	Untersuchungen zur Temperatur im Spalt Kolbentrommel-Steuerspiegel	17
2.3	Berechnungsmodelle der Flächenpressung im Spalt Kolbentrommel- Steuerspiegel	18
2.4	API-Kategorien der Grundöle nach /Mic19/	23
2.5	Übersicht der wichtigsten Additivgruppen	23
2.6	Übersicht über die Normen zu Einlaufprozeduren	45
3.1	Eigenschaften der verwendeten Hydrauliköle nach Herstellerdatenblatt	55
3.2	Metallografische Eigenschaften der Sondermessinglegierungen	55
3.3	Gemittelte Rauheitsparameter der gefertigten Probekörper	60
4.1	Technische Spezifikationen des Scheibe-Scheibe-Tribometers	67
4.2	Reib- und Verschleißwerte der getesteten Materialkombinationen (Fluid A)	82
4.3	Ermittelte ANOVA F-Werte für die Familie der statistischen Tests	87
4.4	Relative Merkmalsbedeutung abgeleitet aus den Trainingsdaten	88
4.5	Relative Fehler bei der Datenauswertung mittels Random Forest	88
4.6	Untersuchte Einlaufvarianten an Kolbentrommel-Steuerspiegel (Fluid A)	94

Literatur

- /Abb33/ Abbott, E. J. und Firestone, F. „Specifying surface quality: a method based on accurate measurement and comparison“. In: *Mechanical Engineering* 55 (1933), S. 569–572.
- /Abd07/ Abdi, H. „The Bonferonni and Šidák Corrections for Multiple Comparisons“. In: *Encyclopedia of measurement and statistics* 3 (Jan. 2007).
- /Alm11/ Almqvist, A.; Fabricius, J.; Spencer, A. und Wall, P. „Similarities and Differences Between the Flow Factor Method by Patir and Cheng and Homogenization“. In: *Journal of Tribology* 133.3 (2011). DOI: 10.1115/1.4004078.
- /API21/ API - American Petroleum Institute *API 1509 - Engine Oil Licensing and Certification System*. 2021.
- /Arc53/ Archard, J. F. „Contact and Rubbing of Flat Surfaces“. In: *Journal of Applied Physics* 24.8 (1953), S. 981–988. ISSN: 0021-8979. DOI: 10.1063/1.1721448.
- /Bat86/ Batchelor, A. W.; Stachowiak, G. W. und Cameron, A. „The relationship between oxide films and the wear of steels“. In: *Elsevier Sequoia* (1986), S. 203–223.
- /Beb03/ Bebber, D. T. van „PVD-Schichten in Verdrängereinheiten zur Verschleiß- und Reibungsminimierung bei Betrieb mit synthetischen Estern“. Dissertation. Aachen: RWTH Aachen University, 2003.
- /Bel14/ Bell, J. *Machine Learning*. Indianapolis, IN, USA: John Wiley & Sons, Inc, 2014. ISBN: 9781119183464. DOI: 10.1002/9781119183464.

- /Ber08/ Bergada, J. M.;
Watton, J. und
Kumar, S. „Pressure, Flow, Force, and Torque Between the Barrel and Port Plate in an Axial Piston Pump“. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 130.1 (2008). ISSN: 0022-0434. DOI: 10.1115/1.2807183.
- /Ber10/ Berlet, P.;
Dienwiebel, M.
und Scherge, M. „The effect of sample finishing on the tribology of metal/metal lubricated contacts“. In: *Wear* 268.11-12 (2010), S. 1518–1523. ISSN: 00431648. DOI: 10.1016/j.wear.2010.02.030.
- /Ber12/ Bergada, J. M.;
Davies, D. L.;
Kumar, S. und
Watton, J. „The effect of oil pressure and temperature on barrel film thickness and barrel dynamics of an axial piston pump“. In: *Meccanica* 47.3 (2012), S. 639–654. ISSN: 0025-6455. DOI: 10.1007/s11012-011-9472-7.
- /Bhu13/ Bhushan, B. *Introduction to tribology*. Second edition. Tribology series. Chicheste, West Sussex, United Kingdom: Wiley, 2013. ISBN: 9781118403228.
- /Bla05/ Blau, P. J. „On the nature of running-in“. In: *Tribology International* 38.11-12 (2005), S. 1007–1012. ISSN: 0301679X. DOI: 10.1016/j.triboint.2005.07.020.
- /Bla09/ Blau, P. J. und
Jolly, B. C. „Relationships Between Abrasive Wear, Hardness, and Grinding Characteristics of Titanium-Based Metal-Matrix Composites“. In: *Journal of Materials Engineering and Performance* 18.4 (2009), S. 424–432. ISSN: 1059-9495. DOI: 10.1007/s11665-008-9227-3.
- /Bla81/ Blau, P. J. „An investigation of the unlubricated friction and wear break-in behavior of a dual-phase steel“. In: *Wear* 72.1 (1981), S. 67–80. ISSN: 00431648. DOI: 10.1016/0043-1648(81)90284-2.
- /Bla87/ Blau, P. J. „A Model for Run-In and Other Transitions in Sliding Friction“. In: *Journal of Tribology* 109.3 (1987), S. 537–543. DOI: 10.1115/1.3261499.

-
- /Böi77/ Böinghoff, O. „Untersuchungen zum Reibungsverhalten der Gleitschuhe in Schraegscheiben-Axialkolbenmaschinen“. Dissertation. Düsseldorf, 1977.
- /Brä07/ Bräckelmann, U. „Reibung, Steifigkeit und Dämpfung in Schrägscheiben-Axialkolbenpumpen und -motoren“. Dissertation. Ruhr-Universität Bochum, 2007.
- /Bra65/ Brangs, E. „Über die Auslegung von Axialkolbenpumpen mit ebenem Steuerspiegel“. Dissertation. Aachen: RWTH Aachen University, 1965.
- /Bra82/ Braun, A. L. „Porous bearings“. In: *Tribology International* 15.5 (1982), S. 235–242. ISSN: 0301679X. DOI: 10.1016/0301-679x(82)90074-3.
- /Bre07/ Breuer, D. *Reibung am Arbeitskolben von Schrägscheibenmaschinen im Langsamlauf*. Bd. 47. Reihe Fluidtechnik. Aachen: Shaker, 2007. ISBN: 978-3-8322-6505-2.
- /Bre84/ Breiman, L.; Friedman, J.; Stone, C. und Olshen, R. *Classification and Regression Trees*. Taylor & Francis, 1984. ISBN: 9780412048418.
- /Bur15/ Burghardt, G.; Wächter, F.; Jacobs, G. und Hentschke, C. „Influence of run-in procedures and thermal surface treatment on the anti-wear performance of additive-free lubricant oils in rolling bearings“. In: *Wear* 328-329 (2015), S. 309–317. ISSN: 00431648. DOI: 10.1016/j.wear.2015.02.008.
- /Cha17/ Chacon, R. und Ivantysynova, M. „Thermal Effects on the Fluid Film in the Cylinder Block/Valve Plate Interface due to Compression and Expansion of the Fluid“. In: *The 10th JFPS International Symposium on Fluid Power 2017* (2017).

- /Czi15/ Czichos, H. und Habig, K.-H., Hrsg. *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik.* Hrsg. von Czichos, H. und Habig, K.-H. 4., vollst. überarb. und erw. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015. ISBN: 978-3-8348-2236-9.
- /Dav89/ Davis, J. R. *Machining.* 9th ed. Bd. 16. Metals handbook. Metals Park, Ohio: ASM International, 1989. ISBN: 978-0-87170-022-3.
- /Deu21/ Deuster, S.; Aengenheister, S.; Matthiesen, G. und Schmitz, K. „Pulse Tests on Additive Manufactured Valve Blocks Damage Analysis and New Design Possibilities“. In: *[The 11th JFPS International Symposium on Fluid Power, 11th JFPS, 2021-10-12 - 2021-10-13, Hokodate, Japan]*. 11. JFPS International Symposium on Fluid Power, Hokodate (Japan), 12 Oct 2021 - 13 Oct 2021. 12. Okt. 2021.
- /DIN03a/ DIN Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN 8589-11 Fertigungsverfahren Schleifen: Teil 11: Schleifen mit rotierendem Werkzeug.* 2003.
- /DIN03b/ DIN Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN 8589-15 Fertigungsverfahren Spanen: Teil 15: Läppen.* 2003.
- /DIN03c/ DIN Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN 858917-17:2003-09 Fertigungsverfahren Spanen Teil 17: Gleitspanen Einordnung, Unterteilung, Begriffe.* 2003.
- /DIN17/ DIN Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN 51524-2:2017-06 Druckflüssigkeiten – Hydrauliköle – Teil 2: Hydrauliköle HLP, Mindestanforderungen.* 2017.
- /DIN19/ DIN Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN 4409:2019-07 Fluidtechnik - Hydropumpen, -motoren und Kompaktgetriebe - Verfahren zur Prüfung und Darstellung der Leistung bei konstanten Betriebsbedingungen.* 2019.

-
- /DIN98/ DIN Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN ISO 13565-2:1996 - Geometrische Produktspezifikationen (GPS) Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren.* 1998.
- /Don99/ Donders, S. J. M. „Kolbenmaschinen für HFA-Flüssigkeiten - Verlustanteile einer Schrägscheibeneinheit“. Dissertation. Aachen: RWTH, 1999.
- /EC 06/ EC European Commission *REGULATION (EC) No 1907/2006 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 18 December 2006 concerning the Registration, Evaluation, Authorisation and Restriction of Chemicals (REACH), establishing a European Chemicals Agency, amending Directive 1999/45/EC and repealing Council Regulation (EEC) No 793/93 and Commission Regulation (EC) No 1488/94 as well as Council Directive 76/769/EEC and Commission Directives 91/155/EEC, 93/67/EEC, 93/105/EC and 2000/21/EC: REACH.* 2006.
- /Edg86/ Edge, K. A. und Darling, J. „Cylinder Pressure Transients in Oil Hydraulic Pumps with Sliding Plate Valves“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture* 200.1 (1986), S. 45–54. ISSN: 0954-4054.
- /Fes13/ Feser, T.; Stoyanov, P.; Mohr, F. und Dienwiebel, M. „The running-in mechanisms of binary brass studied by in-situ topography measurements“. In: *Wear* 303.1-2 (2013), S. 465–472. ISSN: 00431648. DOI: 10.1016/j.wear.2013.03.047.
- /Fes14/ Feser, T. *Untersuchungen zum Einlaufverhalten binärer alpha-Messinglegierungen unter Ölschmierung in Abhängigkeit des Zinkgehaltes.* Bd. 38. Schriftenreihe des Instituts für Angewandte Materialien. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2014. ISBN: 978-3-7315-0224-1.

- /Fle73/ Fleischer, G. „Energetische Methode der Bestimmung des Verschleißes“. In: *Schmierungstechnik* 4 (1973), S. 269–274.
- /Gär19/ Gärtner, M. „Verlustanalyse am Kolben-Buchse-Kontakt von Axialkolbenpumpen in Schrägscheibenbauweise“. Dissertation. Aachen: RWTH Aachen University, 2019.
- /Gel11/ Gels, S. „Einsatz konturierter und beschichteter Kolben-Buchse-Paare in Axialkolbenmaschinen in Schrägscheibenbauweise“. Dissertation. Aachen: RWTH Aachen University, 2011.
- /GFT02/ GfT *Tribologie: Verschleiß, Reibung, Definitionen, Begriffe, Prüfung: GfT Arbeitsblatt 7*. Hrsg. von Gesellschaft für Tribologie e.V. 2002.
- /Gon16/ Gong, Y.; Misture, S. T.; Gao, P. und Mellott, N. P. „Surface Roughness Measurements Using Power Spectrum Density Analysis with Enhanced Spatial Correlation Length“. In: *The Journal of Physical Chemistry C* 120.39 (2016), S. 22358–22364. ISSN: 1932-7447. DOI: 10.1021/acs.jpcc.6b06635.
- /Gos88/ Gossudarstwenny Standart (GOST) *GOST 50-662-88 - Experimentelle Bewertungsmethoden, Reibungsverträglichkeit von Materialien*. 1988.
- /Hai18/ Haidarschin, G.; Hesebeck, M.; Su, E. und Diesselberg, M. „Benchmarking of potential substituents for leaded bronze in axial sliding bearings for mobile hydraulic applications“. In: *Fluid power networks : proceedings : 19th - 21th March 2018 : 11th International Fluid Power Conference / editor: Hubertus Murrenhoff*. 11. International Fluid Power Conference, Aachen (Germany). Aachen: [Mainz], 19. März 2018, S. 54–67. DOI: 10.18154/RWTH-2018-224614.

-
- /Ham04/ Hamrock, B. J.; Schmid, S. R. und Jacobson, B. O. *Fundamentals of fluid film lubrication*. 2nd ed. Bd. 169. Mechanical engineering. New York: Marcel Dekker, 2004. ISBN: 9780824753719.
- /Har82/ Harms, H.-H. „Untersuchungen zum Reibungsverhalten zwischen Gleitschuh und Gleitring von schnellaufenden Radialkolbenmaschinen“. Dissertation. Düsseldorf, 1982.
- /Has22/ Hasan, M. S. und Nosonovsky, M. „Triboinformatics: machine learning algorithms and data topology methods for tribology“. In: *Surface Innovations* 10.4-5 (2022), S. 229–242. ISSN: 2050-6252. DOI: 10.1680/jsuin.22.00027.
- /Hol17/ Holmberg, K. und Erdemir, A. „Influence of tribology on global energy consumption, costs and emissions“. In: *Friction* 5.3 (2017), S. 263–284. ISSN: 2223-7690. DOI: 10.1007/s40544-017-0183-5.
- /Hol19/ Holzer, A. und Schmitz, K. „Optimization of a disc-disc tribometer to avoid hysteresis during friction measurements“. In: *ECOTRIB 2019 : 7th European Conference on Tribology with special event 4th Austria-India-Symposium on Materials Engineering and Tribology, MaTri'19 : book of abstracts*. Wiener Neustadt: Österreichische Tribologische Gesellschaft, 12. Juni 2019.
- /Hol20/ Holzer, A.; Koß, S.; Matthiesen, G.; Merget, D.; Ziegler, S.; Schmitz, K. und Schleifenbaum, J. H. „Tribological investigations on additively manufactured surfaces using extreme high-speed laser material deposition (ehla) and laser powder bed fusion (LPBF)“. In: *Volume 1 - Symposium*. Technische Universität Dresden, 2020, S. 119–128. DOI: 10.25368/2020.19.

- /Hol21a/ Holzer, A.; Koß, S.; Ziegler, S.; Schleifenbaum, J. H. und Schmitz, K. „Extreme High-Speed Laser Material Deposition (EHLA) as High-Potential Coating Method for Tribological Contacts in Hydraulic Applications“. In: *Enhanced Material, Parts Optimization and Process Intensification*. Hrsg. von Reising, U.; Drummer, D. und Marschall, H. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Cham: Springer International Publishing, 2021, S. 153–167. ISBN: 978-3-030-70331-8. DOI: 10.1007/978-3-030-70332-5-14.
- /Hol21b/ Holzer, A. und Schmitz, K. „About the change of flow factors during the run-in process of lubricated contacts“. In: *Industrial Lubrication and Tribology* ahead-of-print.ahead-of-print (2021). ISSN: 0036-8792. DOI: 10.1108/ILT-06-2021-0216.
- /Hol22a/ Holzer, A.; Reetz, B.; Münch, T. und Schmitz, K. „Experimentelle Untersuchungen zum Einlaufverhalten bleifreier Sondermessinglegierungen“. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 69.1 (2022), S. 16–32. ISSN: 07243472. DOI: 10.24053/TuS-2022-0003.
- /Hol22b/ Holzer, A. und Schmitz, K. „On the Behavior of Slits in Hydrodynamic Thrust Bearings“. In: *7th World Tribology Congress, WTC 2022* (Juli 2022).
- /Hol23/ Holzer, A.; Koss, S.; Schleifenbaum, J. H. und Schmitz, K. „Extreme High-Speed Laser Material Application-Coated Carbide-Reinforced Control Plates and Conventional Lead-Based Plates in Axial Piston Machines“. In: *Chemical Engineering & Technology* 46.1 (2023), S. 110–117. ISSN: 0930-7516. DOI: 10.1002/ceat.202200402.
- /Hon06/ Hong, Y.-S.; Lee, S.-Y.; Kim, S.-H. und Lim, H.-S. „Improvement of the low-speed friction characteristics of a hydraulic piston pump by PVD-coating of TiN“. In: *Journal of Mechanical Science and Technology* 20.3 (2006), S. 358–365. ISSN: 1738-494X. DOI: 10.1007/BF02917518.

-
- /Hoo89/ Hooke, C. J. und Li, K. Y. „The Lubrication of Slippers in Axial Piston Pumps and Motors—the Effect of Tilting Couples“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 203.5 (1989), S. 343–350. ISSN: 0954-4062. DOI: 10.1243/PIME-PROC-1989-203-123-02.
- /ISO09/ ISO - Internationale Organisation für Normung *ISO 22089:2009 - Aerospace — Hydraulic power transfer units — General specifications*. 2009.
- /ISO16/ ISO - Internationale Organisation für Normung *ISO 25178-1:2016 - Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft – Teil 1: Angabe von Oberflächenbeschaffenheit*. 2016.
- /Iva12/ Ivantysynova, M. „The piston cylinder assembly in piston machines - a long journey of discovery“. In: *Ventil (Ljubljana)* 18.5 (2012), S. 374–386. ISSN: 12546587.
- /Iva18/ Ivantysyn, R. und Weber, J. „Investigation of the Thermal Behaviour in the Lubricating Gap of an Axial Piston Pump with Respect to Lifetime“. In: *Fluid power networks : proceedings : 19th - 21th March 2018 : 11th International Fluid Power Conference*. 2018.
- /Iva93/ Ivantysyn, J. und Ivantysynova, M. *Hydrostatische Pumpen und Motoren: Konstruktion und Berechnung*. Vogel-Fachbuch: Technik. Würzburg: Vogel, 1993. ISBN: 978-3802304972.
- /Jac17/ Jacobs, T. D. B.; Junge, T. und Pastewka, L. „Quantitative characterization of surface topography using spectral analysis“. In: *Surface Topography: Metrology and Properties* 5.1 (2017), S. 013001. DOI: 10.1088/2051-672x/aa51f8.

- /Jen04/ Jeng, Y.-R.; Lin, Z.-W. und Shyu, S.-H. „Changes of Surface Topography During Running-In Process“. In: *Journal of Tribology* 126.3 (2004), S. 620–625. DOI: 10.1115/1.1759344.
- /Kal08/ Kalin, M.; Majdič, F.; Vižintin, J.; Pezdirnik, J. und Velkavrh, I. „Analyses of the Long-Term Performance and Tribological Behavior of an Axial Piston Pump Using Diamondlike-Carbon-Coated Piston Shoes and Biodegradable Oil“. In: *Journal of Tribology* 130.1 (2008). DOI: 10.1115/1.2805442.
- /Kap94/ Kapoor, A.; Williams, J. A. und Johnson, K. L. „The steady state sliding of rough surfaces“. In: *Wear* 175.1-2 (1994), S. 81–92. ISSN: 00431648. DOI: 10.1016/0043-1648(94)90171-6.
- /Kle02/ Kleist, A. *Berechnung von Dicht- und Lagerfugen in hydraulischen Maschinen*. Bd. 25. Reihe Fluidtechnik. Aachen: Shaker, 2002. ISBN: 978-3-8322-0279-8.
- /Kli22/ Klimek, A.; Kluczyński, J.; Łuszczek, J.; Bartnicki, A.; Grzelak, K. und Małek, M. „Wear Analysis of Additively Manufactured Slipper-Retainer in the Axial Piston Pump“. In: *Materials (Basel, Switzerland)* 15.6 (2022). ISSN: 1996-1944. DOI: 10.3390/ma15061995.
- /Klo17/ Klocke, F. *Fertigungsverfahren 2: Zerspanung mit geometrisch unbestimmter Schneide*. 5. Auflage. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2017. ISBN: 978-3-662-53309-3. DOI: 10.1007/978-3-662-53310-9.
- /Kra69/ Kragelsky, I. V. und Kombalov, V. S. „Calculation of value of stable roughness after running-in (elastic contact)“. In: *Wear* 14.2 (1969), S. 137–140. ISSN: 00431648. DOI: 10.1016/0043-1648(69)90344-5.

-
- /Kra82/ Kragelskij, I. V.; Dobyčín, M. N. und Kombatov, V. S. *Friction and wear: Calculation methods*. Oxford u. a.: Pergamon Press, 1982. ISBN: 0-08-025461-6.
- /Kum02/ Kumar, R.; Prakash, B. und Sethuramiah, A. „A systematic methodology to characterise the running-in and steady-state wear processes“. In: *Wear* 252.5-6 (2002), S. 445–453. ISSN: 00431648. DOI: 10.1016/S0043-1648(01)00895-X.
- /Las03/ Lasaar, R. „Eine Untersuchung zur mikro- und makrogeometrischen Gestaltung der Kolben/Zylinderbaugruppe von Schrägscheibenmaschinen“. Dissertation. Hamburg, 2003.
- /Leo17/ Leonhard, L.; Marsch, S.; Diesselberg, M.; Harper, P. und Dwyer-Joyce, R. S. „Film Thickness Measurements in a Running Hydrostatic Unit using Ultrasound“. In: *Tribologia - Finish Journal of Tribology* 35 (2017), S. 40–50.
- /Liu20/ Liu, Z.; Messer-Hannemann, P.; Laube, S. und Greiner, C. „Tribological performance and microstructural evolution of a-brass alloys as a function of zinc concentration“. In: *Friction* 8.6 (2020), S. 1117–1136. ISSN: 2223-7690. DOI: 10.1007/s40544-019-0345-8.
- /Mak23/ "Makansi, F.; Holzer, A. und Schmitz, K., Hrsg. *Datenbasierte Analyse des Einflusses von Material- und Bearbeitungsparametern auf Reib- und Verschleißigenschaften von Sondermessinglegierungen*. Hrsg. von "Makansi, F.; Holzer, A. und Schmitz, K. Bd. 1. 2023.
- /Mak24/ Makansi, F.; Holzer, A. und Schmitz, K. „Data-based analysis of the influence of material and machining parameters on friction and wear properties of special brass alloys“. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* (2024).

- /Man00/ Manring, N. D. „Tipping the Cylinder Block of an Axial-Piston Swash-Plate Type Hydrostatic Machine“. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 122.1 (2000), S. 216–221. ISSN: 0022-0434. DOI: 10.1115/1.482445.
- /Man11/ Mang, T.;
Braun, J.;
Dresel, W. und
Omeis, J. *Lubricants, 2. Components*. Okt. 2011. DOI: 10.1002/14356007.o15_o04. URL: http://dx.doi.org/10.1002/14356007.o15_o04.
- /Man13/ Manring, N. D.;
Mehta, V. S.;
Nelson, B. E.;
Graf, K. J. und
Kuehn, J. L. „Increasing the Power Density for Axial-Piston Swash-Plate Type Hydrostatic Machines“. In: *Journal of Mechanical Design* 135.7 (2013). ISSN: 1050-0472. DOI: 10.1115/1.4023924.
- /Mar21/ Marian, M. und
Tremmel, S. „Current Trends and Applications of Machine Learning in Tribology—A Review“. In: *Lubricants* 9.9 (2021), S. 86. DOI: 10.3390/lubricants9090086.
- /Mas77/ Masouros, G.;
Dimarogonas, A.
und Lefas, K. „A model for wear and surface roughness transients during the running-in of bearings“. In: *Wear* 45.3 (1977), S. 375–382. ISSN: 00431648. DOI: 10.1016/0043-1648(77)90028-x.
- /Mat14/ Matthies, H. J.;
Renius, K. T.
und Matthies *Einführung in die Ölhydraulik: Für Studium und Praxis*. 8., überarb. und erw. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg und Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014. DOI: 10.1007/978-3-658-06715-1.

-
- /Mic19/ Michael, P. W. und Zhao, H. „Chapter 17 | Hydraulic Fluids“. In: *Fuels and Lubricants Handbook: Technology, Properties, Performance, and Testing, 2nd Edition*. Hrsg. von Totten, G. E.; Shah, R. J. und Forester, D. R. 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959: ASTM International, 2019, S. 645–681. ISBN: 978-0-8031-7089-6. DOI: 10.1520/MNL3720170004.
- /MIL81/ MIL - United States Military Standard *MIL-M-7997C - Motors, Aircraft Hydraulic, Constant Displacement General Specification*. 1981.
- /MIL91/ MIL - United States Military Standard *MIL-P-5994D - Pump Units, Hydraulic, Electric Motor Driven, Variable Delivery, General Specification*. 1991.
- /MIL94/ MIL - United States Military Standard *MIL-P-19692E - Pumps, Hydraulic, Variable Flow, General Specification*. 1994.
- /Mit97/ Mitchell, T. M. *Machine Learning*. Bd. 1. Luleå: McGraw-Hill Education, 1997. ISBN: 978-0070428072.
- /Moo06/ Moor, J. „The Dartmouth College Artificial Intelligence Conference: The Next Fifty Years“. In: *AI Magazine* 27.4 (Dez. 2006), S. 87. DOI: 10.1609/aimag.v27i4.1911. URL: <https://ojs.aaai.org/aimagazine/index.php/aimagazine/article/view/1911>.
- /Obe02/ Oberem, R. „Untersuchung der Tribosysteme von Axialkolben-Schrägscheiben-Maschinen der HFA-Hydraulik“. Dissertation. Aachen: RWTH, 2002.

- /Ole01/ Olems, L. „Ein Beitrag zur Bestimmung des Temperaturverhaltens der Kolben-Zylinder-Baugruppe von Axialkolbenmaschinen in Schrägscheibenbauweise in Schrägscheibenbauweise“. Dissertation. Hamburg, 2001.
- /Pat23/ Paturi, U. M. R.; „The Role of Machine Learning in Tribology: A Systematic Review“. In: *Archives of Computational Methods in Engineering* 30.2 (2023), S. 1345–1397. ISSN: 1134-3060. DOI: 10.1007/s11831-022-09841-5.
- /Pat78/ Patir, N. und Cheng, H. S. „An Average Flow Model for Determining Effects of ThreeDimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication“. In: *Journal of Lubrication Technology* 100 (1978), S. 12–17.
- /Pat79/ Patir, N. und Cheng, H. S. „Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces“. In: *Journal of Lubrication Technology* 101.2 (1979), S. 220–229. DOI: 10.1115/1.3453329.
- /Pau16/ Paulus, A. und Jacobs, G. „Tribolayer Formation on Bronze CuSn12Ni2 in the Tribological Contact between Cylinder and Control Plate in an Axial Piston Pump with Swashplate Design“. In: *10th International Fluid Power Conference*. 2016, S. 251–262.
- /Pau17/ Paulus, A. „Reaktionsschichtbildung auf bleifreien Bronze- und Messingwerkstoffen im Kontakt von Zylinder und Steuerscheibe einer Axialkolbenpumpe“. Dissertation. Aachen, 2017.
- /Pel12/ Pelosi, M. und Ivantysynova, M. „Heat Transfer and Thermal Elastic Deformation Analysis on the Piston/Cylinder Interface of Axial Piston Machines“. In: *Journal of Tribology* 134.4 (2012). DOI: 10.1115/1.4006980.

-
- /Pel13/ Pelosi, M. und Ivantysynova, M. „The Impact of Axial Piston Machines Mechanical Parts Constraint Conditions on the Thermo-Elastohydrodynamic Lubrication Analysis of the Fluid Film Interfaces“. In: *International Journal of Fluid Power* 14.3 (2013), S. 35–51. ISSN: 1439-9776. DOI: 10.1080/14399776.2013.10801412.
- /Pöh06/ Pöhlmann, K. und Scherge, M. „Wear mechanisms using moderate and extreme boundary“. In: *International Colloquium Tribology*. Hrsg. von Technische Akademie Esslingen. 2006.
- /Pop00/ Popov, V.; Rubtsov, V. und Kolubaev, A. „Blitztemperaturen bei Reibung in hoch belasteten Reibungspaaren“. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* (Juni 2000), S. 35–38.
- /Rah23/ Rahman, M. H.; Shahriar, S. und Menezes, P. L. „Recent Progress of Machine Learning Algorithms for the Oil and Lubricant Industry“. In: *Lubricants* 11.7 (2023). ISSN: 2075-4442. DOI: 10.3390/lubricants11070289. URL: <https://www.mdpi.com/2075-4442/11/7/289>.
- /Ree20/ Reetz, B. und Münch, T. „Neue bleifreie Aluminiumbronze für Pleuellager - Anwendungspotential von komplexen Mehrstoffbronzen“. In: *Metall* 74 (2020), 431ff.
- /Ren74/ Renius, K. T. *Untersuchungen zur Reibung zwischen Kolben und Zylinder bei Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen*. VDI-Forschungsheft 561. VDI-Verlag, 1974.
- /Riz15/ Rizzo, G.; Massarotti, G. P.; Bonanno, A.; Paoluzzi, R.; Raimondo, M.; Blossi, M.; Veronesi, F.; Caldarelli, A. und Guarini, G. „Axial piston pumps slippers with nanocoated surfaces to reduce friction“. In: *International Journal of Fluid Power* (2015), S. 1–10. ISSN: 1439-9776. DOI: 10.1080/14399776.2015.1006979.

- /Riz19/ Rizvi, S. Q. A. „Chapter 12 | Additives and Additive Chemistry“. In: *Fuels and Lubricants Handbook: Technology, Properties, Performance, and Testing, 2nd Edition*. Hrsg. von Totten, G. E.; Shah, R. J. und Forester, D. R. 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959: ASTM International, 2019, S. 351–512. ISBN: 978-0-8031-7089-6. DOI: 10.1520/MNL3720150036.
- /Ros21/ Rosenkranz, A.; Marian, M.; Profito, F. J.; Aragon, N. und Shah, R. „The Use of Artificial Intelligence in Tribology—A Perspective“. In: *Lubricants* 9.1 (2021), S. 2. DOI: 10.3390/lubricants9010002.
- /Rud03/ Rudnick, L. R. *Lubricant additives: Chemistry and applications*. Bd. 90. Chemical industries. New York, N.Y.: Marcel Dekker, 2003. ISBN: 9780824708573.
- /Sah07/ Sahlin, F.; Almqvist, A.; Larsson, R. und Glavatskih, S. „Rough surface flow factors in full film lubrication based on a homogenization technique“. In: *Tribology International* 40.7 (2007), S. 1025–1034. ISSN: 0301679X. DOI: 10.1016/j.triboint.2006.09.007.
- /Sch12/ Schipper, D. J. „Transitions in the Lubrication of Concentrated Contacts“. Dissertation. Twente, 2012.
- /Sch14/ Scharf, S. *Auslegung ZrCg-beschichteter Kolben mit harter Buchse für Axialkolbenmaschinen mit umweltverträglichen Druckübertragungsmedien*. Bd. 77. Reihe Fluidtechnik. Aachen: Shaker, 2014. ISBN: 978-3-8440-2716-7.
- /Sch15a/ Scherge, M.; Linsler, D. und Schlarb, T. „The running-in corridor of lubricated metal–metal contacts“. In: *Wear* 2015.342-343 (2015), S. 60–64. ISSN: 00431648. DOI: 10.1016/j.wear.2015.08.014.

-
- /Sch15b/ Schorgel, M. und Bartel, D. „Reibungsoptimierung in der Kolbengruppe eines Dieselmotors durch Einlaufverschleiß“. In: *12. Magdeburger Maschinenbautage* (2015).
- /Sch18a/ Scherge, M. „The Running-in of Lubricated Metal-Metal Contacts—A Review on Ultra-Low Wear Systems“. In: *Lubricants* 6.2 (2018), S. 54. DOI: 10.3390/lubricants6020054.
- /Sch18b/ Schuhler, G.; Jourani, A.; Bouvier, S. und Perrochat, J.-M. „Efficacy of coatings and thermochemical treatments to improve wear resistance of axial piston pumps“. In: *Tribology International* 126 (2018), S. 376–385. ISSN: 0301679X. DOI: 10.1016/j.triboint.2018.05.007.
- /Sho23/ Shorbagy, A.; Ivantysyn, R. und Weber, J. „Holistic Analysis of the Tribological Interfaces of an Axial Piston Pump – Focusing on the Pump Efficiency“. In: *Chemical Engineering & Technology* 46.1 (2023), S. 5–13. ISSN: 0930-7516. DOI: 10.1002/ceat.202200450.
- /Sie17/ Siebertz, K.; Bebber, D. van und Hochkirchen, T., Hrsg. *Statistische Versuchsplanung*. Hrsg. von Siebertz, K.; Bebber, D. van und Hochkirchen, T. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2017. DOI: 10.1007/978-3-662-55743-3.
- /Spi04/ Spikes, H. „The History and Mechanisms of ZDDP“. In: *Tribology Letters* 17.3 (2004), S. 469–489. ISSN: 1023-8883. DOI: 10.1023/B:TRIL.0000044495.26882.b5.
- /Sta89/ Stahle, L. und Wold, S. „Analysis of variance (ANOVA)“. In: *Chemometrics and Intelligent Laboratory Systems* 6.4 (1989), S. 259–272. ISSN: 0169-7439. DOI: [https://doi.org/10.1016/0169-7439\(89\)80095-4](https://doi.org/10.1016/0169-7439(89)80095-4).

- /Sti15/ Stickel, D.; Fischer, A. und Bosman, R. „Specific dissipated friction power distributions of machined carburized martensitic steel surfaces during running-in“. In: *Wear* 330-331 (2015), S. 32–41. ISSN: 00431648. DOI: 10.1016/j.wear.2015.01.010.
- /Tor17/ Torgo, L. *Regression Trees*. Hrsg. von Sammut, C. und Webb, G. I. Boston, MA: Springer US, 2017, S. 1080–1083. ISBN: 978-1-4899-7687-1. DOI: 10.1007/978-1-4899-7687-1_717.
- /Tre20/ Treu, G.; Drost, W. und Stock, F. „An evaluation of the proposal to regulate lead in hunting ammunition through the European Union’s REACH regulation“. In: *Environmental Sciences Europe* 32.1 (2020). ISSN: 2190-4707. DOI: 10.1186/s12302-020-00345-2.
- /Vat14/ Vatheuer, N.; Murrenhoff, H.; Bräckelmann, U. und Breuer, D. „Mechanical losses in the piston-bushing contact of axial piston units“. In: *Proceedings of the 9th JFPS International Symposium on Fluid Power : Matsue 2014, Oct. 28-31, 2014 / edited by Kazuhiro Yoshida*. Tokyo: Japan Fluid Power System Society, 2014, S. 55. URL: <https://publications.rwth-aachen.de/record/443039>.
- /Vel00/ Velten, K.; Reinicke, R. und Friedrich, K. „Wear volume prediction with artificial neural networks“. In: *Tribology International* 33.10 (2000), S. 731–736. ISSN: 0301-679X. DOI: 10.1016/S0301-679X(00)00115-8.
- /Vol77/ Volz, J. *Erstellung Optimierter Einlaufprogramme von Dieselmotoren*. Laboratorium für Isotopentechnik. Karlsruhe. 1977.
- /Wan19/ Wang, Y.; Gao, Y.; Li, Y.; Zhai, W.; Sun, L. und Zhang, C. „Review of preparation and application of copper–steel bimetal composites“. In: *Emerging Materials Research* 8.4 (2019), S. 538–551. ISSN: 2046-0147. DOI: 10.1680/jemmr.17.00008.

-
- /Weg14/ Wegner, S. „Simulation of the tribological contact cylinder block / valve plate and influence of geometry and operating points on the friction torque in axial piston machines“. In: *9th International Fluid Power Conference (9th IFK) : 24th - 26th March 2014*. Hrsg. von Hubertus Murrenhoff. Aachen, 2014.
- /Weg21/ Wegner, S. *Experimental and simulative investigation of the cylinder block/valve plate contact in axial piston machines*. Bd. Band 108. Reihe Fluidtechnik : [...], D. Düren: Shaker Verlag, 2021. ISBN: 978-3-8440-7957-9.
- /Zec13/ Zecchi, M. „A Novel Fluid Structure Interaction and Thermal Model to Predict the Cylinder Block / Valve Plate Interface Performance in Swash Plate Type Axial Piston Machines“. Dissertation. Purdue, 2013.
- /Zha21/ Zhao, J.; Fu, Y.; Ma, J.; Fu, J.; Chao, Q. und Wang, Y. „Review of cylinder block/valve plate interface in axial piston pumps: Theoretical models, experimental investigations, and optimal design“. In: *Chinese Journal of Aeronautics* 34.1 (2021), S. 111–134. ISSN: 10009361. DOI: 10.1016/j.cja.2020.09.030.