

# **Ermittlung von Verschleiß bei kraftstoffgeschmierten Stahl-DLC-Gleitpaarungen**

**Dissertation**

zur Erlangung des akademischen Grades  
**Doktoringenieurin (Dr.-Ing.)**

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau  
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

von Dipl.-Ing. Anja Blau  
geboren am 29.11.1981 in Tübingen

Gutachter:  
Professor Dr.-Ing. Ludger Deters  
Professor Dr.-Ing. Hubert Schwarze

Promotionskolloquium am 21.11.2012

# Danksagung

"Es gibt mehr zu sehen, als man je sehen kann, mehr zu tun, so viel mehr zu verstehen" (E. John)

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit bei der Robert-Bosch GmbH in Feuerbach in der Abteilung Engineering Technologies Diesel des Geschäftsbereichs Diesel Systems. Den zahlreichen Menschen, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben, möchte ich meinen aufrichtigen Dank aussprechen.

Mein besonderer Dank gilt Prof. Dr.-Ing. Ludger Deters, Leiter des Instituts für Maschinenkonstruktion der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, für die bereitwillige Übernahme der wissenschaftliche Betreuung meiner Arbeit und für die vielen fachlichen Diskussionen während dieser Zeit.

Bei Prof. Dr.-Ing. Hubert Schwarze, Leiter des Instituts für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen der TU Clausthal, bedanke ich mich für die freundliche Übernahme des Gutachtens.

Des Weiteren danke ich Herrn Dr. Bartel für die Teilnahme an vielen Diskussionsrunden sowie wertvolle Anregungen.

Für die Bereitstellung der Ressourcen für diese Arbeit möchte ich meinem ehemaligen Abteilungsleiter Siegfried Ruthardt aufrichtig danken, der durch seine herzliche Hilfsbereitschaft vieles ermöglicht hat.

Ich möchte mich bei Dr. Gernot Repphun für die Übernahme der fachlichen Betreuung dieser Arbeit und die Diskussionen während dieser Zeit bedanken. Des Weiteren danke ich von ganzem Herzen Dr. Ulrich May und Dr. Leni Onuseit für ihre Hilfe in fachlichen Diskussionen, für die stetige Unterstützung in allen Belangen, die schönen Momente und für alle Stunden des Korrekturlesens.

Bezüglich der Konstruktion des Prüfstandes AdiMo möchte ich mich für die Unterstützung noch bei Rodolfo Giannini, Wolfram Rittmannsberger, Michael Götz und Markus Koch herzlich bedanken. Mein aufrichtiger Dank geht ebenfalls an Wolfgang Stöcklein und Dr. Rudolf Heinz für deren stete Bereitschaft zur Diskussion und die aufmunternden Worte. Darüber hinaus möchte ich meinen restlichen Kollegen der ETD für die Unterstützung in Diskussion und Organisation im Rahmen meiner Dissertation danken, ebenso für viele fröhliche Momente während der Entstehung dieser Arbeit.

Des Weiteren möchte ich bei den Kollegen der Abteilungen DS-PC/EHP (Feuerbach) und CVIT (Bari) für die Unterstützung aufrichtig bedanken. Insbesondere danke ich hierbei

---

von ganzem Herzen Marco Lamm für die schnelle und unkomplizierte Unterstützung über Länder und Etagen hinweg, die mir vieles erleichtert hat. Nicht zuletzt möchte ich mich auch herzlich bei Dr. Stefan Grosse, Dr. Michael Fraune, Günther Durst und Denis Babic für die Hilfe im Rahmen der Schichtentwicklung und sämtlicher zugehöriger Messverfahren bedanken.

Formal zuletzt, aber aus meiner Sicht der Dinge ganz weit vorne, möchte ich mich bei meiner Familie und meinen Freunden bedanken! Dr. Sebastian Beck für die liebevolle Aufmunterung in allen Belangen und den stetigen Zuspruch auch in schwierigen Tagen. Für den Start in diese Arbeit und den Mut aufzubringen, etwas Neues zu wagen, danke ich Stefanie Bunzel und Dr. Stefanie Freudenstein. Ohne alle Namen zu nennen, danke ich meinen Begleitern in dieser Zeit und darüber hinaus für Mut und Zuspruch, für Ablenkung und Zuversicht. Die Erinnerung an Chris wird immer bleiben.

Ich möchte meinen Eltern Wolfgang und Renate Blau meinen ehrlichen und tiefen Dank aussprechen, dafür dass mir euer Vorbild gezeigt hat, dass ich eigene Wege gehen kann und für den Mut meine Träume auszuleben. Ich danke meiner Schwester Katrin Blau dafür, dass ich lernte größer zu sein, als ich es manchmal von mir selbst denke.

## Kurzzusammenfassung

Um den Entwicklungsaufwand für neue Komponenten in der Automobilbranche zu verringern, werden bevorzugt vereinfachte und geraffte Versuche zur Ermittlung der Lebensdauer und des Verschleißverhaltens eingesetzt. Bei bestehenden Serienkomponenten können zur Absicherung der so gewonnenen Aussagen Erfahrungen aus dem Feldverhalten unter realen Fahrbedingungen herangezogen werden. Dies ist für Neuentwicklungen und neue Komponentenkonzepte nicht möglich. Im Bereich der Dieseleinspritztechnik werden zur Erfüllung der gestiegenen Leistungsanforderungen Neuentwicklungen notwendig, für die zu Beginn der Entwicklung keinerlei Erfahrungswerte aus dem realen Betrieb vorliegen. Das zu erwartende Verschleißverhalten unter Feldbedingungen kann zu einem frühen Entwicklungszeitpunkt einer neuen Komponente meistens nur abgeschätzt werden. Um die Produktentwicklung hier frühzeitig zu unterstützen, werden verstärkt Testmethoden erarbeitet, mittels denen Verschleißwerte, die auf einer vereinfachten Versuchsebene gewonnen werden, auf Verschleißwerte der realen Applikation übertragen werden können. Hierdurch kann dann eine sichere Vorhersage der Verschleißwerte sowie eine zuverlässige Lebensdauervorhersage erreicht werden. In der vorliegenden Arbeit wurde ein Verschleißmodell entwickelt, welches die Berechnung von Verschleißwerten von dieselmotorkraftstoffgeschmierten Stahl-DLC-Gleitpaarungen, unabhängig von der Versuchsebene, ermöglicht. Das Modell basiert dabei auf der Annahme, dass reversible Molekülbindungen zwischen dem Stahl und den Additiven des Kraftstoffs einen schützenden Grenzfilm ausbilden, welcher nur dann zerstört wird, wenn die eingebrachte Reibungsbelastung während des temporären Kontaktes ausreichend hoch ist. Die temporäre und örtliche Unterbrechung des Kontaktes ist hierfür wichtig und konnte im Zuge dieser Arbeit durch eine neueingeführte lokale Betrachtungsweise bestimmt werden. Um die Gültigkeit des oben genannten Modells für diese Kontaktpaarung zu bestätigen, wurden Verschleißprognosen, die mit dem neuen Verschleißmodell dieser Arbeit bestimmt wurden, mit experimentell ermittelten Verschleißwerten verglichen, welche an unterschiedlichen Erzeugniskontakten (Common-Rail-Hochdruckpumpen der dritten Generation und der vierten Generation) sowie mit verschiedenen Modellversuchsaufbauten gewonnen wurden. Es konnte dabei gezeigt werden, dass sich das neu entwickelte Modell eignet, eine Vorhersage über zu erwartende Verschleißwerte unterschiedlicher tribologischer Systeme abzugeben, unabhängig von der Belastungsform. Letztlich kann damit zukünftig eine Methode zur Verfügung gestellt werden, welche frühzeitig Abschätzungen über den unter Feldbedingungen zu erwartenden Verschleiß von dieselmotorkraftstoffgeschmierten Stahl-DLC Gleitpaarungen ermöglicht.

# Abstract

In order to keep the costs and the efforts for the development for new automotive components low, preferably simplified model tests are carried out by means of achieving efficiently and economical aspects regarding the functionality during life time, wear and reliability. Within the area of Diesel injection systems, the increased performance requirements can only be achieved by new developments. While there are already existing components with extensive experience in the field and testing, this aspect is missing for totally new components. The expected wear behavior caused by the later field conditions can therefore only be estimated at an early time within the development process. In order to support the product development, more and more test methods have been carried out which allows to obtain the results of the wear rates of the later application on a simplified test level. This allows a reliable prediction of wear rates by using simplified model tests.

In this work, according to the previously defined standards, a wear model was developed which allows the calculation of the wear for Diesel fuel-lubricated steel-DLC contacts, independent from the testing level, those values have been gained. The model is based on the assumption that reversible molecular bonds between the steel surface and the additives of the fuel forming a protective barrier, which is only destroyed when the introduced frictional load is sufficiently high during the temporary contact of the involved surfaces. The temporary and local interruption of this contact is important and could only be determined within this work by a novel introduced local perspective (consideration of spatial and temporal differences).

To investigate the universality of this wear model for the selected contact under Diesel lubrication and the resulting wear predictions are verified by using experimental wear rates, which are obtained from different application contacts (common rail high pressure pump of the third and the fourth generation), and various model tests. Within this work it can be proved, that the new wear model enables the prediction of the expected wear rates of different application contacts, independent from the loading conditions. Therewith a method is available which allows a prediction of the wear rates for further application contacts, at an early time of the product development for diesel fuel-lubricated steel-DLC pairings that can reduce the costs of the development process sustainably.

# Nomenklatur

<i>AdiMo</i>	<u>A</u> dditional <u>M</u> ovement
$A_{nom}$	nomielle Kontaktfläche nach Hertz
$a_k$	Amplitude der Verkippungsbewegung des Modellversuchs
$a_s$	Amplitude der Schwingungsbewegung des Modellversuchs
$b_1$	Frequenz der Schwingungsbewegung in der Berechnung der Lissajous-Figuren
$b_2$	Frequenz der Verkippungsbewegung in der Berechnung der Lissajous-Figuren
$c_B(t_0)$	Anzahl der besetzten Bindungsmöglichkeiten an der Oberfläche eines Körpers zum Zeitpunkt $t_0$
$c_t$	Anzahl der freien Bindungsmöglichkeiten an der Oberfläche eines Körpers
$E$	Elastizitätsmodul
$\eta$	dynamische Viskosität des Schmiermediums
$e_{Bindung}$	flächenbezogene Bindungsenergie
$e_r$	Reibenergiedichte nach Testende
$e_{Tribol}$	flächenbezogene Reibenergiedichte auf Grund der tribologischen Belastung
$e^*$	verschleißspezifische Reibungsarbeit nach Fleischer
$F_N$	Normalkraft
$F_R$	Reibungskraft
$GK$	Gegenkörper
$H$	Werkstoffhärte
$H_{GK}$	Werkstoffhärte des Gegenkörpers
$H_{DLC}$	Werkstoffhärte der DLC-Schicht

---

$k$	Verschleißkoeffizient nach Archard
$k_{universal}$	Verschleißkoeffizient nach dem dissipativen Energieansatz nach Steiner
$k_1$	Proportionalitätsfaktor zwischen DLC-Verschleiß und eingebrachter Reibenergie
$\lambda$	Desorptionskoeffizient des Grenzfilms
$OT$	Oberer Totpunkt
$p_{fest}$	Festkörperdruck
$P_R$	Reibleistung
$P_{RGK}$	Reibleistungsdichte des Stahl-Gegenkörpers
$P_{Reib}$	Reibleistungsdichte (flächenbezogen)
$R_z$	Oberflächenrauheit
$s$	zurückgelegter Reibweg
$t$	Versuchszeit
$t_{c,DLC}$	Kontaktdauer des DLC-beschichteten Körpers
$t_{DLC\check{K}b}$	Kontaktbeginn des DLC-beschichteten Körpers im betrachteten Kontaktpunkt
$t_{DLC\check{K}e}$	Kontaktende des DLC-beschichteten Körpers im betrachteten Kontaktpunkt
$t_0$	Kontaktbeginn des Gegenkörpers
$t_i$	Beginn des Testsegments
$t_i + \Delta T_i$	Dauer eines betrachteten Testsegments
$t_{c,Metall}$	Kontaktdauer des metallischen Körpers
$t_x$	Phasenverschiebung in x-Richtung
$t_y$	Phasenverschiebung in y-Richtung
$\mu$	Reibungskoeffizient
$UT$	Unterer Totpunkt
$v_{rel}$	Relativgeschwindigkeit
$W_R$	Reibenergie nach Fleischer
$W_{reib}$	lokal eingebrachte Reibenergiedichte (flächenbezogen)
$W_V$	Verschleißvolumen

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Einführung . . . . .	1
1.2	Problemstellung . . . . .	2
1.3	Stand der Forschung . . . . .	2
1.4	Zielsetzung der Arbeit . . . . .	9
1.5	Vorgehensweise der Arbeit . . . . .	10
<b>2</b>	<b>Theoretische Grundlagen</b>	<b>11</b>
2.1	Einführung in die Tribologie . . . . .	11
2.2	Reibung . . . . .	12
2.3	Verschleiß . . . . .	15
2.4	Verschleißschutzschichten . . . . .	17
2.5	Berechnung von Reibung und Verschleiß . . . . .	20
<b>3</b>	<b>Experimentelle Grundlagen und Berechnungsansätze</b>	<b>25</b>
3.1	Erzeugnisversuche . . . . .	25
3.1.1	Aufbau der Hochdruckpumpe . . . . .	26
3.1.2	Arbeitsweise der Hochdruckpumpe . . . . .	27
3.1.3	Testbedingungen der Dauerlaufversuche . . . . .	28
3.1.4	Bestimmung der tribologischen Belastung . . . . .	29
3.2	Modellversuche . . . . .	44
3.2.1	Anmerkungen zum Modellprüfstand SRV4 . . . . .	45
3.2.2	Konzept des modifizierten Modellversuchs . . . . .	45
3.2.3	Prüfkörper der Modellversuche . . . . .	46
3.2.4	Testbedingungen der Modellversuche . . . . .	46
3.2.5	Tribologische Belastung im Modellversuch . . . . .	49
3.3	Messtechnik . . . . .	61



3.3.1	Konfokale Lasermikroskopie . . . . .	61
3.3.2	Reflektometrie . . . . .	62
3.3.3	Rasterelektronenmikroskopie (REM) . . . . .	62
<b>4</b>	<b>Experimentelle Ergebnisse</b>	<b>65</b>
4.1	Verschleißergebnisse aus Erzeugnisversuchen . . . . .	65
4.1.1	Verschleißverhalten des Stahlkörpers . . . . .	66
4.1.2	Verschleißverhalten des DLC-beschichteten Körpers . . . . .	67
4.1.3	Anwendung des energetischen Verschleißansatzes . . . . .	69
4.2	Verschleißergebnisse aus Modellversuchen . . . . .	71
4.2.1	Verschleißverhalten der Stahlkugel . . . . .	71
4.2.2	Verschleißverhalten des DLC-beschichteten Prüfkörpers . . . . .	73
4.3	Experimentelle Untersuchung weiterer Einflussgrößen . . . . .	78
4.3.1	Untersuchung von Erzeugnisversuchen (Feldrückläufer) . . . . .	78
4.3.2	Untersuchung von Modellprüfkörpern . . . . .	80
4.3.3	Experimentelle Untersuchungen zum Einfluss der Materialpaarung	82
4.3.4	Einfluss des Kraftstoffs . . . . .	84
4.4	Zusammenfassung der experimentellen Ergebnisse . . . . .	85
<b>5</b>	<b>Modellbildung</b>	<b>89</b>
5.1	Beschreibung des Desorptionsverlaufs des Grenzfilms . . . . .	94
5.2	Formulierung des neuen Verschleißmodells . . . . .	96
5.3	Überprüfung der Verschleißprognosen . . . . .	99
<b>6</b>	<b>Verifikation des Verschleißmodells</b>	<b>105</b>
6.1	Transfer auf einen weiteren Erzeugniskontakt . . . . .	105
6.1.1	Verschleißergebnisse des Stahlkörpers . . . . .	107
6.1.2	Verschleißergebnisse des DLC-beschichteten Rollenschuhs . . . . .	107
6.1.3	Anwendung des neuentwickelten Verschleißmodells . . . . .	110
6.1.4	Gesamtdarstellung aller Testebenen . . . . .	111
6.2	Übertragung der Ergebnisse . . . . .	113
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>115</b>
<b>8</b>	<b>Anhang</b>	<b>119</b>
8.1	Darstellung des Bewegungsverlaufs des Kontaktpunktes im Modellversuch	123

8.2	Berechnung der tribologischen Belastung - Rechenschema . . . . .	128
8.2.1	Kontakt des modifizierten Modellversuchs . . . . .	130



# Abbildungsverzeichnis

2.1	Schematische Darstellung eines Tribosystems . . . . .	12
2.2	Darstellung der Stribeck-Kurve . . . . .	14
2.3	Darstellung der Hauptverschleißmechanismen . . . . .	16
2.4	Schema der Hauptbindungsstrukturen von Kohlenstoff . . . . .	18
2.5	Darstellung verschiedener DLC-Schichttypen . . . . .	19
3.1	Common-Rail-Hochdruckpumpe . . . . .	26
3.2	Darstellung der Dauerlaufversuchsbedingungen . . . . .	29
3.3	Darstellung der Kontaktsituation zwischen Polygonring und Tassenstößel bei 0° eines Arbeitsspiels . . . . .	31
3.4	Darstellung der Kontaktsituation zwischen Polygonring und Tassenstößel bei 90° eines Arbeitsspiels . . . . .	33
3.5	Darstellung der Kontaktsituation zwischen Polygonring und Tassenstößel bei 180° eines Arbeitsspiels . . . . .	34
3.6	Darstellung der Kontaktsituation zwischen Polygonring und Tassenstößel bei 270° eines Arbeitsspiels . . . . .	35
3.7	Darstellung der Auswertepositionen auf dem Polygonring . . . . .	38
3.8	Festkörperdruck am Tassenstößel zu Beginn der Kompressionsphase . . . . .	40
3.9	Einteilung der Testbedingungen in Segmente zur Berechnung der Reibenergiedichte . . . . .	41
3.10	Vergleich der tribologischen Belastung für unterschiedliche Bereiche auf dem Polygonring . . . . .	43
3.11	Schema der Testparameter der Modellversuche. Gezeigt ist der Verlauf der Frequenz/Verkipfung, der Schwingungsfrequenz, der Schwingungsamplitude sowie der Normalkraft während der Modellversuche. . . . .	48
3.12	Verschleißspuren auf den Prüfkörpern bei Verwendung des neuen Modellversuchs . . . . .	49

3.13	Vergleich der Kontaktschemas beider Modellversuche . . . . .	50
3.14	Bewegung des Kontaktpunktes der Modellversuche . . . . .	52
3.15	Schema der Messpositionen für die Modellversuche . . . . .	53
3.16	Schema der Auswirkungen der unterschiedlichen Kontaktbelastung im Modellversuch . . . . .	57
4.1	Aufnahme der Oberfläche Tassenstößel nach Dauerlaufversuchen . . . . .	66
4.2	Darstellung der Polygonringoberfläche nach Dauerlaufversuch. . . . .	67
4.3	Darstellung des Verhältnis zwischen Verschleiß und Reibenergiedichte . .	70
4.4	Messung des Abtrags des Stahlkörpers nach Modellversuchen . . . . .	72
4.5	Verschleißergebnisse der Modellversuche . . . . .	73
4.6	Verhältnis zwischen Verschleiß und berechneter lokaler Reibenergiedichte	74
4.7	Vergleich zwischen unterschiedlichen Testebenen . . . . .	76
4.8	Darstellung des Gefüges des Stahlkörpers . . . . .	79
4.9	Gefüges des Stahlkörpers im Vergleich von Neuteil und Feldrückläufer . .	80
4.10	Oberflächenanalyse des Stahlkörpers . . . . .	81
4.11	Einfluss des Kraftstoffs auf den DLC-Verschleiß . . . . .	83
5.1	Modellvorstellung des Grenzfilms an polaren Oberflächen . . . . .	91
5.2	Schema zum Einfluss Kontaktdauer zum Abbau des Grenzfilms . . . . .	93
5.3	Anwendung des neuen Verschleißmodells auf Modellversuche mit dem modifizierten Aufbau . . . . .	101
5.4	Anwendung des neuen Verschleißmodells auf unterschiedliche Testebenen .	102
6.1	Darstellung des Querschnitts der Common-Rail-Hochdruckpumpe der vierten Generation . . . . .	106
6.2	Messpositionen des DLC-Verschleiß im Common-Rail-Hochdruckpumpe der vierten Generation Rollenschuh . . . . .	108
6.3	Kontaktdruck im Rollenschuh der Common-Rail-Hochdruckpumpe der vierten Generation . . . . .	109
6.4	DLC Verschleißwerte des Common-Rail-Hochdruckpumpe der vierten Generation Rollenschuhs . . . . .	109
6.5	Gesamtdarstellung des neuen Verschleißmodells auf alle Prüfkategorien .	112
8.1	Prüfbank für Erzeugnisversuche . . . . .	119
8.2	Ansicht der Prüfkammer des SRV4 . . . . .	121

8.3	Konstruktionszeichnung der neuen Halterung für den Modellversuch . . .	122
8.4	Bewegung des Kontaktpunktes der Modellversuche . . . . .	123
8.5	Bewegung des Kontaktpunktes der Modellversuche . . . . .	124
8.6	Bewegung des Kontaktpunktes der Modellversuche . . . . .	124
8.7	Bewegung des Kontaktpunktes der Modellversuche . . . . .	125
8.8	Bewegung des Kontaktpunktes der Modellversuche . . . . .	125
8.9	Bewegung des Kontaktpunktes der Modellversuche . . . . .	126



# Tabellenverzeichnis

3.1	Lokale Energiewerte im Erzeugniskontakt . . . . .	44
3.2	Ausgewählte Werkstoffwerte der Stahl-DLC-Paarung . . . . .	47
3.3	Parameter der Modellversuche I . . . . .	55
3.4	Berechnete Kontaktdauer der unterschiedlichen Positionen während eines Arbeitsspiels der Modellversuche für die Bedingungen aus Tabelle 3.3 . . . . .	56
3.5	Reibleistungsdichte im Modellversuch . . . . .	58
3.6	Reibenergiedichte an Positionen im Modellversuch . . . . .	59
3.7	Darstellung der Frequenzen beider Bewegungen für den Modellversuch . . . . .	60
3.8	Lokale Reibenergiewerte der Positionen für alle Testbedingungen der Modellversuche . . . . .	60
5.1	Bindungsenergie $T_{ab}$ . . . . .	95
6.1	Lokale Energiewerte an den definierten Positionen der Common-Rail-Hochdruckpumpe der vierten Generation für die Nennbedingungen . . . . .	111
8.1	Ausgewählte Eigenschaften von Dieselkraftstoff (DIN EN 590) . . . . .	120
8.2	Lokale Reibenergiedichtewerte im Erzeugniskontakt . . . . .	130



# 1 Einleitung

## 1.1 Einführung

Zur Verringerung der Schadstoffemissionen ist die Verbesserung des Verbrennungsvorgangs ein aktuell wichtiger Ansatzpunkt für die Automobilindustrie. Durch einen höheren Einspritzdruck kann eine feinere Zerstäubung erreicht werden, was letztlich zu einer vollständigeren Verbrennung des Kraftstoffs führt. Daraus ergeben sich jedoch zwangsläufig auch höhere Belastungen für die Komponenten des Einspritzsystems. Mit bestehenden Systemen können diese erhöhten Belastungen jedoch nicht immer sicher erreicht werden, so dass Neuentwicklungen im Bereich der Einspritzsysteme notwendig werden. Gleichzeitig bedingt der gestiegene Wettbewerbsdruck die Notwendigkeit, die Entwicklungszeiten zu verkürzen, um auch zukünftig konkurrenzfähig agieren zu können. Dies führt zu der Herausforderung, die einzelnen Entwicklungsschritte zu optimieren. Einen hohen Anteil hinsichtlich benötigter Zeit und Kosten während der Entwicklung nimmt die Erprobung von Neuentwicklungen ein. Hierbei wird neben der Funktionssicherheit auch die Lebensdauer unter den zu erwartenden Bedingungen geprüft. Zunehmend in den Vordergrund rückt dabei die Absicherung der Verschleißbeständigkeit während der gesamten Lebensdauer.

Die Lebensdauer von Komponenten der Dieseleinspritztechnik für PKW beträgt unter realen Bedingungen mindestens 300.000 km. Dies kann aus Zeit- und Kostengründen jedoch nicht durch eine große Anzahl Versuche am realen Fahrzeug erprobt werden, vielmehr werden geraffte Modellversuche und Prüfbankversuche eingesetzt. Für Neuentwicklungen ist es jedoch aufgrund der unzureichenden Vorhersagbarkeit des Verschleißverhaltens unter realen Belastungen oftmals noch unumgänglich, aufwändige und lange Versuchsreihen auf Prüfbänken zur Absicherung der Lebensdauer durchzuführen.

Eine modellbasierte Vorhersage der Verschleißergebnisse am Erzeugnis, bevor Ergebnisse aus Erprobungsmustern zur Verfügung stehen, würde den Entwicklungsprozess optimieren indem die notwendige Zeit sowie die Kosten reduziert werden würden. Eine solche Übertragung zur Vorhersage der Verschleißergebnisse ist jedoch bislang nicht möglich. Ursache

hierfür sind verschiedene Faktoren, wie ein Mangel an allgemeinen Verschleißmodellen sowie einem noch nicht vollständigen Verständnis der bei Verschleiß ablaufenden Prozesse. Daher besteht immer noch die Notwendigkeit die Verschleißbeständigkeit neuer Komponenten in der Entwicklung durch Dauerlaufversuche an realen Teilen zu überprüfen.

## 1.2 Problemstellung

Zu den Zielen der Entwicklung der Automobilindustrie gehört nicht nur die Neuentwicklung von Komponenten, sondern auch die Optimierung der einzelnen Entwicklungsschritte. Ein Ansatz hierbei ist die Entwicklung von Modellversuchen, aus denen sichere und zuverlässige Verschleißprognosen für reale Anwendungen gewonnen werden können. Die Verwendung vereinfachter Modellversuche bietet deutliche Kostenvorteile gegenüber den Erzeugnisversuchen. Verschleißraten, die von unterschiedlichen tribologischen Testebenen stammen, weisen jedoch häufig stark unterschiedliche Wwerte auf.

Die Kontaktstellen des Einspritzsystems für Dieselfahrzeuge unterliegen komplexen und dynamisch wechselnden tribologischen Belastungen. Eine ähnlich vielschichtige Belastungssituation kann mittels vereinfachter Modellversuche nicht abgebildet werden. Es lassen sich daher nur schwer verlässliche Aussagen für verschiedene Erzeugniskontakte bezüglich des Verschleißverhaltens von tribologisch belasteten Kontakten erzielen, wenn die Verschleißprognosen mit einem anderen tribologischen System gewonnen werden. Die Verwendung von aufwändigen und kostenintensiven Lebensdauertests ist daher momentan noch unumgänglich.

## 1.3 Stand der Forschung

Zur Gewinnung zuverlässiger Verschleißvorhersagen und der Übertragung von Modellversuchen auf Bauteil- und Erzeugnisversuche werden in der Literatur mehrere Ansätze beschrieben [Gre03], [ML95] oder [SS02]. Die Verschleißbeständigkeit von tribologisch belasteten Kontaktstellen kann als wichtiges Maß für die Bestimmung der Lebensdauer herangezogen werden, wenn zu großer Abtragsverschleiß einer der Kontaktkörper das Ausfallkriterium darstellt. Die Auslegung von Kontakten hinsichtlich Abtragsverschleiß kann sowohl simulativ als auch experimentell erfolgen. In der Literatur werden sechs Prüfkategorien mit unterschiedlich komplexen Testbedingungen vorgestellt, welche als sogenannte tribologische Prüfkette bekannt sind. Dabei reichen die Testbedingungen von Modellversuchen mit vereinfachten Prüfkörpern bis hin zu Untersuchungen am realen Erzeugnis unter Betriebsbedingungen

[SS02] und [CH03]. Die einzelnen Kategorien umfassen dabei:

- **Kategorie 1:** Betriebsversuche, bei denen die Versuche an realen Applikation unter originalen Feldbelastungen / Betriebsbedingungen durchgeführt werden.
- **Kategorie 2:** Umfasst Prüfstandsversuche der kompletten Maschine, bei denen das tribotechnische System auf einem Prüfstand getestet wird. Das Belastungskollektiv ist im Vergleich zum Feld begrenzt, aber praxisnah.
- **Kategorie 3:** Prüfstandsversuche einer einzelnen Baugruppe, bei denen ein einzelnes Original-Aggregat oder Bauteil getrennt vom Gesamtsystem auf einem Prüfstand getestet werden.
- **Kategorie 4:** Versuche mit unveränderten bzw. verkleinerten Bauteilen. Bei diesen Versuchen wird unter vereinfachten, aber praxisnahen Prüfbedingungen das reale Bauteil untersucht.
- **Kategorie 5:** Beanspruchungsähnliche Versuche am Probekörper, bei denen eine vereinfachte oder bauteilähnliche Komponente unter beanspruchungsähnlichen Prüfbedingungen getestet wird.
- **Kategorie 6:** Modellversuche mit vereinfachten Probekörpern. Das Belastungskollektiv unter Feldbedingungen ist bezüglich Bewegungsform und Profilverläufen stark vereinfacht und wird auf wenige Grundvorgänge reduziert.

Mit zunehmender Vereinfachung der Prüfkörper und des Abstraktionsgrades von den realen Bedingungen sinkt die Aussagefähigkeit und damit die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf die Realität [Det08] und [Gre03]. Dies hat zur Folge, dass Ergebnisse von vereinfachten Modellversuchen nur sehr begrenzt und oftmals nur qualitativ für die Beschreibung des Erzeugnisverhaltens herangezogen werden können [WK80], [KS83], [MK90] und [D.K06]. Dies lässt sich einerseits durch die Systemabhängigkeit von Verschleißergebnissen und andererseits durch den Mangel an universellen Verschleißmodellen erklären, die eine Extrapolation über Testgrenzen hinaus ermöglichen [Men94], [ML95], [SS08] und [CH03].

Hierzu sind in der Vergangenheit verschiedene Untersuchungen durchgeführt worden, die sich einerseits mit einer Verbesserung der **experimentellen Übertragung** und andererseits der Entwicklung von **zuverlässigen Verschleißmodellen** befassen. Im Folgenden werden

diese beiden Aspekte näher beleuchtet und die jeweiligen Anwendungsfälle sowie ihre Verbesserungen beschrieben.

### **Transferansätze von Verschleißergebnissen**

Grundsätzliche Untersuchungen zur Verwendung von vereinfachten Modellversuchen und der Übertragung dieser Ergebnisse auf weitere Prüfkategorien finden sich beispielsweise in den Arbeiten von Grebe [Gre03], Klaffke [D.K06], Krause und Senuma [KS83] oder Woydt und Kelling [WK80]. Dabei untersuchten die Autoren Grebe [Gre03] aber auch Krause und Senuma [KS83] die prinzipielle Eignung von solchen experimentellen Übertragungsansätzen zwischen Modellversuchen auf reale Anwendungen. Einigkeit besteht bei den zuvor genannten Autoren darin, dass ein solcher Transfer begrenzt ist durch die Abhängigkeit der Verschleißergebnisse vom Testsystem [WK80], [ML95] und [SS02]. Es können zwar qualitative Aussagen zur Eignung von verschiedenen Materialpaarungen oder Schmierstoffen für einen spezifischen Anwendungsfall, der untersucht wurde, übertragen werden, eine allgemeingültige Aussage über das Verhalten von Materialien bei unterschiedlicher Testbelastung ist jedoch mit solchen Modellversuchen nicht zu erreichen [Wut87] und [D.K06].

Für eine erfolgreiche Übertragung muss unter beiden Prüfkategorien der gleiche Verschleißmechanismus auftreten, was sich nicht immer erreichen lässt. Eine Änderung des Verschleißmechanismus führt jedoch zwangsläufig zum Scheitern einer qualitativen oder gar quantitativen Übertragung von Ergebnissen [ML95], [CH03] und [Gre03]. Demzufolge ist eine generelle Übertragung ohne Einschränkungen nicht möglich. Es muss vielmehr beim Transfer der Verschleißmechanismus sowie die wesentlichen Belastungsgrößen berücksichtigt werden. Dazu ist allerdings auch ein tieferes Verständnis der Vorgänge und der wirksamen Belastungsgrößen notwendig, um eine gezielte Übertragung zwischen verschiedenen Kategorien der Prüfkette zu erreichen [Wut87], [Ste10] und [Gre03].

Die detaillierte Untersuchung der Testbedingungen sowie einzelner Belastungsgrößen auf den Verschleiß und eines möglichen Transfers von Ergebnissen ist Gegenstand der Arbeiten von Cozza et. al. [RCCS07], Krahmalev et. al. [AGB08] und Samyn et. al. [SS08]. Bei den Ergebnissen von Samyn et. al. [SS08] handelt es sich um experimentelle Untersuchungen mit Polymerwerkstoffen. Es wurden Versuchsreihen durchgeführt, bei denen sowohl die Belastungshöhe als auch die Probenabmessungen verändert wurden, um einerseits Skalierungseffekte und andererseits die Auswirkungen der Belastung über mehrere Größenordnungen hinweg zu untersuchen. Die Autoren leiteten für diese Werkstoffgruppe

ein experimentelles Übertragungsmodell her, welches eine Extrapolation des Reibungskoeffizienten zwischen den beschriebenen Testkategorien ermöglicht. Einschränkend ist jedoch hinzuzufügen, dass, basierend auf den Ergebnissen dieser Arbeit, zwar der Reibungskoeffizient nicht jedoch die Verschleißwerte übertragen werden können. Dies führten Samyn et. al. [SS08] darauf zurück, dass die Skalierung der Testbedingungen unterschiedliche Verschleißmechanismen verursacht hat.

Die Auswirkungen von veränderten Testbedingungen auf den Verschleißmechanismus untersuchten ebenfalls Cozza et. al. [RCCS07] in ihrer Arbeit. Dabei zeigte sich eine Abhängigkeit des Verschleißmechanismus von der Belastungshöhe. Es handelte sich um abrasiven Verschleiß, welcher bei höheren Belastungen, im Wesentlichen bei steigender Pressungsbelastungen im Kontakt, zunehmend stärker zum Wechsel in Fressverschleiß neigt. Die Autoren wiesen damit die Grenzen nach, unterhalb derer der Verschleißmechanismus für die untersuchte Paarung konstant im abrasiven Bereich zu erwarten ist. Oberhalb dieser Belastungsgrenzen zeigte sich eine hohe Wahrscheinlichkeit eines Wechsel des Verschleißmechanismus. In einem universellen Modell kann ein solcher Wechsel des Mechanismus jedoch nicht berücksichtigt werden, was die Autoren mittels experimenteller Ergebnisse zeigten.

Zu ähnlichen Aussagen hinsichtlich der Bedeutung des Verschleißmechanismus bei einem Transfer zwischen unterschiedlichen Testkategorien kamen auch Krahhmalev et. al. [AGB08] in ihren Experimenten zum Oberflächenverschleiß bei der Blechherstellung. Die Autoren untersuchten die Auswirkungen von Vorschädigungen und leiteten aus den Modellversuchen ab, welche Einflussgrößen für einen Transfer von Modellversuchen auf das reale Erzeugnis berücksichtigt werden müssten. Dabei zeigten sie unter anderem eine Abhängigkeit der Verschleißergebnisse für den betrachteten Fall im Erzeugnis von der Vorschädigung, die während der Fertigung entstehen kann und bei einem Transfer von vereinfachten Versuchen ebenfalls berücksichtigt werden muss. Die Autoren kamen zum Schluss, dass ein Transfer zwischen unterschiedlichen Kategorien nur dann möglich ist, wenn der Verschleißmechanismus nur eine geringe Sensitivität auf eine Skalierung der Belastung aufweist.

Detaillierte Untersuchungen zum Einfluss einzelner Belastungsgrößen auf die Verschleißergebnisse sowie einen möglichen Transfer von Modellversuchen auf die reale Anwendung bearbeiteten unter anderem [Nel08], [KS08], [Ill09] oder [OvEM07]. Die genannten Autoren untersuchten in ihren jeweiligen Arbeiten exemplarisch eine tribologisch belastete Kontaktstelle und versuchten, die einzelnen Belastungsgrößen mit dem jeweiligen Einfluss möglichst grundlegend zu verstehen, um hierdurch eine Übertragung zu ermöglichen. Dies stellt im Vergleich zu den genannten Arbeiten der vorangegangenen Abschnitte einen Mehrwert dar,

da Skalierungseffekte deutlicher herausgearbeitet wurden und somit die grundlegenden Erkenntnisse dieses Gesamteinflusses eingegrenzt wurden.

Bei der Arbeit von Kopp und Schwarze [KS08] erarbeiteten die Autoren einen Prüfstand für den Kontakt zwischen Kolbenring und Zylinderwand aus einem Verbrennungsmotor, der das Ziel hatte, das Verschleißverhalten des realen Motors auf dem Prüfstand abzubilden. Es gelang den Autoren, eine Ähnlichkeitsbeziehung im Verschleißverhalten für beide Prüfkategorien zu ermitteln, wenn die Belastungsbedingungen des eigens entwickelten Prüfstandes für diese Kontaktstelle verändert wurden. Dabei verstehen die Autoren unter dieser Skalierung der Belastung eine Anpassung der Höhe der jeweiligen Belastungsgröße auf die Abmessungen der verwendeten Prüfkörper. Dazu wurden ausführliche Untersuchungen zur Versuchsdauer und der Belastungsauswirkungen durchgeführt. Es konnte jedoch kein eindeutiger Zusammenhang gefunden werden, der für beide Prüfkategorien gültig ist und der neben dem Verschleiß auch gleichermaßen die Belastungsintensität skaliert. Die Verschleißergebnisse im Motor, die nach einigen hundert Betriebsstunden erreicht werden, korrelieren mit den Ergebnissen aus dem Prüfstand nach wenigen Versuchsstunden. Der Einfluss einzelner Belastungsgrößen auf den Verschleiß konnte in dieser Arbeit erfolgreich gezeigt werden und stellt damit einen wichtigen Fortschritt dar für diesen Kontakt.

Einen ähnlichen Ansatz der Abbildung der Belastungsbedingungen eines Erzeugniskontaktes durch einen spezifisch aufgebauten Prüfstand greifen die Autoren von Estorff et al. [OvEM07] auf. Dabei befassten sich die Autoren mit der Auslegung von Wellendichtringen auf Basis der experimentellen Verschleißergebnisse von Modellversuchen. Die Belastungssituation im Erzeugnis wurde nahezu gleich auf einen vereinfachten Modellversuch für Wellendichtringe übertragen und experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Der Verschleiß an realen Komponenten wurde mit den Verschleißergebnissen von vereinfachten Modellversuchen verglichen. Es konnte den Autoren zufolge mittels des Vergleichs dieser beiden experimentellen Untersuchungen, eine sehr gute Übereinstimmung beider Prüfkategorien erreicht werden. Diese experimentellen Daten sind für die Auslegung von Dichtringen auch in entsprechenden Modellberechnungen berücksichtigt und verbessern die Auslegung für Kontakte dieser Art. Das abgeleitete Verschleißmodell beschränkt sich auf die Auslegung von Wellendichtringen, stellt jedoch ein optimiertes Vorgehen für die Produktentwicklung zukünftiger Wellendichtringe oder ähnlicher Bauteile dar.

Übereinstimmend mit den Aussagen von von Estorff et al [OvEM07] gelangte auch Nelissen [Nel08] in seinen Untersuchungen zu den Ergebnissen, dass die Übertragung von experimentell gewonnenen Verschleißergebnissen zwischen vereinfachten Versuchen auf reale Kontakte nur

dann erfolgreich ist, wenn für eine ausgewählte Kontaktstelle ein spezieller Modellversuch entwickelt wurde und die Belastung im Modellversuch der Belastung in der realen Applikation nahezu gleicht. Dies unterstreicht wiederum die Aussagen hinsichtlich der Sensitivität von Verschleißergebnissen in Abhängigkeit von der Gesamtbelastung, welches zu Beginn des Kapitels bereits beschrieben wurde.

### **Transferansätze von Verschleißmodellen**

Einen weiteren Ansatz, die Abhängigkeit der Verschleißergebnisse von den Testbedingungen auf physikalische Größen zu reduzieren, um das Verständnis für tribologisch belastete Kontakte zu verbessern und hierdurch einen Transfer zu ermöglichen, stellte beispielsweise Illner [Ill09] in seiner Arbeit vor. Dazu wurde ein Erzeugniskontakt, genauer eine Kontaktstelle innerhalb des Antriebs einer Dieselhochdruckpumpe, ausgewählt und die real auftretenden Belastungen und die Bewegungsform wurden in einem eigens hierfür erstellen Prüfstands-aufbau umgesetzt. Zur experimentellen Untersuchung wurden Serienbauteile verwendet und die Testparameter wurden entsprechend einzelner realer Betriebspunkte des gewählten Erzeugniskontaktes festgelegt.

Die in dieser Arbeit ermittelten experimentellen Daten wurden dann in einem Berechnungsverfahren, in dem neben der Schmier-spalthöhenverteilung auch die Verteilungen des hydrodynamischen Druckes, der Kontakttemperaturen, des Festkörperkontaktdruckes und der Reibung unter Berücksichtigung der Rauheiten beider Reibkörperverformungen bestimmt. Ein Abgleich der aus der elasto-hydrodynamischen Simulationen erhaltenen Daten mit den experimentellen Daten zeigte eine sehr gute Übereinstimmung. Die Einbindung einer Verschleißberechnung auf Basis des energetischen Verschleißmodells nach Fleischer erfolgte ebenfalls im Rahmen der Arbeit von Illner [Ill09].

Die Ableitung eines Verschleißmodells unter Berücksichtigung verschiedener Aspekte der Belastung als Übertragungsansatz wird in vergleichbarer Weise zu [Ill09] auch in den Arbeiten von Stolarski [Sto96], Bischoff [Bis05], Scholten et. al. [SM07], Steiner [Ste10] und Loesche [Loe97] untersucht. Die einzelnen Arbeiten betrachten dabei verschiedene Aspekte und werden im Folgenden kurz dargestellt.

Bei der Arbeitsgruppe um Scholten et. al. [SM07] sind mehrere umfassende Untersuchungen zur Gesamtbelastung und deren Auswirkungen auf den Verschleiß durchgeführt worden. Dabei trennten die Autoren entsprechende thermische oder mechanische Einflussgrößen auf und berücksichtigen diese Unterscheidung auch im Berechnungsmodell. Grundsätzlich wurde experimentell der Verschleiß an Fahrwerksgelenken im realen Betrieb und spezifi-

schen Prüfständen für diese Kontaktstelle analysiert. Es wurde im Zuge dieser Arbeit von den Autoren ein Prüfstand umgesetzt, mit dem die real zu erwartende Belastung unter Verwendung vereinfachter Prüfkörper nachgebildet werden kann. Dadurch konnte eine sehr gute Übereinstimmung der Verschleißwerte zwischen den Modellversuchen und den realen Bauteilen erreicht werden. Es gelang den Autoren im Rahmen ihrer Arbeit festzustellen, welche Einflussgrößen und Lastpunkte des gesamten Belastungskollektivs der realen Applikation in welchem Maße auf den Verschleiß wirken, um dadurch geraffte Belastungsgrößen abzuleiten. Es konnte somit nicht nur eine qualitative Übertragung erreicht werden, sondern für einzelne Belastungsgrößen lässt sich auch der quantitative Einfluss bestimmen und im Berechnungsmodell berücksichtigen. Es wird eine Raffung der Testdauer durch das Ausschließen von Testanteilen erreicht, deren Belastung unterhalb einer Verschleißgrenze liegt. Ein Nachteil dieser Methode ist jedoch, dass Reihenfolgeneinflüsse aufgrund von dynamischen Lastwechseln nicht berücksichtigt werden. Es wird explizit bei dieser Methode und der Vorgehensweise, der auch die Autoren um Scholten folgen, kein Einfluss von Belastungsabfolgen berücksichtigt.

Grundlegender als die vorab genannten Arbeitsgruppen beschäftigte sich Steiner [MT10] in ihrer Arbeit mit dem Einfluss physikalischer Größen auf den Verschleiß und einer daraus abgeleiteten Übertragung zwischen unterschiedlichen Prüfkategorien. In dieser Arbeit befasste sich die Autorin mit dem Transfer von Verschleißergebnissen an trockenen Stahl-DLC Kontakten von vereinfachten Modellversuchen auf Serienbauteile durch die Kopplung von Experimenten für beide Prüfkategorien und einem simulativen Ansatz. Auf Basis eines ersten Simulationsmodells von Hegadekatte [HK06] wurde in dieser Arbeit ein physikalisch basiertes Verschleißmodell weiterentwickelt, welches durch die Berücksichtigung von experimentellen Ergebnissen der Modellversuche ergänzt wurde. Letztlich lässt sich mit diesem Verschleißmodell eine zuverlässige Verschleißprognose dieser Paarung für weitere Kontaktgeometrien von unterschiedlichen Stahl-DLC-Paarungen erreichen [MT10]. Diese Arbeit eignet sich damit für eine sehr gute Vorhersage von zu erwartenden Verschleißergebnissen an beiden Körpern unter den genannten Bedingungen. Die Extrapolation auf längere Versuchsdauern konnte ebenfalls nachgewiesen werden. Dadurch kann mit Hilfe dieses Verschleißmodells eine Verringerung der Testdauer für trockene Stahl-DLC Kontakte erreicht werden.

Diese Übersicht über Arbeiten, welche eine Übertragung von Verschleißergebnissen zwischen unterschiedlichen Prüfkategorien untersuchen und in Verschleißmodellen berücksichtigen, zeigt mit zunehmender Konkretisierung des Untersuchungsgegenstandes eine Steigerung des Erfolgs. Ein allgemeines Verschleißmodell, welches alle Kontakte, Verschleiß-



mechanismen, Materialpaarungen oder Belastungsfälle berücksichtigt und grundlegend eine universelle Übertragung ermöglicht, ist aufgrund der Komplexität und Vielfalt derzeit nicht möglich [CH03] und [Men94]. In mehreren Fällen konnte gezeigt werden, dass die Verwendung von gerafften und vereinfachten Modellversuchen dann für eine Übertragung auf reale Kontakte möglich ist, wenn die Belastung, welche im Bauteil auf den tribologischen Kontakt wirkt, nahezu identisch im Modellversuch umgesetzt wird. Des Weiteren erfordert eine sichere und zuverlässige Verschleißvorhersage und Übertragung von Versuchsergebnissen auf andere Prüfkategorien, dass der gleiche Verschleißmechanismus auf jeder Ebene vorliegt [Ste10], [SM07] oder [KS08]. Ändert sich entweder die Belastungsform, die Intensität der Belastung oder tritt ein anderer Verschleißmechanismus zwischen den unterschiedlichen Prüfkategorien auf, dann kann keine Übertragung erreicht werden.

Bislang ist jedoch noch kein zuverlässiges Verschleißmodell vorhanden, welches eine Übertragung für unterschiedliche Kontaktstellen oder einen direkten Transfer von Verschleißergebnissen von Modellversuchen auf reale Erzeugniskontakte ermöglicht. Somit ist eine frühzeitige Vorauslegung von neuen Komponenten mit einer neuartigen Belastungsform nach wie vor noch mittels aufwändiger Dauerlaufversuche am Erzeugnis abzusichern.

## 1.4 Zielsetzung der Arbeit

Das Ziel dieser Arbeit ist die Berechnung von quantitativen Verschleißwerten einer Stahl-DLC-Paarung unter Dieselmotorschmiermittelung mittels eines in dieser Arbeit neu zu entwickelnden Verschleißmodells, unabhängig von der Testebene, auf der die Verschleißwerte gewonnen werden, sowie der Geometrie der Paarung. Dieses Modell soll für die künftige Entwicklung neuer Komponenten in der Dieseleinspritztechnik anwendbar sein, um den zu erwartenden Verschleiß dieser Materialpaarung zuverlässig bereits vor dem Zeitpunkt, an dem Erprobungsdaten aus Erzeugniskontakten zur Verfügung stehen, vorhersagen zu können. Damit soll eine sichere Auslegung eines solchen neuen Kontaktes bereits während einer sehr frühen Phase der Produktentwicklung ermöglicht werden, indem der zu erwartende Verschleiß aufgrund der wirksamen Belastung berechnet wird und mit zulässigen Grenzwerten, bedingt durch das Design oder der geplanten Dicke einer Beschichtung verglichen wird. Zu diesem Zeitpunkt der Entwicklung können dann Designänderungen und die Schichtdicke noch einfacher und kostengünstiger angepasst werden als nach Fertigstellung der ersten Musterteile. Mittels dieses Verschleißmodells soll ein Beitrag zur Steigerung der Effizienz in der Komponentenentwicklung der Automobilindustrie geleistet werden, indem zuverlässige

Transferansätze von Verschleißergebnissen während der frühen Phasen der Entwicklung eingesetzt werden.

## 1.5 Vorgehensweise der Arbeit

Um das zuvor genannte Ziel dieser Arbeit zu erreichen, wird im ersten Schritt ein exemplarischer Erzeugniskontakt mit einer Stahl-DLC-Paarung ausgewählt. Hierbei handelt es sich um einen komplex belasteten Kontakt in der Common-Rail-Hochdruckpumpe der dritten Generation, welcher während des realen Betriebs einer kontinuierlichen Schmierung mit Dieselmotorkraftstoff unterworfen wird. Mittels einer detaillierten Betrachtung der Belastung (Normalkraft, Bewegungsablauf, Temperatur,...) kann die Beanspruchung auf beiden Oberflächen zeitlich und räumlich aufgelöst, dargestellt werden. Dadurch lassen sich relevante Zusammenhänge zwischen der Art der Belastungsaufbringung (Kontaktunterbrechung und Dauerkontakt) und dem Verschleiß dieser Paarung ableiten. Diese Zusammenhänge bilden die Basis für die Modifikation eines gängigen tribologischen Modellversuchs mit einfachen Geometrien (Kugel-Platte-Aufbau) unter Kraftstoffschmierung. Mittels umfassender experimenteller Modellversuche wird der zuvor im Erzeugniskontakt identifizierte Einfluss der Art der Belastungsaufbringung auf unterschiedlichen Testebenen untersucht. Auf Basis dieser experimenteller Daten aus unterschiedlichen Testebenen für die gewählte Paarung wird ein Verschleißmodell entwickelt, das die Berechnung der Verschleißwerte für die vorgestellten Testebenen ermöglicht. Bestätigt werden soll das Verschleißmodell mittels des Vergleichs der berechneten und der real gemessenen Verschleißwerte an einem weiteren Erzeugniskontakt, der sich in der Geometrie der Kontaktkörper sowie der Lastgeschichte deutlich vom ersten Erzeugniskontakt unterscheidet.

Das weitere Vorgehen gliedert sich dabei in die folgenden Abschnitte: In Kapitel 2 werden die theoretischen Grundlagen für das Verständnis bereitgestellt. Anschließend werden in Kapitel 3 die experimentellen Grundlagen beider Testebenen (Erzeugniskontakt und Modellversuche) beschrieben. Im folgenden Kapitel 4 werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen für beide Testebenen dargestellt. Diese bilden die Basis für das in Kapitel 5 entwickelte Verschleißmodell. Der Nachweis des gültigen Bereichs des in dieser Arbeit neu entwickelten Verschleißmodells wird dann in Kapitel 6 geführt. Zum Schluss werden die wichtigsten Ergebnisse zusammengefasst und ein Ausblick auf zukünftige Ansätze wird vorgestellt.

## 2 Theoretische Grundlagen

Im folgenden Kapitel werden die theoretischen Grundlagen bereitgestellt, die für das Verständnis dieser Arbeit notwendig sind. Die vorliegende Arbeit ordnet sich in das Fachgebiet Tribologie ein, welches in Forschung und Wirtschaft zunehmend an Interesse und Bedeutung gewinnt. Umfassende Weiterführungen in die unterschiedlichen Teilbereiche dieses Fachgebietes, die über den Schwerpunkt dieser Arbeit hinausgehen, sind in der einschlägigen Literatur der Tribologie zu finden, auf die in den folgenden Abschnitten an entsprechender Stelle verwiesen wird.

### 2.1 Einführung in die Tribologie

Tribologie befasst sich als Wissenschaftszweig mit der Erforschung von Reibungsvorgängen sowie deren Auswirkungen und Ursachen. Als einer der Ersten fasste dabei Jost [Jos66] in den 60er Jahren des letzten Jahrhunderts den Begriff wie folgt in Worte:

"Tribologie ist die Wissenschaft von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Grenzgebiet von Reibung und Verschleiß, einschließlich Schmierung und schließt entsprechende Grenzwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen ein."

Mit Hilfe diese Beschreibung wird ein Rahmen für eine interdisziplinäre Betrachtung von Fragestellungen aufgespannt, die sowohl unter physikalischen, chemischen als auch werkstoffwissenschaftlichen Aspekten untersucht und beantwortet werden [CH03], [SS02] und [Wut87].

Während diese heute gängige Definition der Tribologie noch relativ neu ist, sind grundsätzliche Fragestellungen zu diesen Vorgängen schon deutlich länger von Interesse. Bereits in ägyptischen Darstellungen, die mehrere tausend Jahre alt sind, werden Reibungsprobleme sowie deren Lösungen gezeigt. Weiterhin lassen sich über die Jahrhunderte hinweg

viele berühmte Wissenschaftler mit tribologischen Fragestellungen in Verbindung bringen. Hierzu zählen beispielsweise Leonardo DaVinci (Verschleißuntersuchungen von Gleitlagern), Guillaume Amontons (Untersuchung der Mischreibung, Abhängigkeit von Normalkraft und Rauigkeit), Johann Euler (Einführung des Reibkoeffizienten), aber auch Charles Augustin Coulomb (Weiterarbeit der Gedanken von Amontons) [Dow98]. Die Lösung von Reibungsproblemen ist ein steter Begleiter von naturwissenschaftlichen und technischen Errungenschaften.

Als grundsätzliches Ziel der Tribologie kann die Optimierung von tribotechnischen Systemen, z.B. Kontaktstellen in Maschinenelementen, hinsichtlich Leistungsfähigkeit und Wirkungsgrad angesehen werden. Ein technisches System besteht dabei aus vier Bestandteilen: dem Grundkörper und Gegenkörper, einem Umgebungsmedium (meistens Luft) sowie einem Zwischenstoff, welcher sowohl flüssig, als auch fest bzw. gasförmig sein kann [Wut87] und [SS02].

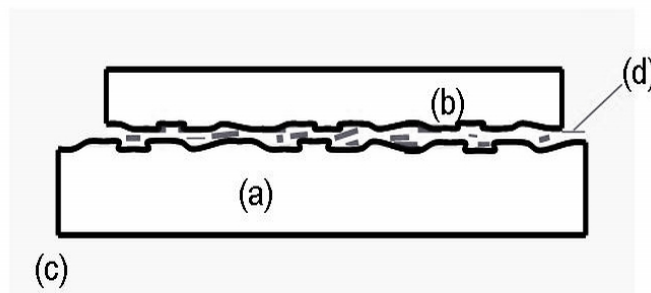


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung eines Tribosystems nach [Det08] und [CH03].

(a) Grundkörper, (b) Gegenkörper, (c) Umgebungsmedium und (d) Zwischenstoff

## 2.2 Reibung

Maschinenelemente und insbesondere deren Kontaktstellen unterliegen während des Betriebs komplexen Belastungen. An relativ zueinander bewegten Kontaktstellen äußert sich die entgegengesetzt zur Relativbewegung wirkende Belastung in Form von Reibung. Definiert ist Reibung als derjenige Widerstand, den ein Körper einer Relativbewegung entgegensetzt, einschließlich sämtlicher hierdurch bedingter Wechselwirkungsprozesse [CH03].

Die während des Betriebs auf die Kontaktstelle einer Komponente wirkenden tribologischen Belastungen werden als sogenanntes Belastungskollektiv zusammengefasst. Darunter sind die von außen auf den Kontakt einwirkenden Kräfte (Normal- und Tangentialkräfte), Bewegungsform und -ablauf, Relativgeschwindigkeiten der Körper, aber auch zusätzliche Faktoren, wie Vibrationen oder Temperatur, zu verstehen. Dieses Belastungskollektiv bewirkt das Auftreten von Reibung, wodurch mechanische und tribochemische Beanspruchungen an den Oberflächen der involvierten Körper auftreten [CH03] und [Det08]. Generell wird in der Literatur der Tribologie zwischen innerer und äußerer Reibung unterschieden. Bei der sogenannten inneren Reibung gehören die relevanten Stoffbereiche zu ein und demselben Körper, während bei äußerer Reibung die kontaktierenden Stoffbereiche zu unterschiedlichen Körpern gehören [CH03].

Reibung lässt sich entsprechend den Aggregatzuständen der kontaktierenden Körper in unterschiedliche Reibungszustände einordnen. Bei der Festkörperreibung tritt unmittelbarer Kontakt zweier fester Oberflächen auf. Tritt Grenzreibung auf, dann sind die Oberflächen der Kontaktkörper durch eine molekulare Grenzschicht bedeckt, die beispielsweise vom Schmierstoff oder aus der Umgebung stammt. Sind die Oberflächen beider Kontaktpartner durch einen vollständigen flüssigen Film voneinander getrennt, spricht man von Flüssigkeitsreibung. Handelt es sich um ein gasförmiges Medium, welches den Oberflächenkontakt vollständig unterbindet, wird dies als Gasreibung bezeichnet. In vielen Anwendungsfällen liegt jedoch eine Mischform verschiedener Reibungszustände vor. Meistens wird mit diesem Begriff eine Mischform aus Festkörper- und Flüssigkeitsreibung assoziiert [CH03].

Zur weiteren Beschreibung von Reibungsvorgängen werden verschiedene Kenngrößen ermittelt. Zu den gängigsten Größen gehört der sogenannte Reibungskoeffizient  $\mu$ . Dieser wird durch den Quotient aus der tangential zur Oberfläche wirkenden Reibungskraft  $F_R$  und der senkrecht zur Oberfläche wirkenden Normalkraft  $F_N$  gebildet:

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} \quad (2.1)$$

Reibung und alle daraus resultierenden Vorgänge stellen eine Systemeigenschaft dar. Die Ergebnisse oder Schlussfolgerungen sind daher weder beliebig zu transferieren, noch können sie unabhängig von den Systemeigenschaften betrachtet werden [CH03].

Eine vollständige Betrachtung der ablaufenden Reibungsvorgänge schließt die Berück-

sichtigung von Schmierstoffeffekten ein. Insbesondere, wenn es sich beim Schmiermedium zwischen den Körpern um eine Flüssigkeit handelt, spielen zusätzliche Strömungsaspekte eine Rolle [DH77]. Von zentraler Bedeutung ist auch die Minimierung von Reibung und die dadurch hervorgerufene Verringerung der Kontaktbelastung durch das Schmiermedium. Ziel ist die Vermeidung von Festkörperkontakten und daraus resultierend die Verringerung von Reibung im Kontakt. Eine Darstellung, mittels derer die verschiedenen Reibungszustände in geeigneter Weise schematisch visualisiert werden können, ist die Stribeckkurve, welche in Abbildung 2.2 gezeigt wird [Str02]. In dieser Darstellung wird der Verlauf des Reibungskoeffizienten  $\mu$  über dem Quotienten aus der Relativgeschwindigkeit  $v$  zwischen Grund- und Gegenkörper und der Normalkraft  $F_N$  dargestellt multipliziert mit der dynamischen Viskosität des Schmiermediums dargestellt:

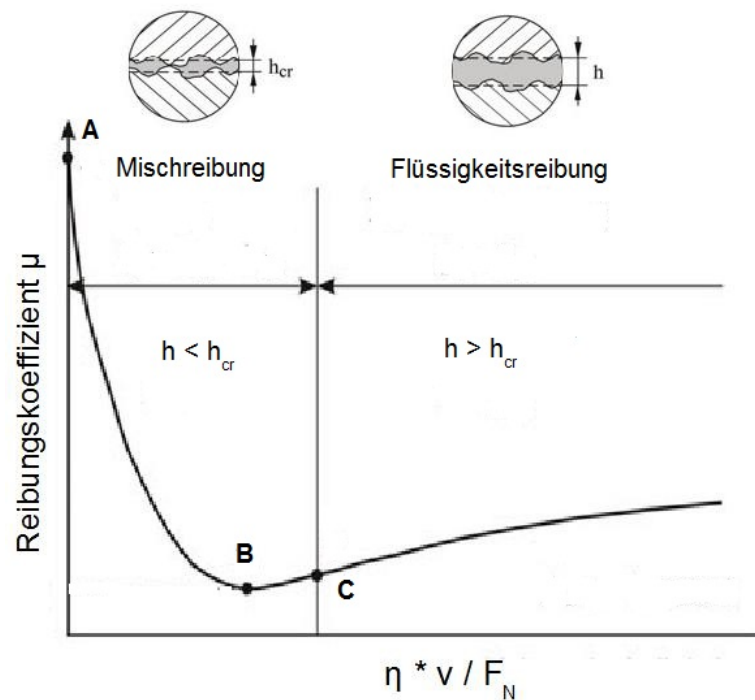


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung der Stribeck-Kurve mit den verschiedenen Schmierbereichen nach [Bar09].

In der Stribeckkurve sind im Wesentlichen die Bereiche Misch- und Flüssigkeitsreibung von Interesse. In weiteren Darstellungen wird zusätzlich noch die Grenzreibung beschrieben. Diese liegt in der obigen Abbildung links vom Gebiet der Mischreibung, in der Nähe des

Punktes A. Dabei liegt kein hydrodynamischer Schmierfilm zwischen den Körpern mehr vor, jedoch sind die Oberflächen noch mit einem Schmierfilm bedeckt. An Mikrokontakten kann lokal bereits Grenzreibung auftreten, während an anderen Stellen des Kontaktes noch Mischreibung überwiegt. Liegt Flüssigkeitsreibung vor, was in der vorherigen Darstellung dem Bereich rechts vom Punkt C entspricht, ist ein nahezu verschleißfreier Betrieb des Tribokontaktes möglich. Sinkt die Relativgeschwindigkeit  $v$  ab, kommt es zum Übergang in die Mischreibung. Die minimale Reibung tritt am Punkt B auf und wird in der Mischreibung erzielt. Ein weiteres Absinken der Relativgeschwindigkeit führt wieder zum Anstieg des Reibungskoeffizienten bis hin zum Maximum im Punkt A, der bei Stillstand der Relativbewegung auftritt. Die Werte, die an den Punkten A – C erreicht werden, sind system- und materialabhängig [Bar09] und [CH03].

Führt die tribologische Belastung inklusive der vorliegenden Reibung zum Überschreiten einer systemspezifischen Grenze (abhängig von Materialgrenzwerten und dem Zwischenmedium), dann führt dies zum Materialabtrag an mindestens einer der beiden Oberflächen, was als Verschleiß bezeichnet wird.

## 2.3 Verschleiß

Verschleiß beschreibt gemäß der zurückgezogenen DIN 50320 den fortschreitenden Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers, hervorgerufen durch mechanische Ursachen, d.h. Kontakt- und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Körpers [SS02]. In Abhängigkeit vom Belastungskollektiv unterscheidet man verschiedene Verschleißarten [CH03]. Bedingt durch die energetischen und stofflichen Wechselwirkungen treten zwischen den Kontaktpartnern verschiedene physikalische und chemische Prozesse auf, die man in unterschiedliche Verschleißmechanismen unterscheidet [Wut87] und [SS02]. In Abbildung 2.3 sind diese Mechanismen schematisch dargestellt [CH03].

Im Wesentlichen werden vier Verschleißmechanismen unterschieden. Abrasion tritt durch ritzende oder furchende Beanspruchung auf und stellt sich als Materialverlust mindestens einer der Oberflächen dar. Oberflächenzerrüttung als Verschleißmechanismus stellt sich als Folge einer periodisch wirkenden Belastung (z.B. Schwingungen) ein, die in normaler oder paralleler Richtung zu den Oberflächen wirkt, wodurch sich eine Werkstoffermüdung einstellt. Dieser Verschleißmechanismus kann auch bei Stoßbeanspruchungen auftreten. Dieser Verschleißmechanismus tritt ebenfalls dann auf, wenn sich Grenzschichten zwischen

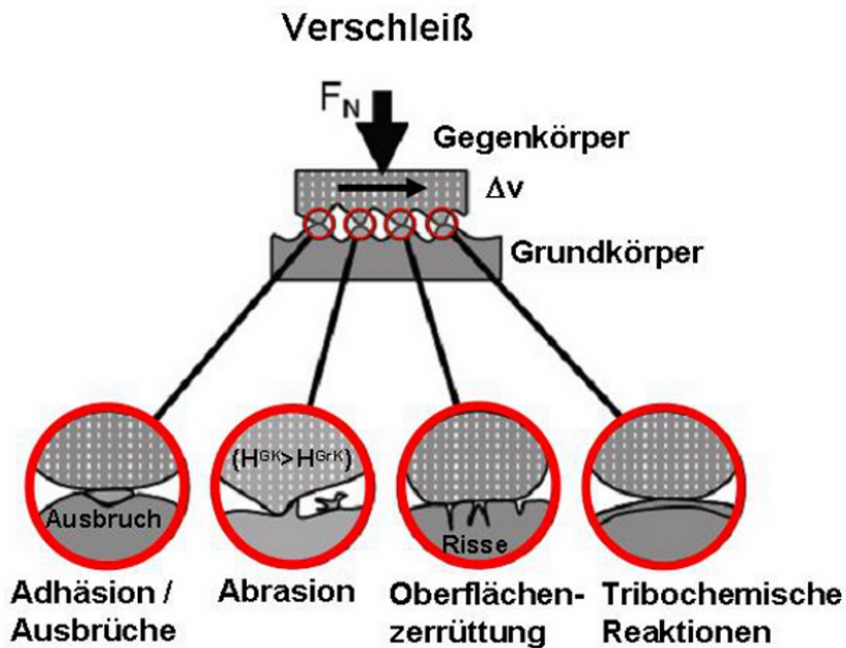


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung von Reib- und Verschleißmechanismen nach [SS02] und [CH03].

den Kontaktoberflächen ausbilden und diese aufgrund der tribologisch wirksamen Belastung abgetragen werden [Jan03]. Adhäsion entsteht als ein Materialübertrag zwischen Grund- und Gegenkörper durch die Ausbildung einer lokalen Grenzflächen-Haftverbindung als Folge einer hohen Flächenpressung, so dass ein großflächiger Kontakt entsteht, oder durch einen Schmierfilm-/Grenzfilm-Durchbruch, so dass sich ein direkter Kontakt der kontaktierenden Oberflächen einstellt und hieraus der Verschleiß entsteht. Unter tribochemischer Reaktion wird eine reibinduzierte chemische Wechselwirkung zwischen den Kontaktpartnern bzw. dem Zwischenmedium verstanden. Es kommt zu Verlusten von Material aufgrund der Abspaltung von Reaktionsprodukten von den Kontaktflächen [SS02] und [CH03]. Unter realen Bedingungen treten einige oder alle dieser hier eindeutig voneinander abgegrenzten Mechanismen parallel auf.



## 2.4 Verschleißschutzschichten

Infolge der gestiegenen Leistungsanforderungen an technische Systeme und den hieraus resultierenden höheren Belastungen, werden zunehmend zusätzliche Maßnahmen zum Verschleißschutz notwendig. Dazu gehört auch der Einsatz von Verschleißschutzschichten. Hierunter ist ein zusätzlicher Oberflächenschutz einer oder beider Kontaktkörper eines technischen Systems zu verstehen, welcher die Belastungsgrenzen (z.B. erhöhte Scherfestigkeit der Oberfläche) des tribotechnischen Systems erhöhen kann, sowie gegenüber einer spezifischen Belastung (z.B. Korrosion) schützend wirken kann und damit die Lebensdauer erhöht.

Bei Dieseleinspritzpumpen werden für eine Vielzahl von Kontaktstellen sogenannte Diamond Like Carbon Beschichtungen (DLC) (zu deutsch: Diamantähnliche Kohlenstoffschichten) eingesetzt. Hierbei handelt es sich um eine Beschichtungsgruppe, der eine große Anzahl von unterschiedlichen amorphen, wasserstoffhaltigen und wasserstofffreien, kohlenstoffhaltigen Materialien zugeordnet werden. Innerhalb der DLC-Schichten unterscheiden sich die einzelnen Typen vorwiegend aufgrund ihrer Bindungsstruktur voneinander, wobei dies den relativen Anteil der graphitischen und diamantartigen Bindungen zueinander meint. Kohlenstoff kommt in der Natur in unterschiedlichen Konfigurationen vor, wobei vor allem Diamant und Graphit von Bedeutung für den Verschleißschutz sind.

Diamant ist das härteste bekannte Material der Welt (Härte: 100 GPa), welches aus tetragonal orientierten,  $sp^3$ -hybridisierten Bindungen besteht. Zwischen den Atomen besteht eine starke kovalente Bindung, die auch die Ursache für die besonderen Eigenschaften des Diamanten bilden, zu denen neben der Härte auch eine hohe Verschleißbeständigkeit gehört. Graphit dagegen ist bekanntermaßen sehr weich und weniger robust als Diamant. Die auftretenden Kohlenstoffbindungen bestehen mehrheitlich aus  $sp^2$ -hybridisierten Orbitalbindungen, die ein 2-dimensionales kovalentes Kohlenstoffgitter bildet. Zwischen zwei Gitterebenen liegen vergleichsweise schwache Van-der-Waals Kräfte vor, während innerhalb einer Gitterschicht kovalente und damit stärkere Bindungskräfte vorhanden sind. Bei einer entsprechenden Belastung durch Scherkräfte gleiten daher die einzelnen Ebenen gegeneinander ab, während die Gitterstruktur innerhalb einer Ebene durch die stärkeren kovalenten Bindungen erhalten bleibt. Dieser Effekt zeichnet Graphit als Schmiermedium besonders aus.

Den DLC-Schichten werden verschiedene, amorphe Kohlenstoffbindungen mit unterschied-

lichen Anteilen an diamantartigen und graphitischen Bindungen zugerechnet. Die jeweiligen Anteile an  $sp^2$  und  $sp^3$ -hybridisierten Bindungen sind maßgeblich verantwortlich für die jeweilige Modifikation der vorhandenen DLC-Schicht.

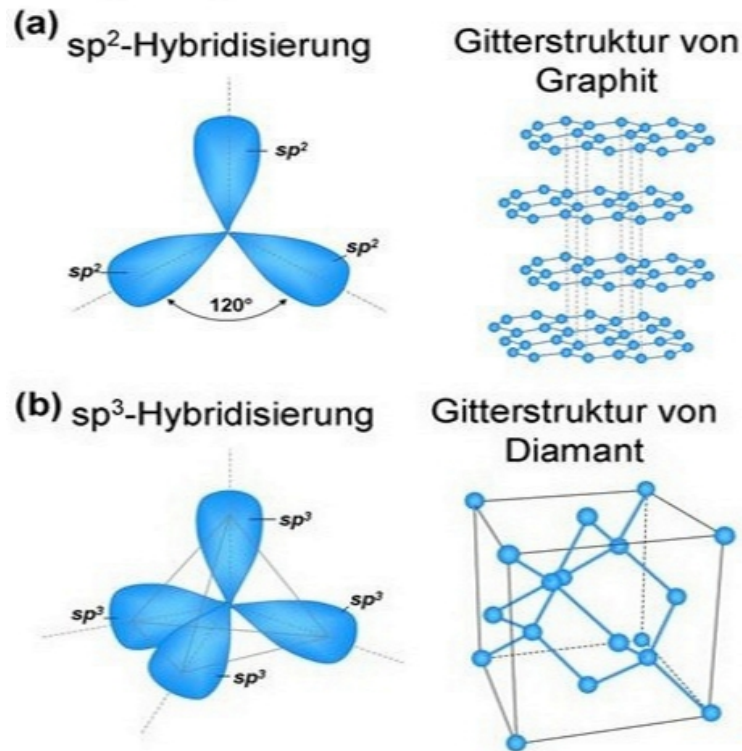


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung der Hauptbindungsstrukturen von Kohlenstoff: Graphit (a) und Diamant (b).

Die Abbildung 2.4 zeigt die genannten Bindungsstrukturen von Graphit (a) und Diamant(b). Der Anteil der Bindungen zueinander sowie der Wasserstoffgehalt einer DLC-Schicht bestimmen die besonderen mechanischen und physikalischen Eigenschaften als zusätzlichen Verschleißschutz [DE08] und [Ron01]. Es lassen sich nach dem Anteil der  $sp^2$  und  $sp^3$  Bindungen der DLC-Schicht sowie der Höhe des Wasserstoffs verschiedene Schichttypen unterscheiden.

Die Abbildung 2.5 zeigt das sogenannte Ternäre Phasendiagramm, dessen drei Ecken durch Graphit ( $sp^2$ ), Diamant ( $sp^3$ ) und Wasserstoff ( $H$ ) gebildet werden. Die unterschiedlichen DLC-Schichttypen sind entsprechend ihrer schwerpunktmäßigen Bindungsanteile und der Höhe des Wasserstoffgehalts schematisch in dieses Diagramm einzutragen. Aus dieser Darstellung sind die teilweise widersprüchlichen Eigenschaften von DLC-Schichten, wie

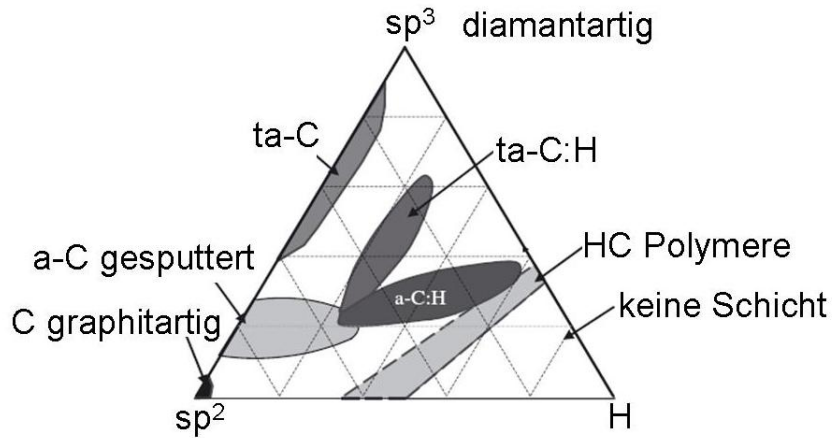


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung des Robertson Diagramms, welches die verschiedenen Schichttypen einordnet.

hohe Härte und sehr gute Verschleißbeständigkeit bei gleichzeitig gutem Gegenkörperschutz, nachvollziehbar. Ein hoher Wasserstoffanteil führt zu einer Abnahme der Härte, ein zunehmender  $sp^3$  Anteil resultiert in einer höheren Härte. Neben Härte und Verschleißbeständigkeit sind Gegenkörperschutz, aber auch ein sehr geringer Reibwert, nahezu vollständige chemische Inertheit sowie hoher elektrischer Widerstand die wesentlichen Eigenschaften von DLC-Schichten. Die Kombination dieser Eigenschaften führt zu den weit verbreiteten Anwendungen sowohl im Bereich der Automobilindustrie aber auch als Schutzschicht für Prothesen in der Medizintechnik [DE08] und [V.B06].

Von Relevanz ist weiterhin das Verhalten von DLC-Schichten unter tribologischer Belastung. Wie erwähnt führt eine Scherbelastung auf die DLC-beschichtete Oberfläche zum Abgleiten einzelner Bindungen und bewirkt dadurch die Entstehung eines Festkörperschmierstoffs. Dieser schützt nicht nur den ursprünglich beschichteten Körper, vielmehr ist auch die Bildung einer Transferschicht auf den Gegenkörper bekannt [Ron01] und [Ste10]. Diese führt zum Schutz beider Körper. Verantwortlich für diese Transferschicht ist der Effekt der Mikrographitisierung, der darauf zurückzuführen ist, dass sich unter Belastung an der Oberfläche eines DLC-beschichteten Körpers, und dabei insbesondere an den Grenzflächenbereichen der Oberfläche  $sp^2$ -Verbindungen bilden, die graphitähnlich sind und dessen bekannte schützende Eigenschaften aufweisen und chemisch kaum reaktiv sind [Gri99] und [DE08].

Die charakteristischen Eigenschaften einer DLC-Schicht sind abhängig von ihrem jeweiligen Aufbau, der wiederum vom Herstellungsverfahren beeinflusst wird. DLC-Schichten werden in einem Vakuumabscheidungsprozess hergestellt, wobei sich die Herstellungsverfahren nach Herkunft der Kohlenstoffatome unterscheiden lassen in [DE08]:

- (i) Chemical Vapor Deposition (CVD)
- (ii) Physical Vapor Deposition (PVD)
- (iii) Plasma Enhanced Chemical Vapor Deposition (PECVD)

Eine detaillierte Beschreibung der einzelnen Herstellungsverfahren kann unter anderem bei [DE08] oder [Gri99] gefunden werden. Typischerweise werden im Bereich der Automobilindustrie und dabei speziell für Komponenten des Einspritzsystems Schichtdicken von wenigen  $\mu\text{m}$  eingesetzt. Mit zunehmender Schichtdicke steigen die Eigenspannungen innerhalb der Schicht, weswegen die maximale Schichtdicke begrenzt ist. Um die Verbindung mit dem Metallsubstrat zu verbessern, werden Haftvermittlungsschichten zwischen der DLC-Schicht und der metallischen Oberfläche abgeschieden. Diese dienen lediglich zur Anhaftung, haben jedoch keinen Einfluss auf die mechanischen oder physikalischen Eigenschaften von DLC-Schichten

## 2.5 Berechnung von Reibung und Verschleiß

Verschleiß tritt als Folge von tribologischer Belastung und Festkörperkontakt auf. Um Verschleiß berechnen zu können, muss daher zunächst bei geschmierten Tribosystemen die Schmierfilmdickenverteilung sowie die Pressungs- und Scherungsverteilung im Kontakt bestimmt werden. Infolge der Kontaktpressung sowie der Scherung zwischen den Kontaktkörpern erfahren beide Oberflächen elastische und plastische Deformationen. Die Berechnung der Pressungsverteilung kann unter der Annahme ideal glatter, rein elastischer, homogener Körper ohne die Anwesenheit von Reibung und Schmierfilm für vereinfachte Kontaktformen bei einer ausschließlich senkrecht zur Oberfläche wirkenden Normalkraft  $F_N$  mittels der analytischen Gleichungen nach Hertz erfolgen [Her81]. Des Weiteren ist es auch möglich, mit Hilfe dieser Gleichungen die Höhe des maximalen Druckes im Kontakt, die nominale elastische Kontaktfläche  $A_{nom}$  sowie weitere Größen zu berechnen.

Im Fall von realen Oberflächen mit fertigungsbedingter Rauigkeit sowie bei geschmierten Tribosystemen sind die Hertz'schen Gleichungen jedoch nicht mehr ausreichend für eine genaue Berechnung [SB05]. Um reale Oberflächenrauheiten in einem belasteten Kontakt be-

rücksichtigen zu können, wird z.B. nach dem Ansatz von Greenwood [GT67] eine statistische, zumeist gaußförmige Höhenverteilung der Rauheitsspitzen über der Oberfläche angenommen. Eine einzelne Rauheit einer Oberfläche wird diesem Ansatz zufolge kugelförmig modelliert. Für die gesamte Berechnung des Kontaktes werden alle einzelnen Rauheiten beider Oberflächen zu einer gemeinsamen, resultierenden Rauhigkeit zusammengefasst. Ändert sich die Verteilung der Einzelrauheiten oder werden durch die Belastung die Rauheitsspitzen abgetragen, dann kann der Ansatz streng genommen nicht mehr verwendet werden. Die Berechnung mittels dieses Ansatzes gilt eigentlich nur für den Initialkontakt zweier unverschlissener Körper.

Die analytischen Gleichungen nach Hertz sind nicht mehr ausreichend, wenn es um die Berechnung komplexerer Geometrien oder realer und somit rauher Oberflächen geht. Hierzu sind Berechnungen mit der Finite Elemente Methode (FEM) notwendig, die sowohl Reibung als auch die Verformung der Körper berücksichtigen, um die Kontaktbelastung präziser zu bestimmen [Pop09] und [Det10]. FEM-Berechnungen oder auch andere numerische Berechnungen, beispielsweise auf Basis der Halbraumtheorie, werden eingesetzt, um die elastischen und plastischen Vorgänge beim Kontakt zweier Oberflächen zu beschreiben [Joh85]. Simulationen auf Basis der Halbraumtheorie oder mittels FEM zeigen insbesondere bei der Berechnung der Flächenpressung in Kontakten von linear-elastischen Werkstoffen Vorteile, da die unterschiedliche Rauheitsverteilungen auf beiden Oberflächen berücksichtigt werden können. Hierbei zeigt sich insbesondere im Vergleich zur Theorie nach Hertz ein relevanter Vorteil, da bei der Hertzschen Theorie die Pressungsverteilung als gleichmäßig auf beide Oberflächen angesetzt wird. Simulationsmethoden, wie die FEM-Berechnung oder die numerische Berechnung auf Basis der Halbraumtheorie, liefern zudem Vorteile in der Berücksichtigung des Einglättverhaltens beider Oberflächen [RG00].

Nach Bestimmung der Kontaktbelastung kann die eigentliche Verschleißberechnung erfolgen. In der Literatur sind hierfür mehrere hundert Verschleißmodelle für unterschiedlichste Anwendungsfälle bekannt [Men94] und [ML95]. Abhängig vom Anwendungsfall (geschmiert oder ungeschmiert, Belastungskollektiv, ..) werden unterschiedliche Größen und Effekte in diesen Modellen berücksichtigt. Gemeinsam ist allen Verschleißmodellen das Ziel, den Verschleiß in Abhängigkeit von den genannten Effekten und physikalischen sowie empirischen Größen quantitativ korrekt zu berechnen. In der Literatur lassen sich unterschiedliche Ansätze zur Einteilung der Verschleißmodelle finden [Ste10]. wie z.B:

- mechanische oder
- phänomenologische Modellansätze

Zu den mechanischen Modellansätzen zählt beispielsweise das energetische Modell nach Fleischer, welches auf Ergebnissen von Tross basiert und einen proportionalen Zusammenhang zwischen der durch die Reibung eingebrachte Energie  $W_R$  und dem sich ergebenden Verschleißvolumen  $W_V$  beschreibt [Fle73]:

$$e^* = \frac{W_R}{W_V} = \frac{P_R \cdot t_R}{W_V} \quad (2.2)$$

Die während eines Kontaktes ablaufenden energetischen Prozesse sind ursächlich für den Verschleiß. Der Proportionalitätsfaktor  $e^*$ , der von Fleischer als spezifische Reibenergiedichte bezeichnet wird, wird aus experimentellen Versuchen gewonnen. Um eine Verwechslung mit der in dieser Arbeit im weiteren Verlauf verwendeten flächenbezogenen Reibenergiedichte zu vermeiden, wird die von Fleischer eingeführte Größe  $e^*$  im Weiteren als spezifische Reibungsarbeit bezeichnet. In neueren Arbeiten befasste sich Fleischer mit der Aufteilung der spezifischen Reibungsarbeit auf die Kontaktoberflächen in einem Tribosystem.

Eine Grundannahme sämtlicher energetischer Verschleißmodelle ist der Zusammenhang zwischen Verschleiß und der eingebrachten Reibenergie. Als Folge der Relativbewegung und der hierdurch einem Kontakt zugeführten Reibungsarbeit tritt Verschleiß auf und lässt sich dann umgekehrt auch vorab berechnen, wenn die verschleißspezifische Reibungsarbeit experimentell ermittelt und die Reibungsarbeit theoretisch bestimmt wurde.

Bei geschmierten Kontakten muss bei der Berechnung der wirkenden Reibung auf die Kontaktkörper neben der Belastung und der Relativgeschwindigkeit auch das Scherverhalten des Zwischenstoffs (in Abhängigkeit von Temperatur, Druck und Schergefälle) sowie das Verhalten der Viskosität berücksichtigt werden. Bei dynamischen Belastungsbedingungen ist außerdem die Berücksichtigung von Verdrängungseffekten erforderlich [SB05]. Bei vielen Kontakten unter hoher Last muss die Verformung beider Reibkörper berücksichtigt werden. Aufgrund des sich dabei einstellenden hohen Schergefalles tritt im Zwischenstoff häufig Scherverdünnung auf und die Reibung ist geringer als unter der Annahme eines Newtonschen Scherverhaltens [SB05]. Dies führt zu zunehmend komplexen Berechnungsverfahren, vor allem wenn Änderungen der Kontaktbedingungen durch auftretenden Verschleiß eingebunden werden [III09].

Im Gegensatz zu den mechanischen Ansätzen basieren die phänomenologischen Modellansätze auf häufig einfach zu bestimmenden Parametern, wie z.B. der Normalkraft oder dem Reibweg sowie weiteren empirischen Größen. Als bekanntestes Modell gilt der Ansatz nach Archard, bei dem ein proportionaler Zusammenhang zwischen dem Verschleißvolumen  $W_v$  und dem Produkt aus Normalkraft  $F_N$  und dem Reibweg  $s$ , dividiert durch die Härte  $H$  des weicheren Körpers sowie einem empirisch ermittelten Verschleißkoeffizienten  $k$  beschrieben wird [Arc53].

$$W_v = k \cdot \frac{F_N \cdot s}{H} \quad (2.3)$$

Der dimensionslose Verschleißkoeffizient  $k$  stellt in diesem Ansatz eine systemspezifische Größe dar. Unterschiedliche Autoren binden, entgegen der ursprünglichen Ansicht von Archard, zusätzliche Effekte in den Verschleißkoeffizienten ein, was von materialabhängigen Eigenschaften aufgrund der Gitterstruktur bis hin zu einer Wahrscheinlichkeit für die Ausbildung eines Partikels im Kontakt reichen kann [Ste10], [HK06] und [ML95]. Ursprünglich wurde dieses Modell ausschließlich für den adhäsiven Verschleißfall entwickelt, allerdings wird dieser Ansatz auch für weitere Verschleißformen herangezogen, da in vielen Fällen eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Berechnung mit diesem Modell erreicht werden kann [ML95].

Fortschritte in der Bestimmung von Reibung und Verschleiß führen kontinuierlich zur Entwicklung neuer Modellen zur Berechnung von Verschleiß. In geschmierten Tribosystemen wird in der Literatur die Ausbildung von Grenzschichten auf den Kontaktflächen angenommen und in neue Modellvorstellungen eingebunden [SB05] und [Jan03]. Diese Modelle werden vor allem unter dem Gesichtspunkt entwickelt, das zunehmende Verständnis über die Wirkung von Schmierstoffen in die Betrachtung von Verschleißvorgängen zu integrieren. Für die Anwendungsfälle bei der Wälzlagerschmierung kommt die Vorstellung von Grenzfilmbildung und die Notwendigkeit eines solchen Modells insbesondere zum Tragen [SB05] und [ML95].

Wesentlich bei der Beschreibung dieser Grenzfilmmodelle ist die Vorstellung des Auf- und Abbaus eines Grenzfilms, der zwischen den eigentlichen Kontaktflächen auftritt [Jan03] und dort zur Minderung des Festkörperkontaktes führt. Die Sorption sowie Desorption eines solchen Grenzfilms wird in der hierzu relevanten Literatur mittels chemischer Reaktions-

gleichungen formuliert [Sat04]. Die mathematische Formulierung der jeweiligen Kinetiken kann in weiteren Literaturstellen für unterschiedliche Anwendungsfälle nachgelesen werden [Kuc96].



# 3 Experimentelle Grundlagen und Berechnungsansätze

Das Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines neuen Verschleißmodells, welches die Berechnung von dieselgeschmierten Stahl-DLC-Kontakten unabhängig von der Testebene und der Geometrie ermöglicht. Ein solches Modell soll sich für die frühe Vorauslegung dieser Kontaktpaarungen eignen, wenn noch keine neuen Prototypen eines neuen Kontaktes existieren und damit auch keine Erprobungsdaten vorliegen können. Der Entwicklungsprozess kann durch die Unterstützung einer vorauslegenden Berechnung des zu erwartenden Verschleiß dieser Paarung beschleunigt werden, weil kontaktspezifische Dimensionen schneller bestimmt werden können, ohne auf Verschleißdaten von ersten prototypischen Erzeugnissen warten zu müssen.

Als Basis für dieses neue Verschleißmodell werden experimentelle und rechnerische Daten sowohl aus Erzeugnis- als auch aus Modellversuchen verwendet. Im folgenden Kapitel werden zunächst die Grundlagen hierfür bereitgestellt. Unter anderem werden die in dieser Arbeit verwendeten Prüfeinrichtungen und Versuchsbedingungen, der Berechnungsablauf zur Bestimmung der tribologischen Belastung sowie die verwendete Messtechnik vorgestellt.

## 3.1 Erzeugnisversuche

Essentiell für diese Arbeit sind die Daten aus realen Erzeugnisuntersuchungen, zu denen in den folgenden Abschnitten die wesentlichen Eigenschaften und Prüfeinrichtungen vorgestellt werden. Zunächst wird ausführlich der Stahl-DLC-Kontakt zwischen dem Polygonring und dem Tassenstößel in einer Diesel-Common-Rail-Hochdruckpumpe der dritten Generation und die Bestimmung der tribologischen Belastung in diesem Kontakt beschrieben. Diese Hochdruckpumpe der sogenannten dritten Generation findet ihre Anwendung überwiegend in PKW und Medium-Duty-Fahrzeugen.

### 3.1.1 Aufbau der Hochdruckpumpe

Die Hochdruckpumpe des Common-Rail-Systems erzeugt durch Kompression des Dieselkraftstoffs und die anschließende Förderung in den Hochdruckspeicher (Rail) den während des Fahrbetriebs benötigten Systemdruck für den Einspritz- und Verbrennungsvorgang. Ausgehend vom Rail wird der komprimierte Kraftstoff in den Brennraum eingespritzt und dort verbrannt. Die Hochdruckpumpe bildet somit die Schnittstelle zwischen dem Niederdruck- und dem Hochdruckbereich des Einspritzsystems. Bei der Robert Bosch GmbH existieren verschiedene Antriebskonzepte für die eingesetzten Hochdruckpumpen, wobei im Folgenden das Konzept einer Radialkolbenpumpe betrachtet wird (siehe Abbildung 3.1).

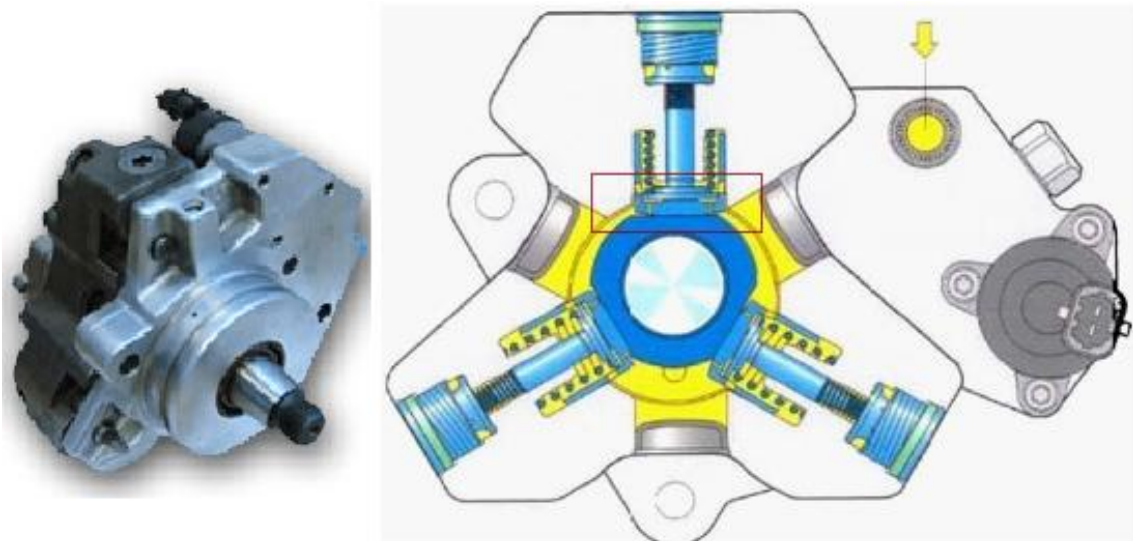


Abbildung 3.1: Darstellung einer Common-Rail-Hochdruckpumpe für Dieselfahrzeuge (links) sowie des Querschnitts (rechts) einschließlich der betrachteten Kontaktstelle. Eingerahmt ist die betrachtete Kontaktstelle zwischen dem Polygonring und dem Tassenstößel.

Zentral im Gehäuse der Hochdruckpumpe ist die Antriebswelle gelagert. Radial dazu sind drei Pumpenkolben angeordnet, die um jeweils  $120^\circ$  zueinander versetzt sind. Auf der Antriebswelle ist ein Exzenter aufgebracht und auf diesem ist wiederum über ein Gleitlager der DLC-beschichtete Polygonring angeordnet. Der Polygonring folgt dadurch in seinem Bewegungsablauf der Bewegungsbahn, die durch den Exzenter auf der Antriebswelle

vorgegeben wird. Hierdurch werden die Kolben entlang der rotierenden Bewegungsbahn des Polygonrings in eine reversierende Hubbewegung versetzt. Durch die Anordnung der Pumpenkolben kann während des Betriebs eine nahezu kontinuierliche und gleichmäßige Förderung des komprimierten Kraftstoffs ins Rail erzielt werden, da sich immer mindestens ein Kolben im Förderhub befindet. Der in der vorliegenden Arbeit detailliert betrachtete Kontakt befindet sich zwischen dem Polygonring und dem Tassenstößel, welcher den Pumpenkolben umgibt und dessen Bewegung mitausführt. Dabei ergibt sich eine reversierende Gleitbewegung des Polygonrings auf dem Tassenstößel. Die gewählte Kontaktstelle wird während des Betriebes der Hochdruckpumpe kontinuierlich mit frischem Dieselkraftstoff geschmiert. Die Kompression des Kraftstoffs wirkt als Gegenkraft auf die Kontaktstelle und äußert sich dort im entsprechenden Kontaktbereich in Form einer sehr hohen Pressungsbelastung zwischen den Kontaktkörpern. Auftretende Querkräfte aus dieser Belastung werden über den Tassenstößel an das Pumpengehäuse weitergeleitet. Diese Variante der Hochdruckpumpe kann aufgrund dieser konstruktiven Veränderung im Vergleich zum Vorgänger der CP1, höhere Belastungsgrenzen von bis zu 1800 bar und darüber hinaus ertragen [Kra04].

### **3.1.2 Arbeitsweise der Hochdruckpumpe**

Während einer Rotation der Antriebswelle bewegt sich jeder Pumpenkolben einmal auf und ab. Bei der Abwärtsbewegung des Kolbens strömt frischer Kraftstoff am Einlassventil vorbei in den jeweiligen Elementraum ein, solange bis der Kolben den unteren Totpunkt (UT) erreicht. Als Elementraum wird der Hubraum des jeweiligen Zylinders und damit das maximale Fördervolumen eines jeden Kolbens bezeichnet. Diese Phase wird auch Saughub oder Förderhub genannt. Zeitlich nach UT schließt sich das Einlassventil und der im Element- bzw- Hubraum befindliche Kraftstoff kann nun nicht mehr ausströmen. Bei der Aufwärtsbewegung des Pumpenkolbens wird der Kraftstoff auf den geforderten Systemdruck von bis zu 1800 bar verdichtet. Diese Phase wird Förderhub genannt. Wird der geforderte Druck des Betriebspunktes erreicht, öffnet sich das Auslassventil und der komprimierte Kraftstoff wird weiter ins Rail gefördert. Erreicht der Kolben den oberen Totpunkt (OT), schließt sich das Auslassventil wieder. Der entstehende Druckabfall im Elementraum führt anschließend wieder zum öffnen des Einlassventils, so dass erneut unverdichteter Kraftstoff einströmt, während sich der Kolben nach unten bewegt. Damit beginnt der zuvor beschriebene Vorgang erneut [Kra04] und [Bos09].

### 3.1.3 Testbedingungen der Dauerlaufversuche

Die Absicherung der Lebensdauer und die Überprüfung der Funktionsfähigkeit erfolgt im Zuge des Entwicklungsprozesses mit Hilfe sogenannter Dauerlaufversuche. Dabei werden mehrere Hochdruckpumpen für eine definierte Testzeit von bis zu einigen tausend Stunden einer Belastung unterworfen, wie sie im realen Betrieb zu erwarten ist. Danach lässt sich bewerten, ob die Funktion ohne Einschränkungen erfüllt wird. Dies bedeutet auch, dass Verschleiß an den Kontaktstellen nicht zu einer Beeinträchtigung der Funktionalität der Hochdruckpumpe führen darf. Hierzu gehört beispielsweise verschleißbedingte Undichtigkeit durch Abtrag oder Zerstörung von dichtenden Kontaktstellen, die nach Beendigung der Dauerlaufversuche nicht gefunden werden dürfen. Wird eine einwandfreie Funktion und kein beeinträchtigender Verschleiß nach Testende bestätigt, ist dieser Entwicklungsschritt abgeschlossen und es kann hierauf aufbauend eine Serienfreigabe erfolgen.

Die Testbedingungen solcher Dauerlaufversuche können dabei hinsichtlich ihrer Entstehung sowie der Relevanz für das geforderte Entwicklungsziel in zwei Gruppen unterschieden werden [Kra04]:

- (i) Testzyklen, die aus aufgezeichneten Daten von Fahrversuchen abgeleitet werden, eventuell unter Weglassen von Betriebspunkten mit geringer Belastung
- (ii) Spezifisch erzeugte Testzyklen für unterschiedliche Fragestellungen (z.B. Volllastverhalten, hohe Geschwindigkeiten) und zur Untersuchung von Extrembelastungen

Die im Folgenden betrachteten Testbedingungen sind gemäß (i) abgeleitet und setzen sich aus den Belastungen zusammen, wie sie bei Fahrten im Stadtverkehr, auf der Autobahn und bei Landstraßenfahrten zu erwarten sind. Die einzelnen Betriebspunkte der jeweiligen Belastungsanteile sind zu einem durchgängigen Testzyklus von 180 s zusammengefasst worden, der für die geforderte Testzeit von mehreren tausend Stunden kontinuierlich wiederholt wird. Aufgetragen sind in der folgenden Abbildung 3.2 die Umdrehungsanzahl der Antriebswelle in  $\text{min}^{-1}$ , der Systemdruck auf den der Kraftstoff im Hubraum verdichtet wird in  $\text{bar}$  sowie das Befüllungsvolumen des Hubraums in % einer Vollbefüllung während eines einzelnen Testzykluses

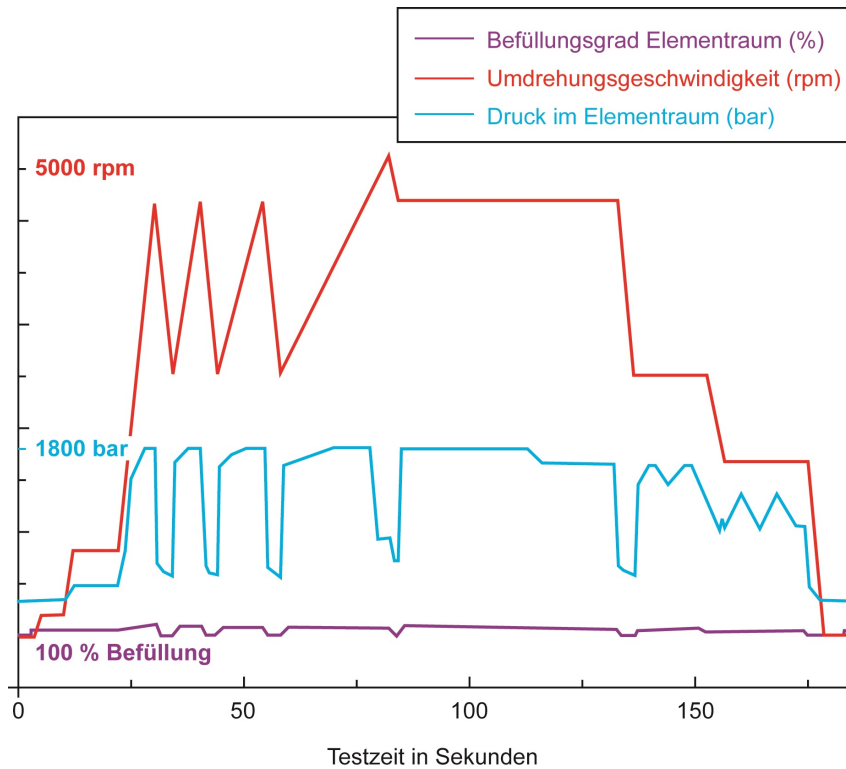


Abbildung 3.2: Qualitative Darstellung eines Testzyklus mit dem Verlauf der Belastungsgrößen unter sogenannten Programmdauerlauf-Bedingungen (PDL). Zur Darstellung aller Größen in einem Diagramm sind die Absolutwerte skaliert.

Die dargestellten Parameter in diesem Testzyklus sind wesentlich für die tribologische Belastung im Kontakt zwischen dem Polygonring und dem Tassenstößel, was in den folgenden Abschnitten noch ausführlich erklärt wird. Die gerafften Testbedingungen spiegeln das zu erwartende Belastungsprofil eines durchschnittlichen Fahrbetriebs wider und werden daher für die Absicherung der Lebensdauer von neuen und weiterentwickelten Hochdruckpumpen des Common-Rail-Systems herangezogen. Auf Basis solcher durchgeführten Dauerlaufversuche werden Erkenntnisse für den späteren realen Betrieb erworben.

### 3.1.4 Bestimmung der tribologischen Belastung

Der in der vorliegenden Arbeit zunächst betrachtete Erzeugniskontakt in der Common-Rail-Hochdruckpumpe der dritten Generation ist derjenige zwischen dem DLC-beschichteten Polygonring und dem metallischen Tassenstößel, welcher den Pumpenkolben umgibt und dessen Bewegungsablauf folgt. Dieser Kontakt zeichnet sich durch eine komplexe tribologi-

sche Belastung aus, die im folgenden Abschnitt detailliert beschrieben wird. Dazu werden zunächst einige Charakteristika der Geometrie und des Bewegungsablaufs beschrieben. Hierauf aufbauend wird die Belastung in Form der eingebrachten Reibenergiedichte auf beide Oberflächen berechnet. Hierzu werden Simulationsdaten, welche die Reibung im Kontakt unter Berücksichtigung der zuvor beschriebenen realen Testbedingungen bestimmen, verwendet und die resultierende Belastung ermittelt. Bedingt durch die Bewegungsbahn des Polygonrings wird die reversierende Auf- und Abbewegung des Tassenstößel und des Kolbens erreicht. Gleichzeitig gleitet der Polygonring unter dem Tassenstößel reversierend hin und her. Da der Durchmesser der kreisförmigen Tassenstößeloberfläche kleiner ist als die Oberfläche des Polygonrings, ergibt sich für diesen Kontakt, dass für den Tassenstößel quasi ein Dauerkontakt während eines Arbeitsspiels vorliegt, während auf dem Polygonring immer unterschiedliche Bereiche im Kontakt sind.

Mit Hilfe der folgenden Schemazeichnungen wird der Bewegungsablauf im betrachteten Kontakt beschrieben. Die Positionen der beiden Kontaktkörper während eines Arbeitsspiels werden in Abständen von  $90^\circ$ , ausgehend vom UT (unteren Totpunkt), dargestellt und wesentliche Aspekte, die charakteristisch für die Belastungssituation sind, werden beschrieben. Zentral ist immer die Kontaktsituation in der x-Ebene dargestellt, seitlich dazu angeordnet wird die zugehörige Situation in der z-Ebene schematisch gezeigt. Im Anschluss an die Beschreibung der Kontaktsituation erfolgt die Berechnung der Belastung in Form der eingebrachten Reibenergiedichte auf beide Oberflächen.

Im UT und damit bei  $0^\circ$  des Arbeitsspiels befinden sich beide Körper des Kontaktes in ihrer für diese Betrachtung definierten Ausgangslage. Es muss bei der Betrachtung zwischen der Position der beiden Körper in der x-Ebene zueinander und in der z-Ebene unterschieden werden (siehe Abbildung 3.3). In x-Richtung, was der Bewegungsrichtung der reversierenden Bewegung des Polygonrings entspricht, wird diese Ausgangslage alle  $180^\circ$  wieder erreicht, also jeweils im UT und im OT. Zu Beginn des Arbeitsspiels befinden sich die Mittelachsen des Polygonrings und des Tassenstößel nicht übereinander, sondern sind um einen Abstand von 1,6 mm zueinander versetzt, was in der Abbildung 3.3 entsprechend eingezeichnet ist. Dieser Versatz befindet sich in entgegengesetzter Richtung zur Bewegungsrichtung des Polygonrings zu Beginn der Kompression und führt zu einer asymmetrischen Kontaktspur auf dem Polygonring.

Kontaktsituation zw. Polygonring und Tassenstößel bei  $0^\circ$  eines Arbeitsspiels.

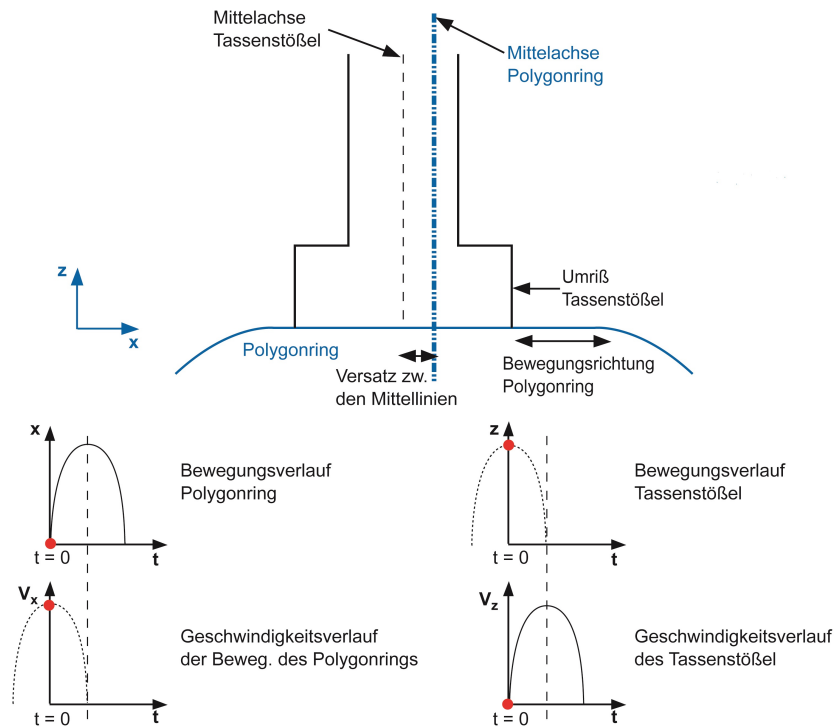


Abbildung 3.3: Darstellung der Kontaktsituation zwischen Polygonring und Tassenstößel bei  $0^\circ$  eines Arbeitsspiels.

Dieser Versatz ist notwendig, um bei Kompression von zwei Kolben während eines Arbeitsspiels zu verhindern, dass es zu einer Verdrehung der Pumpe um den Mittelpunkt der Antriebswelle kommt, welche durch die Momente im Pumpengehäuse bei der gleichzeitigen Kompression von Kraftstoff durch zwei der drei Kolben entstehen. Des Weiteren führt dieser Versatz zwischen den beiden Mittellinien zu einer Unsymmetrie des Kontaktbereichs auf dem Polygonring und dazu, dass auch für den Tassenstößel eine lokale Kontaktunterbrechung vorliegt. Dies wird im weiteren Verlauf der Darstellung noch verdeutlicht.

Die Bewegung des Polygonrings weist einen sinusförmigen Verlauf in Richtung der  $x$ -Ebene auf. Die Geschwindigkeit  $v_x$  als zeitliche Ableitung der Bewegung dieser Ebene, weist somit in der Mitte der Bewegungsspur ihren maximalen Wert auf. Dieser liegt nur bei der  $0^\circ$ -Position in  $x$ -Richtung vor. Die Geschwindigkeit des Tassenstößels in  $z$ -Richtung ist gleich Null zu diesem Zeitpunkt, da dieser seinen Umkehrpunkt zwischen Abwärts- und

Aufwärtsbewegung erreicht hat.

Ausgehend vom UT wird der im Hubraum befindliche Kraftstoff komprimiert. Abhängig vom Befüllungsgrad, der bereits angesprochen wurde, beginnt die resultierende Gegenkraft auf den Kontakt durch die Kompression des Kraftstoffs dabei entsprechend zeitlich verschoben nach UT. Ein Befüllungsgrad von 50% bedeutet, dass 50% des Volumens des Elementraums gefüllt sind. Der Beginn der Hochdruckbelastung im Kontakt wird gleichgesetzt mit dem Beginn der Kompression, also sobald das Kraftstoffvolumen komprimiert wird. In Abhängigkeit des Befüllungsgrades des Elementraums verstreicht während der Kompressionsphase dann ein Zeitanteil, in dem der Kraftstoff noch in das verbleibende freie Volumen des Elementraums gedrängt werden kann, ohne dass es zu einer Komprimierung selbst kommt. Dies wirkt sich auch örtlich auf den Beginn der Hochdruckbelastung aus. Ein Befüllungsgrad von 50% entspricht dabei dem Beginn der Kompression bei der Hälfte der zur Verfügung stehenden Zeit für den Kompressionshub und damit bei  $90^\circ$  eines ganzen Arbeitsspiels, was in der Abbildung 3.4 schematisch skizziert wird. Ein höherer Befüllungsgrad als 50% führt zu einem entsprechend früheren Zeitpunkt der Kompression.

Der räumliche und zeitliche Beginn der Hochdruckbelastung im Kontakt korrespondiert somit mit dem Befüllungsgrad im Hubraum und variiert in Abhängigkeit der Testbedingungen während des gesamten Dauerlaufversuchs und auch während des realen Fahrbetriebs in Abhängigkeit des späteren Fahrerwunsches. Eine Betrachtung der tribologischen Belastung muss diesen Aspekt berücksichtigen. Die Federkraft ist im Vergleich zur Gegenkraft der Kompression so gering, dass diese bei dieser Betrachtung vernachlässigt werden kann.

Die Geschwindigkeit des Polygonrings in x-Richtung bei  $90^\circ$  eines Arbeitsspiels der Betrachtung ist hier aufgrund der Umkehrung der Bewegungsrichtung gleich Null, die Geschwindigkeit des Tassenstößels in z-Richtung dagegen ihren Maximalwert erreicht, da die Hälfte der Hubstrecke zurückgelegt ist, was in Abbildung 3.4 eingetragen ist. Der Bereich auf dem Polygonring, der während der Kompressionsphase mit dem Tassenstößel in Kontakt ist, befindet sich rechts von der Mittellinie des Polygonrings. Der Polygonring hat die maximale Auslenkung, ausgehend von der  $0^\circ$  Position bei UT (bzw. OT).

Beim Erreichen des OT, was der  $180^\circ$ -Position der Rotation eines Arbeitsspiels entspricht, befinden sich Tassenstößel und Polygonring in der x-Ebene der Betrachtung wieder in derselben Lage wie zu Beginn des Arbeitsspiels bei UT, jedoch ist hier der Kolben in z-Richtung vollständig am oberen Ende seiner Bewegung angekommen. Die maximale Auslenkung in der



Kontaktsituation zw. Polygonring und Tassenstößel bei  $90^\circ$  eines Arbeitsspiels.

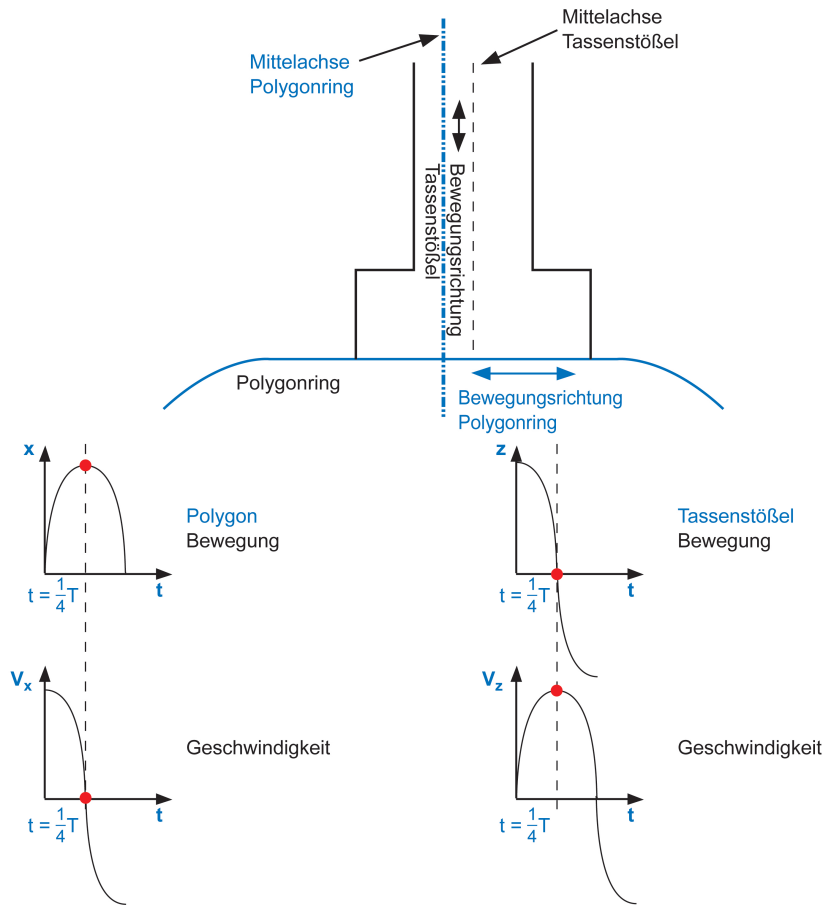


Abbildung 3.4: Darstellung der Kontaktsituation zwischen Polygonring und Tassenstößel bei  $90^\circ$  eines Arbeitsspiels.

z-Ebene entspricht dem Kolbenhub der Common-Rail-Hochdruckpumpe. Die Kompression des Kraftstoffs ist erreicht und die Förderung ins Rail erfolgt. Nach Umkehrung der Hubbewegung und Schließen des Auslassventils erfolgt ein als instantan anzusehender Druckabfall im Hubraum, so dass zu diesem Zeitpunkt die hohe Pressungsbelastung im Kontakt aufgrund der Kompression des Kraftstoffs wieder endet. Die Höhe der Geschwindigkeiten der beiden Körper sind identisch zur Beschreibung bei  $0^\circ$  und auch bei  $360^\circ$ . Der Kontaktbereich auf dem Polygonring entspricht wiederum demjenigen, der zu Beginn der Kompressionsphase in Kontakt war.

Kontaktsituation zw. Polygonring und Tassenstößel bei  $180^\circ$  eines Arbeitsspiels.

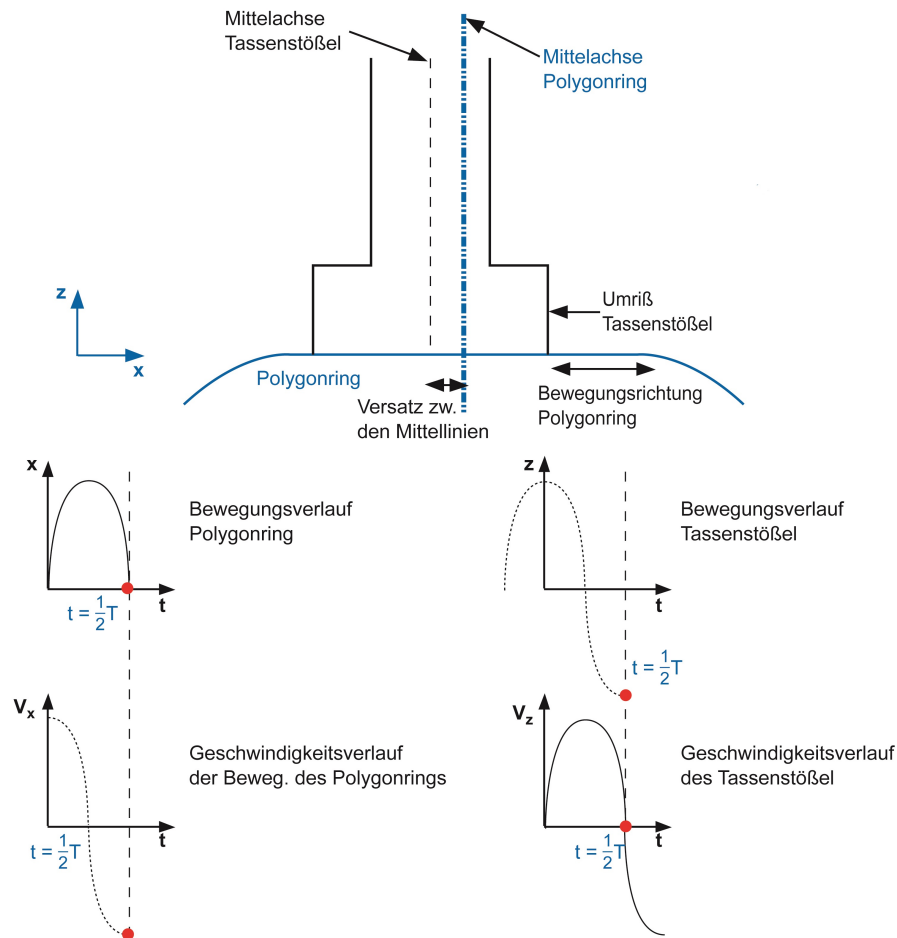


Abbildung 3.5: Darstellung der Kontaktsituation zwischen Polygonring und Tassenstößel bei  $180^\circ$  eines Arbeitsspiels.

Bei  $270^\circ$  eines Arbeitsspiels, also während der Saugphase, in der unverdichteter Kraftstoff in den Hubraum einströmt, befindet sich der Polygonring in x-Richtung in seinem linken Umkehrpunkt der Bewegungsrichtung, während der Tassenstößel in z-Richtung in der Mitte seiner Abwärtsbewegung angekommen ist. Die Geschwindigkeitskomponenten beider Körper entsprechen damit der Situation, wie sie bei der  $90^\circ$ -Position auftritt, jedoch mit umgekehrtem Vorzeichen als bei einer halben Umdrehung früher. Die Pressung im Kontakt ist jedoch erheblich geringer. Die Federkraft kann in dieser Betrachtung aufgrund des geringen Anteils vernachlässigt werden. Die Geschwindigkeitskomponente des Tassenstößels ist entgegengesetzt gegenüber der  $90^\circ$ -Position. Der Kontaktbereich auf dem Polygonring, der nun mit dem Tassenstößel in Kontakt ist, befindet sich in der Zeichnung links von

der Mittellinie des Polygonrings. Die Stellung des Polygonrings befindet sich zu diesem Zeitpunkt in seiner maximalen Auslenkung in  $x$ -Richtung links von der Ausgangslage. Diese Strecke entspricht ebenfalls dem halben Kolbenhub. Mittels eines negativen Vorzeichen ist die Änderung der Bewegungsamplitude im Vergleich zur Ausgangslage gekennzeichnet.

Kontaktsituation zw. Polygonring und Tassenstößel bei  $270^\circ$  eines Arbeitsspiels.

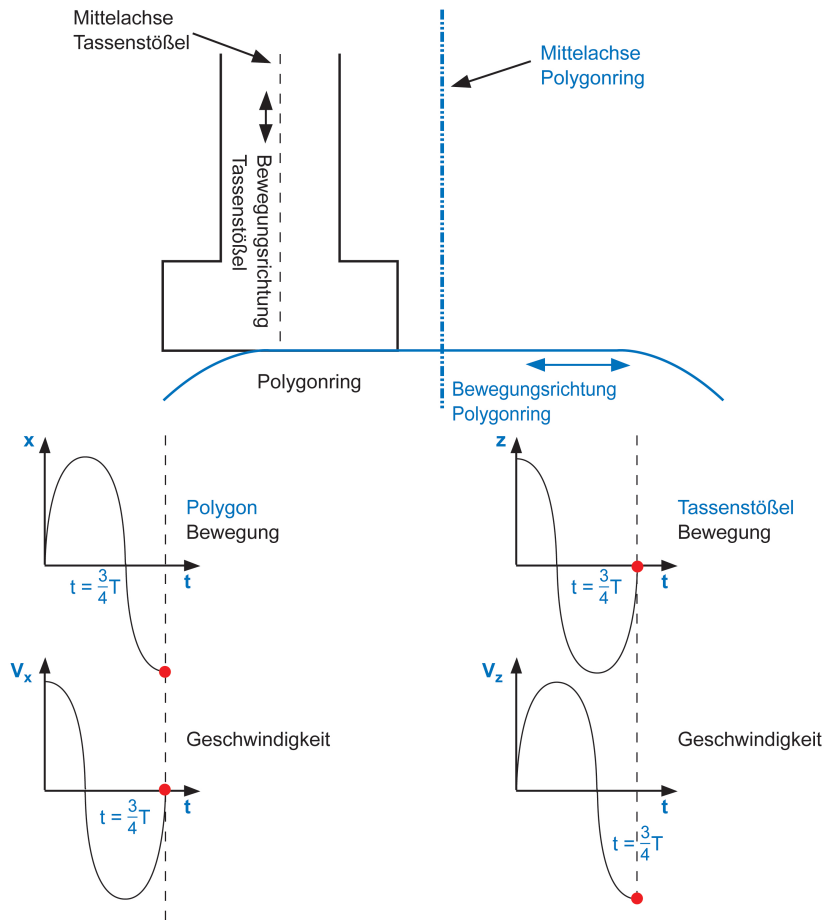


Abbildung 3.6: Darstellung der Kontaktsituation zwischen Polygonring und Tassenstößel bei  $270^\circ$  eines Arbeitsspiels.

Zu erkennen ist in der Skizze ebenfalls, dass ein sehr geringer Flächenanteil der Oberfläche des Tassenstößels über den Polygonring hinausläuft. Dies führt dazu, dass für einen Teil der Oberfläche des Tassenstößels eine Kontaktunterbrechung auftritt, die sich in jedem Arbeitsspiel wiederholt, unabhängig von den Testbedingungen. Bisherige Betrachtungen

eines solchen Kontaktes nehmen aufgrund des kleineren Durchmessers des Tassenstößel im Vergleich zur Oberfläche des Polygonrings oftmals einen nominellen Dauerkontakt des Tassenstößels an. Diese Annahme kann mittels der analytischen Betrachtung der Kontaktsituation und der Belastungsbedingungen pro Arbeitsspiel sowie der später noch folgenden Berücksichtigung der realen Testbedingungen widerlegt werden. Es wird sich im Verlauf dieser Arbeit noch zeigen, dass diese Kontaktunterbrechung eine wichtige Größe in der Betrachtung des Kontaktes darstellt und bei der Bestimmung der tribologischen Belastung noch eine relevante Bedeutung haben wird.

Bei  $360^\circ$  eines Arbeitsspiels, was dem Ende der Förderphase und gleichzeitig dem Beginn der Kompressionsphase entspricht, stehen die Körper wieder in der als Ausgangslage definierten Position zueinander. Die Belastungssituation im Kontakt entspricht nun wieder der Beschreibung eingangs des Abschnitts bei  $0^\circ$ . Die Abfolge dieser einzelnen Belastungssituationen je Arbeitsspiel wird in dieser Arbeit als Belastungsgeschichte des Kontaktes zusammengefasst.

Der Versatz der Mittellinien von Polygonring und Tassenstößel zum Zeitpunkt OT und UT wurde als konstruktive Lösung entwickelt, um ungünstige Kräfteverteilungen in der gesamten Pumpe zu vermeiden. Ein ungünstiger Fall von wirksamen Kräften in der Pumpe kann auftreten, wenn bei sehr hohen Drehzahlen ( $>3500$  rpm) und hoher Befüllung zwei der drei Kolben gleichzeitig fördern. Würden die Mittellinien von Polygonring und Tassenstößel dann übereinander liegen, könnte es zur Verkippung der gesamten Pumpe kommen. Dies wurde durch Verschiebung der Mittelachsen und dem Auflösen dieser Kontaktsituation zu Entwicklungsbeginn vermieden.

Ein wichtiger Aspekt dieser Betrachtung der Kontaktsituation ist die kurzzeitige Unterbrechung des lokalen Kontaktes zwischen Tassenstößel und Polygonring. Dieser wird begünstigt durch den konstruktiven Versatz der Mittelachsen zwischen beiden Körpern. Die Dauer einer solchen lokalen Kontaktunterbrechung ist abhängig von der Rotationsgeschwindigkeit und beträgt bei einer Nenndrehzahl von  $1000\text{min}^{-1}$  ungefähr mindestens  $0,25\text{ms}$  für einen Flächenausschnitt auf dem Tassenstößel. Ein solcher Flächenausschnitt wird in den späteren Kapiteln noch genauer beschrieben.

Infolge der charakteristischen Merkmale der Belastungsgeschichte für diesen Kontakt und der Besonderheiten des Kontaktes wird daher im Folgenden eine lokale Betrachtungsweise der Belastung eingeführt. Im Gegensatz zur eher gängigen Betrachtung, bei der die Größen des Belastungskollektivs über Zeit und Höhe für unterschiedliche Positionen auf der gleichen

Kontaktfläche gemittelt werden, werden in der vorliegenden Arbeit dagegen zeitliche und räumliche Unterschiede der Belastung auf beide Oberflächen der Kontaktkörper berücksichtigt. Dadurch lässt sich die jeweilige Oberflächenbelastung in Form der von außen wirksamen Kräfte und Bewegungen sehr detailliert darstellen. Des Weiteren können auch zeitliche Einflüsse und Unterschiede in der Belastung erfasst werden. Damit soll eine verbesserte, weil genauere Darstellung eines funktionalen Zusammenhangs zwischen Belastung und Verschleiß für beide Kontaktkörper erreicht werden.

Zur Bestimmung der Belastung wird die jeweils lokal eingebrachte Reibenergiedichte an definierten Positionen beider Kontaktkörper nach Ende des Dauerlaufversuchs berechnet. Da das Ende der Dauerlaufversuche gleichgesetzt wird mit der abzusichernden Lebensdauer, wird vereinfacht angenommen, dass durch dieses Verfahren die während der gewährleisteten Lebensdauer eingebrachte Belastung bestimmt wird. Herangezogen wird zur Bestimmung dieser Belastung das Simulationsmodell von Illner [Ill09], welches die Reibung im Kontakt der CP1H unter ähnlichen Versuchsbedingungen ermittelt. Die Geometrie beider Kontakte ist nahezu gleich. Für die vorliegende Arbeit werden die Geomtriedaten und Belastungsgrößen entsprechend den zuvor vorgestellten Testbedingungen noch um die Parameter des im letzten Abschnitt diskutierten Testzyklus angepasst. Die Belastungssituation während eines Arbeitsspiels wurde analytisch im vorherigen Abschnitt vorgestellt.

Zunächst werden zur Bestimmung der lokalen Belastung (in Form der nach Testende eingebrachten Reibenergiedichte) Positionen auf beiden Oberflächen der Kontaktkörper definiert, für die die jeweilige Belastung ermittelt werden soll. Die eingangs erwähnten Simulationsdaten von Illner legen ein Gitternetz auf der Oberfläche des Tassenstößels fest, welches es erlaubt, im Abstand von 0,4mm jeden Punkt hinsichtlich der Belastung zu erfassen [Ill09]. Mittels dieses Gitternetzes kann die Bestimmung der Belastung für die Oberfläche des Tassenstößels direkt übernommen werden.

Für den Polygonring werden innerhalb des Kontaktbereichs während eines Arbeitsspiels mit dem Tassenstößel, der sich durch den zuvor beschriebenen Bewegungsablauf ergibt, 33 Einzelpositionen definiert, an denen die Berechnung der eingebrachten Reibenergiedichte erfolgt. Diese Positionen liegen auf drei Linien mit jeweils 11 Einzelpunkten. Gewählt wurde dabei die geometrische Mittellinie des Polygonrings in Richtung der Längsachse der Lauffläche und jeweils dazu eine Linie im Abstand von 2 mm unter- und oberhalb dieser

Linie (siehe Abbildung 3.7). Mit Hilfe der nächste Abbildung 3.7 werden die Messlinien mit den entsprechenden Positionen auf jeder Linie veranschaulicht.

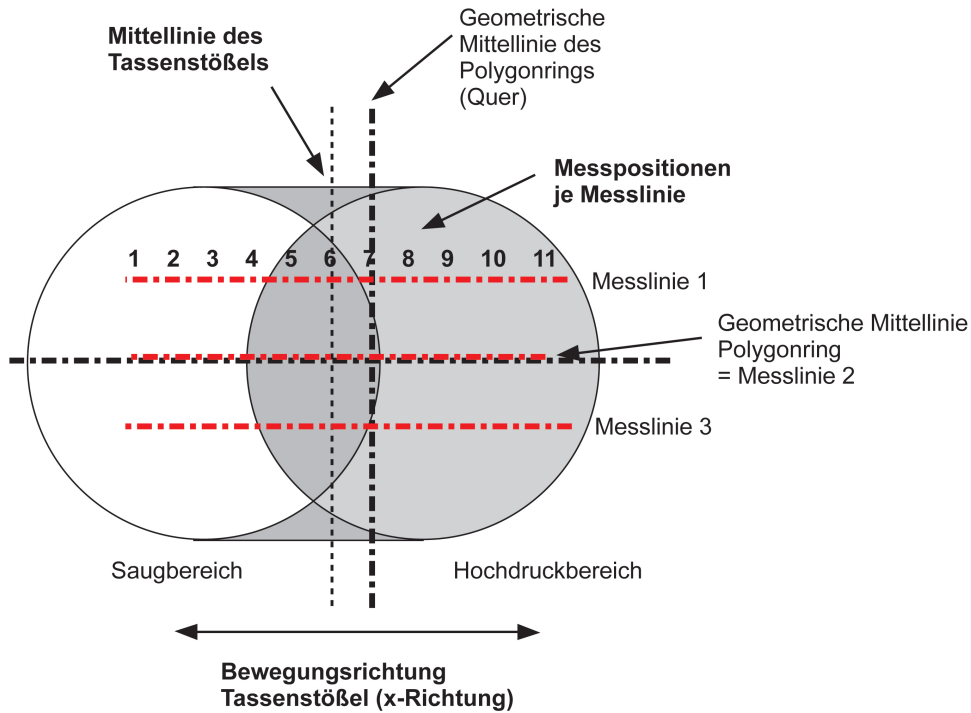


Abbildung 3.7: Darstellung der Auswertepositionen auf dem Polygonring, an denen die Belastung berechnet und der Verschleiß gemessen wird. Innerhalb des Kontaktbereichs mit dem Tassenstößel während eines Arbeitsspiels sind 33 Einzelpositionen definiert, an denen Belastung und Verschleiß bestimmt werden. Die skizzierten Kreise auf der Lauffläche des Polygonrings markieren die Kontaktfläche zum Tassenstößel in dessen Extrempositionen der reversierenden Bewegung.

Die Positionen 1 bis 3 auf jeder dieser Linien sind während der Saugphase in Kontakt mit dem Tassenstößel. Der Kontakt mit dem Gegenkörper liegt für diese Positionen jedoch nur für eine kurze Zeit während eines Arbeitsspiels vor. Die Positionen 4 bis 7 sind dagegen nominell immer im Kontakt mit dem Gegenkörper, erfahren somit sowohl Belastung während der Saug- als auch der Kompressionsphase. Die weiteren Positionen 8 bis 11 zeichnen sich durch einen Kontakt mit dem Gegenkörper ausschließlich während der Kompressionsphase aus, weisen jedoch ebenfalls nur einen temporären Kontakt während eines Arbeitsspiels

auf. Während der Niederdruckphase herrscht an diesen Positionen kein Kontakt mit dem Gegenkörper. Die Belastung entlang der Linien 1 und 3 sind identisch, da die Druckverteilung der Simulationen von Illner symmetrisch in diesem Kontakt angenommen wird. Die Belastung auf Linie 2 ist höher als diejenige an den beiden anderen Linien, da die maximale Belastung immer im Mittelpunkt des Kontaktes angesetzt wird in den Simulationsdaten. Die unterschiedliche Belastung der einzelnen Positionen stellt den Grund für die Einführung der lokalen Betrachtungsweise in der vorliegenden Arbeit dar.

Eine rechnerische Bestimmung der Kontaktbelastung wird in dieser Arbeit mittels des energetischen Ansatzes gewählt (vergleiche Kapitel 2). Dieser Ansatz bietet den Vorteil, dass ausschließlich physikalisch basierte Einflussgrößen berücksichtigt werden und nicht für jede Versuchsebene eigene empirische Größen aus experimentellen Untersuchungen bestimmt werden müssen. Für die rechnerische Bestimmung der Kontaktbelastung kann auf die bereits erwähnten Simulationsdaten von Illner zurückgegriffen werden. In Form einer  $n \times n$ -Matrix stellt Illner die Oberfläche des Tassenstößels sowie den jeweils an einem Gitterpunkt auftretenden Festkörperdruck  $p_{fest}$  und den Reibkoeffizienten dar. Ein Arbeitsspiel wird in seinen Rechnungen in 98 Zeitpunkte aufgeteilt. Zu jedem Zeitpunkt wird eine solche Einzelmatrix mit der entstehenden Druckverteilung berechnet. Werden diese Einzelmatrizen hintereinander "abgespielt", dann ergibt sich der Verlauf des Festkörperdrucks im Kontakt zwischen Tassenstößel und Polygonring während eines Arbeitsspiels [Ill09]. Wird das zu Beginn des Kapitels beschriebene Schema des Bewegungsablaufs sowie die in dieser Arbeit neu eingeführte lokale Betrachtungsweise herangezogen, dann lässt sich die momentan wirksame Belastung auf einzelne Positionen auf beiden Oberflächen in Form der eingebrachten Reibungsarbeit bestimmen.

In der folgenden Abbildung 3.8 ist exemplarisch die Festkörperdruckverteilung zum Zeitpunkt  $t=0,60 \text{ ms}$  nach Beginn des Arbeitsspiels dargestellt. Abhängig von der Rotationsgeschwindigkeit der Antriebswelle entspricht der dargestellte Zeitpunkt einer zu berechnenden Wegstrecke, welche der Polygonring, ausgehend von seiner Ausgangslage zum Zeitpunkt UT in der  $0^\circ$ -Position, bereits zurückgelegt hat. Notwendig für die Berechnung der Ortskoordinaten auf dem Polygonring, auf dem diese Festkörperdruckverteilung nach Illner zum jeweiligen Zeitpunkt der Berechnung wirkt, ist die zu Beginn dieses Abschnitts bereits beschriebene Übersicht des Bewegungsablaufs. Die Verschiebung des Kontaktbereichs auf dem Polygonring im Vergleich zur Ausgangslage (UT) wird direkt durch die Testbedingungen der Dauerlaufversuche vorgegeben. Der Kontaktbereich, welchen Illner berechnet, ist

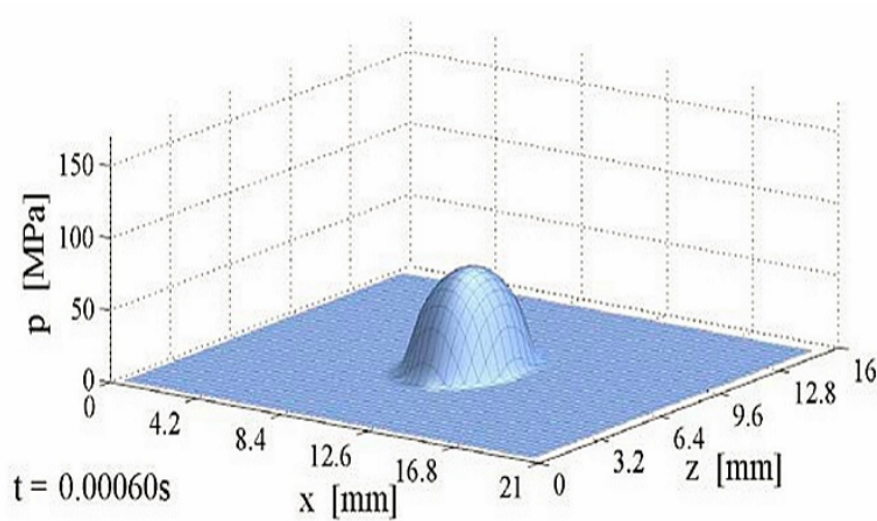


Abbildung 3.8: Darstellung der Festkörperdruckverteilung im Kontakt der Common-Rail-Hochdruckpumpe der dritten Generation während der Kompressionsphase. Der Durchmesser des Tassenstößels beträgt je nach Bauform ungefähr 21mm, was in der Berechnung als  $n \times n$  Matrix dargestellt wird.

kleiner als der Durchmesser des Tassenstößels, was auf die Balligkeit des Polygonrings zurückzuführen ist.

Die Simulationen wurden mit den Testbedingungen des realen Testzyklus aus Abbildung 3.2 durchgeführt. Das Modell nach Illner wurde dazu an die veränderten Rahmenbedingungen angepasst. Dazu war es notwendig, die dynamischen Parameterverläufe in Segmente mit konstanten Bedingungen einzuteilen. Das gezeigte Profil der Testbedingungen wurde in 10 Einzelabschnitte unterteilt. Die Unterteilung lehnt sich dabei an das Verfahren der Klassierung an, wie es in der Zuverlässigkeitstechnik häufig zum Einsatz kommt [BL04].

Die Klassierung der Testbedingungen wird durchgeführt, da die Menge an Einzelparametern der Testbedingungen ansonsten zu groß werden würde. Der gemittelte Wert eines jeden Klassierungsintervalls wird als stationär für die Dauer des jeweiligen Einzelsegments angesetzt. Aus den Rohdaten der Testbedingungen wurden die Segmente so gewählt, dass entweder ein konstanter Druck oder eine konstante Geschwindigkeit in jedem Segment vorlag. Dies reduziert die Anzahl der notwendigen Simulationen zur Bestimmung der Belastung je Arbeitsspiel auf eine verarbeitbare Anzahl. In der nächsten Abbildung 3.9 sind die Segmente in das Profil der Testbedingungen eingetragen.



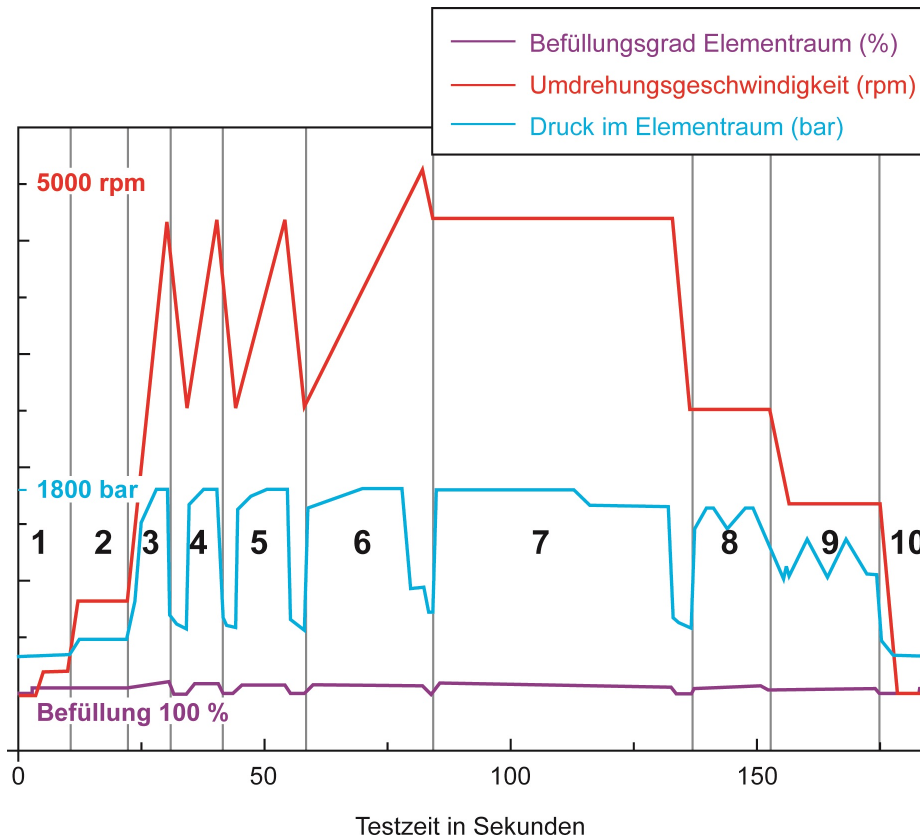


Abbildung 3.9: Einteilung der Dauerlaufestbedingungen für einen Testzyklus in einzelne Segmente, welche zur Berechnung der Reibenergiedichte gemittelt wurden. Das Verfahren lehnt sich an die Klassierung an. Verwendet wird als Parameter für den wirksamen Druck oder die Antriebsgeschwindigkeit der Mittelwert im jeweiligen Segment.

Unter Verwendung dieser Simulationsdaten und ihrer Anpassung an die realen Testbedingungen kann nun die Betrachtung der lokalen Belastung auf die kontaktierenden Oberflächen weitergeführt werden. Die Belastung wird in Form der eingebrachten Reibenergiedichte  $W_{i,reib}$  je Intervall  $i$  nach Beendigung des Dauerlaufversuchs wie folgt berechnet:

$$W_{i,reib_{x,y}} = \mu \int_{t_i}^{t_i+\Delta T_i} p_{fest_{x,y,t}} * v_{rel} dt_i \quad (3.1)$$

Die eingebrachte Reibenergiedichte  $W_{i,reib}$  ergibt sich als Produkt aus dem wirkenden Reibungskoeffizienten und dem Integral des Festkörperdruckes  $p_{fest}$  und der Relativgeschwindigkeit  $v_{rel}$  während der Zeitdauer  $t$  in der Einheit  $\frac{kJ}{mm^2}$ . Die Zeitdauer  $\Delta T_i$  stellt dabei die

Dauer eines Segmentes der zuvor klassierten Dauerlaufbedingungen dar und  $t_i$  den Beginn des Testsegments. Der gesamte Dauerlaufversuch besteht aus wechselnden Parametern (bezüglich Geschwindigkeit, Raildruck und Befüllungsgrad) und wurde für die vorliegende Arbeit in 10 Segmente unterteilt, was mit dem Index  $i$  in der obigen Gleichung gekennzeichnet ist. Die gesamt eingebrachte Reibenergiedichte nach Testende ergibt sich dann mit Hilfe der folgenden Gleichung 3.2 als Summe der einzelnen Integrale mit unterschiedlicher Zeitdauer aus den Dauerlaufbedingungen.

$$W_{Reib_{x,y}} = \sum_{i=1}^{10} W_{i,Reib_{x,y}} \quad (3.2)$$

Somit kann nun für alle vorab definierten Positionen auf der Lauffläche des Polygonrings die lokal eingebrachte Reibenergiedichte für ein Zeitintervall, welches kleiner ist als die gesamte Testzeit eines Dauerlaufversuchs, gemäß der obigen Formeln bestimmt werden. Die Bestimmung der Belastung auf den Tassenstößel kann direkt aus den Simulationsdaten nach Illner entnommen werden, die eine Anpassung an die realen Testbedingungen voraussetzt. Erst mit der lokalen Betrachtungsweise, die in dieser Arbeit genutzt wurde, können zeitliche und räumliche Unterschiede in der Belastung auf unterschiedlichen Positionen erfasst werden. Darüber hinaus kann durch die Betrachtung der Reibleistungsdichte je Arbeitsspiel, was als Zeitspanne in dieser Arbeit angesehen wird, abhängig von den aktuell anliegenden Testbedingungen, und der gesamten Reibenergiedichte nach Testende, wobei die unterschiedlichen Testbedingungen berücksichtigt werden, der Einfluss beider Aspekte untersucht und verdeutlicht werden.

In der folgenden Abbildung 3.10 ist nun für zwei Positionen auf Messlinie 2 (siehe hierzu Abbildung 3.7) der Verlauf der lokal eingebrachten Reibleistungsdichte während eines Arbeitsspiels dargestellt. Position 3 befindet sich während der Förderphase im Kontakt mit dem Tassenstößel. Position 9 weist Kontakt mit dem Tassenstößel während der Kompressionsphase auf. Gezeigt wird für diese Positionen der Verlauf der Reibleistungsdichten bei einer Drehzahl von  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Die geringe Belastung während der Saugphase führt zu einer lokal nur kurzzeitig und geringer ausfallenden Belastung auf dem Polygonring. An Position 9 dagegen ist aufgrund der hohen Belastung während der Kompressionsphase eine höhere Reibungsbelastung berechenbar. An dieser Position wirkt ein geringerer Tragdruck

des Schmierfilms und es ergibt sich eine größere Kontaktfläche zwischen Tassenstößel und Polygonring. Es verlängert sich hierdurch auch die ununterbrochene Kontaktdauer mit dem Gegenkörper an dieser Stelle. Zusätzlich wirkt hier noch die höhere Belastung aufgrund der Kompression des Kraftstoffs. Für alle Positionen auf dem Polygonring aus Abbildung 3.7 wurde analog zur obigen Abbildung 3.10 die Belastung in Form der eingebrachten Reibleistungsdichte für jedes Arbeitsspiel bestimmt.

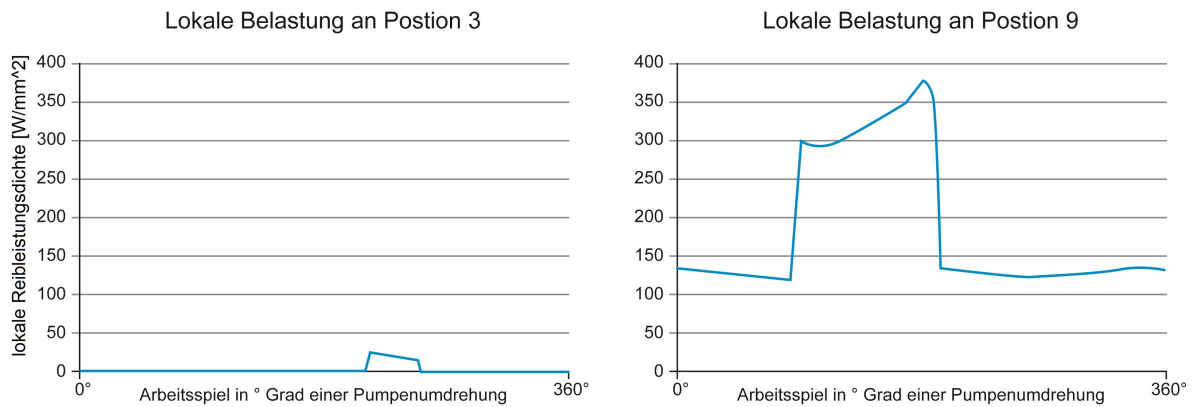


Abbildung 3.10: Vergleich der eingebrachten Reibleistungsdichte während eines Arbeitsspiels. Dargestellt ist die Position 3, die während der Förderphase mit dem Tassenstößel in Kontakt ist und Position 9, die ausschließlich während der Kompressionsphase im Kontakt ist.

Die Integration dieser Leistungsdichte für die Dauer je Arbeitsspiel ergibt den Energieeintrag, der hieraus lokal resultiert. Die folgende Tabelle beinhaltet die berechneten Werte der lokal eingebrachten Reibenergiedichtewerte für alle Positionen von Messlinie 2 auf dem Polygonring für den gesamten Dauerlaufversuch:

Tabelle 3.1: Lokale Energiewerte im Erzeugniskontakt

Position (Messlinie 2)	Reibenergiedichte (lokal) in $kJ/mm^2$
1	2,2
2	5,9
3	37,2
4	123 802,1
5	124 942,3
6	126 212,4
7	70 463,5
8	7 692,3
9	4 973,6
10	2 608,4
11	918,6

## 3.2 Modellversuche

Das in der vorliegenden Arbeit zu entwickelnde Verschleißmodell soll die Berechnung von Verschleißwerten unabhängig von der Testebene und der Geometrie ermöglichen. Dazu werden sowohl die zuvor genannten Erzeugnisversuche herangezogen als auch Modellversuche als Basis verwendet. Bei den in der gängigen Literatur beschriebenen Modellversuchen handelt es sich oftmals um Stift-Scheibe- oder Kugel-Platte-Versuche, die zur Gewinnung von Verschleißraten eingesetzt werden [CH03], [Det08] und [SS02]. Die für den zuvor beschriebenen Erzeugniskontakt charakteristische tribologische Belastung, welche sich unter anderem durch die lokale Unterbrechung des Kontaktes für beide Kontaktkörper und durch Wechsel des Kontaktbereichs für mindestens einen der beiden Körper auszeichnet, kann mittels der gängigen Tribometer, insbesondere einem reversierend arbeitenden Schwingungsbewegungsprüfstand (SRV – Schwing- Reib- Verschleiß) mit konstanter Krafteinkopplung, nicht abgebildet werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde daher ein neues Modellversuchskonzept entwickelt, welches die zuvor genannten Aspekte (lokale, zeitweilige Kontaktunterbrechung für beide Körper und Wechsel der Kontaktbereiche für mindestens einen der Kontaktkörper)

umsetzt, um eine Untersuchung dieser kinematischen Charakteristika und deren Einfluss auf die Belastung sowie den Verschleiß zu ermöglichen. Die ausführliche Beschreibung beider Prüfstandsversuche mit weiteren Details kann im Anhang nachgelesen werden.

### **3.2.1 Anmerkungen zum Modellprüfstand SRV4**

Einige der experimentellen Untersuchungen in dieser Arbeit wurden mittels eines gängigen Schwingverschleißprüfstand (SRV4) durchgeführt. Dieser Aufbau lässt sich als Konstantlastversuch ansehen. Bedingt durch die Regelträchtigkeit des Modellprüfstandes ist eine dynamische Änderung der Belastung nicht möglich, was zur folgenden Bezeichnung als Konstantlastversuch führt. Mit Hilfe dieses Modellprüfstandes des SRV4 und der Verwendung einfacher Prüfkörper (z.B. Kugel-Platte-Aufbau) kann keine Übereinstimmung der kinematischen Belastung zum zuvor beschriebenen Erzeugniskontakt und dessen komplexer tribologischer Belastung, die sich durch wechselnde Kontaktbereichen auf mindestens einem der Kontaktkörper sowie eine lokale, zeitweilige Unterbrechung des Kontakts auszeichnet, nicht ermöglicht werden. Die tribologische Belastung, die bei Verwendung eines SRV4 als Modellprüfstand auf den zu untersuchenden Kontakt wirkt, unterscheidet sich demnach erheblich von dem zuvor beschriebenen Erzeugniskontakt.

### **3.2.2 Konzept des modifizierten Modellversuchs**

Infolge der Ergebnisse der Analyse der tribologischen Belastung sowie des Bewegungsablaufs des realen Erzeugniskontaktes zwischen Polygonring und Tassenstößel wurde in dieser Arbeit ein neues Prüfstandskonzept entwickelt, welches die Aspekte der lokalen, zeitweiligen Kontaktunterbrechung für beide Kontaktpartner sowie den Wechsel des Oberflächenbereiches für mindestens einen der Kontaktkörper umsetzt. Hierzu wurde ein zusätzlicher Bewegungsmechanismus konstruiert, der in Verbindung mit einem gängigen SRV4-Prüfstand eingesetzt wird, wobei eine zusätzliche, senkrecht zur Schwingung wirksame Verkippung des unteren Prüfkörpers erfolgt. Diese Verkippung des unteren Prüfkörpers erfolgt um den Mittelpunkt der Kugel. Die Kopplung der beiden Bewegungen führt dazu, dass auf beiden Kontaktkörpern während eines Arbeitsspiels immer unterschiedliche Oberflächenbereiche im Kontakt sind, und dass im Vergleich zum bisherigen, gängigen SRV4-Aufbau, auch der obere Probenkörper eine lokale Kontaktunterbrechung erfährt. Dies führt zu einer höheren Übereinstimmung mit der Belastung des Erzeugniskontaktes, insbesondere in den genannten Aspekten, als es bislang mit dem Standard-Aufbau des SRV4 erreicht werden konnte.

### 3.2.3 Prüfkörper der Modellversuche

Für die experimentellen Modellversuche wurde eine Kugel-Platte-Geometrie verwendet. Die Kugel besteht aus 100Cr6 mit einem Radius von  $5\text{ mm}$  im Neuzustand. Die geschliffene Oberfläche der Kugel entspricht der Bearbeitung des Tassenstößels der Hochdruckpumpe. Bei den untersuchten DLC-Schichten handelt es sich um eine wasserstoffhaltige DLC-Schicht, welche in der Serienfertigung der Robert Bosch GmbH eingesetzt wird. Zur besseren Verbindung ist zwischen Metallsubstrat und DLC-Schicht noch eine zusätzliche Haftsicht aufgebracht. Die Kontaktoberfläche des Tassenstößels kann näherungsweise als eben mit einem großen konvexen Radius von  $600\text{ mm}$  auf einer Länge von  $25\text{ mm}$  angesehen werden. Die initiale DLC-Schichtdicke der untersuchten Bauteile beträgt zwischen  $2$  und  $3\text{ }\mu\text{m}$ .

### 3.2.4 Testbedingungen der Modellversuche

Die kinematische Belastungssituation des modifizierten Modellversuchs wurde so an den Erzeugniskontakt angelehnt, dass die als wichtig erachteten Aspekte der lokalen, zeitweiligen Kontaktunterbrechung und der Wechsel der Oberflächenbereiche, die in Kontakt kommen, umgesetzt wurden. Im vorherigen Abschnitt erfolgte die Berechnung der lokal eingebrachten Reibenergiedichte für unterschiedliche Positionen des Erzeugniskontaktes. Um die Belastung in Form der eingebrachten Reibenergiedichte im Modellversuch nun ebenfalls an diese Werte anzulehnen, erfolgte die Bestimmung der Testbedingungen für die Modellversuche dergestalt, dass mittels der Wahl der einstellbaren Größen des Modellversuchs (Normalkraft  $F_N$ , Schwingweite, Geschwindigkeit beider Bewegungen und Testdauer  $t$ ) die Werte des Erzeugniskontaktes möglichst gut angenähert werden sollten.

In den nächsten Abschnitten wird dazu die Herleitung zur Bestimmung der Testbedingungen der Modellversuche beschrieben. Aufgrund der Prüfstandsgrenzen des Modellversuchs können die realen Testbedingungen jedoch nicht exakt realisiert werden. Es sind im Rahmen der Prüfstandsgrenzen verschiedene Einschränkungen gegeben, die im Zuge der Bestimmung der Parameter genannt werden.

Für die Bestimmung der Belastung des tribologischen Kontaktes wird auch hier die eingebrachte Reibenergiedichte  $W_{reib}$  gemäß der Gleichung 3.1 herangezogen. Notwendig für die Berechnung sind demnach der Festkörperdruck  $p_{fest}$  im Kontakt, der auf die Oberfläche wirkt, die Relativgeschwindigkeit  $v_{rel}$ , der Reibungskoeffizient  $\mu$  während der Versuchszeit  $t$ . Die Normalkraft, die während der Versuche eingestellt werden kann, darf nicht zu einer plastischen Verformung der Kontaktkörper führen. Dies ist im Rahmen der

Konstruktion des Erzeugniskontaktes ebenfalls ein wesentlicher Aspekt, der beachtet werden muss. Für die Berechnung des Initialkontaktes bei einem Kugel-Platte-Aufbau kann die analytische Gleichung nach Hertz herangezogen werden [Her81]. Auf die Berechnung des hydrodynamischen Drucks an an dieser Stelle verzichtet werden, da dieser im Vergleich zum Festkörperdruck vernachlässigbar gering ist. Mittels der Gleichung nach Hertz und den bekannten Werkstoffdaten des Stahlkörpers aus 100Cr6, sowie der DLC-Schicht kann die maximal ertragbare Pressung berechnet werden, die nicht überschritten werden darf, um plastische Deformationen beider Kontaktkörper zu vermeiden [Ste10]. Hieraus lässt sich dann wiederum die Normalkraft bestimmen, die während der Modellversuche eingestellt werden muss.

In der folgenden Tabelle sind die wichtigsten Werkstoffkennwerte von 100Cr6 und der verwendeten DLC-Schicht für diesen Berechnungsschritt vorgestellt, welche aus Vorarbeiten zur Verfügung standen [Ste10].

Tabelle 3.2: Ausgewählte Werkstoffwerte der Stahl-DLC-Paarung

	$R[\mu\text{m}]$	HV[GPa]	E[GPa]	$\sigma_y[\text{GPa}]$
100Cr6	$\approx 0$	14	214	2,5
DLC-Schicht	0,6-0,8	24	174	14,7

Mit Hilfe dieser Werkstoffdaten kann unter Verwendung der Hertzschen Gleichungen für den Kugel-Platte-Kontakt der maximale Druck  $p$  in der Mitte des Kontaktes sowie die Druckellipse im Kontakt bestimmt werden [Her81].

Setzt man den maximal ertragbaren Druck an, der gerade nicht zum Überschreiten der plastischen Deformationsgrenze führt, ergibt sich unter Berücksichtigung dieser Werkstoffpaarung und des Kugelradius von  $5\text{mm}$  eine maximale Normalkraft von  $300\text{N}$  für die Modellversuche. Weitere Untersuchungen an dieselgeschmierten Stahl-Stahl-Paarungen, die im späteren Verlauf der Arbeit noch vorgestellt werden, erfolgten mit einer angepassten Normalkraft von  $200\text{N}$  während der Durchführung der Modellversuche.

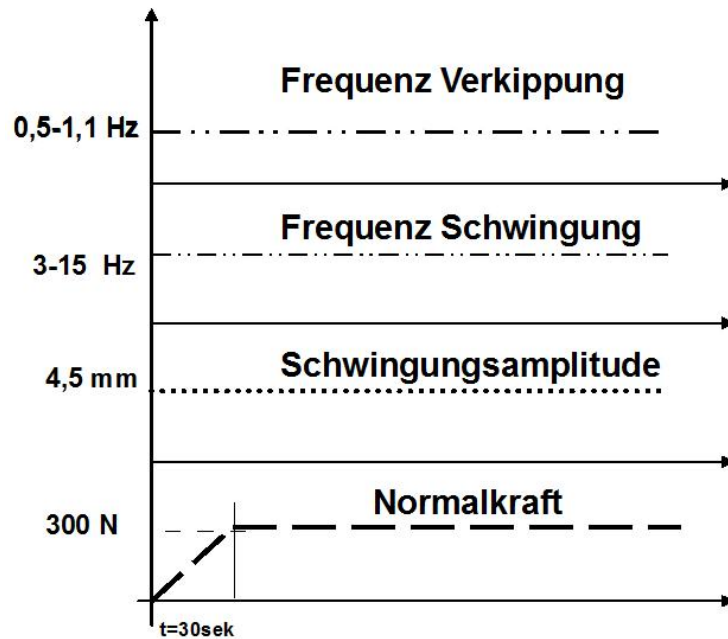


Abbildung 3.11: Schema der Testparameter der Modellversuche. Gezeigt ist der Verlauf der Frequenz/Verkippung, der Schwingungsfrequenz, der Schwingungsamplitude sowie der Normalkraft während der Modellversuche.

Für alle Modellversuche wird eine Einlaufzeit von  $30\text{ sek}$  gewählt. In vergangenen Arbeiten wurde gezeigt, dass das Einführen einer solchen Einlaufzeit die Vergleichbarkeit der experimentellen Ergebnisse erhöht [Ste10]. Die Schwingweite wird in dieser Arbeit auf  $4,5\text{ mm}$  eingestellt, was dem Kolbenhub der realen Hochdruckpumpe entspricht. Dieser Wert ist geringer als die maximale Auslenkung der Schwingungsbewegung und kann somit mittels des Prüfstandes gut erreicht werden. Hierdurch wird eine sehr hohe Übereinstimmung zum Erzeugniskontakt erreicht. Für die Bestimmung der Frequenzen beider Bewegungen hat sich in ersten Vorversuchen gezeigt, dass eine maximale Verkippungsfrequenz von  $1,1\text{ Hz}$  möglich ist, da es bei höheren Geschwindigkeiten zu starken Eigenschwingungen des Prüfstandes kommt. Die Frequenz der Schwingungsbewegung kann bis zu einer maximalen Frequenz von ca.  $15\text{ Hz}$  eingestellt werden. Wird die Schwingungsfrequenz über diesen Wert eingestellt, kann sich trotz der Verkippung keine lokale Unterbrechung des Kontaktes mehr einstellen. Vielmehr nähert sich die Kontaktsituation bei einer sehr viel höheren Frequenz der Schwingungsbewegung zur Verkippung wieder derjenigen Kontaktsituation an, wie sie im gängigen SRV-Aufbau und damit einem Konstantlastversuch auftritt. In der folgenden Darstellung 3.11 ist der qualitative Verlauf der Testparameter für die Modellversuche dargestellt, wie sie sich



unter den zuvor beschriebenen Berechnungsschritten unter Berücksichtigung der System- und Werkstoffgrenzen ergeben: Zur weiteren Bestimmung der Werte der Versuchsparameter (Testdauer und Berechnung der daraus folgenden Reibenergiedichte) wird im Folgenden die tribologische Belastung des Kontaktes im Modellprüfstand genauer bestimmt.

### 3.2.5 Tribologische Belastung im Modellversuch

Die Belastung für die Modellversuche soll sich, wie erwähnt, am Erzeugniskontakt und den dort auftretenden Belastungen in Form der lokal eingebrachten Reibenergiedichte  $W_{reib}$  entsprechend Gleichung 3.2 orientieren. Im vorherigen Abschnitt wurde die Bestimmung der Grenzen der einstellbaren Größen des modifizierten Modellversuchs beschrieben. Ziel des nächsten Abschnitts ist es nun, analog zum Vorgehen beim Erzeugniskontakt, die lokal eingebrachte Reibenergiedichte zu ermitteln. Dazu muss im folgenden Abschnitt zunächst noch der Bewegungsablauf des Modellversuchs bestimmt werden, um hieraus die Kontaktbelastung ermitteln zu können.

Infolge der Verkippung, welche senkrecht zur Schwingungsrichtung verläuft, und den zuvor genannten Testbedingungen ergeben sich die in der nächsten Abbildung 3.12 dargestellten Kontaktbereiche auf beiden Prüfkörpern nach Versuchsende:

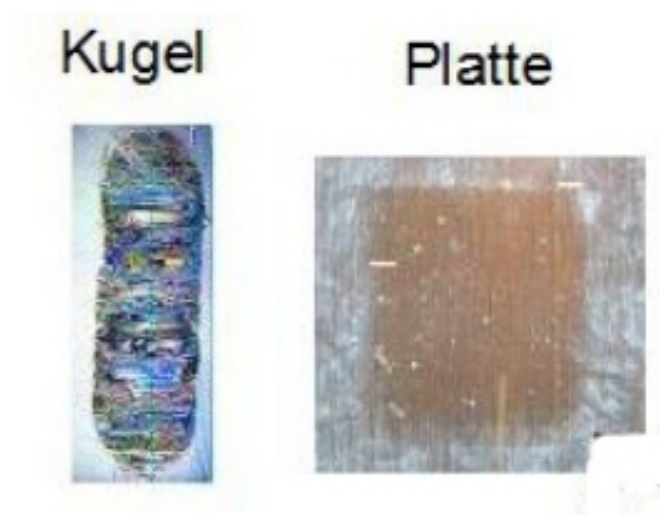


Abbildung 3.12: Reale Verschleißspuren des modifizierten Modellversuchs nach Versuchsende

Auf der Kugel ergibt sich eine Ausdehnung des normalerweise kreisförmigen Kontaktbereichs um die zurückgelegte Wegstrecke der Verkippung. Auf der flachen Probe ergibt sich ein Rechteck, das in seinen Abmessungen abhängig ist von der Amplitude beider Bewegungen. Jeweils eine Seite des Rechteckes korreliert hierbei mit einer der beiden Strecken der jeweiligen Schwingung. Schematisch lässt sich der Bewegungsablauf in der seitlichen Ansicht gemäß der folgenden Abbildung 3.13 darstellen:

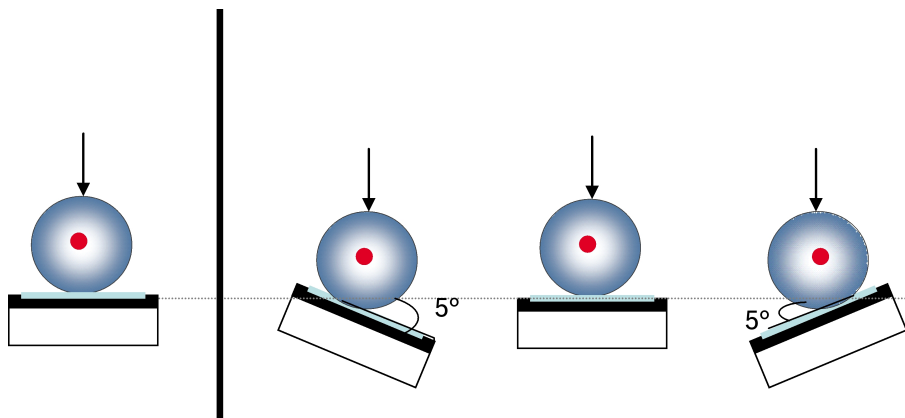


Abbildung 3.13: Schema des Eingriffsverhältnisses zwischen Kugel und Platte für den gängigen SRV4-Aufbau (links) und den in dieser Arbeit entwickelten Modelltest AdiMo (rechts). In der Darstellung des modifizierten Modellversuchs (rechts) ist die SRV-Bewegungsrichtung senkrecht zur Bildebene eingetragen.

Gezeigt ist eine seitliche Ansicht auf die Prüfkörper, wobei die Schwingungsbewegung in Blickrichtung erfolgt. Während beim gängigen Aufbau des SRV4 der Kontaktpunkt auf der Kugel immer am gleichen Punkt vorliegt, zeigt sich beim modifizierten Aufbau (AdiMo), dass der Kontaktpunkt auf beiden Körpern wandert. Somit kann die Anforderung, dass wechselnde Bereiche auf mindestens einem der beiden Prüfkörper vorkommen und eine lokale Unterbrechungen des Kontaktes für beide Körper auftreten, mit diesem Aufbau umgesetzt werden. Der Kontaktpunkt wandert sowohl in Richtung der Verkippung, als auch in Richtung der Schwingungsbewegung auf beiden Körpern hin und her. Zur detaillierten Bestimmung des Bewegungsablaufs des Kontaktpunktes, über den die Reibenergiedichte eingebracht wird, und damit zur Berechnung der lokal eingebrachten Reibenergiedichte auf unterschiedliche Positionen auf beiden Kontaktflächen, kann genutzt werden, dass der dargestellte Bewegungsablauf, der durch den modifizierten Modellversuch vorliegt, mittels der Beschreibung der Lissajous-Figuren beschrieben werden kann. Zwei senkrecht zueinander

verlaufende Schwingungsbewegungen, die sich überlagern, verursachen eine charakteristische Figur, die sich im Kontaktbereich ergibt, die sogenannte Lissajous-Figur [WG86]. Die genaue Form der jeweiligen Figur ist abhängig vom Verhältnis der Frequenzen beider Bewegungen zueinander sowie der Phasenverschiebung zwischen beiden Schwingungen. Mittels der folgenden Gleichungen lässt sich für gewählte Frequenzen beider Bewegungen der Verlauf des Kontaktpunktes bestimmen:

$$x = a_s * \sin(2 * \pi * b_1 * (t + t_x)) \quad (3.3)$$

In  $x$ -Richtung, also in Richtung der Schwingungsbewegung, bewegt sich dabei der Kontaktpunkt in Abhängigkeit der Amplitude  $a_s$  der Schwingungsbewegung, die in dieser Arbeit 2,25 mm beträgt und der Frequenzen  $b_1$  der Schwingungsbewegung. Für die Verschiebung des Kontaktpunktes aufgrund der Verkippungsbewegung wird folgende Gleichung herangezogen:

$$y = a_k * \sin(2 * \pi * b_2 * (t + t_y)) \quad (3.4)$$

Dabei steht  $a_k$  für die Amplitude der Verkippungsbewegung, die im vorliegenden Aufbau 0,8 mm beträgt und  $b_2$  für die Frequenz der Verkippungsbewegung im Versuchsaufbau.  $t_x$  und  $t_y$  stehen in den genannten Gleichungen für die Phasenverschiebung der jeweiligen Bewegung. Für die vorliegende Arbeit wurde eine Berechnungsroutine erstellt, die mittels der zuvor eingeführten Gleichungen die Bestimmung des Verlaufs des Kontaktpunktes für unterschiedliche Frequenzverhältnisse (innerhalb der mechanisch möglichen Grenzen des Prüfstandes) beider Bewegungen ermöglicht. In der folgenden Grafik 3.14 sind die sich ergebenden Figuren zweier unterschiedlicher Frequenzverhältnisse abgebildet:

Eine geschlossene Figur innerhalb des Kontaktbereichs (auf der flachen Probe in diesem Aufbau) ergibt sich nur dann, wenn das Verhältnis beider Frequenzen rational zueinander ist. Bei nicht geschlossenen Lissajous-Figuren scheint der Graph, den die Figur beschreibt immer mehr Fläche innerhalb des umschließenden Quadrates einzunehmen [WG86]. Mit Hilfe dieser Berechnungsroutine kann für definierte Modellversuche der Verlauf der Bewegung, genauer des Kontaktpunktes zu jedem Zeitpunkt während des Versuchs bestimmt werden. Für eine Berechnung der lokal eingebrachten Reibenergiedichte an unterschiedlichen Positionen auf beiden Oberflächen ist dies notwendig.

Im nächsten Berechnungsschritt werden innerhalb des Kontaktbereichs der flachen Probe verschiedene Positionen definiert, für die die eingebrachte Reibenergiedichte berechnet wird. Die Verkippung bewirkt ein Abrollen des Kugelkörpers auf der flachen Probe und damit einen

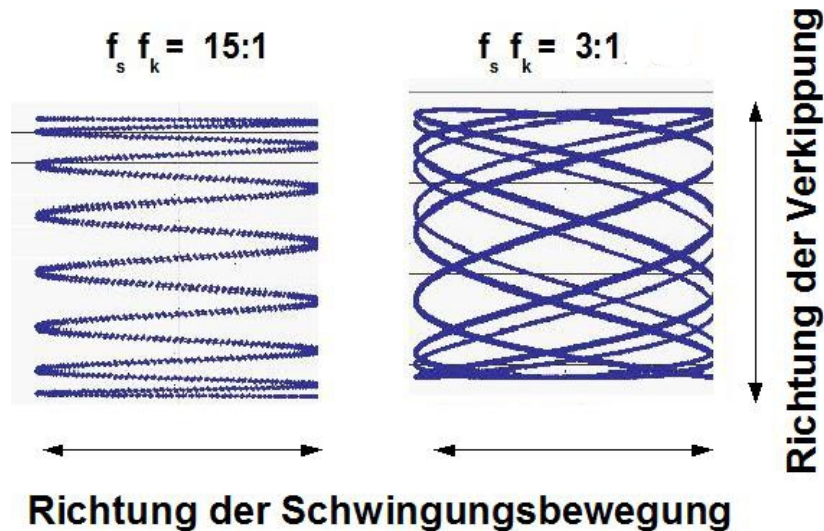


Abbildung 3.14: Verlauf des Kontaktpunktes auf der flachen Probe im Modellversuch bei unterschiedlichen Verhältnissen der Schwingungsfrequenz  $f_s$  zur Verkippungsfrequenz  $f_k$  für ein Zeitintervall von 10sec

Wechsel des Kontaktpunktes auf der Kugel selbst, die Geschwindigkeitskomponente kann jedoch bei der Berechnung der eingebrachten Energie vernachlässigt werden, da sie deutlich kleiner ist als die Geschwindigkeitskomponente der Schwingung und somit nicht ins Gewicht fällt. Somit wirkt aufgrund der Verkippung keine zusätzliche Geschwindigkeitskomponente im Kontakt, der Einfluss auf die Reibenergiedichte hat. Die Verkippung und insbesondere die Frequenz der Verkippungsbewegung ist maßgeblich verantwortlich für die lokale, zeitweilige Unterbrechung des Kontaktes zwischen beiden Körpern. Es sind aufgrund der Verkippung immer wechselnde Kontaktbereiche im Eingriff. In der nächsten Abbildung sind die Positionen gekennzeichnet, für die die lokale Reibenergiedichte berechnet werden soll:

Die Positionen wurden so gewählt, dass Unterschiede hinsichtlich der Kontaktdauer und des Energieeintrags für einen Parametersatz eines Versuchs auftreten, um Unterschiede, wie sie im Erzeugnis vorkommen, abbilden zu können. Der Durchmesser einer solchen Auswertungsposition für die Modellversuche beträgt  $0,4\text{mm}^2$ , was dem Messfleck des Reflektometrierfahrens entspricht, das im Abschnitt 3.3.2 noch erläutert wird.

Dabei zeichnet sich die Position in der Mitte des Kontaktbereichs dadurch aus, dass dort die höchste Geschwindigkeitskomponente der Schwingungsbewegung  $v_s$  auftritt, was

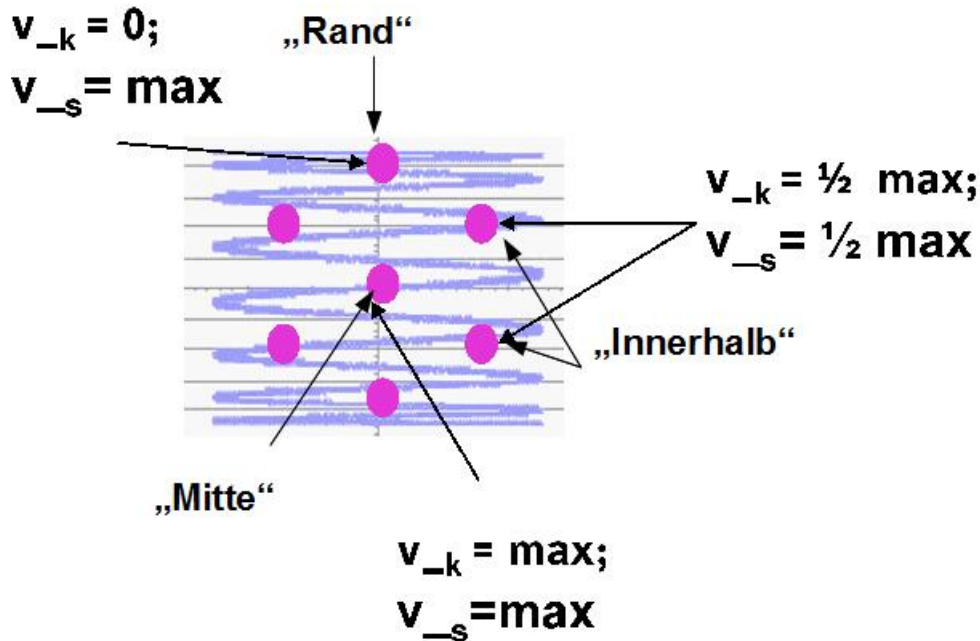


Abbildung 3.15: Schema der Messpositionen für die durchgeführten Modellversuche in Abhängigkeit der lokalen Belastung.

gleichzeitig die geringste Verweildauer bedeutet, da hier auch gleichzeitig die höchste Geschwindigkeitskomponente der Verkipfung  $v_k$  vorkommt. Die Positionen am Rand, welche sich gerade noch im Kontaktbereich auf der flachen Probe befinden, weisen zwar ebenfalls die höchste Geschwindigkeitskomponente der Schwingung auf ( $v_s = \max$ ), hier ist jedoch die Verweildauer deutlich höher, da sich dort der Drehpunkt der Verkipfung befindet, so dass der Geschwindigkeitsanteil der Verkipfung hier auf Null absinkt ( $v_k = 0$ ). Die weiteren Positionen sind achsensymmetrisch zum Mittelpunkt des Kontaktbereichs angeordnet und es kann bei einem nicht-rationalen Zahlenverhältnis beider Frequenzen angesetzt werden, dass die Belastung hier im Mittel in gleicher Höhe eingebracht wird. Die Geschwindigkeitskomponenten beider Bewegungen sind hier jeweils beide  $\frac{1}{2}$  der Maximalgeschwindigkeit  $v_s$  bzw.  $v_k$ . Der Durchmesser dieser definierten Positionen entspricht dabei dem Durchmesser des Messflecks der Reflektometrie, mittels der der DLC-Verschleiß an dieser Position gemessen wird. Die Beschreibung dieses Messverfahrens erfolgt in Abschnitt 3.3.

Der lokale Reibwert wurde aus zeitlich und örtlich aufgelösten Messungen am modifizierten Modellversuch mit den zuvor beschriebenen Testbedingungen ermittelt, da für diesen geschmierten Kontakt keine gleichwertigen Simulationsergebnisse zur Verfügung standen

wie im Falle des Erzeugniskontaktes. Die Aufzeichnung des Reibwertes kann mit Hilfe des gängigen SRV4-Aufbaus erreicht werden. Nachteil hierbei ist jedoch, dass der vom SRV4 ausgegebene Wert des Reibkoeffizienten dem Maximalwert des auftretenden Reibkoeffizienten während einer Schwingungsbewegung entspricht. Dieser wird immer im Umkehrpunkt der Schwingungsbewegung erreicht [CH03]. Hier ist die Geschwindigkeit gleich Null und somit tritt kurzzeitig nahezu Haftreibung auf, was den Reibungskoeffizienten erhöht. Um eine räumliche und zeitliche Zuordnung des tatsächlich gemessenen Wertes des Reibkoeffizienten zu erreichen, wurde mittels externer Messtechnik der vom SRV4 ausgegebene Reibwert direkt als Rohwert über den Verlauf einer einzelnen Schwingungsbewegung entnommen und aufbereitet.

Diesen Messungen zufolge verändert sich jedoch der Reibungskoeffizient im Vergleich zum Betrieb des SRV4 ohne zusätzlichen Bewegungsmechanismus nicht. Der Maximalwert des gemessenen Reibkoeffizienten liegt weiterhin am Umkehrpunkt der Schwingungsbewegung. Dort tritt für den vorliegenden Kontakt ein Wert von  $\mu=0,12$  bis  $0,14$  für unterschiedliche Frequenzen der Schwingungsbewegung, der in der gängigen Literatur für eine geschmierte Stahl-DLC-Paarung häufig genannt wird [DE08]. Generell wird das Maximum des Reibkoeffizienten im Umkehrpunkt ermittelt, da hier die Haftreibung überwunden werden muss, wenn die Bewegungsrichtung sich umkehrt. Der Reibungskoeffizient an der Position Mitte ist theoretisch geringer als an den Umkehrpunkten. Dies konnte auch bei den Messungen bestätigt werden. Hier beträgt der gemessene Reibkoeffizient im Mittel von 20 Messungen mit gleichen Parametern  $\mu=0,098$ .

Während an unterschiedlichen Positionen geringfügig unterschiedliche Reibkoeffizienten gemessen werden können, zeigte sich dagegen kein Einfluss unterschiedlicher Frequenzverhältnisse der beiden Schwingungsbewegungen. Für die Berechnung kann vereinfacht ein mittlerer Reibkoeffizient von  $\mu=0,105$  angesetzt werden.

Um den zu Beginn dieses Abschnitts genannten Anspruch an die Testbedingungen zu erfüllen, dass möglichst eine gleichwertige Belastung in Form der eingebrachten Reibenergie-dichte im Vergleich zum Erzeugniskontakt erreicht werden soll, können die Testbedingungen unter den zuvor beschriebenen Einschränkungen (Vermeidung von Eigenschwingung des Prüfstandes, Vermeidung von plastischer Deformation, Bestimmung des auftretenden Reibungskoeffizienten) nun bestimmt werden.

Für den Modellversuch kann vereinfacht die Pressung mittels der Hertzschen Gleichungen

berechnet werden. Die Rauheiten und die Reibung werden dabei vernachlässigt. Unter den gewählten Geometrien zeigt sich jedoch, dass der hydrodynamische Druck sehr viel geringer ist als der Festkörperdruck, für einen ersten, analytischen Ansatz kann daher auf Hertz verwiesen werden. Nach Berechnung der Pressung und des Bewegungsablaufs, erfolgt im nächsten Schritt nun die Zusammenführung dieser beiden Größen, um die Kontaktbelastung an den zuvor definierten Positionen zu bestimmen. Aufgrund der genannten Asynchronität beider Bewegungen und der unterschiedlichen Ansteuerung kommt es zu einer marginalen Verschiebung der Lissajous-Figur, die sich bei allen Versuchen einstellt. Dies führt jedoch lediglich dazu, dass das gesamte Quadrat auf der flachen Probe überstrichen wird und nicht nur die in Abbildung 3.14 eingezeichnete Bewegungsbahn.

Für die unterschiedlichen Positionen, die auf der flachen Probe definiert wurden, ergibt sich eine unterschiedliche Kontaktzeit, wie dies auch bei unterschiedlichen Positionen im Erzeugniskontakt nachgewiesen wurde. Die eingebrachte Reibleistungsdichte während eines Kontaktes muss daher wieder für jede Position berechnet werden. Integriert man diese Reibleistungsdichte über die Kontaktzeit, die bei jeder Position auftritt, dann kann hierdurch die Reibenergiedichte für jeden Modellversuch mit bekannten Testparametern entsprechend festgelegt werden.

In der folgenden Tabelle sind die Versuchsparameter eingetragen, welche sich aus den Prüfstands- und Materialgrenzen ergeben, sowie die Schwingweite, die an die Bedingungen des Erzeugniskontaktes angepasst ist.

Tabelle 3.3: Parameter der Modellversuche I

Parameter	Wert [Einheit]
Normalkraft	300 [N]
Frequenz der Schwingung	15 [Hz]
Frequenz der Verkipfung	1[Hz]
Amplitude der Schwingung	2,25 [mm]
Amplitude Verkipfung	0,8 [mm]

Aufgrund der zuvor genannten Testbedingungen aus Tabelle 3.2.5 ergibt sich damit die im Folgenden beschriebene Kontaktzeit für jede Position während eines Arbeitsspiels. Diese

wird den zuvor genannten Berechnungen zum Bewegungsablauf mittels der Beschreibung durch die Lissajous-Figuren entnommen.

Tabelle 3.4: Berechnete Kontaktdauer der unterschiedlichen Positionen während eines Arbeitsspiels der Modellversuche für die Bedingungen aus Tabelle 3.3

Mitte	Rand	Innerhalb
0,074 s	0,095 s	0,1035s

Nach Ermittlung der Kontaktdauer fehlt zur Berechnung der lokalen Reibleistungsdichte an dieser Stelle noch die Bestimmung des wirksamen Festkörperdrucks. Für die Bestimmung der Kontaktpressung wird angesetzt, dass der Kontaktpunkt in Form einer Kontaktdruckellipse über beide Körper entlang der zuvor berechneten Bewegungsbahn der Lissajous-Figuren in Abhängigkeit der gewählten Frequenzen bewegt wird. Diese Druckellipse führt aufgrund der Anordnung der Positionen auf der flachen Probe zu einer unterschiedlichen Häufigkeit der Belastung und zwar in Abhängigkeit des Startpunktes beider Bewegungen zueinander. Zudem wird eine Position nicht immer von der höchsten Druckspitze der Druckverteilung getroffen, sondern oftmals auch von Randbereichen des Druckparaboloids. In der folgenden Zeichnung wird skizziert, wie sich die Belastung für einen fixen Punkt auf der flachen Probe ändern kann und zwar in Abhängigkeit der Kontaktbelastung und in welcher Weise der Druckparaboloid auf diesen Punkt trifft. Verschiebt sich eine der beiden Schwingungsbewegungen zueinander, dann trifft beispielsweise nicht mehr die Mitte der Druckellipse auf den betrachteten Punkt auf der flachen Probe, sondern es wird dieser Punkt durch den Randbereich der Druckellipse berührt. Zur Verdeutlichung sind diese Aspekte in der folgenden Abbildung 3.16 dargestellt. Als Frequenzverhältnis wurde für die folgende Abbildung eine Frequenz  $f_s = 3,75$  in Richtung der Schwingungsbewegung gewählt und eine Frequenz  $f_k = 1$  in Richtung der Verkipfungsbewegung.



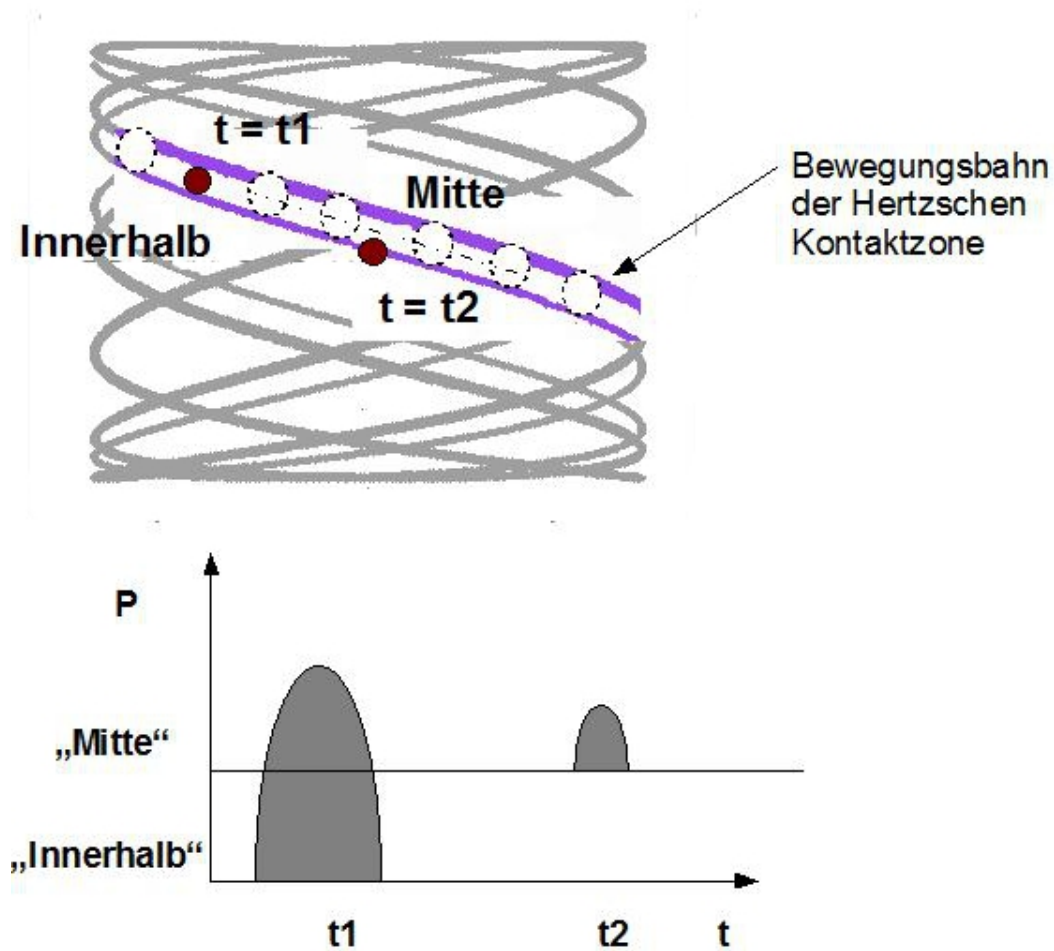


Abbildung 3.16: Schema der unterschiedlichen Kontaktbedingungen für verschiedene Positionen auf der flachen Probe. Abhängig von der gewählten Position auf der flachen Probe unterscheidet sich die Höhe der Belastung des Festkörperdrucks und die Kontaktdauer

Skizziert wird hierbei für die Positionen Mitte und Innerhalb das Überstreichen der Kontaktdruckparabel, die sich den Hertz'schen Gleichungen zufolge in diesem Kontakt ergibt. Dazu ist in Abbildung 3.16 der Verschleißbereich auf der flachen Probe eingezeichnet und der Bewegungsverlauf des Kontaktpunktes in Abhängigkeit eines angegebenen Frequenzverhältnis eingetragen.

Wird nun zusätzlich berücksichtigt, dass die Kontaktdruckellipse gemäß der Hertz'schen Gleichungen dem ermittelten Bewegungsverlauf auf der flachen Probe folgt, ergibt sich damit ein zeitlich veränderlicher Verlauf der Festkörperdruckverteilung in Abhängigkeit

des Frequenzverhältnis beider Bewegungen im modifizierten Modellversuch. Zum Zeitpunkt  $t_1$  überstreicht die Kugel den Punkt "Innerhalb" mittig und damit gemäß der Hertzchen Gleichung mit der maximalen Pressung. Zum Zeitpunkt  $t_2$  überstreicht die Kugel den Punkt "Mitte" dagegen nur teilweise, damit wirkt hier nur eine geringe Randpressung. Qualitativ ist dieses Verhalten zusätzlich noch im Diagramm unterhalb der Skizze dargestellt, wobei hier die Höhe der Pressung zu den genannten Zeitpunkten an beiden Positionen dargestellt ist für diesen Fall. Da die Geschwindigkeit der Schwingungsbewegung während des Kontaktes mit der Position "Mitte" höher ist als beim Kontakt mit der Position "Innerhalb", ist die Kontaktdauer für diese beiden Positionen unterschiedlich.

Wird ein Punkt auf der flachen Probe zur Berechnung der lokal eingebrachten Reibenergiedichte so gewählt, dass dieser immer mit den Randbereichen der Druckverteilung in Kontakt kommt, dann ergibt sich dort eine sehr viel geringere Reibenergiedichte, die nach Versuchsende eingebracht wird, als für Punkte, die immer mit dem Maximum der Pressungsverteilung überstrichen werden. Durch die Asynchronität beider Bewegungen zueinander ist davon auszugehen, dass jede Position eine wechselnd hohe Belastung für unterschiedliche Arbeitsspiele erfährt.

Für die Berechnung der Reibleistungsdichte für einen Versuchspunkt und für die hierauf aufbauende Berechnung der gesamten lokalen Reibenergiedichte nach Testende von mehreren Minuten bis hin zu mehreren Stunden ist dieser Effekt jedoch aufgrund der Mittelung über eine sehr hohe Anzahl von Arbeitsspielen vernachlässigbar.

Für die zuvor genannten Testbedingungen (mit einer Schwingungsfrequenz von 15 Hz und einer Verkippungsfrequenz von 1 Hz und der Bestimmung der Kontaktzeit ergibt sich dann für die in der folgenden Tabelle berechnete Reibleistungsdichte für die eingeführten Positionen.

Tabelle 3.5: Reibleistungsdichte im Modellversuch

	Rand	Mitte	Innerhalb
Reibleistungsdichte [ $W/mm^2$ ]	27,1	19,0	25,3

Hieraus ergibt sich dann für eine Testdauer von 1h unter den genannten Parametern des Modellversuchs die folgende lokale Reibenergiedichte an den jeweiligen Positionen in  $\frac{kJ}{mm^2}$ :

Tabelle 3.6: Reibenergiedichte an Positionen im Modellversuch

	Rand	Mitte	Innerhalb
Reibenergiedichte [ $kJ/mm^2$ ]	81,9	51,6	60,1

Bedingt durch die unterschiedliche Kontaktierungszeit an den einzelnen Positionen, die entsprechend gewählt wurden diesen Unterschied zu verdeutlichen, zeigt sich analog zum Erzeugniskontakt auch bei der tribologischen Belastung der Modellversuche ein Unterschied in der Reibleistungsdichte, die während eines Versuchs eingebracht wird. Die mit diesen Testbedingungen erreichte Belastung in Form der eingebrachten Reibenergiedichte entspricht etwa 1,6% der Belastung, die im Erzeugniskontakt an Position 9 erreicht wird. Dieser wies den höchsten Verschleiß im Erzeugniskontakt auf. Eine Erhöhung des Energieeintrags kann unter den Grenzen des Prüfstandes nur durch eine Verlängerung der Testdauer bei den Parametern des Berechnungsbeispiels erreicht werden. Dies ist jedoch im Hinblick auf den Anspruch eines verkürzten Tests nur bedingt empfehlenswert.

Im Erzeugniskontakt konnte gezeigt werden, dass die lokale Kontaktunterbrechung und die Kontaktzeit eine wichtige Rolle spielen. Für weitere Parametersätze des modifizierten Modellversuchs sollten daher diese Einflussgrößen ebenfalls untersucht werden. Dies kann erreicht werden, indem die Versuchsbedingungen so geändert werden, dass bei gleichbleibendem Energieeintrag an den definierten Positionen durch Änderung des Verhältnisses der Schwingungs- zur Verkipfungsbewegung die Kontaktzeit und damit auch die Dauer eines Kontaktes variiert wird. Hierzu wurden weitere Frequenzverhältnisse gebildet und ebenfalls mittels der oben genannten Berechnungsroutine zur Bestimmung des Bewegungsablaufs und der sich letztlich einstellenden Reibungsbelastung gebildet. Eine Änderung der Frequenz der Verkipfungsbewegung führt nicht zu einer Änderung des Energieeintrags, da sich durch die Verkipfung lediglich ein Abwälzen des Kugelkörpers auf der flachen Probe einstellt. Somit kann eine Anpassung der Parameter von weiteren Modellversuchen nur durch eine Änderung der Testdauer bei gleichzeitiger Anpassung der Frequenz der Schwingungsbewegung erreicht werden, wenn die Höhe der Druckbelastung im Kontakt nicht variiert werden soll.

In den folgenden Tabellen finden sich die auf Basis dieser Überlegungen abgeleiteten weiteren Versuchsbedingungen der Modellversuche

Tabelle 3.7: Darstellung der Frequenzen beider Bewegungen für den Modellversuch

Frequenz Schwingung [Hz]	Frequenz Verkippung [Hz]	Testdauer [min]
15	1	60
7,5	1	120
7,5	0,5	120
5	1	180
5	0,5	180
3	1	300

Bei den Testbedingungen wurde zunächst einerseits die Frequenz der Schwingungsbewegung reduziert und andererseits die Erhaltung der eingebrachten Reibenergiedichte auf dem zuvor berechneten Wert durch Verlängerung der Testdauer erreicht. Eine Änderung der Verkippungsbewegung führt zu einer Änderung der Kontaktzeit. Dies wurde ebenfalls als Parametersatz eingeführt, unter der Prämisse die berechneten Reibenergiedichtewerte an den definierten Positionen konstant zu halten. Nachfolgend sind auch die jeweils berechneten Reibenergiedichtewerte in der folgenden Tabelle 3.8 aufgeführt.

Tabelle 3.8: Lokale Reibenergiewerte der Positionen für alle Testbedingungen der Modellversuche

Frequenzverhältnis	Rand	Mitte	Innerhalb [in $\frac{kJ}{mm^2}$ ]
15 zu 1	81,9	51,6	60,1
7,5 zu 1	82,9	52,13	59,8
7,5 zu 0,5	82,7	56,5	61,9
5 zu 1	74,4	54,9	53,8
5 zu 0,3	90,6	59,7	64,3
3 zu 1	78,8	57,4	70,6

### 3.3 Messtechnik

In den folgenden Abschnitten wird die Messtechnik, die zur Untersuchung und Auswertung der Verschleißversuche verwendet wurde, beschrieben. Zur Ermittlung des Verschleißabtrags an beiden Prüfkörpern werden aufgrund der Materialpaarung zwei unterschiedliche Messfahren eingesetzt:

- Konfokale Lasermikroskopie für den Stahlkörper und
- Reflektometrie-Messungen für den DLC-beschichteten Körper

Um Reaktionsschichten und deren Zusammensetzung zu untersuchen wird ein REM (Raster elektronen mikroskop) mit angeschlossenem EDX (Energie-Dispersive-Röntgenanalyse) verwendet.

#### 3.3.1 Konfokale Lasermikroskopie

Die Messung der Verschleißtiefe am Stahlkörper erfolgt mittels eines konfokalen 3D-Laserscanmikroskops (Modell VK-9700 der Firma Keyence). Das Prinzip eines solchen Mikroskops beruht auf der Kombination zweier Lichtquellen, und zwar einer kurzwelligen (violetten) Laserlichtquelle und einer weißen Lichtquelle. Die violetten Laserstrahlen detektieren die Intensität mittels des reflektierten Lichts sowie deren Höhe, während die Farbintensität mittels des reflektierten Lichts von der weißen Lichtquelle bestimmt werden kann. Dadurch können 3D-Aufnahmen mit hoher Tiefenschärfe von bis zu  $0,001\mu\text{m}$  mit hohem Kontrast und realen Farben gewonnen werden. Charakteristisch für ein Mikroskop dieser Bauweise ist, dass Linse und Objektiv so angeordnet sind, dass die Probenoberfläche im gemeinsamen Brennpunkt liegt und dort abgerastert wird. Zu den wichtigsten Bestandteilen dieses Mikroskops gehört somit das konfokale Linsensystem und ein geeignetes Rastersystem sowie die elektronische Auswertung der aus der Messung gewonnenen Informationen. Für die Tiefenschärfe dieses Aufbaus ist die Tatsache entscheidend, dass der Fokuspunkt entlang der optischen Achse eine sehr geringe Ausdehnung hat. Dies wird mittels einer hohen numerischen Apertur der Objektive erreicht, damit die einfallenden Strahlen beider Lichtquellen möglichst steil auf die Probenoberfläche auftreffen. Hierdurch kann die Lichtintensität des einfallenden Strahls optimal ausgenutzt werden.

### 3.3.2 Reflektometrie

Zur zerstörungsfreien Messung von DLC-Beschichtungen mit mehreren Zwischenlagen steht das Verfahren der Reflektometrie zur Verfügung. Dieses Verfahren beruht auf den unterschiedlichen Brechungsindizes von Schichten und der damit verbundenen unterschiedlichen Transmission bzw. Reflexion der Strahlung durch ein Medium. DLC-Schichten besitzen die Eigenschaft, dass sie im infrarotnahen Bereich optisch transparent sind. Reflexionen treten an Ober- und Unterseite auf. Bei der Reflexion eines Lichtstrahles bestimmter Wellenlänge an einer transparenten Beschichtung überlagern sich die reflektierten Bereiche der Ober- und Unterseite der Beschichtung. Bedingt durch die unterschiedlichen Laufzeiten beider Wellenlängen entsteht eine Phasendifferenz, die weiterhin abhängig ist von dem Brechungsindex der transparenten Beschichtung, der Lichtwellenlänge sowie der Schichtdicke. Die relativen Phasenunterschiede von  $180^\circ$  sind verantwortlich für destruktive Interferenzen, während relative Phasenunterschiede von  $360^\circ$  eine konstruktive Interferenz verursachen. Es ergeben sich in einem Reflektionsspektrum daher verschiedene Interferenzmuster. Das Messverfahren der Reflektometrie beruht darauf, dass die Amplitude des reflektierten Lichts über einen bestimmten Spektralbereich gemessen wird. Aus dem bekannten Brechungsindex der zu messenden Beschichtung wird dann aus dem Abstand der Interferenzen die Schichtdicke ermittelt. Die Genauigkeit dieses Messverfahrens wurde im Zuge dieser Entwicklung mehrfach aufwändig überprüft. Es zeigten sich Abweichungen von  $0,05\mu m$  im Vergleich zu Ergebnissen, welche aus FIB-Schnitten (Focused Ion Beam) gewonnen wurden. Die Wiederholgenauigkeit der Messungen liegt bei 99,997% und kann somit als prozesssicher und -fähig im Sinne eines Qualitätsverfahrens angesehen werden.

### 3.3.3 Rasterelektronenmikroskopie (REM)

Ein Rasterelektronenmikroskop ermöglicht die Betrachtung und Charakterisierung hinsichtlich der Elemente eines Probenmaterials bis zu Größenordnungen von wenigen  $nm$ . Grundlage dieser Messmethode ist ein Elektronenstrahl, welcher die zu untersuchende Probenoberfläche abrastert. Durch das Auftreffen dieser sogenannten Primärelektronen (PE) auf das Probenmaterial wird deren kinetische Energie auf die gebundenen Elektronen der Probe übertragen. In den oberflächennahen Bereichen (wenige  $nm$ ) können dann gebundenen Elektronen (Sekundärelektronen) angeregt werden. Abhängig von der Intensität der angeregten Elektronen kann dann eine Topographie der Probenoberfläche abgebildet werden. Die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit wurden an einem Gerät der Marke Zeiss Leo Gemini

durchgeführt. Weitere detaillierte Informationen über die Zusammensetzung der Oberfläche hinsichtlich der chemischen Elemente können mittels der Verwendung der charakteristischen Röntgenstrahlung (EDX = energiedispersive Röntgenanalyse) gewonnen werden. Dabei wird der Effekt genutzt, dass die energiereichen Primärelektronen mit den Atomen des Probenmaterials wechselwirken und dabei durch diese Wechselwirkungen Elektronen der äußeren Schale herausgelöst werden können. Das Spektrum der emittierten Röntgenstrahlen ist charakteristisch für jedes Element. Es ermöglicht eine Messung der chemischen Zusammensetzung der Oberfläche bis hin zu einer Tiefe von ca  $2-3\mu m$  bei einer Primärspannung von  $15kV$ . Zur Sicherstellung des Gleichgewichts wird diese Lücke mit Elektronen der energiereicheren Schale wieder aufgefüllt. Die Energiedifferenz, welche sich durch diesen instantan ablaufenden Vorgang ergibt, wird in Form eines Röntgenquants abgestrahlt. Dieser Röntgenquant ist charakteristisch für den Übergang der Elektronen zwischen Schalen mit unterschiedlichen Energieniveaus in jedem Atom und können detektiert werden. Damit können Informationen über die Zusammensetzung der Probenoberfläche ermittelt werden.





## 4 Experimentelle Ergebnisse

Inhalt des folgenden Kapitels ist die Darstellung der Verschleißwerte auf Erzeugnis- und Modellebene, einschließlich der Einbindung dieser experimentellen Ergebnisse in bestehende Verschleißmodelle. Dies geschieht mit dem Ziel, einen funktionalen Zusammenhang zwischen Belastung und Verschleiß ableiten zu können. Hierauf aufbauend soll dann ein allgemeingültiges Verschleißmodell für den kraftstoffgeschmierten Stahl-DLC-Kontakt entwickelt werden, welches unabhängig von der Testebene und der Geometrie gültig ist. Hierzu werden experimentelle Ergebnisse verschiedener Prüfkategorien dargestellt, aus denen die relevanten Einflussgrößen für das Verschleißmodell extrahiert werden können.

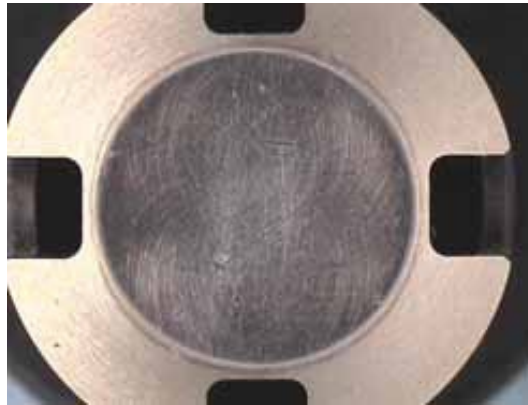
### 4.1 Verschleißergebnisse aus Erzeugnisversuchen

Nach Beendigung der zuvor beschriebenen Dauerlaufversuche werden die Hochdruckpumpen zuerst hinsichtlich ihrer allgemeinen Funktionsfähigkeit überprüft. Danach wird der Verschleiß an den tribologisch belasteten Kontaktstellen untersucht. Nur wenn die Funktionsfähigkeit innerhalb der vorgegebenen Toleranzen erreicht wird und kein Verschleiß (z.B. Abtragsverschleiß oder Materialermüdung) auftritt, der zu einer Einschränkung der Funktion führt, kann die Erprobung als bestanden angesehen werden. Die für diese Arbeit untersuchten Dauerlaufversuche wies nach Versuchsende keinerlei Fehlverhalten oder verschleißbedingte Einschränkungen auf und sind daher als bestanden zu klassifizieren.

Es standen im Rahmen dieser Arbeit für in Kapitel 3 vorgestellten Erzeugniskontaktes insgesamt 5 Hochdruckpumpen zur Verfügung, die den beschriebenen Testbedingungen für 2000 h unterworfen wurden. Jede Hochdruckpumpe weist 3 gleichwertig belastete Kontaktstellen auf, die in der Auswertung berücksichtigt werden, was den zugrunde liegenden Daten eine ausreichende Sicherheit gibt. Zusätzlich wurden weitere 8 Hochdruckpumpen derselben Bauform untersucht, die jedoch unterschiedlichen Testbedingungen unterworfen waren.

### 4.1.1 Verschleißverhalten des Stahlkörpers

Im Folgenden wird das Verschleißverhalten des Tassenstößels nach Beendigung des Dauerlaufs behandelt. Optische Untersuchungen ergeben keine offensichtlichen Veränderungen der Oberfläche. In Richtung der reversierenden Gleitbewegung zwischen Polygon und Tassenstößel sind bei allen untersuchten Prüfkörpern lediglich leichte Riefen zu erkennen, was in Abbildung 4.1) zu sehen ist. Diese Riefen sind jedoch nicht durchgängig über die gesamte Oberfläche bzw. den gesamten Kontaktbereich, sondern treten nur vereinzelt auf. Bei den untersuchten Tassenstößeln zeigt sich unter Verwendung der eingesetzten Messtechnik kein messbarer Materialabtrag. Die ursprünglichen Bearbeitungsspuren der Oberfläche können mittels der verwendeten Messtechnik noch erkannt werden, was bedeutet, dass der auftretende Verschleiß somit sicher kleiner als  $0,05\mu m$  ist.



Im Rahmen dieser Arbeit war es nicht möglich, die hier dargestellten Hochdruckpumpen weiteren oberflächenchemischen Untersuchungen zu unterziehen. Es wurde daher auf reale Rückläufer aus der Felderprobung und die Untersuchung von Modellprüfkörpern ausgewichen. Als Rückläufer werden Bauteile bezeichnet werden, die in einem Fahrzeug verbaut wurden, jedoch nach geringer Zeit wieder der Entwicklung zur Verfügung stehen. Dies kann beispielsweise dann erfolgen, wenn gemeinsam mit dem Fahrzeughersteller bei Neuentwicklungen das Verhalten der neuen Komponente noch ausführlich dokumentiert werden soll. Solche Bauteile stehen jedoch nicht regelmäßig der Entwicklung zur Verfügung, ihre Aussagekraft ist jedoch enorm hoch, da diese Bauteile einer realen Belastung im Fahrzeug unterworfen waren und somit auch Effekte auftreten können, die nicht Bestandteil einer Erprobung sind. In Kombination mit Erprobungsergebnissen aus Dauerlaufversuchen kann somit auch die Aussagekraft dieser Dauerlaufversuche gesichert und bestätigt werden, was insbesondere bei Neuentwicklungen von hoher Bedeutung ist, da hier bislang wenig Daten zum realen

Betriebsverhalten vorliegen. Im Zuge dieser Arbeit konnten einige Untersuchungen an solchen Feldrückläufern durchgeführt werden, was in späteren Abschnitten noch beschrieben wird.

### 4.1.2 Verschleißverhalten des DLC-beschichteten Körpers

Nach Testende kann auf der Oberfläche des Polygonrings der Kontaktbereich optisch nur durch eine dunklere Färbung der Schicht im Vergleich zum unbelasteten Bereich unterschieden werden, was als Folge der Glättung der Oberflächenrauigkeit auftritt. Ein Schichtdurchrieb ist bei keiner der untersuchten Hochdruckpumpen aufgetreten, auch nicht bei den angesprochenen geänderten Testbedingungen. Alle Hochdruckpumpen weisen damit keine Funktionsbeeinträchtigung durch Verschleiß auf. Somit kann die Lebensdauer unter der zu erwartenden realen Belastung durch diese Versuchsergebnisse als abgesichert angesehen werden. An dem im vorherigen Kapitel 3.1.4 in Abbildung 3.7 vorgestellten Messraster innerhalb des Kontaktbereichs der Polygonringoberfläche wird der DLC-Abtrag nach Dauerlaufende gemessen. Der Schichtabtrag ergibt sich aus der Differenz des lokal gemessenen Wertes und der initialen Schichtdicke des Polygonrings, die außerhalb des Kontaktbereichs ermittelt wird.

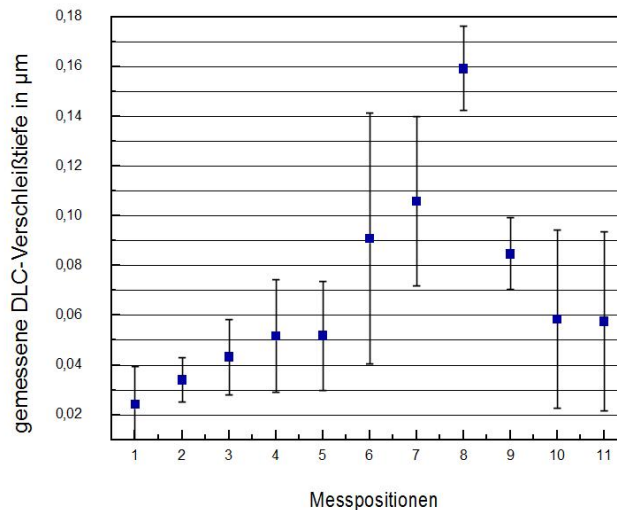


Abbildung 4.2: Gemessene Verschleißtiefe in % der initialen Schichtdicke. Berücksichtigt wurden 15 Einzelmessungen der jeweiligen Positionen von Messlinie 2 aus Dauerlaufversuchen mit identischen Testbedingungen.

Dargestellt sind die Mittelwerte aus insgesamt 5 Versuchsträgern mit jeweils 3 Oberflächen. Somit ergibt sich eine Mindestanzahl an 15 Einzelmessungen für den Verschleißwert jeder Position. Die Fehlerbalken stellen die min/max Abweichung vom Mittelwert aus diesen 15 Einzelmessungen dar.

Für die Messlinien 1 und 3 ergibt sich derselbe Verlauf des Schichtabtrags über die definierten Positionen, die absolute Höhe des DLC-Abtrags ist jedoch geringer. Dies korreliert mit den berechneten Energiewerten, die ebenfalls je Position geringer sind, als die aufgeführten Werte in Tabelle 3.1 des vorherigen Kapitels.

Der geringste Verschleiß wurde an den Positionen 1 bis 3 bestimmt. Diese Positionen sind nur während der Saugphase in Kontakt mit dem Tassenstößel und auch nur für eine geringe Zeit während eines Arbeitsspiels. Diese Positionen zeichnen sich somit durch eine geringe und sehr kurze Belastung während eines Arbeitsspiels auf. Während an Position 6 der höchste Wert der eingebrachten Reibenergiedichte berechnet wurde, spiegelt sich dies nicht im höchsten DLC-Abtrag an dieser Position wider. An Position 8, wo der höchste Verschleiß nachgewiesen werden konnte, beträgt der Energieeintrag nur einen Bruchteil des Wertes, der an Position 6 bestimmt wurde. Diese beiden Positionen unterscheiden sich voneinander jedoch hinsichtlich der Kontaktzeit mit dem Gegenkörper während eines Arbeitsspiels. Während Position 6 immer im Kontakt mit dem Tassenstößel ist und damit der Energieeintrag während einer vergleichsweise langen Zeit eingebracht wird, was zu einem geringeren Reibleistungseintrag je Arbeitsspiel führt, zeichnet sich Position 8 durch eine kürzere Kontaktzeit je Arbeitsspiel aus, die Reibleistung, die an dieser Position je Arbeitsspiel wirkt, ist aufgrund des Kontaktes ausschließlich während der Hochdruckphase mit dem Tassenstößel höher. Gleiches gilt für die Positionen 10 und 11, die sich zwar durch eine geringe Reibenergiedichtebelastung aufgrund des gesamten Dauerlaufversuchs auszeichnen, jedoch eine vergleichsweise hohe Reibenergiedichtebelastung während eines Arbeitsspiels aufweisen. (Vergleiche hierzu die Darstellung 3.10, welche die Unterschiede in der Reibleistungsberechnung pro Arbeitsspiel für Position 9 und 3 darstellt, woraus die Reibenergiedichteberechnung für den gesamten Dauerlaufversuch resultiert.).

Anzumerken ist hier noch, dass der Verschleiß an weiteren Hochdruckpumpen nach Dauerlaufversuchen ermittelt wurde. Die Bedingungen dieser Versuche unterscheidet sich von denen, die im vorherigen Kapitel ausführlich beschrieben wurden. Es handelt sich bei diesen Versuchen beispielsweise um Grenzversuche, wobei mit einer konstanten, hohen Geschwindigkeit die Pumpe für einen definierten Zeitraum von mehreren hundert Stunden

betrieben wird. Damit soll beispielsweise eine Volllastfahrt betrachtet werden. Bei den Verschleißmessungen zeigte sich in Übereinstimmung zur vorherigen Abbildung ein gleicher Verlauf der Abtragswerte, unterschiedlich ist lediglich die Absoluthöhe der gemessenen Werte.

### 4.1.3 Anwendung des energetischen Verschleißansatzes

Die ebenfalls im letzten Kapitel eingeführte lokale Betrachtungsweise, welche neben der getrennten Betrachtung der Oberflächen eines tribologisch belasteten Kontaktes auch die Berücksichtigung von örtlichen und zeitlichen Unterschieden in der Belastungsgeschichte vorsieht, wird im Folgenden bei der Berechnung der eingebrachten Reibenergiedichte berücksichtigt. Da der Verschleiß nur an dem DLC-beschichteten Körper gemessen wurde, wird zunächst nur der Polygonring betrachtet.

Im Folgenden wird ausführlich der Zusammenhang zwischen der Belastung und dem gemessenen Verschleiß untersucht, dazu werden gezielt Positionen aus dem Messraster auf dem Polygonring ausgewählt. Diese stehen stellvertretend für eine definierte Belastungsgeschichte. Position 3 gehört ebenso wie Position 1 und 2 zu den Positionen, die nur während der Förderphase für eine kurze Zeit in Kontakt mit dem Tassenstößel sind. Umgekehrt ist Position 8, vergleichbar mit Position 9 bis 11, kurzzeitig in Kontakt mit dem Gegenkörper während der Kompressionsphase. Die Positionen 4 bis 7 sind dagegen dauernd im Kontakt mit dem Tassenstößel. Es wird in der folgenden Darstellung auf Position 6 verzichtet, da sich der Energieeintrag nur geringfügig von dem an Position 5 berechneten Wert unterscheidet und auch die Belastungsgeschichte ähnlich ist. Somit kann die Anzahl der Positionen für eine genauere Betrachtung auf zunächst 5 Einzelbetrachtungen reduziert werden.

Gemäß den Überlegungen des energetischen Verschleißmodells ist die eingebrachte Reibenergie Ursache für den Verschleiß. Verschiedene Autoren wählen in der Literatur unterschiedliche Darstellungsformen für den Zusammenhang zwischen Reibenergie und Verschleiß, in dieser Arbeit wird einer Darstellung nach Fouvry gefolgt, der das Verhältnis von Verschleiß pro Reibenergie aufträgt.

In der folgenden Grafik ist das Verhältnis aus dem örtlich gemessenen, linearen DLC-Abtragswert und der lokal berechneten Reibenergiedichte für die eingangs dieses Abschnitts eingegrenzten Positionen dargestellt.

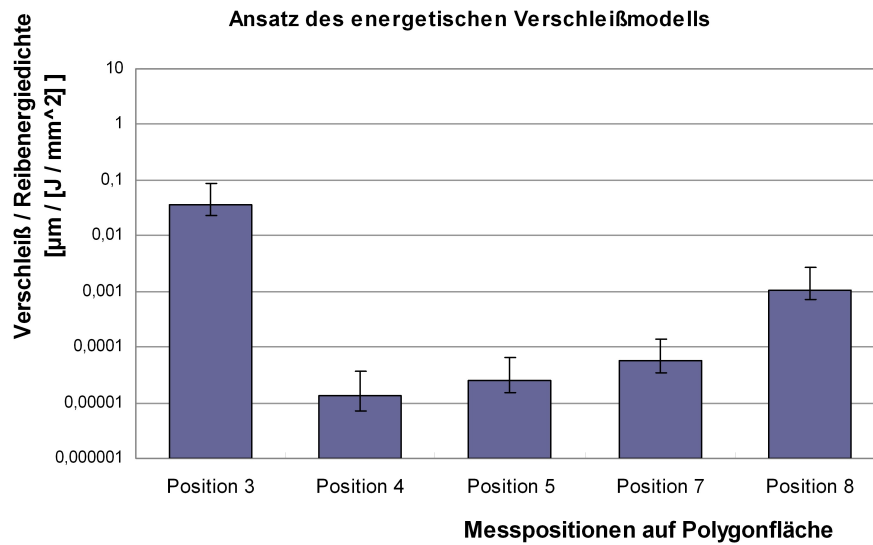


Abbildung 4.3: Verhältnis zwischen lokal gemessenem DLC-Abtrag und lokal berechneter Reibenergiedichte für Positionen mit unterschiedlicher Belastungsgeschichte des Polygonrings der Common-Rail-Hochdruckpumpe der dritten Generation

Es zeigt sich in dieser Abbildung 4.3 bei Anwendung auf die gewählten Positionen kein konstantes Verhältnis zwischen dem lokal berechneten Reibwert (in  $\frac{kJ}{mm^2}$ ) und dem gemessenen, linearen Verschleiß (in  $\mu m$ ). Die Einheit dieser Darstellung wird dabei eingeführt in  $\frac{\mu m}{\frac{kJ}{mm^2}}$ .

Während sich das Belastungskollektiv der Position 3 und 8 zwar erheblich voneinander unterscheiden, da Position 3 nur während der Saugphase in Kontakt ist, Position 8 jedoch während der Kompressionsphase, weisen die Positionen 4, 5 und 7 kaum Unterschiede hinsichtlich des Belastungskollektivs untereinander auf. Durch die Berücksichtigung der lokalen Belastungsgeschichte wurde darüber hinaus versucht, die Unterschiede der jeweiligen Belastungskollektive zu egalisieren, um eine größtmögliche Vergleichbarkeit zwischen Belastung und gemessenem Verschleiß zu erreichen.

Aus Abbildung 4.3 ist jedoch zu entnehmen, dass selbst bei einem sehr ähnlichen Belastungskollektiv, wie es zwischen den Positionen 4, 5 und 7 vorliegt, eine Diskrepanz um mindestens eine Größenordnung des gewählten Verhältnisses aus eingebrachter Reibenergie und den DLC-Verschleißwerten besteht. Für einen eindeutigen Zusammenhang zur Beschreibung zwischen Belastung und Verschleiß ist demnach der energetische Ansatz noch nicht ausreichend, selbst wenn dieser um lokale Besonderheiten und Charakteristika erweitert

wurde.

## 4.2 Verschleißergebnisse aus Modellversuchen

Mit Hilfe des in dieser Arbeit neu entwickelten Modellversuchskonzepts AdiMo wird die Untersuchung von kinematischen Einflussgrößen ermöglicht, die im Erzeugniskontakt die Belastung innerhalb eines Kontaktes beeinflussen. Gemeint ist insbesondere die lokale, zeitweilige Unterbrechung des Kontaktes für beide Körper sowie die Darstellung unterschiedlicher Kontaktzeiten innerhalb eines einzelnen Arbeitsspiels oder Bewegungsablaufs für mindestens eine Kontaktoberfläche. Diese wurden als charakteristisch für die kinematische Belastung verschiedener Erzeugniskontakte bewertet, insbesondere zunächst für den Stahl-DLC-Kontakt der Hochdruckpumpe des Common-Rail-Systems. Im Folgenden werden die experimentellen Versuchsergebnisse der Modellversuche detailliert dargestellt. Die Testbedingungen der Modellversuche wurden so bestimmt, dass die sich an den Modellprüfkörpern einstellenden Reibenergiedichten aufgrund der Modellversuche ähnlich sind zur Belastung des Erzeugniskontaktes. Für die unterschiedlichen Parametersätze der Modellversuche bedeutet eine Veränderung der Geschwindigkeit der Schwingungsbewegung eine Änderung der eingebrachten Reibleistungsdichte je Einzelkontaktierung für eine ausgewählte Position, während die Änderung der Verkippungsgeschwindigkeit einen direkten Einfluss auf die Kontaktdauer für beide Prüfkörper hat. Durch die Kopplung beider Bewegungen können somit die als relevant eingestuften kinematischen Einflussgrößen des Erzeugniskontaktes in dem Modellversuch berücksichtigt werden.

### 4.2.1 Verschleißverhalten der Stahlkugel

Nach Versuchsende ist auf der Oberfläche ein ellipsenförmiger Kontaktbereich auf der Stahlkugel sichtbar (siehe Darstellung der Belastung im vorherigen Kapitel 3). Der Materialabtrag wird mittels konfokaler Laserscanmikroskopie vermessen. Dazu wird der gesamte Kontaktbereich auf der Kugel sowie eine unbelastete Referenzfläche außerhalb des Kontaktbereichs aufgenommen. Anschließend wird die Kontur entlang des Kontaktbereichs vermessen und mit einer Vergleichskontur, welche dem initialen Radius von  $5\text{ mm}$  vor Versuchsbeginn entspricht, verglichen. Aus der Differenz zwischen diesen beiden Linien kann der Verschleiß der Stahlkugel nach Testende ermittelt werden. In der folgenden Abbildung 4.4 ist das Ergebnis einer solchen Messung dargestellt.

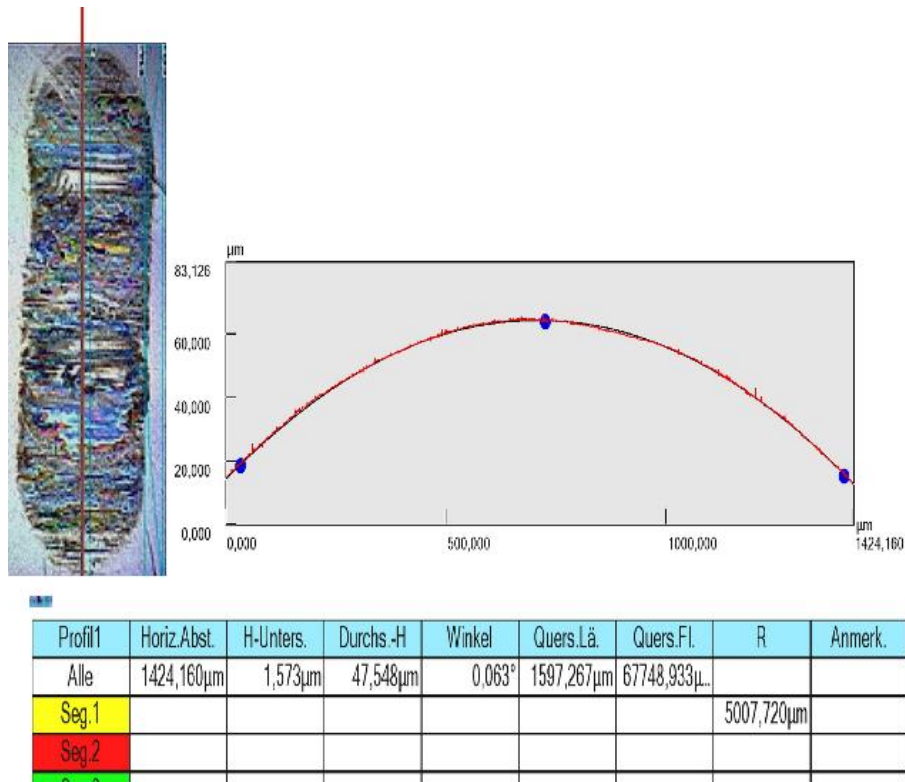


Abbildung 4.4: Vergleich der Kugelform nach Versuchsende mit dem initialen Radius. Es ergibt sich kein messbarer Materialabtrag nach Versuchsende.

Im Gegensatz zu den bisherigen Modellversuchen mit einem SRV4-Aufbau [MT10] tritt bei Verwendung des neuen Modellversuchskonzepts AdiMo kein messbarer Verschleiß der Stahlkugel auf, was mit Hilfe dieser Messungen gezeigt werden kann. Die Auswertung ergibt, dass die Kontur nach Versuchsende weiterhin einen Radius von 5 mm aufweist. Es kann auch keine Abweichung der Kontur innerhalb des Kontaktbereichs zum initialen Radius und dessen Kontur gemessen werden. Der Verschleiß des Stahlkörpers liegt damit im Rahmen der Messgenauigkeit dieses Verfahrens unterhalb von  $0,05\mu\text{m}$ . Im Gegensatz zu Standard-Tribometerversuchen mit Kugel-Platte Aufbau, bei denen bereits nach wenigen Kontakten ein konstanter Materialabtrag nachgewiesen wurde [Ste10], zeigt sich nun eine qualitative Übereinstimmung der Verschleißwerte des Stahlkörpers zwischen Modell- und Erzeugnisversuchen, indem bei beiden Versuchen kein messbarer Verschleiß des Stahlkörpers auftritt.



## 4.2.2 Verschleißverhalten des DLC-beschichteten Prüfkörpers

An den flachen Prüfkörpern der Modellversuche wurde an den in Kapitel 3 definierten Positionen der DLC-Schicht-Abtrag nach Versuchsende gemessen. Es wurde durch den Aufbau und die Testbedingungen des modifizierten Modellversuchs versucht, eine Anpassung der Belastung der Modellversuche an die Belastung des Erzeugniskontaktes zu erreichen, was im vorherigen Kapitel 3 ausführlich beschrieben wurde.

Die nun gemessenen Verschleißwerte an den Position (Rand, Mitte, Innerhalb), die in Abbildung 3.15 definiert wurden, werden in der folgenden Abbildung 4.5 in Abhängigkeit der Testbedingungen der Modellversuche dargestellt.

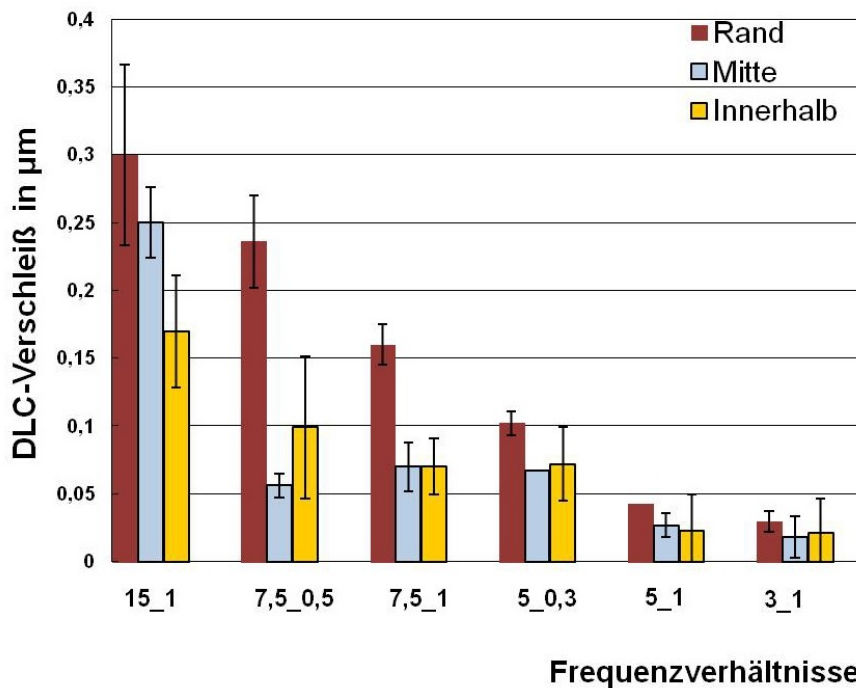


Abbildung 4.5: Gemessener DLC-Verschleiß in  $\mu\text{m}$  für alle Messpositionen aufgetragen in Abhängigkeit der gewählten Frequenzverhältnisse der Testbedingungen.

Abbildung 4.5 zeigt die gemessenen, linearen DLC-Abtragswerte in  $\mu\text{m}$  für die Positionen in Abhängigkeit der Testparameter der Modellversuche. Zu erkennen ist hieraus, dass der Verschleiß generell mit abnehmender Geschwindigkeit der Schwingungsbewegung für alle Positionen sinkt.

Wie es in Kapitel 3 beschrieben wurde, zeichnen sich gleiche Positionen (z.B. Rand)

durch einen gleichen Energieeintrag während der Versuche aus, was durch Anpassung der Testdauer bei Veränderung der Frequenz der Schwingungsbewegung erreicht wurde. Somit zeigt sich mittels dieser Grafik ebenfalls, dass sich trotz der gleichen eingebrachten Reibenergiedichte für gleiche Positionen und einer ähnlichen Belastungssituation die gemessenen Verschleißwerte zwischen den Parametersätzen der Modellversuche unterscheiden.

Der Verschleiß zwischen den unterschiedlichen Positionen je Parametersatz der Modellversuche kann bislang noch auf unterschiedliche Einträge der Reibenergiedichte zurückgeführt werden, wie sie bereits im vorherigen Kapitel berechnet wurden.

Zur Vergleichbarkeit mit dem Erzeugniskontakt wurden für alle Modellversuche ebenfalls das Verhältnis aus gemessenem linearem DLC-Abtrag in  $\mu\text{m}$  und der lokal berechneten Reibenergiedichte in  $\frac{\text{kJ}}{\text{mm}^2}$  bestimmt. Das Ergebnis ist in der folgenden Abbildung 4.6 dargestellt.

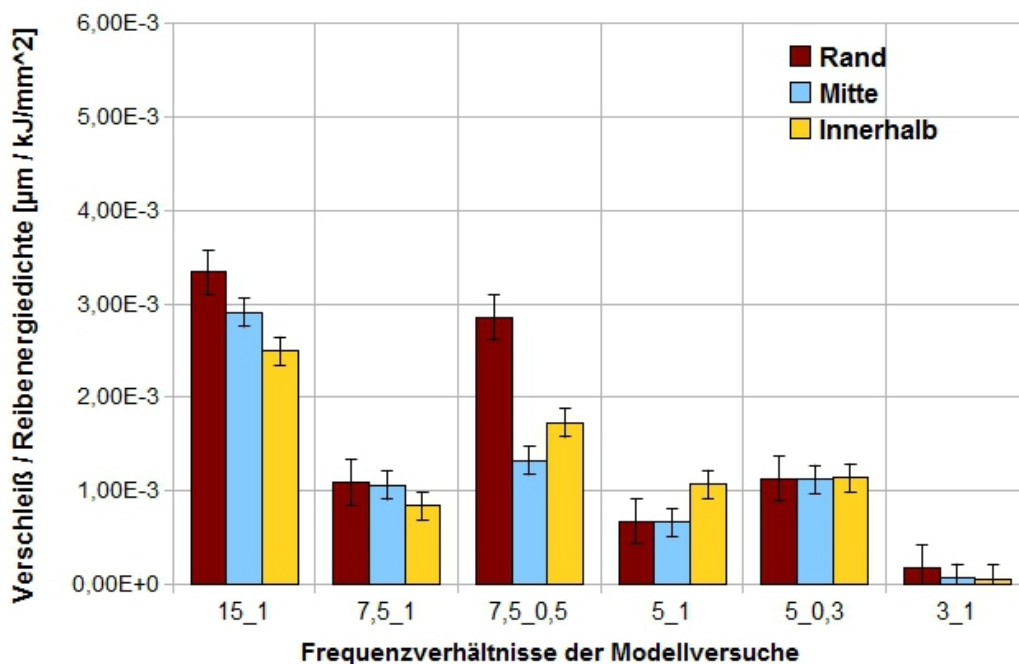


Abbildung 4.6: Darstellung des Verhältnisses aus gemessenem DLC-Abtrag und berechnetem Reibenergiedichtewert nach Testende an den Position gemäß Abbildung 3.15

Für diese Darstellung wurde das Verhältnis zwischen dem lokal gemessenen DLC-Verschleiß an den definierten Positionen auf der flachen Probe nach Testende der jeweiligen Modellversuche und der in Tabelle 3.8 berechneten Reibenergiedichtewerte gebildet und in

Abhängigkeit der Versuchsbedingungen aufgetragen. Das Verhältnis ist in dieser Darstellung in der Einheit  $\frac{\mu\text{m}}{\text{J}/\text{mm}^2}$  dargestellt.

Zu erkennen ist aus dieser Grafik, dass der Verschleiß generell mit abnehmender Geschwindigkeit der Schwingungsbewegung für alle Positionen sinkt. Für gleiche Positionen (z.B. "Rand") bei verschiedenen Testbedingungen wurde die lokal eingebrachte Reibenergiedichte durch Anpassung der Testzeit auf einen gemeinsamen Wert festgelegt. Trotzdem ist auch hier eine Abnahme des DLC-Verschleißes bei sinkender Geschwindigkeit der Schwingung erkennbar. Die Annahme, dass lediglich der Energiewert ursächlich für den Verschleiß ist, kann mittels dieser Ergebnisse nicht gefolgt werden.

Des Weiteren kann dieser Abbildung entnommen werden, dass der Verschleiß an den hier als "Rand" bezeichneten Positionen in allen Fällen der Modellversuche höher ist als an den Positionen, die hier in dieser Abbildung mit "Mitte" oder "Innerhalb" gekennzeichnet sind. Die Unterschiede dieser Positionen werden in der vorliegenden Arbeit sowohl in der eingebrachten Energie als auch in der Dauer einer ununterbrochenen Kontaktierung mit dem Gegenkörper gesehen. Die Verschleißwerte, die bei den Bedingungen 3zu1 gemessen werden, sind trotz der gleichen Energiewerte, wie sie bei Testbedingungen 15zu1 berechnet werden, erheblich geringer.

Genau wie beim Erzeugniskontakt ergibt sich auch hier für die Modellversuchen keine Proportionalität zwischen eingebrachter Reibenergiedichte und gemessenem DLC-Verschleiß. Vielmehr zeigt sich auch bei dieser Darstellungsform eine gewisse Abhängigkeit von den Testbedingungen. Dabei zeigt sich mittels dieser Darstellung, dass bei einer höheren Geschwindigkeit der Schwingung der Verschleiß höher ist, was bedeutet, dass bei diesen Testbedingungen eine höhere Reibleistungsdichte pro Einzelkontaktierung vorliegt. Entsprechend diesen Ergebnissen verursacht eine höhere Reibleistungsdichte offensichtlich einen höheren Verschleiß.

Ähnlich wie im Erzeugniskontakt zeigt das Verhältnis aus Verschleiß und Reibenergiedichte auch bei den zuvor dargestellten Modellversuchen erhebliche Unterschiede bei verschiedenen Parametersätzen der Modellversuche. Dies ist sowohl bei gleichen Positionen (z.B. Rand) und unterschiedlichen Testbedingungen (z.B. 15zu1 und 3zu1) sichtbar, als auch innerhalb eines Parametersatzes bei ähnlichen Energieeinträgen (z.B. bei 7,5zu1 bei den Positionen Innerhalb und Mitte)

Für einen Vergleich der unterschiedlichen Testebenen (Erzeugniskontakt und modifizierter Modellversuch) wird für die folgende Abbildung 4.7 ebenfalls das Verhältnis zwischen lokal gemessenem Verschleiß und eingebrachter Reibenergiedichte bis zum Testende gebildet und

sowohl für einen Standard-SRV4-Versuch, den hier modifizierten Modellversuch AdiMo und den Erzeugniskontakt der Common-Rail-Hochdruckpumpe der dritten Generation präsentiert.

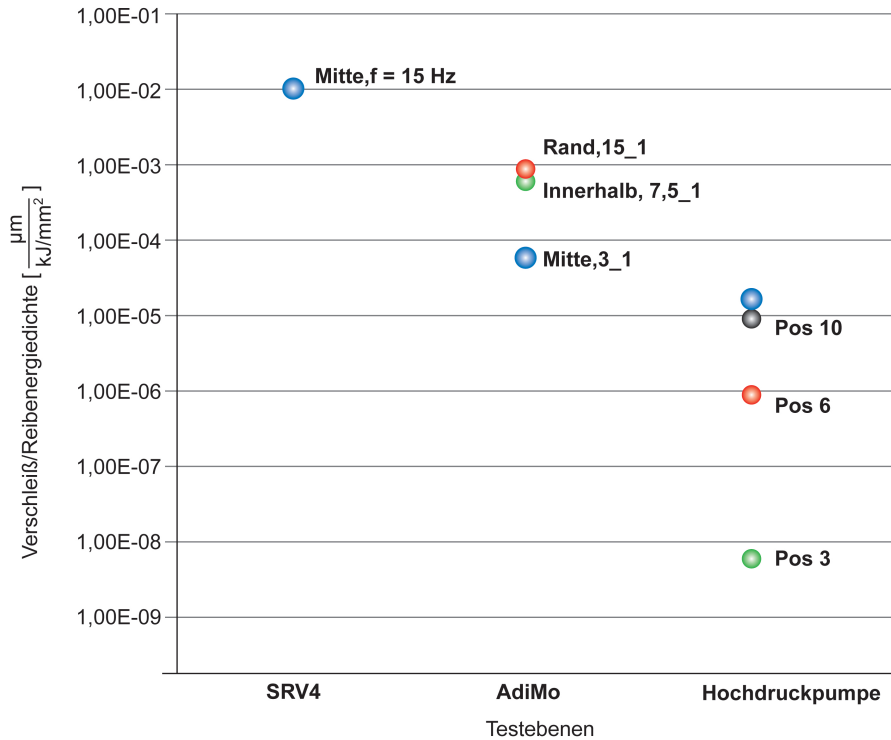


Abbildung 4.7: Darstellung des Verhältnisses zwischen gemessenem DLC-Verschleiß und der lokal eingebrachten Reibenergiedichte für unterschiedliche Testebenen (Standard SRV4-Aufbau, neues Modellversuchskonzept und Erzeugniskontakt)

Für die unterschiedlichen Testbedingungen und Kontakte ergeben sich unterschiedliche Belastungssituationen und dementsprechend auch verschiedene Belastungskollektive. Für diese Darstellung wurden aus den Verschleißmessungen der Pumpe vier verschiedene Positionen gewählt, die sich hinsichtlich ihrer Belastungssituation voneinander unterscheiden, um zu gewährleisten, dass sämtliche Belastungssituationen, welche charakteristisch für die Hochdruckpumpe sind, in diese Betrachtung aufgenommen werden. Dabei sind die Positionen mit dem höchsten Verschleiß je Kontaktsituation für diese Darstellung herangezogen worden. Mit dem SRV4-Aufbau lassen sich die stark unterschiedlichen Belastungsbedingungen im Erzeugniskontakt nicht abbilden. Eine Verbesserung der Ähnlichkeit der Belastungssituation wurde jedoch mittels des modifizierten Modellversuchs erreicht.

Der Ansatz, die gemittelte Reibenergie, welche in die jeweiligen Kontakte nach Testende eingebracht wird, in einem gemeinsamen energetischen Verschleißmodell zu verwenden, zeigt

sich gemäß früheren Arbeiten als bislang wenig erfolgreich, was auch oftmals der ungleichen Belastungssituation geschuldet ist [MT10] und [Nel08].

Durch die Verwendung der lokalen Betrachtungsweise und die Berücksichtigung der realen Testbedingungen bei der Bestimmung der Reibenergiedichte sowohl für den Erzeugniskontakt als auch für die Modellversuche zeigt sich dann eine Verbesserung, wenn auch die Belastungssituation angenähert wird. Während die Differenz dieses Verhältnisses zwischen dem Erzeugniskontakt und dem gängigen SRV4-Versuch mindestens 5 Größenordnungen beträgt, erreicht man durch Verwendung des modifizierten Modellversuchs bereits eine deutliche Annäherung und kann teilweise sogar eine Übereinstimmung erreichen. Die Kontaktsituation dieses Modellversuchs wurde in einigen Aspekten möglichst nahe an die Belastung im Erzeugniskontakt angepasst, was eine Erklärung für die verbesserte Übereinstimmung bei Verwendung des gleichen Verschleißmodells sein kann. Wie bereits zu Beginn in Kapitel 1 beschrieben wurde, zeigte sich bereits bei verschiedenen Arbeiten, dass eine übereinstimmende Belastungssituation zwischen Modellversuch und Erzeugnis zu einer sehr guten Übereinstimmung zwischen berechnetem Verschleiß und gemessenem Verschleiß eines tribologisch belasteten Kontaktes führen kann.

Charakteristische Besonderheiten des vorliegenden Erzeugniskontaktes, die zu einer deutlichen Übereinstimmung der qualitativen Verschleißergebnisse geführt haben (siehe Abschnitt []), werden jedoch mittels des energetischen Ansatzes nicht erfasst. Neben der lokalen Unterbrechung des Kontaktes für mindestens einen der beiden Körper wurde auf Basis der Analyse der Belastungssituation im Erzeugniskontakt auch die Dauer des Kontaktes mit dem metallischen Gegenkörper als ein charakteristischer Aspekt genannt. Dieser ist bei den betrachteten Positionen im modifizierten Modellversuch und auch im Erzeugniskontakt unterschiedlich, kann jedoch mit dem bisherigen energetischen Ansatz nicht berücksichtigt werden, wenn die Anwendung wie zuvor beschrieben erfolgt.

Experimentell wird zwischen Modellversuch und Erzeugniskontakt dann eine Verbesserung der Übereinstimmung erreicht, wenn die lokale, zeitweilige Unterbrechung des Kontaktes generell eingebunden wird. Bei Betrachtung der Verschleißergebnisse und der zugrunde liegenden Testbedingungen zeigt sich, dass diejenigen Ergebnisse aus Modellversuche und das dort gebildete Verhältnis zwischen Verschleiß und Reibenergiedichte die höchste Übereinstimmung zu einem Verhältnis im Erzeugniskontakt aufweisen, wenn die Reibleistungsdichte gering ist, was durch eine Veränderung der Kontaktzeit und durch eine Abnahme der Schwingungsfrequenz erreicht werden kann.

Für einen eindeutigen, funktionalen Zusammenhang zwischen Belastung und Verschleiß

müssen diese Aspekte den experimentellen Ergebnissen zufolge unbedingt berücksichtigt werden.

## **4.3 Experimentelle Untersuchung weiterer Einflussgrößen**

Neben den im vorherigen Abschnitt beschriebenen Einflussgrößen werden im Folgenden noch weitere Parameter und deren Einfluss auf die Verschleißwerte untersucht. Im folgenden Abschnitt werden daher Ansätze aus der Literatur untersucht, die den Verschleiß von geschmierten Kontakten thematisieren. Als mögliche Ansätze der wirksamen Verschleißmechanismen werden dabei unter anderem Einlaufeffekte des metallischen Körpers oder chemische Oberflächeneffekte genannt [Egl03], [SB05], [Sch03] und [Jan03]. Die Untersuchung von Einlaufeffekte des metallischen Körpers werden sowohl an Erzeugnisversuchen als auch an Modellversuchen durchgeführt. Dadurch soll einerseits die Übereinstimmung der Verschleißergebnisse geprüft werden und andererseits die vorhandene Datenbasis zusätzlich erweitert werden.

### **4.3.1 Untersuchung von Erzeugnisversuchen (Feldrückläufer)**

Für die Untersuchung von Einlaufeffekten wurde auf Ebene der Erzeugnisversuche auf sogenannte Feldrückläufer zurückgegriffen. Bei den hier als Feldrückläufer bezeichneten Teilen handelt es sich um Komponenten, die nach einer gewissen Zeit in der realen Applikation (Fahrzeug) zur Auswertung des realen Verhaltens wieder zur Verfügung stehen. Für die Auswertung werden die Stahlkörper mittels Oberflächenanalytik untersucht und mit Referenzproben (unbelasteter Proben direkt aus der Serienfertigung) verglichen. Es werden metallographische Schliffe sowohl an den Feldrückläufern als auch an den Referenzteilen angefertigt. Zur Charakterisierung des Gefüges des Stahlkörpers und zur Auswertung der chemischen Zusammensetzung werden REM und EDX Untersuchungen angeschlossen.

In Abbildung 4.8 ist das Gefüge des Stahlkörpers (Tassenstößel) gezeigt, wie es nach Belastung in der realen Applikation vorliegt. Zum Vergleich ist das Gefüge im Neuzustand abgebildet. Mit Hilfe dieses Vergleichs kann gezeigt werden, dass auch nach einer realen

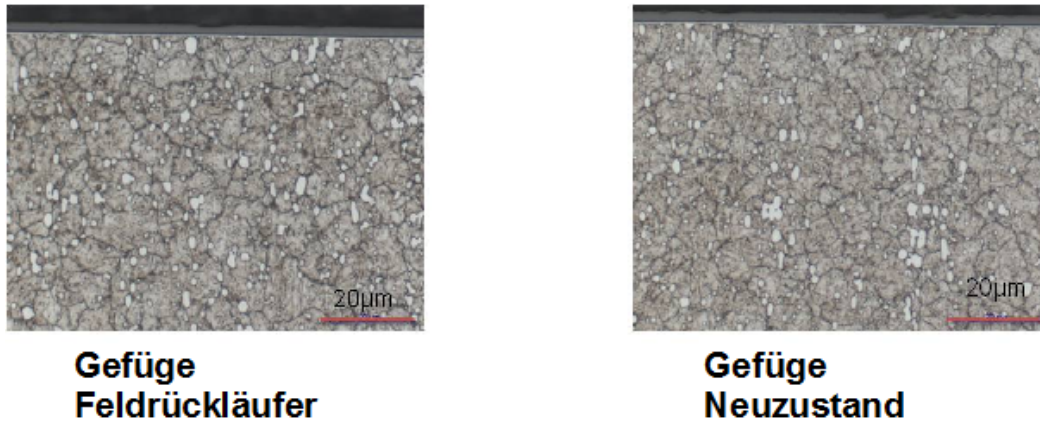


Abbildung 4.8: Darstellung des Gefüges eines Stahlkörpers der Common Rail Hochdruckpumpe a) nach 100.000 km Feldbelastung und b) im Neuzustand als Vergleichsprobe.

Belastung von 10.000 km keine Änderung des Stahlgefüges zu erkennen ist. Mittels REM- und EDX-Aufnahmen wurde versucht, die chemischen Bestandteile des Gefüges zu bestimmen.

In der folgenden Abbildung 4.9 ist hierzu ein Vergleich der EDX-Aufnahmen zwischen einem Neuteil und einem Feldrückläufer dargestellt.

Die Auswertung der Randbereiche beider Stahlkörper weist eine geringe Veränderung der chemischen Zusammensetzung des Feldrückläufers und der Probe des Neuteils auf. Die Erhöhung des Kohlenstoffanteils, welcher bei den Feldrückläuferteilen sichtbar ist, entsteht wahrscheinlich durch Übertragung der DLC-Schicht (sogenannte Mikrographitisierung), was bereits in früheren Arbeiten behandelt wurde [Ste10], oder durch einen Eintrag des Kohlenstoffs aus dem Kraftstoff [Sch01]. Eindeutig geklärt werden kann die Herkunft des Kohlenstoffs mittels der verwendeten Messverfahren nicht.

Im Volumen beider Proben lässt sich jedoch kein Unterschied der chemischen Zusammensetzung und der Gefügezusammensetzung und der chemischen Elemente nachweisen, was in der obigen Abbildung durch die Übereinstimmung der Peaks während der Auswertung erkennbar ist. Für die in dieser Arbeit verwendeten Felddaten aus realen Applikationen lässt sich somit kein eindeutiger Nachweis von einlaufbedingten Effekten erbringen noch widerlegen. Die Frage muss in weiterführenden Arbeiten mit entsprechendem Schwerpunkt noch geklärt werden.

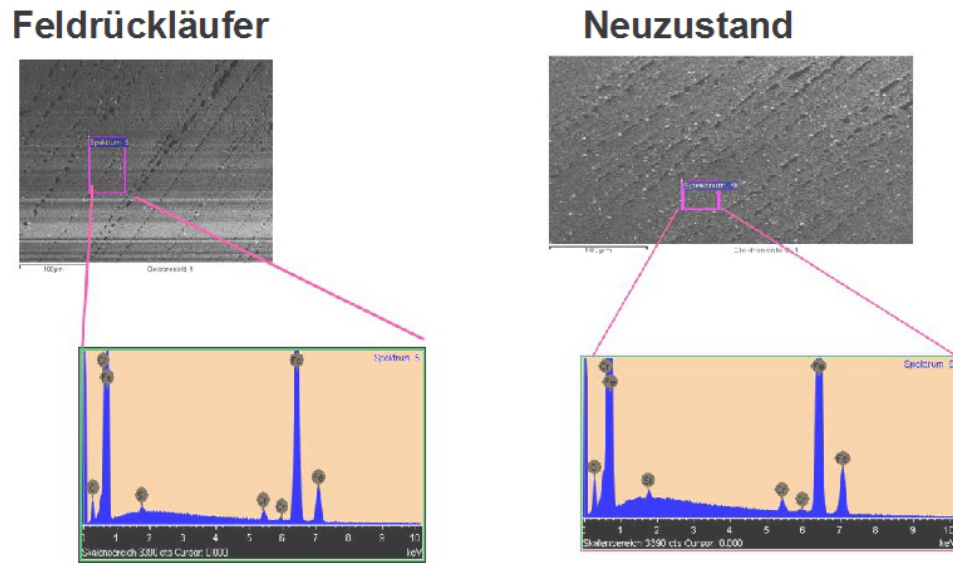


Abbildung 4.9: Darstellung der verglichen EDX Auswertung zwischen Feldrückläufer und Serienneuteil zur Darstellung der chemischen Zusammensetzung

### 4.3.2 Untersuchung von Modellprüfkörpern

Zur Überprüfung von möglichen Einlaufeffekten am Stahlkörper der Modellversuchen wurden verschiedene Stahlkugeln der Modellversuche vor und nach Testende untersucht. Ziel dieser Untersuchung war die Veränderung des Stahlgefüges und der chemischen Zusammensetzung zu bestimmen. Hierfür wurde analog zum Vorgehen beim Erzeugniskontakt Neuteile und verwendete Proben Untersuchungen unterzogen. Übereinstimmend mit den Erzeugnisversuchen zeigte sich bei der Auswertung der Schliffbilder und damit verbunden der Gefügezusammensetzung mittels REM und EDX kein Unterschied zwischen Neuteilen und Versuchsteilen gemäß der Messgenauigkeit dieses Verfahrens. Weder im Oberflächenbereich noch im Volumen weisen die Proben Unterschiede im Gefüge auf. Im Folgenden wird das Ergebnis eines Tiefen-XPS Profils vorgestellt. Hierdurch sollten die Elementzusammensetzung der Oberfläche und nach Möglichkeit die Bindungszustände an der Oberfläche untersucht werden. Die Aufnahme wurde dabei mit monochromatischer Al- $K\alpha$  Röntgenstrahlung durchgeführt. Die analysierte Fläche auf der Kugeloberfläche beträgt  $100\ \mu\text{m}$ . Die Tiefenprofile dieser Messungen wurden durch abwechselndes Sputtern mit Ar-Ionen erreicht. Die Vorgehensweise dieses Verfahrens wird in der Literatur noch ausführlicher beschrieben [Ste10]

Als Ergebnis dieser Messungen ist in Abbildung 4.10 die Elementzusammensetzung in



Abhängigkeit der Sputterzeit für einen Ausschnitt im belasteten Bereich auf der Stahlkugel der Modellversuche dargestellt. Zum Vergleich ist die Elementzusammensetzung einer unbelasteten Referenzstelle ebenfalls dargestellt. Es wurde dabei ein Punkt in der Mitte des ellipsenförmigen Kontaktbereichs, der sich nach Ende der Modellversuche auf der Kugel zeigt, gewählt.

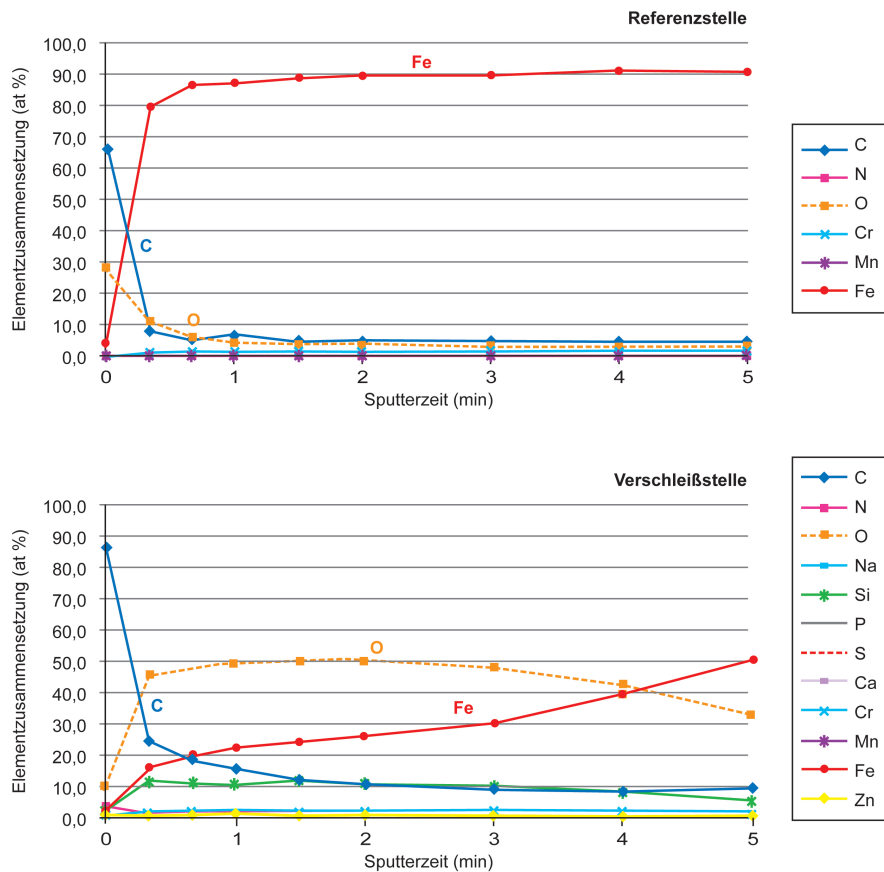


Abbildung 4.10: XPS-Tiefenprofil einer 100Cr6Stahlkugel der Modellversuche zur Analyse der Elementzusammensetzung in den Randbereichen. Die Proben wurden Modellversuchen mit einem Frequenzverhältnis von 7,5zu1 unterworfen (siehe Tabelle 3.2.5)

Im belasteten Bereich der Probe kann die Bildung einer Oxidschicht nachgewiesen werden, die übereinstimmend mit früheren Arbeiten für die gewählte Stahl-DLC-Paarung ebenfalls nachgewiesen werden konnte und in dieser Form auch erwartet wurde [Sch01] und [Ste10]. Die Untersuchung der Referenzstelle einer unbelasteten Probe (Neuteil) zeigt, dass ein geringerer Anteil von Sauerstoff gemessen wird, als bei Proben, die für Versuche verwendet

wurden. Die Herkunft dieses erhöhten Sauerstoff- und Kohlenstoffanteils der belasteten Proben gegenüber den Neuteilen kann nicht eindeutig geklärt werden. Es kann somit mittels dieses Messverfahrens und den vorhandenen Proben kein eindeutiger Nachweis eines Einlaufeffekts ermittelt werden.

### **4.3.3 Experimentelle Untersuchungen zum Einfluss der Materialpaarung**

Gemäß verschiedenen Ansätzen für kraftstoffgeschmierte Kontakte wird in dieser Arbeit die Bildung von Reaktionsschichten aufgrund von Bindungen zwischen dem Stahlkörper und Kraftstoffmolekülen angenommen [Egl03] und [SB05]. Diesem Ansatz zufolge bildet sich zu Beginn eines Kontaktes ein schützender Grenzfilm aus, der die Kontaktflächen voneinander trennt und hierdurch verschleißmindernd wirksam ist. Diese Bindungen werden als reversibel zwischen der Oberfläche und den Kraftstoffmolekülen angenommen [Jan03]. An der hier gewählten Paarung einer Stahl-DLC-Paarung kann sich ein solcher Grenzfilm nur an der Stahloberfläche ausbilden, da die DLC-Schicht inaktiv weil apolar ist [DE08]. Sollte ein auf dem Stahlkörper adsorbierter schützender Grenzfilm den Verschleiß beeinflussen, dann lässt sich dies sowohl durch einen Wechsel der Materialpaarung als auch durch einen Wechsel des Kraftstoffs experimentell sichtbar machen.

Auf Basis dieser Annahmen werden verschiedene Modellversuche mit konstanten Testbedingungen durchgeführt (siehe Kapitel 3). Zur besseren Vergleichbarkeit stimmen die Testbedingungen für diese Versuch mit den Bedingungen überein, die bereits in früheren Abschnitten beschrieben wurden.

Untersucht wurde das Verschleißverhalten einer (i) DLC-DLC-Paarung sowie einer (ii) Stahl-Stahl-Paarung unter Dieselschmierung (DIN EN 590). Anzunehmen ist dem zu Beginn des Abschnitts beschriebenen Grenzfilmmodell zufolge, dass sich der Verschleiß einer DLC-Selbstpaarung im Vergleich zu einer Stahl-Selbstpaarung erhöht. Da eine DLC-Schicht chemisch inaktiv weil apolar ist, können keine chemischen Oberflächenreaktionen auftreten und es kann sich kein schützender Grenzfilm ausbilden. Trotz der sehr guten Verschleißschutzeigenschaften von DLC-Schichten wird dieser Annahme zufolge unter dieselsegeschmierten Bedingungen ein höherer Verschleiß auftreten als bei einer Stahl-Selbstpaarung.

Eine Metall-Metall Paarung dagegen müsste dieser Modellvorstellung zufolge einen sehr viel geringeren Verschleiß an beiden Körpern aufweisen. Es bildet sich an beiden Körpern ein Grenzfilm aus, die Oberflächen werden mechanisch voneinander getrennt. Der direkte Kontakt

zwischen den Oberflächen wird dadurch reduziert. Somit wird die Wahrscheinlichkeit von sich kontaktierenden Oberflächen und dem hieraus resultierenden Materialabtrag vermindert. Diese Überlegung setzt das Vorhandensein eines Grenzfilms durch die Anbindung von Molekülen aus dem Schmierfilm voraus.

Die zusätzlichen Modellversuche für die genannten Paarungen wurden unter dem gewählten Verhältnis von 7,5 zu 0,5 für eine Versuchszeit von insgesamt 120 Minuten durchgeführt. Jedoch zeigte sich bereits nach weniger als der Hälfte der Testzeit für die DLC-DLC-Paarung eine deutliche Erhöhung des gemessenen Reibkoeffizienten von ursprünglich 0,12 auf nahezu 0,2. Früheren Arbeiten zufolge lässt sich ein solcher Anstieg auf einen Schichtdurchrieb zurückführen [Ste10]. Nach Abbruch der Versuche zeigte sich dieses Phänomen auch an beiden DLC-beschichteten Prüfkörpern. Die Auswertung mittels Reflektometrie zur Messung der Schichtdicke kann damit nicht mehr durchgeführt werden.



Abbildung 4.11: DLC-beschichteter Modellprüfkörper einer DLC-Selbstpaarung nach Versuchsende

Der beschichtete flache Prüfkörper ist bis auf das Grundmaterial durchgerieben, was sich in Abbildung 4.11 zeigt. Während bei gleicher eingebrachter Reibenergie dichte und unter gleichen Testbedingungen eine Stahl-DLC-Paarung nur einen geringen DLC-Abtrag und keinen Stahlverschleiß aufweist, wurde bei dieser Paarung ein hoher Verschleiß nachgewiesen. Die verschleißschützende Wirkung der DLC-Schicht, die unter anderem in einem geringen Gegenkörperverschleiß besteht, zeigt sich in dieser Selbstpaarung nicht. Da beide Oberflächen chemisch inaktiv sind, kann weder die sich an der jeweiligen Oberfläche ausbildende Mikrographitschicht auf den Gegenkörper übertragen werden, noch kann sich der Grenzfilm an einer der beiden Oberflächen anbinden. Im realen Applikationsfall wäre unter Verwendung

dieser Paarung eine starke Funktionsbeeinträchtigung bis hin zum Ausfall als wahrscheinlich anzunehmen.

Dagegen zeigte sich an der Stahl-Stahl-Paarung ein entgegengesetztes Verschleißverhalten zur DLC-Selbstpaarung. Nach Beendigung der Versuche unter gleichen Modellversuchsbedingungen war an keinem der beiden Körper ein Verschleiß messbar. Die Kontur des Radius entsprach den Messungen zufolge immer dem Initialradius der Stahlkugel von 5 mm. Der gemessene Reibkoeffizient betrug bei diesen Versuchen 0,09 und lag unter den Werten aller weiteren Paarungen, die sonst im Rahmen von Modellversuchen untersucht wurden.

### 4.3.4 Einfluss des Kraftstoffs

Im folgenden Abschnitt wird der Einfluss des Kraftstoffs auf den Verschleiß untersucht. Hierzu wurden Modellversuche mit sogenanntem Grenzdiesel (GDK 650) durchgeführt. Dabei handelt es sich um Dieseldieselkraftstoff, dem während der Herstellung keine verschleißschützenden Additive zugefügt wurden. Bei diesem können die verschleißmindernden Effekte aufgrund der Anbindung eines schützenden Grenzfilms am Stahlkörper nicht auftreten. Dieser Kraftstoff wird für die Absicherung der weltweiten Eignung der Hochdruckpumpen eingesetzt, da weltweit kein einheitlicher Dieseldieselkraftstoff verkauft wird. Für die Produktentwicklung bedeutet dies zusätzliche Sicherheit über den Einsatz der Hochdruckpumpe auch in Länder, in denen oftmals nur eine schlechte Kraftstoffqualität verkauft wird. Wird diese Vorstellung eines Schutzmechanismus durch Molekülanbindung an die Stahloberfläche angesetzt, dann ist bei Verwendung eines Kraftstoffs, welcher keine verschleißschützenden Additive enthält, eine deutliche Erhöhung der Verschleißwerte zu erwarten. Diese müssten demnach auch an beiden Körpern auftreten, da die Trennung der Oberflächen durch den sich ausbildenden Grenzfilm aufgrund der Molekülanbindungen entfällt und vermehrt die Graphitisierung des DLC-beschichteten Körpers auftritt, welche zum Verschleiß der DLC-Schicht führt.

Für die Untersuchungen mit Grenzdiesel wurde erneut eine Stahl-DLC-Paarung im modifizierten Modellversuchsaufbau verwendet. Die Testbedingungen stimmen mit den zuvor genannten Parametern zur Untersuchung der Selbstpaarungen überein, das Frequenzverhältnis der Schwingungs- zur Verkipfbewegung beträgt 7,5 zu 1 während einer Versuchszeit von 120 Minuten. Bei den Modellversuchen, die mit normtem Dieseldieselkraftstoff DIN EN 590 durchgeführt wurden, betrug der gemessene Reibwert unter gleichen Testbedingungen 0,12. Dieser Wert stimmt mit Angaben aus der Literatur für eine dieseldieselgeschmierte Stahl-DLC-Paarung überein [DE08].

Dagegen ergab sich bei den Modellversuchen einer Stahl-DLC-Paarung unter Schmierung

mit Grenzdiesel bereits zu Beginn ein Messwert des Reibkoeffizienten von 0,2. Nach der Hälfte der angesetzten Testzeit von 120 *min* wurde durch eine weitere Erhöhung des Reibkoeffizienten auf 0,25 erneut ein DLC-Schichtdurchrieb vermutet und daher die Versuche abgebrochen. Auch hier zeigte sich, dass die DLC-Schicht bis auf das Substrat durchgerieben war. Somit konnte mit diesen Versuchen gezeigt werden, dass ein Einfluss zwischen den Verschleißergebnissen und der Additivzusammensetzung des Dieselmotorkraftstoffes besteht.

## 4.4 Zusammenfassung der experimentellen Ergebnisse

Eine Übereinstimmung der qualitativen Verschleißergebnisse für kraftstoffgeschmierte Stahl-DLC-Kontakte kann nur dann zwischen Erzeugnis- und Modellkontakt erreicht werden, wenn die lokale Belastungssituation sowie die Kinematik berücksichtigt werden. Dies wurde mittels eines neuen Modellversuchskonzepts umgesetzt. Hierdurch konnte gezeigt werden, dass zur korrekten Berechnung unterschiedlicher Testebenen der energetische Ansatz nicht vollständig ausreicht. Die Berücksichtigung von EHD-Effekten sowie der realen Testbedingungen führt zwar zu einer Verbesserung der Berechnungsergebnisse, ein eindeutiges Verhältnis zwischen den Messwerten und den berechneten Verschleißwerten konnte jedoch damit auch noch nicht erreicht werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurden noch weitere Einflussgrößen zunächst experimentell untersucht.

Experimentell gezeigt wurde eine Abhängigkeit der Verschleißergebnisse einer kraftstoffgeschmierten Stahl-DLC-Paarung von den folgenden Einflussgrößen:

- Zeitweilige Unterbrechung des lokalen Kontaktes zwischen beiden Oberflächen
- Dauer der einzelnen Kontaktierung
- Additive des Kraftstoffs
- Materialpaarung

Die experimentellen Ergebnisse beider Testebenen weisen verschiedene Abhängigkeiten zwischen Verschleiß und Testgrößen auf. Eine Übereinstimmung der qualitativen Verschleißergebnisse zwischen Modell- und Erzeugnisversuche für kraftstoffgeschmierte Stahl-DLC-Paarungen konnte dann erreicht werden, wenn unter anderem eine lokale, zeitweilige Unterbrechung des Kontaktes beider Prüfkörper im Modellversuch ermöglicht wird. Dies

stellt im Vergleich zu Verschleißergebnissen, die mit dem gängigen SRV-Modellversuch erreicht werden, bereits eine deutliche Verbesserung der Übertragbarkeit dar, da sich nun das gleiche Verschleißverhalten auf beiden Ebenen einstellt, was wiederum eine Basis sein kann für einen funktionellen Zusammenhang zwischen Belastung und Verschleiß, unabhängig von der Testebene. Es lässt sich auch die Schlussfolgerung ziehen, dass die zeitweilige, lokale Unterbrechung des Kontaktes den Verschleiß des Stahlkörpers absenkt, so dass vermutet werden kann, dass ein zusätzlicher Schutzeffekt für den Stahlkörper aufgrund dieser zeitweiligen Unterbrechung auftritt, der ebenfalls den Verschleiß des DLC-beschichteten Körpers verringert. Dies kann mit Hilfe eines direkten Vergleichs zwischen gängigem Modellversuch und dem modifizierten Aufbau bei gleicher eingebrachter Reibenergiedichte bestätigt werden. Dieser Schutzmechanismus, welcher eine zeitweilige, lokale Unterbrechung des Kontaktes und insbesondere für den Stahlkörper voraussetzt, ist aufgrund der vorliegenden experimentellen Ergebnisse reversibel, und des Weiteren tritt dieser nur auf, wenn das Schmiermedium über verschleißschützende Additive verfügt, die eine molekulare Anbindung des Schmiermediums an die Stahloberfläche erlauben. Dies konnte mit Hilfe vergleichender Versuche und der Verwendung von Dieselmotoren mit unterschiedlicher Konzentration an verschleißschützenden Additiven gezeigt werden. Zusätzlich ist zu berücksichtigen, dass mindestens einer der Körper eine polare Oberfläche aufweisen sollte, damit dieser Schutzmechanismus auftritt.

Bei experimentellen Untersuchungen einer DLC-Selbstpaarung zeigte sich, dass ein höherer Verschleiß an beiden Prüfkörpern auftritt, im Vergleich zu einer Stahl-Selbstpaarung, trotz der sehr guten Verschleißschutzeigenschaften der DLC-Schicht.

Bei allen hier eingesetzten Testebenen zeigte sich kein eindeutiger linearer Zusammenhang zwischen der lokal eingebrachten Reibenergiedichte und dem gemessenen DLC-Verschleiß. Vielmehr zeigte sich, dass an Stellen, die eine längere Kontaktdauer während eines Arbeitsspiels aufwies, trotz geringerer Energiewerte ein höherer Verschleiß auftritt. Es ist also anzunehmen, dass dieser Aspekt ebenfalls von Bedeutung ist.

Diese Ergebnisse können nach Durchsicht der verschiedenen Theorien zu Verschleiß in geschmierten Systemen auf mehrere Interpretationen zurückgeführt werden. Ein Ansatz wäre die Vorstellung von Einlaufeffekten, die am Stahlkörper auftreten und die zu Änderungen des Werkstoffs in den oberflächennahen Bereichen führen [Sch03]. Diese Effekte konnten jedoch in der vorliegenden Arbeit nicht eindeutig nachgewiesen werden, was auch daran liegen kann, dass einer der Kontaktkörper mit einer DLC-Schicht versehen ist. Des Weiteren ist die Abhängigkeit von der Schmierstoffzusammensetzung mittels dieses Ansatzes nicht eindeutig zu erklären. Daher wird in der vorliegenden Arbeit dieser Interpretationsansatz

nicht weiter verfolgt.

Ein weiterer Interpretationsansatz, welcher der Literatur entnommen wird, besteht in der Ausbildung eines schützenden Grenzfilms [Jan03] und [Egl03]. Durch Molekülbindungen zwischen dem Schmiermedium und einer polaren Oberfläche (Stahlkörper) bildet sich eine monomolekulare Schicht aus, die den Anteil des Festkörperkontaktes verringert. Für diese Theorie spricht die Abhängigkeit der Verschleißergebnisse von der Konzentration der schützenden Additive im Kraftstoff, die zuvor beschrieben wurde.

Die Anbindung der Moleküle aus dem Schmiermedium an die Stahloberfläche führt zu einer Verringerung des direkten Oberflächenkontaktes mit dem Gegenkörper und mindert dadurch Verschleiß. Da jedoch sowohl im Erzeugniskontakt als auch bei den Modellversuchen mit dem modifizierten Aufbau Verschleiß gemessen wurde, muss es auch unter den untersuchten Testbedingungen zu einem direkten Kontakt der beiden Oberflächen kommen, was wiederum für den Abbau des Grenzfilms und der Zerstörung dieser Bindungen spricht.

Um nun den Verschleiß dieser Paarung besser berechnen zu können, erfolgt in der folgenden Verschleißmodellierung die Beschreibung des Abbauverhaltens dieses Grenzfilms am Stahlkörper aufgrund der tribologischen Belastung.





## 5 Modellbildung

Auf Basis der experimentellen Ergebnisse des vorherigen Kapitels wurde abgeleitet, dass das zu entwickelnde Verschleißmodell die Aspekte eines reversiblen Schutzmechanismus sowie eine von der Kontaktzeit abhängige Berücksichtigung des Verschleißzuwachses beinhalten muss. Als Basis für das neue Verschleißmodell, welches im Folgenden entwickelt wird, wird ein energetischer Ansatz verwendet. Dieser muss jedoch um die erstgenannten Aspekte erweitert werden.

Ein Erklärungsansatz für eine reversible Schutzwirkung, die, wie experimentell gezeigt, von der Additivkonzentration des Dieselmkraftsoffs abhängt, besteht in der Ausbildung von Anlagerungen von Molekülen aus dem Kraftstoff an eine polare Oberfläche einer tribologisch belasteten Paarung [Jan03] und [Egl03]. Im Kontakt, unter tribologischer Belastung, stellt diese Schicht aus angebondenen Molekülen einen zusätzlichen Schutz zwischen den Oberflächen dar, da dadurch der direkte Kontakt dieser Oberflächen vermindert wird, was letztlich den Verschleiß herabsetzt [SB05].

Die Anlagerung von Molekülen an eine feste Oberfläche durch Ausbildung von chemischen oder physikalischen Bindungen nennt man Adsorption [SB05]. Die Adsorption einer solchen Grenzschicht bildet sich quasi augenblicklich ( $t \approx 5ps$ ) als Reaktionsschicht an der Stahloberfläche der betrachteten Gleitpaarung aus [Jan03]. DLC-Schichten sind apolar. Somit bilden sich an dieser Oberfläche der Paarung keine Reaktionsschichten aus [DE08].

Wird die Ausbildung einer solchen Grenzschicht als Bedeckung der polaren Oberfläche (Stahlkörper) angenommen, kann dies gleichbedeutend mit einer Bedeckungsrate  $\Omega$  angesehen werden. In der folgenden Gleichung lässt sich dann diese Bedeckungsrate wie folgt angeben:

$$\Omega = c_B + c_f \quad (5.1)$$

Die Größe  $c_B$  in dieser Gleichung entspricht dem Anteil der besetzten Bindungsplätze zu den vorhandenen Bindungsplätzen, während  $c_f$  dem Anteil der unbesetzten Bindungsplätze auf der gemeinsamen Oberfläche entspricht. Eine vollständige mögliche Bedeckung einer

polaren Oberfläche setzt sich zusammen aus dem jeweiligen Anteil der freien und der besetzten Bindungsplätze für Moleküle aus dem Schmierstoff.

Für den Anteil der besetzten Bindungsplätze an einer polaren Oberfläche gilt gemäß dieser Modellannahme der folgende Zusammenhang.

$$0 \leq c_B \leq 1 \quad (5.2)$$

Aus der Literatur wurde entnommen, dass sich eine vollständige Bedeckung der Oberfläche bereits nach  $\approx 5 \text{ ps}$  einstellt [Jan03]. Bereits in Kapitel 3 wurde für die bislang betrachteten Kontakte (Erzeugnis und modifizierter Modellversuch) berechnet, dass die lokale, zeitweilige Unterbrechung des Kontaktes am Stahlkörper deutlich über diesem Wert liegt. Im Erzeugniskontakt wird die lokale Kontaktunterbrechung des Stahlkörpers bei anliegenden Nennbedingungen von  $1000 \text{ min}^{-1}$  und  $1800 \text{ bar}$  mit  $0,0025$  Sekunden berechnet. Für die Versuchsparameter des modifizierten Modellversuchs aus Tabelle 3.2.5 ergibt sich eine lokale Kontaktunterbrechung des Stahlkörpers von  $0,075$  Sekunden.

Mit Hilfe von Aufnahmen von Hochgeschwindigkeitskameras konnte die Öffnung des Kontaktes zwischen dem Tassenstößel und dem Polygonring ebenfalls bestätigt werden. Hierbei zeigte sich diese vollständige lokale Kontaktunterbrechung auch bei unterschiedlichen Versuchsbedingungen. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass dieser Effekt kontinuierlich während des Betriebs auftritt. Damit tritt auch die Schutzwirkung, die sich durch die Neuausbildung des Grenzfilms einstellt, bei den normalen Betriebsbedingungen auf.

Diese Annahme wird auf den vorliegenden Erzeugniskontakt und den Kontakt des modifizierten Modellversuchs angewandt. In der Beschreibung der Bewegungsabläufe des Erzeugniskontaktes wurde bereits darauf hingewiesen, dass sich durch das Abheben des Tassenstößels von der Oberfläche des Polygonrings eine vollständige Unterbrechung des Kontaktes für beide Körper einstellt. Demnach bildet sich durch diese Unterbrechung am Stahlkörper bei nahezu jedem Arbeitsspiel ein neuer Grenzfilm aus.

Zu Beginn eines jeden neuen, lokal betrachteten Einzelkontaktes  $t_0$  zwischen der Stahloberfläche und der Oberfläche des DLC-beschichteten Körpers sind demnach alle freien Bindungsplätze "besetzt". Dies lässt sich mittels der folgenden Gleichung 5.3 beschreiben:

$$c_B(t_0) = 1 \quad (5.3)$$

Schematisch kann die Anbindung der Moleküle am Stahlkörper mittels des sogenannten Dieragin-Modells gemäß der folgenden Abbildung 5.1 erklärt werden.

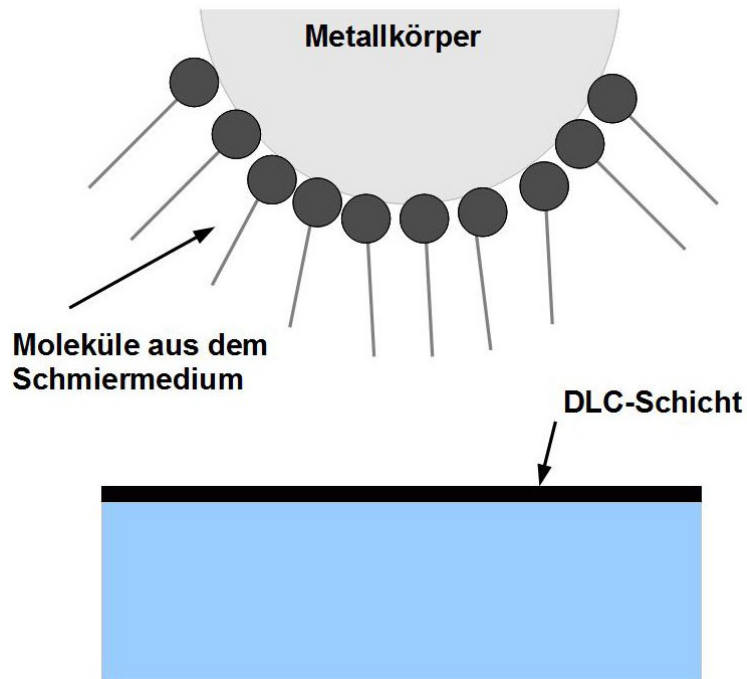


Abbildung 5.1: Vorstellung des Dieragin-Modells und der darin dargestellten Wirkung der adsorbierten Moleküle an eine polare Oberfläche nach [Jan03].

Dieser Modellvorstellung zufolge ordnen sich die an die polare Stahloberfläche adsorbierten Moleküle senkrecht zur Stahloberfläche an, was in der Literatur auch als "Bürsten" bezeichnet wird [Jan03]. Nach weiteren Literaturangaben zeichnen sich diese Bürsten durch eine recht große Belastungs- und Scherfestigkeit aus [SB05]. Vergleicht man verschiedene Oberflächen gleicher Härte und ähnlichen Werkstoffkennwerten, wobei einer der Werkstoffe polar ist, der andere nicht, dann ist nach Meinung einiger Autoren die Anbindung dieses Grenzfilms verantwortlich für eine höhere Belastungsfestigkeit [Egl03] und [SB05]. Da der polare Körper durch diesen Grenzfilm geschützt ist, wird mindestens diese Oberfläche vor Festkörperkontakt mit dem Gegenkörper geschützt. Vereinfacht kann angenommen werden, dass erst wenn der Grenzfilm vollständig wieder vom polaren Körper entfernt ist, sich Festkörperkontakt mit dem Gegenkörper einstellt.

Ein Abbau dieser Grenzschicht entspricht, den vorherigen Überlegungen zufolge, einer Zunahme des direkten Kontakts bzw. des Festkörperkontaktes der Oberflächen der betrachteten Paarung. Wird der Verschleißbeginn je Kontakt mit dem Beginn des direkten Oberflächenkontaktes ohne schützende Grenzschicht dazwischen gleichgesetzt, kann eine Proportionalität zwischen der Abbaurate des Grenzfilms und dem Verschleißzuwachs angesetzt werden.

Der Abbau dieser Grenzschicht entsteht der Literatur zufolge durch von außen zugeführte Energie [Kuc96]. Dazu muss die zugeführte Energie höher sein als die sogenannte Bindungsenergie zwischen Stahloberfläche und den Additiven des Kraftstoffs, um die Molekülbindungen zu trennen. Dies kann durch das Einbringen von Reibungsbelastung und der sich hieraus einstellenden Reibenergie erfolgen.

Diejenige Energie, die dem Kontakt von außen zugeführt wird und die höher ist als die Bindungsenergie zwischen Stahl und den Additiven, führt zur Desorption des Grenzfilms während eines Kontaktes. Bei einer lokalen und zeitweiligen Kontaktunterbrechung des Stahlkörpers bildet sich der Grenzfilm erneut wieder vollständig aus. Es sind demnach nur diejenigen Einzelkontakte zwischen Stahl- und DLC-Körper für die Verschleißberechnung relevant, bei denen für die Dauer eines Kontaktes die eingebrachte Reibenergie höher ist als der Wert, der für die Bindung zwischen den Additiven und dem Stahl angesetzt werden kann. Ein Energieeintrag in den Kontakt aufgrund der tribologischen Belastung führt nur dann zum Abbau der Grenzschicht, wenn der Kontakt so lange andauert, bis die eingebrachte Reibenergie insgesamt höher ist als die Bindungsenergie für den betrachteten Kontakt. Mittels der nächsten Abbildung 5.2 soll der oben beschriebene Zusammenhang schematisch beschrieben werden.

Dieser Überlegung zufolge ist die Wahrscheinlichkeit von Festkörperkontakt in einem geschmierten Stahl-DLC-Kontakt nicht nur abhängig von der Höhe des Reibenergieeintrags während eines einzelnen, ununterbrochenen Kontaktes des Stahlkörpers, sondern auch von der Dauer dieses Kontaktes. Ist die Kontaktdauer sehr gering, dann reicht auch eine sehr hohe Reibleistung während eines einzelnen Kontaktes nicht aus, die Molekülbindungen aufzubrechen. Eine lange Kontaktdauer dagegen ist auch bei geringeren Reibenergiewerten im Kontakt ursächlich für eine höhere Wahrscheinlichkeit des Festkörperkontaktes.

Für die lokale Betrachtungsweise, die in dieser Arbeit eingeführt wurde, wird die Bindungsenergie ebenfalls flächenbezogen angenommen. Einen festen Wert für die Bindungsenergie

von Molekülen an einer polaren Oberfläche ist in der vorliegenden Arbeit nicht berechenbar. Es muss auf Werte aus der Literatur ausgewichen werden [Kuc96].

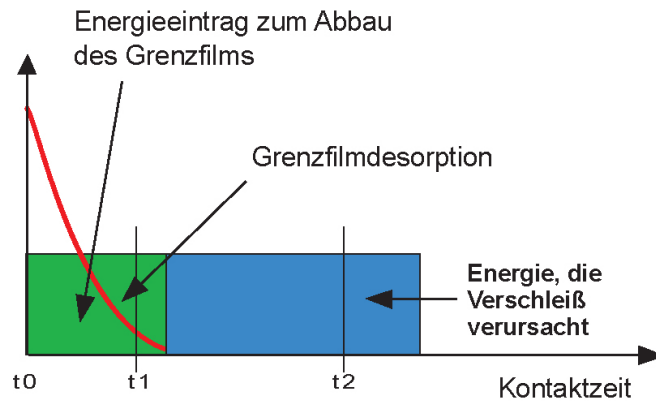


Abbildung 5.2: Qualitatives Schema für die Auswirkungen von unterschiedlichen Kontaktdauern. Abhängig von der Reibenergiedichte, die während einer Einzelkontaktierung des Stahlkörpers mit der DLC-Oberfläche in den Kontakt eingebracht wird, wird der Grenzfilm teilweise oder vollständig abgebaut. Erst wenn der Grenzfilm vollständig abgebaut ist, wird die weitere Reibenergiedichte in Verschleiß umgesetzt. Vorher wird die Reibenergiedichte für den Abbau des Grenzfilms benötigt.

Dargestellt wird in der Abbildung 5.2 qualitativ das beschriebene Verhalten, wobei die eingebrachte Reibenergiedichte über der Kontaktdauer des Stahlkörpers  $t$  aufgetragen ist. Für das Aufbrechen der adsorbierten Bindungen am Stahlkörper ist ein Energieeintrag notwendig. Erst wenn dieser Energieeintrag während der Kontaktdauer die Desorptionsenergie der adsorbierten Moleküle des Grenzfilms übersteigt, tritt Verschleiß auf. Je länger der Kontakt nach Abbau des Grenzfilms noch andauert, umso höher ist der Verschleiß durch diesen Einzelkontakt. Bei sehr kurzer Kontaktdauer des Stahlkörpers, wie in Abbildung 5.2 beispielhaft als  $t_1$  eingetragen, wird kein ausreichend hoher Energieeintrag zur Desorption des Grenzfilms aufgebracht und damit kein Verschleiß verursacht.

Ist der Grenzfilm am Stahlkörper aufgrund der während eines ununterbrochenen Kontaktes dieser Oberfläche eingebrachten Reibenergiedichte abgebaut und der Kontakt besteht weiterhin zwischen dem Stahl- und dem DLC-beschichteten Körper, dann kann diese weitere Energie in Verschleiß umgesetzt werden, was in Abbildung 5.2 mit  $t_2$  dargestellt ist.

Es tragen damit nur diejenigen Einzelkontakte zum Verschleiß bei, bei denen die während

des ununterbrochenen Kontaktes eingebrachte Reibenergie so hoch ist, dass die Molekülbindungen zwischen der polaren Oberfläche und dem Grenzfilm aufgebrochen werden und dass aufgrund der Reibung im Kontakt zusätzlich noch Energie vorhanden ist, um Verschleiß zu verursachen. Ohne eine Unterbrechung des Kontaktes kann ein neuer Grenzfilm nicht wieder aufgebaut werden.

## 5.1 Beschreibung des Desorptionsverlaufs des Grenzfilms

Eine Berechnung der Verschleißergebnisse der betrachteten Paarung muss diesen Überlegungen zufolge neben der Aufbaurrate des Grenzfilms auch dessen Abbaurate durch die eingebrachte Reibenergie dichte beinhalten.

Die berechneten Kontaktunterbrechungen für den Stahlkörper ist für alle Kontakte und Versuchsebenen deutlich höher sind als diejenige Zeit, die nötig ist, wieder eine vollständige Bedeckung der Stahloberfläche mit bindungsfähigen Molekülen zu sichern. Somit wird die Abbaurate und deren Herleitung im Folgenden ausführlich beschrieben. Eine Desorption von Molekülen kann analog zur Adsorption mit Hilfe verschiedener Kinetiken beschrieben werden. Für die Sorption und Desorption einer monomolekularen Schicht an einer festen Oberfläche, die hier angesetzt wird kann, der Literatur zufolge, vereinfacht ein exponentieller Verlauf angenommen werden [Egl03].

Mittels der folgenden Gleichung 5.4 kann die Abbaukinetik des Grenzfilms am Stahlkörper während eines ununterbrochenen Kontaktes mit dem Gegenkörper beschrieben werden:

$$c_B(t) = c_B(t_0)e^{-\lambda(t-t_0)} \quad (5.4)$$

Die in Gleichung 5.3 eingeführte, vollständige Besetzung der Stahloberfläche  $c_B(t_0)$  mit Molekülen aus dem Schmierstoff wird während der Kontaktdauer  $t$  abgebaut. Der Desorptionskoeffizient  $\lambda$  beeinflusst den Verlauf des Abbautermes des Grenzfilms während der Kontaktzeit  $t - t_0$ . Dieser ist abhängig von der lokal eingebrachten Reibenergie dichte während des Kontaktes und der spezifischen Bindungsenergie (flächenbezogen) zwischen Stahloberfläche und den angebondenen Molekülen [Kuc96].

Der Desorptionskoeffizient  $\lambda$  des Grenzfilms am Stahlkörper lässt sich damit wie folgt darstellen:

$$\lambda(t - t_0) = \frac{e_{tribo}^s(t - t_0)}{e_{Bindung}} \quad (5.5)$$

Der Desorptionskoeffizient des Grenzfilms am Stahlkörper ist gemäß der vorherigen Gleichung 5.5 abhängig vom Verhältnis zwischen der eingebrachten Reibenergie  $e_{tribo}^s$  zum Zeitpunkt  $t$  nach Kontaktbeginn  $t_0$  (während der Kontaktdauer am Stahlkörper) und der oben bereits eingeführten Bindungsenergie  $e_{Bindung}$ . Um diese Bindungsenergie  $e_{Bindung}$  zu überwinden, muss aufgrund der tribologischen Belastung von außen Energie zugeführt werden. Da sich der Grenzfilm sofort wieder neu ausbildet, wenn der Kontakt am Stahlkörper unterbrochen wird, ist für die Desorption des Grenzfilms nur die Kontaktdauer am Stahlkörper relevant.

Eine genaue Bestimmung der flächenbezogenen Bindungsenergie zwischen der Stahloberfläche und den Additiven des Kraftstoffs war im Rahmen der Arbeit nicht möglich. Da in der vorliegenden Arbeit immer der gleiche Stahlwerkstoff sowie der gleiche Dieselkraftstoff verwendet wurde, kann hier ein gemeinsamer Wert für alle Versuche angenommen werden. Aus der Literatur sind Größenordnungen für verschiedene Kombinationen einer Oberfläche mit unterschiedlichen adsorbierenden Medien bekannt. Beispiele für die Bindungsenergie zwischen Cr-Oberflächen mit adsorbierenden Elementen, die im Dieselkraftstoff vorkommen, sind in der folgenden Tabelle gelistet [Kuc96].

Adsorbat	Cr-Oberflächen Adsorbens $\frac{kJ}{mol}$
$H_2$	-188
$CO_2$	-192

Für die flächenbezogene Darstellung in dieser Arbeit wird die Bindungsenergie nicht auf die Stoffmenge, sondern auf die Fläche bezogen und beträgt  $180 \frac{kJ}{mol}$ . Da der gleiche Werkstoff betrachtet wird, ist davon auszugehen, dass die gleiche Stoffmenge im gleichen Flächenelement vorhanden ist. Die Bindungsenergie wird demnach in die Einheit  $\frac{kJ}{mm^2}$  umgeformt und stellt die flächenbezogene Bindungsenergie dar.

Der Verschleiß stellt sich gemäß den experimentellen Daten aus beiden Testebenen nur am DLC-beschichteten Körper ein. Der Stahlkörper weist keinen Abtrag auf. Die Auswirkungen

der Desorption des Grenzfilms sind, diesem Ansatz zufolge, nur am DLC-beschichteten Körper dieser Paarung zu beobachten.

Dies lässt sich auf eine weitere Besonderheit dieses Kontaktes zurückführen, der bereits in der Arbeit von Steiner [Ste10] beschrieben wurde. Unter tribologischer Belastung kommt es an der Oberfläche der DLC-Schicht zu einer Umwandlung der Bindungsstrukturen und der Bildung von graphitähnlichen Verbindungen an der Kontaktfläche und der Ausbildung einer Oberflächenschicht. Auf den Gegenkörper kann diese Oberflächenschicht als sogenannte Transferschicht übertragen werden [DE08]. Damit schützt die DLC-Schicht den Gegenkörper vor weiterem Verschleiß. Am DLC-beschichteten Körper kann ein geringer Verschleiß durch diese Mikrographitisierung entstehen. Somit wird der Stahlkörper auch nach Abbau des Grenzfilms durch die Transferschicht der DLC-Schicht weiter geschützt.

Zum Abtrag an der Stahloberfläche kann es dann kommen, wenn der Kontakt so lange besteht, dass die Bildung dieser Transferschicht langsamer ist als der Abbau (z.B. durch eine Einglättung der DLC-Schicht) und somit ein direkter Festkörperkontakt zwischen Stahl und DLC-Schicht vorliegt. Dann verschleißt der weichere der beiden Körper, in diesem Fall der Stahlkörper. Dies wurde für den gängigen SRV4-Versuch unter trockenen Bedingungen von Steiner berechnet und mittels experimenteller Untersuchungen konnte die Transferschicht nachgewiesen werden [Ste10]. In der vorliegenden Arbeit konnten mittels EDX-Untersuchungen am DLC-beschichteten Körper ebenfalls Hinweise auf diese Transferschicht und die Übertragung auf den Gegenkörper (z.B. Erhöhung des Kohlenstoffanteils an der Stahloberfläche) nachgewiesen werden.

## 5.2 Formulierung des neuen Verschleißmodells

Für die Bestimmung des neuen Verschleißmodells muss, den zuvor beschriebenen Überlegungen zufolge, der Verschleißzuwachs am DLC-beschichteten Körper in Abhängigkeit von der Desorption des Grenzfilms am Stahlkörper erfolgen.

Entscheidend für diese Betrachtung ist die Kombination der Vorgänge an beiden Oberflächen aufgrund der eingebrachten Reibenergiedichte während eines Kontaktes. Wie bereits beschrieben, wird die eingebrachte Reibenergiedichte während eines einzelnen, ununterbrochenen Kontaktes der Stahloberfläche nur dann in Verschleiß umgesetzt, wenn der Kontakt ausreichend lange anliegt, so dass vor Kontaktende alle Molekülbindungen aufgebrochen wurden. Es muss in diesem Aspekt der Betrachtung ausschließlich der ununterbrochene



Kontakt des Stahlkörpers betrachtet werden, da an diesem Körper der schützende Grenzfilm abgebaut wird. Erst wenn dieser vollständig abgebaut ist, kann sich die Transferschicht der DLC-Schicht an den Stahlkörper anbinden. Durch wiederholende Kontakte mit der Oberfläche des Stahlkörpers, an der die Grenzschiicht abgebaut wurde, und die dann darauf folgende Bildung der Transferschicht führt über einen langen Zeitraum dann zum Abtrag der DLC-Schicht. Die Transferschicht auf dem Stahlkörper schützt jedoch wiederum diesen vor Verschleiß, wenn der Grenzfilm abgebaut wurde. Bei einer lokalen Kontaktunterbrechung des Stahlkörpers, an dem auch aufgrund der tribologischen Belastung die Transferschicht abgebaut wurde, bildet sich jedoch sofort wieder ein schützender Grenzfilm aus, welcher wiederum vor Verschleiß schützt. Erst wenn somit am Stahlkörper ein ununterbrochen langer Kontakt mit der DLC-Schicht besteht, so dass weder der Grenzfilm erneut aufgebaut werden kann und die Transferschicht nicht mehr übertragen wird, dann verschleißt der Stahlkörper. Die experimentellen Ergebnisse von beiden Testebenen legen nahe, dass dies bei den gewählten Bedingungen nicht geschieht.

Für den Gesamtverschleiß der DLC-Schicht sind nur diejenigen Einzelkontakte relevant, bei denen (a) die Kontaktdauer ausreichend lange ist und (b) die eingebrachte Reibenergie-dichtet während der gesamten Dauer des Einzelkontaktes höher ist als die flächenbezogene Bindungsenergie.

Ein Modell für die Berechnung des DLC-Verschleißes muss daher die genannten Effekte an beiden beteiligten Oberflächen, DLC-Schicht und unbeschichteter Stahl-Gegenkörper koppeln, um eine korrekte Berechnung des DLC-Verschleißes zu ermöglichen. Der DLC-Verschleiß am Ort  $(x,y)$  zum Zeitpunkt  $t$  ist abhängig von der eingebrachten Reibleistung und dem Zustand des Tribofilms auf dem Stahl-Gegenkörper am Ort  $(x,y)$  zum Zeitpunkt  $t$ . Der Anteil an "reaktiver" Oberfläche ohne gebundene Moleküle aus dem Kraftstoff, welcher hier als Tribofilms bezeichnet wird, bestimmt dabei den Verschleiß sowie den Verschleißzuwachs im weiteren zeitlichen Verlauf des Betriebs und lässt sich mit der folgenden Formel berechnen:

$$1 - c_B(x, y, t) = 1 - c_B(t_0) * e^{-\frac{\int_{t_0}^t P_{RGK}(x,y,t') dt'}{e_{Bindung}}} \quad (5.6)$$

Wobei hier  $t_0$  denjenigen Zeitpunkt beschreibt, an dem der Ort  $(x,y)$  des Gegenkörpers in Kontakt mit der DLC-beschichteten Oberfläche gekommen ist. Das Integral beschreibt die vom Kontaktbeginn bis zum Zeitpunkt  $t$  am Ort  $(x,y)$  des Gegenkörpers dort eingebrachte Reibenergie.

Der Verschleißzuwachs an der DLC-beschichteten Oberfläche  $dW_{DLC}$  im Zeitintervall  $dt$  zum Zeitpunkt  $t$  ergibt sich dann als:

$$dW_{DLC} = k_1 * (1 - c_B(x, y, t)) * P_R(x, y, t) dt \quad (5.7)$$

Dabei bezeichnet  $P_R$  die zum Zeitpunkt  $t$  am Ort  $(x, y)$  eingebrachte Reibleistung.

Der verwendete Proportionalitätsfaktor  $k_1$  wird aus der Arbeit von [Ste10] entnommen und beschreibt den Zusammenhang zwischen DLC-Verschleiß und eingebrachter Reibenergie, wobei nach dem dieser Arbeit zugrunde liegenden dissipativen Energieansatz zunächst ein weiterer Faktor  $k_{universal}$  berechnet wird [Ste10]:

$$k_1 = k_{universal} * \frac{H_{GK}}{H_{DLC}} \quad (5.8)$$

Der dimensionslose Verschleißkoeffizient  $k_{universal}$ , welcher aus der Arbeit von Steiner [Ste10] entnommen und nach dem dissipativen Energieansatz berechnet wurde, wird mit dem Verhältnis aus der Härte des Gegenkörpers  $H_{GK}$  und der Härte der betrachteten Stahl-DLC-Paarung  $H_{DLC}$  multipliziert. Für die vorliegende Arbeit und die betrachtete Stahl-DLC Paarung ergibt sich der folgende Wert:  $k_1 = 5,148 * 10^{-5}$ .

Der Gesamtverschleiß  $W_{DLC}$  nach Beendigung des Tests an der DLC-beschichteten Oberfläche ergibt sich dann als Integration über die Kontaktdauer am Ort  $(x,y)$  von Beginn des einzelnen Kontaktes bis zum Kontaktende für alle Einzelkontakte an diesem Ort.

$$W_{DLC} = k_1 \int_{t_{DLC,b}}^{t_{DLC,e}} (1 - c_B(x, y, t)) P_R(x, y, t) dt \quad (5.9)$$

Bei der Integration ist weiterhin noch zu beachten, dass bereits der Term  $c_B(x, y, t)$  selbst mittels einer Integration bestimmt wird. Somit liegt hier eine gekoppelte Integration vor. Des Weiteren ist zu berücksichtigen, dass sich die Bewegungsgleichungen  $x(t), y(t)$  zwischen Gegenkörper und DLC-beschichteter Oberfläche unterscheiden können. In den einzelnen Bewegungsgleichungen der jeweiligen Oberfläche wird dies durch entsprechende Indizes unterschieden und in der Kontaktdynamik beschrieben. Daher müssen für die Integration der Formeln 5.6 sowie 5.9 unterschiedliche Bewegungsgleichungen  $(x(t), y(t))$  für die beteiligten Oberflächen des DLC-beschichteten Körpers und des metallischen Gegenkörpers verwendet werden.

Innerhalb dieses Zeitraums, in dem am Stahlkörper der schützende Grenzfilm abgebaut wurde und der Kontakt weiterhin ununterbrochen mit dem DLC-beschichteten Gegenkörper besteht, kann nach der Vorstellung aus Abbildung 5.2 die weiterhin eingebrachte Reibenergie in Verschleiß umgesetzt werden.

Allgemein lässt sich die Lösung dieser Gleichung nur dann bestimmen, wenn der Bewegungsverlauf des Berührungspunktes zwischen beiden Oberflächen dieser Paarung bestimmt wurde, da die Kontaktdauer beider Körper in dieser Gleichung 5.2 eine zentrale Rolle spielt. Es wird für eine korrekte Berechnung diejenige Zeitdauer benötigt, in der am Stahlkörper bereits der Grenzfilm abgebaut wurde, der Kontakt weiterhin besteht und dies zum DLC-Abtrag führt. Die Bestimmung der Belastung je Kontakt ist nur dann analytisch möglich, wenn die Belastung lokal auf beiden Kontaktkörpern berechnet werden kann und die Zeitdauer eines Kontaktes für beide Oberflächen bestimmt werden kann.

### **5.3 Überprüfung der Verschleißprognosen**

Wie beschrieben ist der Gesamtverschleiß die Summe der Einzelverschleißterme je Kontaktierung, bei denen der Grenzfilm am Stahlgegenkörper aufgrund der eingebrachten Reibleistung für diese Einzelkontaktierung, bereits vollständig abgebaut wurde. Für den Modellversuch konnte auf Basis der entwickelten Berechnungsroutine der Bewegungsablauf beider Körper und damit die Kontaktbelastung bestimmt werden. Gleiches gilt für den gewählten Erzeugniskontakt der Common-Rail-Hochdruckpumpe der dritten Generation.

Wurde bislang bei den Modellversuchen und auch am Erzeugniskontakt der bekannte energetische Ansatz herangezogen, um einen funktionalen Zusammenhang zwischen Belastung und Verschleiß zu beschreiben, dann zeigte sich auf beiden Testebenen eine erhebliche Diskrepanz über mehrere Größenordnungen bei diesem gebildeten Verhältnis. Mit Hilfe der lokalen Betrachtungsweise in dieser Arbeit wurde versucht, die Unterschiede im Belastungskollektiv zu minimieren, um eine Vergleichbarkeit innerhalb eines Kontaktes zu erreichen und auch zwischen unterschiedlichen Testebenen.

Bei den Ergebnissen des modifizierten Modellversuchs zeigte sich zwischen den verschiedenen Testparametern ein erheblicher Unterschied bei einer Darstellung des Verhältnisses zwischen berechneter Reibenergie und gemessenem DLC-Verschleiß (siehe Abbildung 4.6). Dieser Unterschied zeigte sich auch bereits innerhalb eines Parametersatzes. Gleiches

gilt für den Erzeugniskontakt. Ein proportionaler Zusammenhang zwischen Berechnung der eingebrachten Reibenergiedichte und dem gemessenen DLC-Verschleiß ließ sich nicht erkennen.

Mit Hilfe der in Kapitel 3 erfolgten Bestimmung der Bewegungsabläufe und der tribologischen Belastung konnte sowohl für den modifizierten Modellversuch, als auch für den Erzeugniskontakt der Common-Rail-Hochdruckpumpe der dritten Generation die Kontaktdauer beider Körper lokal berechnet werden. Des Weiteren wurde die eingebrachte Reibleistungsdichte je Arbeitsspiel bei bekannter Kontaktdauer beider Körper und die gesamte eingebrachte Reibenergiedichte berechnet. Hieraus lässt sich mit Hilfe des neu entwickelten Verschleißmodells diejenige Zeit bestimmen, in der die Verschleißzunahme des DLC-beschichteten Körpers erfolgt, da an der Stahloberfläche der Grenzfilm während des ununterbrochenen Kontaktes abgebaut wurde. Für die Modellversuche wurde dabei der Beginn des Startpunktes beider Bewegungen auf einen gemeinsamen Punkt für alle Versuchsbedingungen festgelegt.

Im Folgenden wird nun das neuentwickelte Verschleißmodell gemäß Gleichung 5.2 herangezogen und auf die experimentellen Daten dieser Arbeit angewandt. An den definierten Positionen des Modellversuchs wird der gemessene Abtrag der DLC-Schicht mit dem nach Gleichung 5.2 berechneten Wert verglichen. Bei der bisherigen Betrachtung eines solchen Vorgehens zeigte sich keine Übereinstimmung zwischen gemessenem und berechnetem Verschleißwert für unterschiedliche Tribosystem, wenn nicht für jede Testebene zusätzliche empirische Werte eingebunden wurden in der Berechnung. Für den vorliegenden Fall dieser Arbeit werden keine unterschiedlichen empirischen Werte in der Berechnung für die unterschiedlichen Testebenen berücksichtigt.

Das so ermittelte Verhältnis zwischen dem berechneten und dem tatsächlich gemessenen Verschleißwert der DLC-Schicht in einer dieselmotorgeschmierten Paarung mit einer Stahloberfläche wird in der nächsten Abbildung 5.3. dargestellt. Aufgetragen ist in Abhängigkeit der Testebenen der Verhältniswert zwischen Messung und Berechnung.

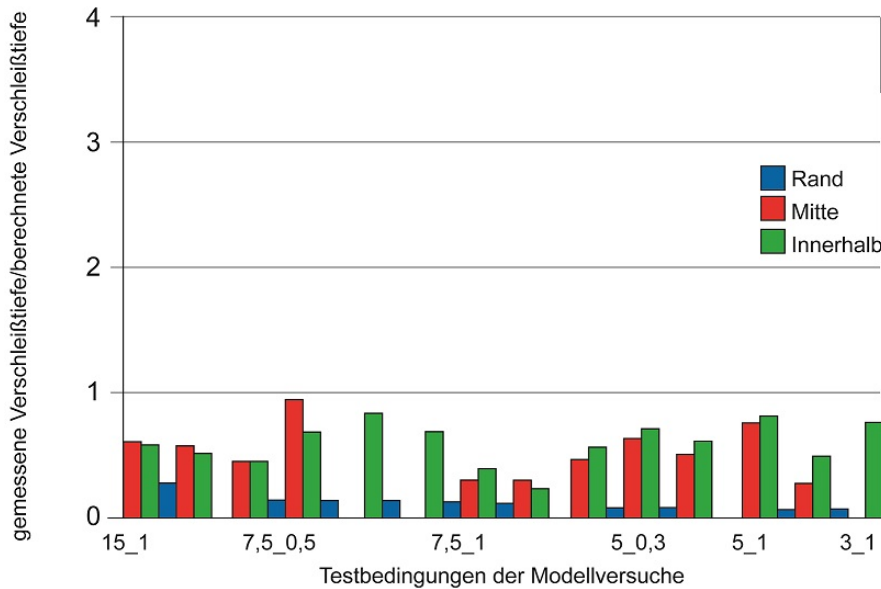


Abbildung 5.3: Darstellung des Verhältnisses zwischen gemessenem und mittels des neu entwickelten Verschleißmodells berechnetem Verschleiß der DLC-Schicht für die Modellversuche mit modifiziertem Aufbau.

Während bei der bisherigen Verwendung des energetischen Ansatzes in der für die vorliegende Arbeit gewählten Form das Verhältnis zwischen eingebrachter Reibenergie und dem gemessenen Verschleiß sowohl innerhalb einer Versuchsebene als auch zwischen den unterschiedlichen Testebenen zu erheblichen Diskrepanzen führte, zeigt sich bei Verwendung des in dieser Arbeit neu entwickelten Verschleißmodells für alle betrachteten Werte ein nahezu konstantes Verhältnis um den Wert 1. Das bedeutet, dass die gemessenen und berechneten Werte des DLC-Verschleißes für alle Testebenen und alle Positionen auf den jeweiligen Proben sehr gut übereinstimmen.

Beim Vergleich des Verhältnisses des energetischen Ansatzes ohne die bisherige Anpassung um die lokale Betrachtung und die realen Testbedingungen zeigte sich bislang bei der Anwendung auf unterschiedliche Testebenen eine deutliche Diskrepanz. Diese kann in Teilen auf die unterschiedlichen Belastungskollektive zurückgeführt werden. Durch die Bemühungen die Unterschiede durch Anpassung des Modellversuchs hinsichtlich der kinematischen Bedingungen an den Erzeugniskontakt anzugleichen, wurde eine höhere Übereinstimmung des Belastungskollektivs erzielt.

Wendet man nun das auf Basis der experimentellen Daten dieser Arbeit neu entwickelte Verschleißmodell auf die weiteren Verschleißwerte an, dann ergibt sich in der folgenden Abbildung ?? das jeweilige Verhältnis zwischen dem berechneten DLC-Verschleiß und dem gemessenen Verschleiß aller Testebenen.

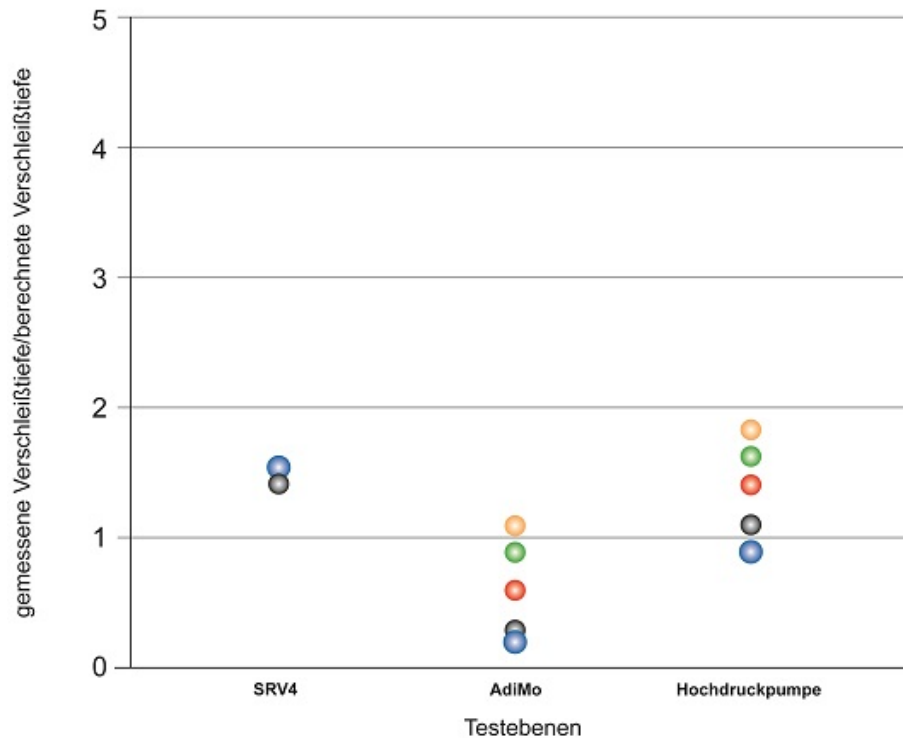


Abbildung 5.4: Darstellung des Verhältnisses zwischen gemessenem und mittels des neu entwickelten Verschleißmodells berechnetem Verschleiß der DLC-Schicht für die in dieser Arbeit betrachteten Testebenen.

Es zeigt sich in Abbildung 5.4, dass mit dem in dieser Arbeit entwickelten Verschleißmodell eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den real gemessenen Verschleißwerten einer kraftstoffgeschmierten Stahl-DLC Paarung und den berechneten Werten erreicht werden konnte. Dies lässt sich unabhängig von der Testebene, dem Belastungskollektiv und der Geometrie der jeweiligen Paarung erreichen.

Neben dem modifizierten Modellversuch werden zusätzlich experimentelle Ergebnisse des gängigen SRV4-Versuchs, ebenfalls mit Kugel-Platte-Aufbau, und die berechneten Werte in der obigen Abbildung verglichen. Die Testbedingungen für die Standard SRV4-Versuche

stimmen mit denen aus Tabelle 3.2.5 überein, jedoch ohne Verkipfung und damit ohne Unterbrechung des Kontaktes.

Für diesen Fall ist die Berechnung des DLC-Abtrags mittels Gleichung 5.2 erleichtert. Es erfolgt keine Kontaktunterbrechung für den Stahlkörper, somit stellt sich keine erneute Bedeckung des Stahlkörpers mit einem Grenzfilm ein und mit Ausnahme desjenigen Energieanteils, der die Bindungen des sich instantan ausbildenden Grenzfils auflöst, kann die während des Versuchs in den Kontakt eingebrachte Reibenergie gänzlich in Verschleiß der DLC-Schicht umgesetzt werden. Bei diesem Kontakt kommt es dann zum Effekt, dass die Bildung der Mikrographitschicht der DLC-Schicht langsamer erfolgt als die Transferschicht am Stahlkörper abgetragen wird. Es entsteht bei diesem Versuchsaufbau dann auch Verschleiß am Stahlkörper [Ste10].





# 6 Verifikation des Verschleißmodells

Während die Entwicklung des Verschleißmodells auf Basis der experimentellen Daten eines ausgewählten Erzeugniskontaktes sowie des modifizierten Modellversuchs AdiMo erfolgte, soll die weitere Verifikation der Gültigkeit und Übertragbarkeit der Verschleißwerte zwischen Experiment und Berechnung mittels eines weiteren Erzeugniskontaktes erreicht werden.

Dazu wurde ein Erzeugniskontakt der Common-Rail-Hochdruckpumpe der vierten Generation ausgewählt, der sich seiner Belastungs- und Bewegungsform deutlich vom bereits untersuchten Kontakt der Common-Rail-Hochdruckpumpe der dritten Generation unterscheidet. Während die dritte Generation der Hochdruckpumpe bereits seit mehr als 10 Jahren in Serie ist, ist die Hochdruckpumpe der vierten Generation erst seit wenigen Jahren in Serie. Zu Beginn der vorliegenden Arbeit lagen nur wenige Felddaten dieser Hochdruckpumpe vor.

## 6.1 Transfer auf einen weiteren Erzeugniskontakt

Bei dem Erzeugniskontakt zur Verifikation des Verschleißmodells handelt es sich um die Gleitlagerung der metallischen Laufrolle in der Bohrung des DLC-beschichteten Rollenschuhs in der Common-Rail-Hochdruckpumpe der vierten Generation (siehe Abbildung 6.1).

Es handelt sich hierbei um eine Hochdruckpumpe mit Nockenwellenantrieb, die eine höhere Kraftstoffkompression von mehr als 2000 bar erreichen kann. Die auftretenden Belastungen innerhalb der Kontakte sind dementsprechend ebenfalls höher. Diese Hochdruckpumpe wird in Fahrzeugen der Mittel- und Oberklasse eingesetzt (z.B. BMW), ebenso wie in Medium-Duty-Off-Highway Fahrzeugen. Dieses Konzept einer Hochdruckpumpe wird bereits seit 2006 in der Serie eingesetzt. Die jedoch mit der zunehmend strengeren Gesetzgebung verbundene Senkung der Partikel und Emissionen ist verantwortlich für die Steigerung der Leistungsgrenzen dieses Konzeptes.

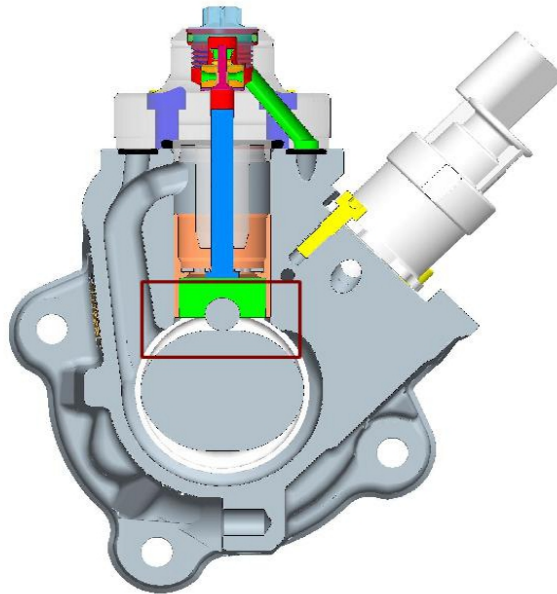


Abbildung 6.1: Querschnitt einer Common Rail Hochdruckpumpe. Eingezeichnet ist die betrachtete Kontaktstelle zwischen der metallischen Laufrolle und dem DLC-beschichteten Rollenschuh.

Die tribologische Belastungsgeschichte unterscheidet sich von der zuvor beschriebenen Kontaktstelle, da in diesem Fall die DLC-beschichtete Oberfläche des Rollenschuhs im Dauerkontakt mit der Laufrolle ist. Die Antriebswelle treibt die metallische Laufrolle an. Die Nockenkontur führt zur Auf- und Abbewegung des Kolbens. Direkt auf dem Nocken liegt die Laufrolle, welche dadurch bewegt wird. Die Laufrolle ist eingebettet in den Rollenschuh. Jeder Oberflächenbereich der Laufrolle weist durch die Geometrie dieser Paarung sowie das Antriebskonzept eine Kontaktunterbrechung während eines Arbeitsspiels auf, da der Rollenschuh nicht ganz geschlossen ist, sondern nur etwa die Hälfte der Oberfläche der Laufrolle umschließt. Somit treten Oberflächenbereiche der Laufrolle aus dem Kontakt mit dem Rollenschuh heraus. Die Dauer einer Unterbrechung ist abhängig von der Antriebsgeschwindigkeit der Welle, die die Rotationsgeschwindigkeit der Laufrolle bestimmt. Bei einer Nenngeschwindigkeit von  $1000\text{rpm}$  bedeutet dies eine Kontaktunterbrechung von etwa  $0,03\text{s}$  für einen Punkt auf der Laufrolle. Umgekehrt jedoch sind die Bereiche des Rollenschuhs damit nominell im Dauerkontakt. Untersuchungen zur Reibungsbelastung sind ebenfalls in früheren Arbeiten thematisiert [Gle09]. Jedoch wurden bislang für den normalen Fall einer

ausreichend geschmierten Kontaktsituation keine Verschleißwerte dieser Paarung ermittelt.

Für die Verifikation des in dieser Arbeit entwickelten Verschleißmodells werden ebenfalls Dauerlaufversuche ausgewertet. Die Testdauer betrug bei diesen Versuchen 3000h unter den bereits in Abschnitt 3.1.3 beschriebenen Bedingungen. Die Erhöhung der Testzeit ist auf die erhöhten Leistungsanforderungen an diese Applikation zurückzuführen.

### **6.1.1 Verschleißergebnisse des Stahlkörpers**

Die Auswertung des Stahlkörpers der Laufrolle zeigte keinen Materialabtrag. Mittels REM und EDX-Analysen konnten direkt nach Versuchsende verschiedene Beläge auf der Oberfläche nachgewiesen werden. Diese decken sich hinsichtlich der chemischen Zusammensetzung mit den Ergebnissen des Kapitels 4.3. Eine zerstörerische Messung der Oberfläche war auch bei diesen Dauerlaufversuchen nicht möglich.

### **6.1.2 Verschleißergebnisse des DLC-beschichteten Rollenschuhs**

Da der gesamte Kontaktbereich der DLC-beschichteten Oberfläche im Dauerkontakt mit dem metallischen Gegenkörper ist, konnte der Schichtabtrag für diesen Erzeugniskontakt nur dadurch ermittelt werden, dass sämtliche Versuchsteile vor Beginn der Versuche vermessen wurde. Nach Testende wurde an den gleichen Positionen die Messung wiederholt. Der Schichtabtrag ergibt sich aus der Differenz dieser Werte.

In der nächsten Abbildung 6.2 ist eine Skizze dargestellt, die den DLC-beschichteten Rollenschuh zeigt. Eingezeichnet sind die Positionen, an denen die Schichtdicke vor und nach Versuchsdurchführung gemessen wurde. Da, wie zu Beginn des Kapitels erwähnt, die Hochdruckpumpe der vierten Generation erst während der Durchführung dieser Arbeit für die Verwendung in höher beanspruchten Medium-Duty-Off-Highway Fahrzeugen erprobt wurde, konnte durch Vermessung der gleichen Teile vor und nach den Dauerlaufversuchen die tatsächlichen Verschleißraten erstmalig ermittelt werden.

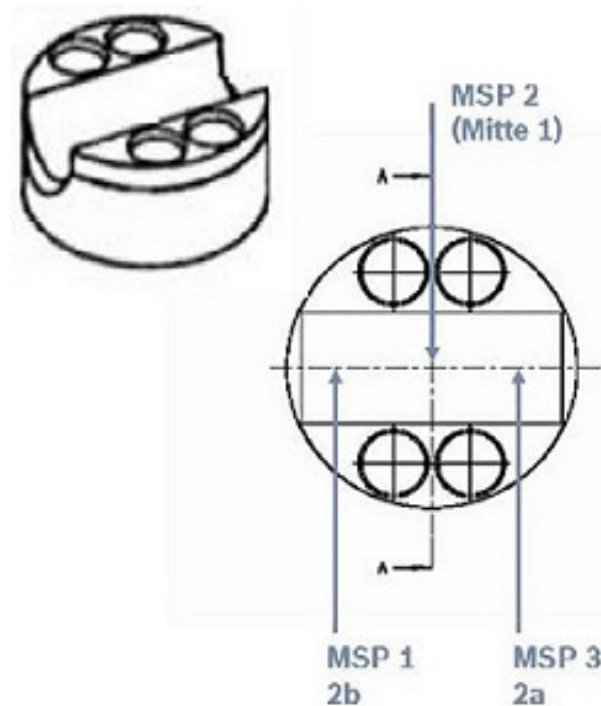


Abbildung 6.2: Messpositionen im Rollenschuh der Common-Rail-Hochdruckpumpe der vierten Generation. Alle Messungen wurden im Grund der Rollenschuhbohrung durchgeführt. Dies entspricht der sogenannten 0°-Linie der Rollenschuhbohrung.

Mittels der hier definierten Positionen wurde die Schichtdicke vor und nach den Dauerlaufversuchen gemessen. Die Versuchsdauer beträgt für die Lebensdauerabsicherung mehrere Monate. Die Definition dieser Punkte erfolgte unter Berücksichtigung interner Simulationen zur Bestimmung der Druckbelastung in diesem Kontakt. Diesen Simulationsberechnungen zufolge tritt die höchste Druckbelastung in der Mitte des Rollenschuhs unter 0° der Rollenschuhbohrung auf, was mit Hilfe der folgenden Abbildung 6.3 veranschaulicht wird.

Entlang der Länge des Rollenschuhs ist die höchste belastete Stelle hinsichtlich des Gesamtdrucks in der Mitte und am Rand zu finden wohingegen der Kontaktdruck sich auf die Ränder konzentriert. An diesen Positionen wurde zur Bestimmung der auftretende Verschleißwerte die Messpunkte gesetzt. Die Verschleißergebnisse aufgrund der tribologischen Belastung bedingt durch die Dauerlaufversuche an diesen definierten Positionen sind in Abbildung 6.4 dargestellt.

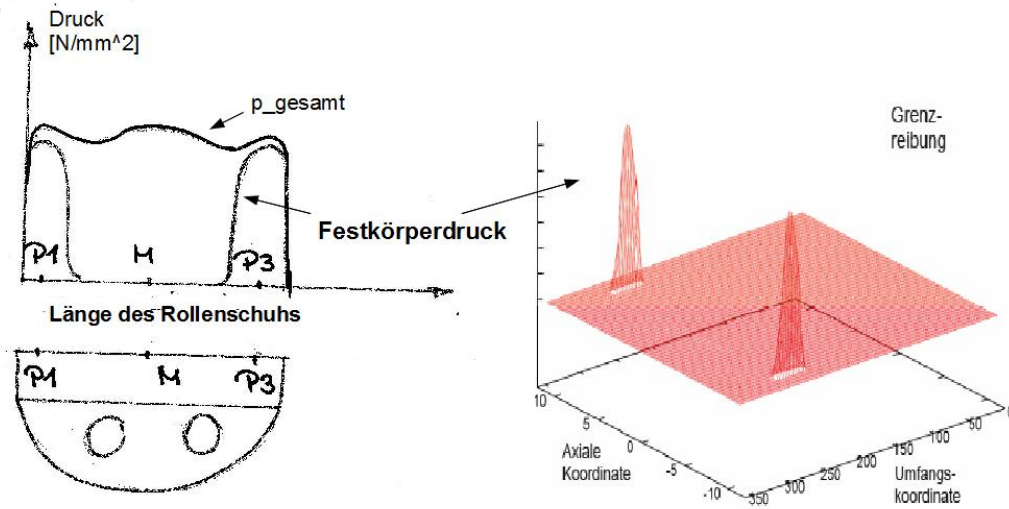


Abbildung 6.3: Kontaktdruck der 0° Linie des Rollenschuhs bei Nennbedingungen von 2000 bar und 1000rpm

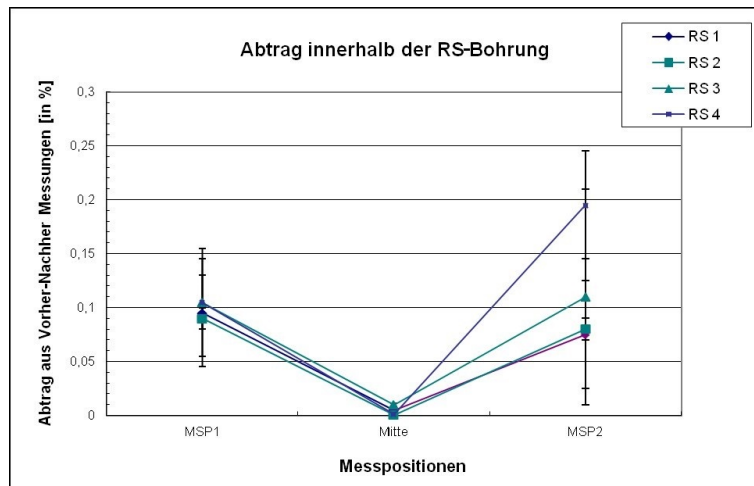


Abbildung 6.4: DLC-Verschleiß an den Messpositionen im Rollenschuh der Common-Rail-Hochdruckpumpe der vierten Generation.

Dargestellt ist die sich ergebende Differenz aus den beiden Messwerten der DLC-Schichtdicke vor und nach Dauerlaufversuch an den vorab definierten Positionen in der

Rollenschuhbohrung. Die Abbildung 6.4 zeigt dass der DLC-Verschleiß nach Testende trotz höherer Leistungsanforderungen an die Common-Rail-Hochdruckpumpe der vierten Generation und die damit verbundenen erhöhten Belastungswerte weiterhin sehr gering ausfällt. Es sind nur sehr geringe Verschleißwerte der ursprünglichen Schichtdicke nachgewiesen wurden. Da die Genauigkeit des Messverfahrens bis auf  $0,005 \mu m$  genau ist, kann jedoch ein Verschleiß mittels dieser Werte an den definierten Positionen gemessen werden. Nach einer Testdauer von  $3000 h$  zeigt sich die Kontaktstelle hier als sehr robust gegenüber Verschleiß. Es wird für den weiteren Verlauf der Erprobung angesetzt, dass die gewährleistete Lebensdauer dieser Hochdruckpumpe auch unter realen Bedingungen erreicht wird, ohne das Verschleiß an dieser Kontaktstelle auftritt, der die Funktion beeinträchtigt.

### 6.1.3 Anwendung des neuentwickelten Verschleißmodells

Die Anwendung des in dieser Arbeit neuentwickelten Verschleißmodells auf den zuvor beschriebenen Erzeugniskontakt soll die allgemeine Gültigkeit für diese Art der Paarung unter Dieselschmierung unterstreichen. Die Belastung im Kontakt der Common-Rail-Hochdruckpumpe der vierten Generation wird ebenfalls internen Simulationen entnommen. Diese berechnen, ähnlich wie die vorherigen Ergebnisse von Illner, die Reibung, die in diesem Kontakt auftritt. Die Nennbedingungen wurden berechnet, wobei eine Geschwindigkeit  $v_{rel}$  von  $1000 \text{rpm}$  und ein geforderter Systemdruck von  $2000 \text{bar}$  angesetzt wird, auf andere Bedingungen des Dauerlaufversuchs wurde analog der Vorgehensweise in Kapitel 3 extrapoliert. Mit Hilfe dieser Bedingungen konnte der in Abbildung 6.3 dargestellte Kontaktdruck innerhalb der Rollenschuh-Bohrung berechnet werden. Als Reibungskoeffizient stellt sich in diesem geschmierten Kontakt diesen Simulationen zufolge ein mittlerer Wert von etwa  $0,09$  ein.

An den definierten Messpositionen aus Abbildung 6.2 kann unter Verwendung des Simulationsmodells eine lokale Reibleistungsdichte gemäß der Gleichung 3.1 bestimmt werden.

Aus der Summe aller Arbeitsspiele ergibt sich für diesen Erzeugniskontakt, analog zum Vorgehen in den vorhergehenden Kapiteln, die im folgenden berechnete Reibenergiedichte an den drei definierten Positionen in der Rollenschuhbohrung entsprechend der folgenden Tabelleneinträge:

Tabelle 6.1: Lokale Energiewerte an den definierten Positionen der Common-Rail-Hochdruckpumpe der vierten Generation für die Nennbedingungen

	Msp 1	Mitte	Msp 3
Reibenergiedichte [ $\text{kJ}/\text{mm}^2$ ]	2169815	0	2169815

Gemäß dem im vorherigen Kapitel 5 erarbeiteten Verschleißmodell sind sowohl die Reibleistungsdichtewerte als auch die gesamte Reibenergiedichte relevant zur Berechnung des DLC-Verschleiß. In der Kontaktstelle der Common-Rail-Hochdruckpumpe der vierten Generation stellt sich der höchste Gesamtdruck in der Mitte der Längsbohrung des Rollenschuhs ein, auf Basis der gezeigten Simulationen und der Berücksichtigung der lokalen Kontaktzeit ergibt sich jedoch, dass nur an den Randpositionen ein Festkörperdruck berechnet wird. Somit ist auch nur dort die höchste Reibleistungsdichte je Arbeitsspiel gemäß dem hier erarbeiteten Verschleißmodell möglich. In der Mitte der Rollenschuhbohrung wird kein Energieeintrag nach der vorliegenden Arbeit berechnet, da hier kein Festkörperdruck auftritt. Somit sollte sich gemäß dem hier erarbeiteten Verschleißmodell der höchste DLC-Verschleiß auch hier einstellen, was mit den Verschleißergebnissen aus Abbildung 6.4 bereits vorab gezeigt wurde.

Auch für diesen Kontakt kann somit das dem neuen Verschleißmodell zugrunde liegende Arbeitsmodell mittels der realen Verschleißmessungen des tribologisch belasteten Kontaktes bestätigt werden.

#### 6.1.4 Gesamtdarstellung aller Testebenen

Im Folgenden sind alle Verschleißmessungen und die jeweils mittels des neuen Verschleißmodells berechneten Werte zusammengefasst. Zur Erinnerung wird hier zunächst noch auf Abbildung 4.7 verwiesen, in welchem für die genannten Testebenen das Verhältnis aus gemessenem DLC-Abtrag und der Gesamtenergiedichte aufgetragen war. Hier zeigte sich eine erhebliche Diskrepanz zwischen den verschiedenen Versuchsebenen.

Mittels des neuen Verschleißmodells ergibt sich nun als Übersicht über alle Testebenen die folgende Abbildung 6.5. In dieser Grafik 6.5 wird die Anwendung des neuentwickelten Verschleißmodells auf sämtliche in dieser Arbeit untersuchten Prüfkategorien dargestellt.

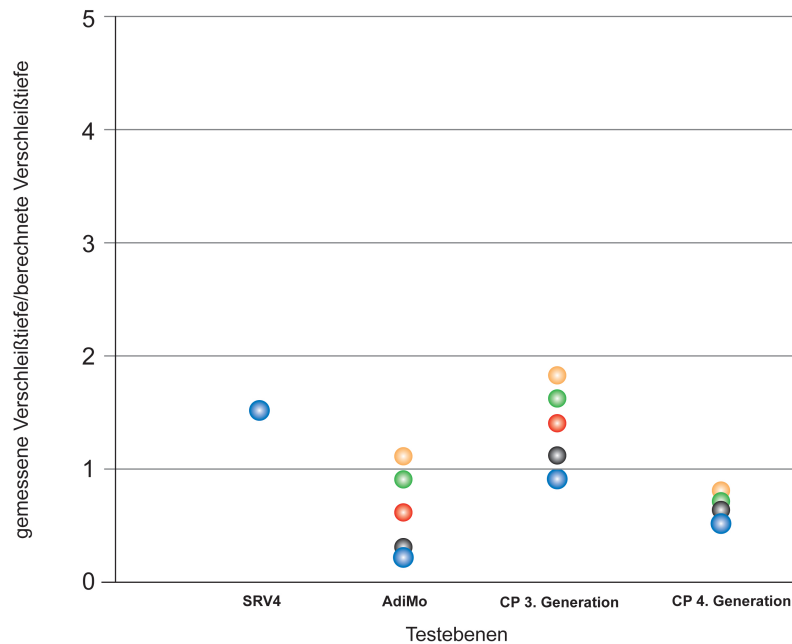


Abbildung 6.5: Anwendung des neuentwickelten Verschleißmodells auf die Messwerte aller Prüfkategorien mit den jeweiligen Prüfaufbauten.

Dabei nicht nur die Gesamtreibenergiedichte berücksichtigt, wie bislang in den energetischen Ansätzen, sondern vielmehr auch die Reibleistungsdichte je Arbeitsspiel betrachtet, die aufgrund des Abtrags des Grenzfilms am Stahlkörper zum Gesamtverschleiß beiträgt, dann zeigt sich hier ein konstantes Verhältnis zwischen Berechnung und Messung. Dieses Verhältnis konnte für die vorliegenden Ergebnisse unabhängig von der Versuchsebene oder der Kontaktgeometrie erreicht werden.

Bislang beschränkten sich die vorhandenen Verschleißmodelle auf die Anwendung für einen Belastungsfall auf einer tribologischen Versuchsebene. Transferansätze wurden oftmals nur dadurch ermöglicht, dass eine spezifische Kontaktbelastung untersucht und nahezu identisch auf einen Modellversuch übertragen wurde. Hierdurch wurde bereits in verschiedenen Arbeiten eine gute qualitative und in wenigen Fällen auch eine gute quantitative Übereinstimmung zwischen Berechnung und Messung erreicht. Allerdings war bislang ein allgemeiner Transfer für verschiedene Kontakte auf unterschiedlichen Testebenen mit einem gemeinsamen Verschleißmodell nicht möglich.

Im Rahmen dieses Kapitels konnte gezeigt werden, dass der DLC-Abtrag verschiedener Erzeugniskontakte sowie unterschiedlicher Modellversuche mit dem hier entwickelten



Verschleißmodell korrekt berechnet werden kann. Die Gültigkeit des Verschleißmodells wurde darüber hinaus auch für unterschiedliche DLC-Schichten in einem Stahl-DLC-Kontakt bestätigt. Damit kann zukünftig eine Prognose der zu erwartenden Verschleißwerte aufgrund der wirksamen Belastung für Neuentwicklungen abgegeben werden, unabhängig von der Geometrie. Dies konnte erreicht werden, indem physikalische Effekte, die experimentell nachgewiesen wurden, in das Verschleißmodell eingebunden wurden. Damit zeigte sich auch die Notwendigkeit, den Verschleißmechanismus in der Entwicklung eines Verschleißmodells zu berücksichtigen. Die Entwicklung dieses Verschleißmodells unterstützt die Anstrengungen Ressourcen zu schonen, kostspielige Dauerlaufversuche zu minimieren und damit den gesamten Entwicklungsaufwand effizienter zu gestalten.

## 6.2 Übertragung der Ergebnisse

Im folgenden Abschnitt werden mögliche Erkenntnisse und Schlussfolgerungen aus den experimentellen Ergebnissen und dem hieraus entwickelten Verschleißmodell abgeleitet.

Es hat sich gezeigt, dass die zeitweilige und lokale Unterbrechung des Kontaktes einer dieselmotorgeschmierten Stahl-DLC-Paarung zu einer Verringerung der Verschleißwerte führt. Des Weiteren konnte nachgewiesen werden, dass die Dauer der einzelnen Kontaktierung ebenfalls Einfluss auf die Verschleißergebnisse nimmt.

Diese Ergebnisse können in der Produktentwicklung, insbesondere in der Entwicklung neuer Komponenten im Automotive Bereich, dergestalt verwendet werden, dass bei verschiedenen Kontakten dieser Paarung eine solche zeitweilige, lokale Unterbrechung durch das gezielte Anbringen (z.B. in Form von Schmiernuten) erstrebenswert ist und durchgeführt werden sollte. Diese Schmiernuten führen dazu, dass sich der Grenzfilm am Stahlkörper wieder neu ausbilden kann, allerdings wirkt sich hier nachteilig der erhöhte Kontaktdruck aus. Bei vergleichbarer Belastung im Dauerkontakt ist jedoch, gemäß den vorliegenden Ergebnissen aus Erzeugnisversuchen, ein unterbrochener Kontakt des Stahlkörpers einem Dauerkontakt vorzuziehen, da die Verschleißergebnisse signifikant verringert werden.

Darüber hinaus kann das in dieser Arbeit entwickelte Verschleißmodell auch für Fragestellungen zur Oberflächentopographie in einem dieselmotorgeschmierten Stahl-DLC Kontakt eingesetzt werden. Diesem Modell zufolge Kontakte mit einer höheren Rauheit im Sinne von Vertiefungen einen geringeren Verschleiß aufweisen im Vergleich zu glatten Oberflächen, wenn die Rauheitstäler auch im Kontakt mit Schmierstoff gefüllt bleiben und damit wie eine

lokale Kontaktunterbrechung wirken können. Neben weiteren denkbaren Effekten ist der dem hier erarbeiteten Verschleißmodell zugrunde liegende Erklärungsansatz eine Möglichkeit die Unterschiede der Verschleißwerte aus Modellversuchen mit einem SRV4-Aufbau mit polierten und geschliffenen Oberflächen zu erklären, wobei die geringeren Verschleißwerte an polierten Platten auftraten, die eine höhere Härte im Vergleich zu den geschliffenen Oberflächen aufweisen, wodurch eigentlich erwartet worden wäre, dass die weicheren Proben stärker verschleifen.

Denkbar ist auch die vorliegenden Ergebnisse für die Bewertung des Verschleißschutzes eines Schmierstoffes heranzuziehen. Gegenwärtig erfolgt z.B die Bewertung für Dieselmotoren mittels des HFRR-Tests (vergleiche DIN ISO 12156-1). Dabei wird unter konstanter Last ein reversierender Kugel-Platte eingesetzt. Nach Testende wird die Verschleißspur an den Proben vermessen und gemäß einem Bewertungsraster, welches diesem Test zugrunde liegt, bewertet und der Verschleißschutz des Schmierstoffes im Vergleich zu weiteren Schmierstoffen angegeben werden kann.

Ein Test basierend auf dem vorgestellten Modell könnte die Verschleißschutzwirkung des Schmierstoffes durch das Bestimmen einer kritischen Kontaktdauer oder der während eines einzelnen Kontaktes eingebrachten Reibleistungsdichte deutlich realitätsnäher bewerten, und damit eine bessere Übertragbarkeit auf tribologisch belastete Kontakte in Erzeugnissen gewährleisten.

## 7 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde ein neuartiges Verschleißmodell entwickelt, welches die korrekte Berechnung einer dieselmotorenstoffgeschmierten Stahl-DLC-Paarung unabhängig von der Testebene und der Kontaktgeometrie ermöglicht. Im Gegensatz zu den bislang vorhandenen Verschleißmodellen, die sich oftmals auf spezifische Kontakte und Prüfeinrichtungen beschränken, ermöglicht das vorliegende Verschleißmodell eine Anwendung auf verschiedene Erzeugnis- und Modellversuchskontakte, die sich durch unterschiedliche Eingriffsverhältnisse der Kontaktkörper und Belastungsbedingungen voneinander unterscheiden. Die Entwicklung des Verschleißmodells wurde erreicht, indem physikalische Effekte und Charakteristika der Bewegungs- und Belastungsform berücksichtigt wurden. Zuerst wurden relevante, physikalisch basierte Einflussgrößen auf den Verschleiß eines komplex belasteten Erzeugniskontaktes experimentell identifiziert. Anschließend wurde die experimentelle Überprüfung dieser Einflussgrößen mit Hilfe eines modifizierten Modellversuchs durchgeführt. Es zeigte sich, dass die in dieser Arbeit ermittelten Einflussgrößen auf den Verschleiß dieser Paarung, zu denen beispielsweise die lokale, zeitweilige Unterbrechung des Kontaktes gehört, auch auf weiteren Versuchsebenen einen erheblichen Einfluss auf den Verschleiß dieser Paarung aufweisen. Ein weiterer relevanter Einflussfaktor auf den Verschleiß zeigte sich in der Kontaktdauer. Werden diese beiden Aspekte im Modellversuch berücksichtigt, dann kann eine sehr gute Übereinstimmung der qualitativen Verschleißergebnisse dieser Paarung im Vergleich zum Verschleiß des Erzeugniskontaktes erreicht werden. Da bestehende Verschleißmodelle jedoch keine Abhängigkeit von der Kontaktzeit sowie der -unterbrechung berücksichtigen, wurde auf Basis dieser Ergebnisse für beide Versuchsebenen ein neues Verschleißmodell entwickelt.

Grundlage des Verschleißmodells bildet der energetische Verschleißansatz, jedoch mit einer Erweiterung um die genannten Faktoren. Während einer lokalen und zeitweiligen Unterbrechung des Kontaktes bildet sich am Stahlkörper ein schützender Grenzfilm durch die Adsorption von Kraftstoffadditiven an der Oberfläche aus. Dieser Grenzfilm schützt durch Trennung der Oberflächen vor Verschleiß. Während eines zeitlich befristeten Kontaktes wird

der Grenzfilm durch die während dieser Zeit lokale eingebrachte Reibenergie abgebaut. Ist die während der Kontaktzeit eingebrachte Reibenergie höher als die zur vollständigen Desorption des Grenzfilms notwendige Energie, dann ergibt sich ein Anteil der Reibenergie, der Verschleiß verursachen kann. Ist jedoch entweder die Kontaktzeit sehr gering oder die während der Kontaktdauer eingebrachte Reibenergie so gering, dass der Grenzfilm während dieser Zeit nicht abgebaut wird, dann resultiert hieraus kein Verschleiß.

Diesem Modell zufolge ist nicht nur die gesamte Reibenergie, die während eines Versuchs eingebracht wird ursächlich für den Verschleiß, einen hohen Einfluss zeigt auch die Reibleistung während einer Kontaktierung, was als bestimmtes Zeitinverall angesehen wird. Eine hohe Reibenergie während der gesamten Versuchszeit, mit einer geringen Reibleistung während einer einzelnen Kontaktierung führt dieser Vortellung zufolge nicht zu einem hohen Verschleiß. Eine hohe Reibleistung während einer einzelnen ununterbrochenen Kontaktzeit, die nur zu einer mittleren Gesamtreibenergie führt, verursacht demnach jedoch einen höheren Verschleiß, da pro Kontaktzeit mehr Verschleiß erzeugt wird.

Das neuentwickelte Modell wurde auf verschiedene Erzeugnis- und Modellversuchskontakte mit jeweils stark unterschiedlicher Belastungs- und Kontaktform angewendet. Berechnet man für diese unterschiedlichen Versuchsebenen den zu erwartenden Verschleiß aufgrund der Versuchsbedingungen, dann stimmt jeweils für alle Kontakte die Vorhersage mit den gemessenen Werten überein, unabhängig von der Geometrie, der Kontaktform und dem Bewegungsablauf. Die Verifikation des Gültigkeitsbereichs erfolgte an verschiedenen Erzeugniskontakten, ebenso wie an verschiedenen Modellversuchskontakten.

Durch die Implementierung von physikalisch basierten Effekten und Charakteristika der Belastungsform sowie durch die Bestätigung der Gültigkeit für verschiedene Testebenen bietet das hier entwickelte Verschleißmodell deutliche Vorteile. Es kann für die Vorauslegung verschiedener Stahl-DLC-Kontakte unter Kraftstoffschmierung herangezogen werden. Die Bestimmung der Verschleißraten der DLC-Schicht, welche als Maß der Lebensdauer gewertet werden können, kann ohne den Einsatz von Mustern oder Feldversuchen ermöglicht werden. Dies reduziert sowohl die notwendigen Kosten als auch die benötigte Zeit während der Entwicklung von neuen Komponenten. Des Weiteren können die vorliegenden Ergebnisse für die Konzeption von neuen Prüfapparaturen und -bedingungen herangezogen werden.

Das Ziel zukünftiger Forschungsarbeiten sollte in der genaueren, mikroskopischen Untersuchung der Effekte während der lokalen Unterbrechung des Kontaktes für die Kontaktkörper

liegen. Da außerhalb eines geschmierten Systems der Nachweis der Kraftstoffbindungen nicht möglich ist, muss dies in weiteren Arbeiten noch erfolgen. Für einen Transfer auf weitere Materialpaarungen können diese Effekte dann in weitere Verschleißmodelle eingebunden werden.



# 8 Anhang

## Prüfbank für Erzeugnisversuche

Im Rahmen der Entwicklung wird die Erprobung der Funktionsfähigkeit sowie die Absicherung der Lebensdauer von Komponenten des Common Rail Systems unter anderem auf Prüfständen durchgeführt. Die in der vorliegenden Arbeit verwendeten Ergebnisse aus Erzeugnisversuchen wurden mit Hilfe von Prüfständen der Firma Atmo durchgeführt. Eine Ansicht dieser Prüfkammer ist in der folgenden Abbildung 8.1 dargestellt:

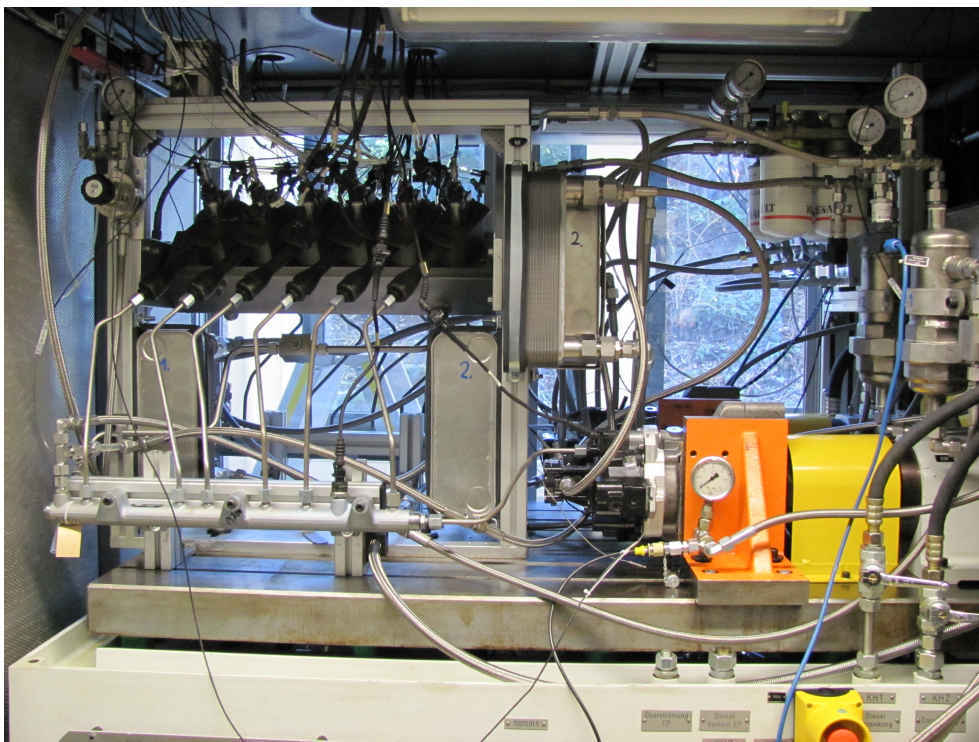


Abbildung 8.1: Ansicht der Prüfbank zur Erprobung von Common-Rail-Komponenten

Eine solche Prüfbank besteht aus einem Aufspannbett, auf dem ein Kraftstofftank, die

Hochdruckpumpe sowie die Injektoren des Common Rail Systems aufgespannt sind. Angetrieben wird mittels eines Antriebs, der eine maximale Leistung von 44 kW bereit stellt. Die Antriebsgeschwindigkeit kann bis 6000 rpm eingestellt werden. Geregelt wird dies über eine externe Steuerung der Firma Rexroth. Als Kraftstoff wird meistens Dieselkraftstoff DIN EN 590 verwendet. Während der Dauerlaufversuche erfolgt eine kontinuierliche Überwachung. Im Falle von Kraftstoffnebel oder austretendem Öl kann eine automatische Abschaltung erfolgen. Ein Auszug von Eigenschaften des verwendeten Dieselkraftstoffs wird mittels der folgenden Tabelle gegeben:

Tabelle 8.1: Ausgewählte Eigenschaften von Dieselkraftstoff (DIN EN 590)

Eigenschaften	Einheiten	Wert
Dichte bei 15°	$kg/m^3$	820 – 845
Cetanzahl	CZ	51 – 58
Viskosität	$mm^2/s$	2,00-4,50
Flammpunkt	°C	55
Schwefelgehalt	$mg/kg$	10
Wassergehalt	$mg/kg$	200

Im Rahmen der Erprobung von realen Bauteilen wird zusätzlich mit sogenanntem Winterdiesel und auch Grenzdiesel gearbeitet. Diese weiteren Sorten von Dieselkraftstoff zeichnen sich durch veränderte Beimischungen von Additiven aus, die (im Fall von Winterdiesel) die Eigenschaften des Kraftstoffs bei niedrigen Temperaturen verbessern sollen hinsichtlich Viskosität oder auch Schmiereigenschaften. Grenzdiesel wird in der Erprobung herangezogen um schlechte Schmiereigenschaften darzustellen. Diesem Kraftstoff sind keine verschleißschützenden Additive beigemischt. In der Bundesrepublik Deutschland unterliegt der Verkauf von Dieselkraftstoff gesetzlichen Richtlinien, wonach die Beimischung von verschleißschützenden Additiven vorgeschrieben ist. In anderen Ländern kann der jeweils verkaufte Dieselkraftstoff von der hier bekannten und gebräuchlichen Zusammensetzung abweichen. Werden Komponenten weltweit verkauft, dann muss während der Entwicklung auch ein sogenanntes "worst case" Szenario mit diesem Kraftstoff erfolgen.



## Schwingverschleißprüfstand SRV4

Zu den Standard Modellversuchen in der Tribologie gehört der Schwingverschleißprüfstand (SRV = Schwingung, Reibung und Verschleiß). Verwendet wurde in der vorliegenden Arbeit das Modell SRV4 der Firma Optima Instruments Prüftechnik GmbH. Durchgeführt wurden dabei unter anderem Modellversuche mit einem Kugel-Platte Aufbau unter dieselgeschmierten Bedingungen. Der Messaufbau ist Abbildung 8.2 dargestellt.

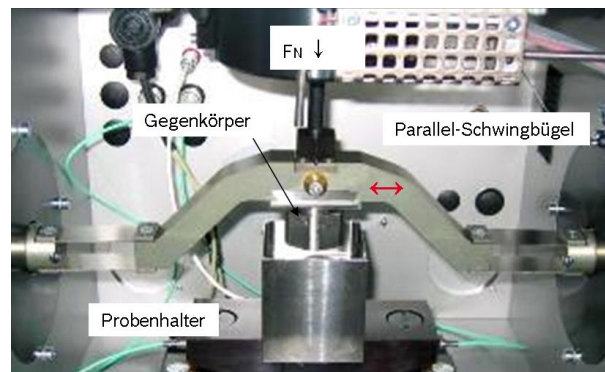


Abbildung 8.2: Ansicht des Modellprüfstandes SRV4

In der Mitte der Prüfkammer befindet sich die flache Probe, welche auf dem unteren Probenhalter fest eingespannt ist. Der Probenhalter kann bis zu einer Temperatur von  $150^\circ\text{C}$  beheizt werden. Über der fixierten Probe befindet sich der Gegenkörperhalter in Form eines Parallelschwingbügels. Über diesen Parallelschwingbügel wird auch die Normalkraft  $F_N$  bis zu einer maximalen Höhe von 2000 N eingebracht. Mittels seitlich an der Prüfkammer angebrachter Schwingungsmembrane kann eine reversierende Schwingungsbewegung mit variabler Amplitude von maximal 4,5 mm Schwingweite und einer Frequenz von maximal 500 Hz aufgebracht werden. Um mögliche mechanischer Schäden am Prüfstand zu vermeiden ist das Betreiben unter maximalen Bedingungen (sowohl von Schwingweite als auch der Frequenz) zu vermeiden.

## Konzept des modifizierten Prüfstandes AdiMo

In einen vorhandenen SRV Prüfstand wird ein zusätzlicher Bewegungsmechanismus eingebaut. Der modifizierte Prüfstand (genannt AdiMo = Additional Motion") nutzt die vorhandene Prüfkammer des SRV4 8.2 und den Parallelschwingbügel als Gegenkörperhalter für die Stahlkugel. Die Einkopplung der Normalkraft sowie der Antrieb der Schwingungsbewegung bleiben damit unverändert. Um das wechselnde Eingriffsverhältnis für beide Körper zu realisieren, muss jedoch die bislang fixierte untere Probe ebenfalls bewegt werden. Die Kombination dieser verschiedenen Bewegungen und der beiden Bewegungsrichtungen resultiert in einem wechselnden Eingriffsverhältnis beider Körper. In Abbildung 8.3 ist der neue untere Probenhalter, der die bislang starre Halterung des Standard SRV4 ersetzt, als Konstruktionszeichnung dargestellt:

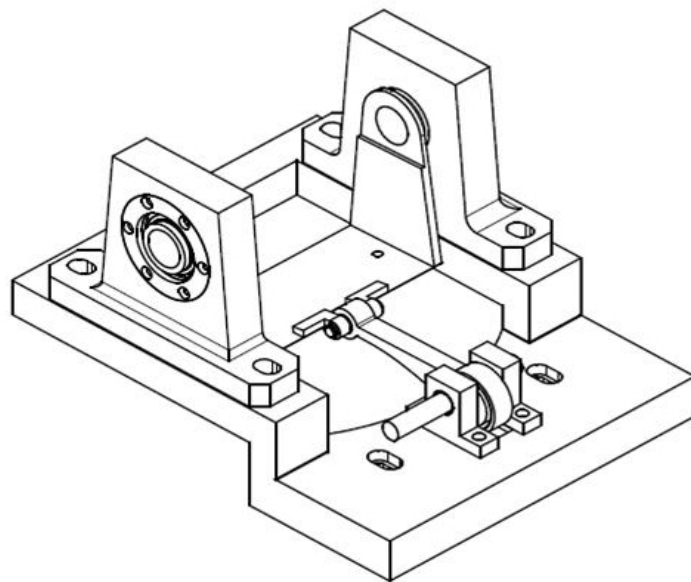


Abbildung 8.3: Konstruktionszeichnung des neu entwickelten Modellversuchsaufbaus ohne Komponenten des bestehenden SRV-Aufbaus [Gia10].

Der untere Probenhalter wurde durch eine beidseitig gelagerte Wippe ersetzt. Die seitliche Lagerung erfolgt mittels Kugellager, welche jeweils in einen massiven Stahlblock eingepresst und auf dem Boden der Prüfkammer verschraubt sind. Die Wippe kann um einen Winkel von  $\pm 5^\circ$  zur Horizontalen bewegt werden und erlaubt damit eine Verkippung der unteren Probe senkrecht zur Schwingungsbewegung. Die Drehachse dieser Verkippungsbewegung ist dabei der Berührungspunkt zwischen dem oberen Kugelkörper und dem Gegenkörper. Der

Antrieb dieser Verkippung erfolgt über eine an die Wippe angebrachte Pleulstange, welche außerhalb der Prüfkammer über einen Exzenter und dessen Verbindung zu einem externen Schrittmotor gesteuert wird. Die Bewegung der Wippe kann in beide Umdrehungsrichtungen und mit variabler Geschwindigkeit bis maximal 40 *rpm* erfolgen.

## 8.1 Darstellung des Bewegungsverlaufs des Kontaktpunktes im Modellversuch

In diesem Abschnitt werden die berechneten Bewegungsverläufe des Kontaktpunktes zwischen Kugel und Platte im modifizierten Modellversuch AdiMo für die Testbedingungen, die in Kapitel 3 hergeleitet wurden, dargestellt.

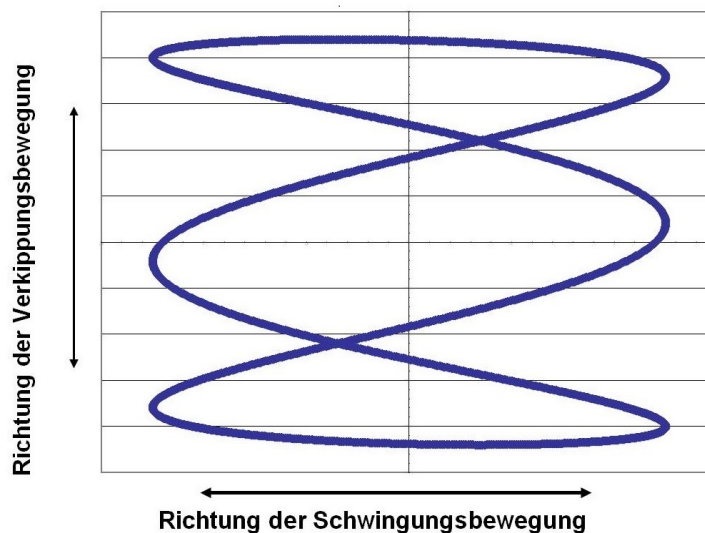


Abbildung 8.4: Verlauf des Kontaktpunktes auf der flachen Probe im Modellversuch einer Schwingungsfrequenz  $f_s=3$  zur Verkippungsfrequenz  $f_k=1,03$  für ein Zeitintervall von 10sec

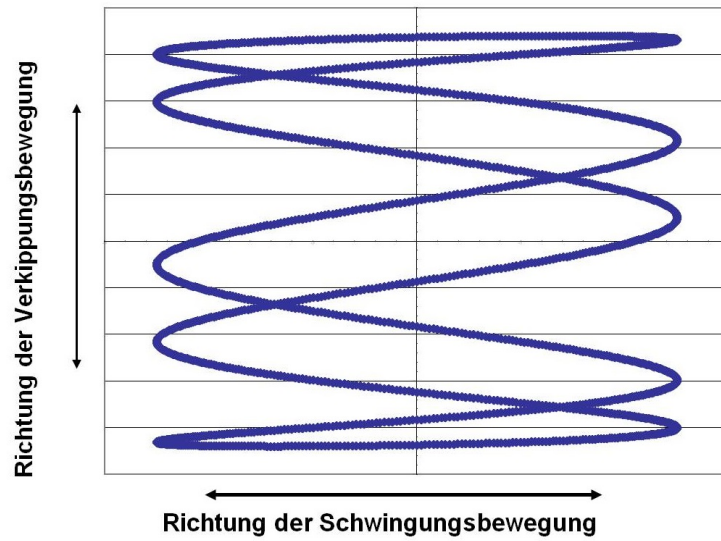


Abbildung 8.5: Verlauf des Kontaktpunktes auf der flachen Probe im Modellversuch einer Schwingungsfrequenz  $f_s=5$  zur Verkippfungsfrequenz  $f_k=1$  für ein Zeitintervall von 10sec

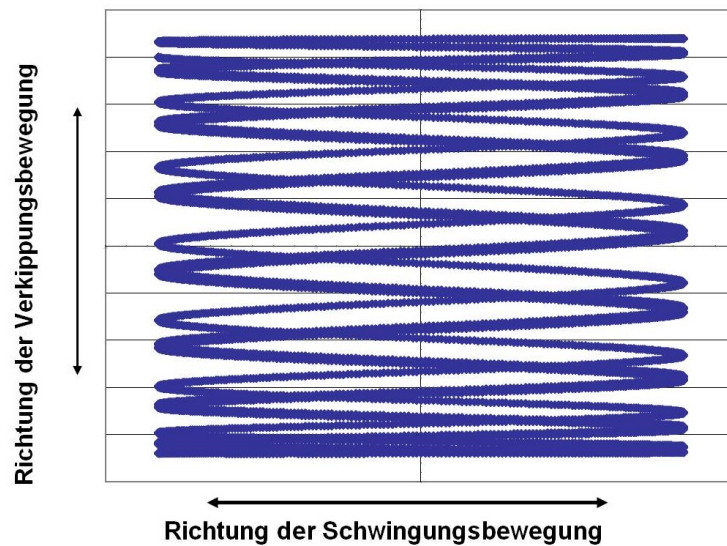


Abbildung 8.6: Verlauf des Kontaktpunktes auf der flachen Probe im Modellversuch einer Schwingungsfrequenz  $f_s=5$  zur Verkippfungsfrequenz  $f_k=0,3$  für ein Zeitintervall von 10sec

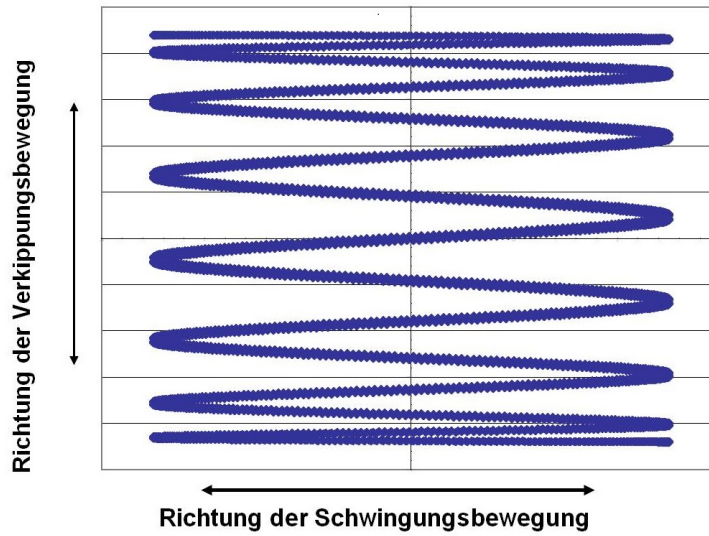


Abbildung 8.7: Verlauf des Kontaktpunktes auf der flachen Probe im Modellversuch einer Schwingungsfrequenz  $f_s=7,5$  zur Verkippfungsfrequenz  $f_k=0,5$  für ein Zeitintervall von 10sec

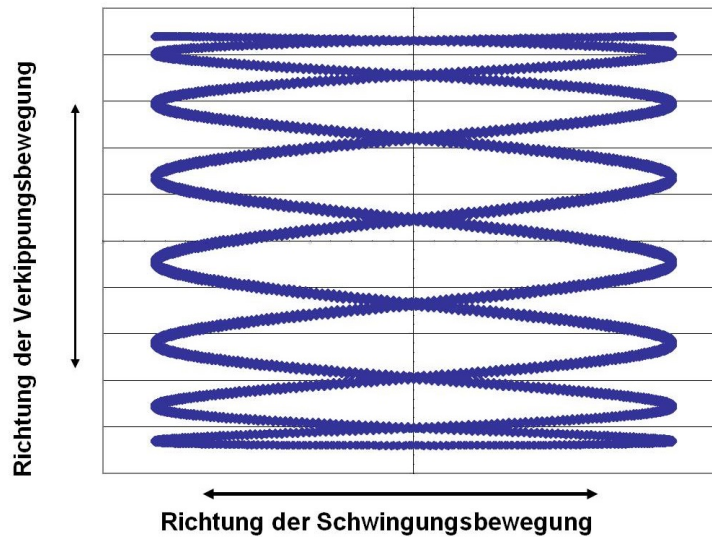


Abbildung 8.8: Verlauf des Kontaktpunktes auf der flachen Probe im Modellversuch einer Schwingungsfrequenz  $f_s=7,5$  zur Verkippfungsfrequenz  $f_k=1$  für ein Zeitintervall von 10sec

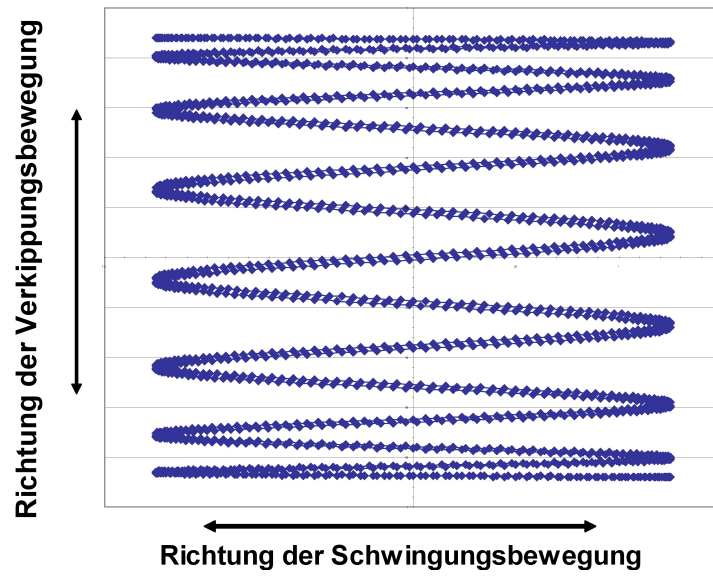


Abbildung 8.9: Verlauf des Kontaktpunktes auf der flachen Probe im Modellversuch einer Schwingungsfrequenz  $f_s=15$  zur Verkipfungsfrequenz  $f_k=1$  für ein Zeitintervall von 10sec



## 8.2 Berechnung der tribologischen Belastung - Rechenschema

Vorgehensweise	Mathematische Gleichungen	Ergebnisse
<p>1. Testbedingungen Bed. <sub>i</sub></p> <p>Bestimmung der lokalen Belastung aus der simulierten Druckverteilung des betrachteten Kontaktes während eines Arbeitsspiels mit stationären Bedingungen an Position 6</p>		
<p>Verlauf von Festkörperdruck * Reibungskoeffizient (aus Simulationsdaten [Illner]) je Arbeitsspiel an Position 6 Bed. <sub>i</sub> (2000rpm, 1369 bar, 53,6%)</p>	<p>(pc * μ) wurde in Kombination simuliert</p>	
<p>Verlauf der Relativgeschwindigkeit zwischen Tassenstößel und Polygonring je Arbeitsspiel an Position 6 Bed. <sub>i</sub> (2000rpm, 1369 bar, 53,6%)</p>		
<p>Bestimmung der Reibleistungsdichte an Position 6 (Mittellinie) des Polygonrings je Arbeitsspiel für Bed. <sub>i</sub> (2000rpm, 1369 bar, 53,6%)</p>	$P_{i, \text{reib., Pos 6}} =   (pc * \mu * v)  $	
<p>Lokaler Energieeintrag an Pos. 6 pro Arbeitsspiel für Bed. <sub>i</sub> (2000rpm, 1369 bar, 53,6%) t = 0,03 s</p>	$W_{i, \text{reib, Pos6}} = \int (pc * \mu * v) dt$	$W_{i, \text{reib, Pos6}} = 0,226E-3 \text{ kJ/mm}^2$
<p>Multiplikation mit der Anzahl n der Arbeitsspiele mit diesen Bedingungen i je Zyklus des Dauerlaufversuch (2000h) n = 400</p>	$W_{i, \text{reib, Pos6, Zyklus}} = n \int (pc * \mu * v) dt$	$W_{i, \text{reib, Pos6, Zyklus}} = 0,9E-1 \text{ kJ/mm}^2$
<p>Multiplikation mit der Anzahl m der Zyklen mit diesen Bedingungen i für den gesamten Dauerlaufversuch m=40 000</p>	$W_{i, \text{reib, Pos6, Test}} = 40\ 000 * W_{i, \text{reib, Pos6, Zyklus}}$	
<p>Lokaler Energiebetrag aufgrund dieser Testbedingungen i während des gesamten Dauerlaufversuchs (2000h)</p>	<p>128</p>	$W_{i, \text{reib, Pos 6, Test}} = 3630 \text{ kJ/mm}^2$



### Vorgehensweise

Analoges Vorgehen für alle Betriebsbedingungen des Dauerlaufversuchs  $W_{ges}$

#### 2. Testbedingungen Bed. j

Verlauf von Festkörperdruck \* Reibungskoeffizient (aus Simulationsdaten) je Arbeitsspiel an Position 6 Bed<sub>j</sub> (510bar, 980rpm, 0,9%)

Verlauf der Relativgeschwindigkeit zwischen Tassenstößel und Polygonring je Arbeitsspiel an Position 6 Bed<sub>j</sub> (510bar, 980rpm, 0,9%)

Bestimmung der Reibleistungsdichte an Position 6 (Mittellinie) des Polygonrings je Arbeitsspiel für Bed<sub>j</sub> (510bar, 980 rpm, 0,9%)

Lokaler Energieeintrag an Pos. 6 pro Arbeitsspiel für Bed<sub>j</sub> (510bar, 980 rpm, 0,9%)  
t = 0,061 s

3. Berechnung der lokal eingebrachten Reibenergiedichte an Position 6 aufgrund aller 10 Testbedingungen

Messung des DLC-Verschleißes an Position 6 nach Ende des Dauerlaufversuchs (2000h):  
Wt = 0,09 µm

Bildung des Verhältnisses zwischen gemessenem Verschleiß und eingebrachter Reibenergiedichte (lokal)

### Mathematische Gleichungen

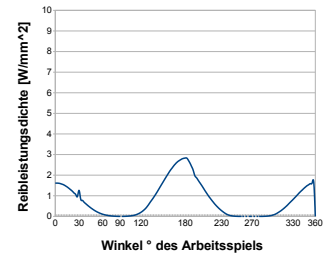
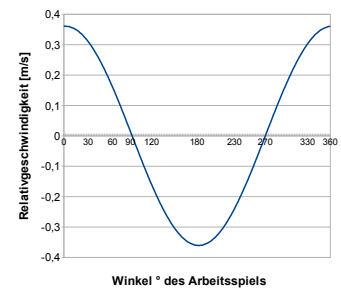
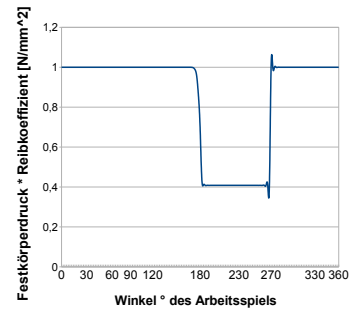
$$P_{j, \text{reib, Pos6}} = |(\rho c * \mu * v)|$$

$$W_{j, \text{reib, Pos6}} = \int (\rho c * \mu * v) dt$$

$$W_{\text{reib, Pos6, Test}} = \sum W_{i, \text{reib, Pos6, Test}} \quad [i=1...10]$$

Lokaler Verschleiß / lokale Reibenergie:  
 $W_t / W_{\text{reib, Pos6, Test}}$

### Ergebnisse



$$W_{j, \text{reib, Pos6}} = 32,5E-3 \text{ kJ/mm}^2$$

$$W_{\text{reib, Pos6, Test}} = 126 \text{ 212,4 kJ/mm}^2$$

$$1,8E-5 \text{ [µm / kJ/mm}^2]$$

Schematisch wird mit dem vorherigen Ablauf dargestellt, wie die berechneten Reibenergiedichtewerte an den Positionen des Erzeugniskontaktes bestimmt werden. Die Testbedingungen, die mittels des Verfahrens der Klassierung aus den realen Testbedingungen des im Kapitel 3 beschriebenen Testschemas bestimmt wurden, liefern einen unterschiedlich hohen Beitrag zur gesamten berechneten Reibenergiedichte, die lokal für die jeweiligen Positionen berechnet wurde. In der folgenden Tabelle sind die Werte dargestellt, die in Abhängigkeit der Testbedingungen übereinstimmend zum vorherigen Schema berechnet wurden.

Der Tabelle 8.2 kann der Gesamtwert der Reibenergiedichte an Position 6 nach Beendigung des Dauerlaufversuchs entnommen werden. Dieser beträgt  $126\,212,4 \text{ kJ/mm}^2$  und ergibt sich als Summe der im Folgenden genannten Einzelergebnisse je Segment.

Tabelle 8.2: Lokale Reibenergiedichtewerte im Erzeugniskontakt

Nennbedingungen	Reibenergiedichte-Beitrag je Segment in $\text{kJ/mm}^2$
1	7306,67
2	24085
3	3630,24
4	45304,30
5	32,5
6	4165,55
7	24788,90
8	12753,07
9	0
10	4146,2

### 8.2.1 Kontakt des modifizierten Modellversuchs

In gleicher Weise zum Erzeugniskontakt erfolgte in dieser Arbeit die Berechnung der eingebrachten Reibenergiedichte auf unterschiedliche Positionen auf der DLC-beschichteten Probe um auch hier das Verhältnis zwischen gemessenem DLC-Verschleiß und den Berechnungswerten bilden zu können.

Die Reibleistungsdichte errechnet sich für die Position Mitte bei den Frequenzverhältnissen  $f_s=15$  zu  $f_v=1$  nach der folgenden Gleichung.

$$P_R = \mu * p_{Hertz} * v \quad (8.1)$$

Vereinfacht wurde für diesen Kontakt die Hertzsche Pressung angesetzt, da der hydrodynamische Druck vernachlässigt werden kann. Es kann somit der Hertzsche Druck dem Festkörperdruck des Erzeugniskontaktes gleichgesetzt werden für eine analytische Berechnung.

Die Reibenergiedichte nach Testende wird dann mit der folgenden Gleichung bestimmt.

$$e_r = \int_{Segment_z} P_R * dt \quad (8.2)$$

Da die Testbedingungen hier konstant sind und die Testdauer bekannt, ergibt sich für die gewählte Position ein Wert von  $51,6 \text{ kJ/mm}^2$ , der in Tabelle 3.8 bereits genannt wurde.

Bildet man für diese Position das Verhältnis zwischen gemessenem DLC-Verschleiß und der berechneten Reibenergiedichte dann wird an bei einem im Mittel von mehreren Einzelmessungen gemessenen DLC-Abtrag von  $0,13 \text{ }\mu\text{m}$  ein Wert von  $2,56\text{E-}6 \frac{\mu\text{m}}{\text{kJ/mm}^2}$  berechnet.



# Literaturverzeichnis

- [AGB08] P Krakhmalev A. Gaard and J. Bergstroem. *Wear Mechanisms in Deep Drawing of Carbon Steel – Correlation to Laboratory Testing*. Tribotest; Volume 14, 2008.
- [Arc53] J. F. Archard. *Contact and Rubbing of Flat Surfaces*. Journal of Applied Physics; Volume 24, 1953.
- [Bar09] D. Bartel. *Simulation von Tribosystemen. Grundlagen und Anwendung*. Habilitationsschrift Universität Magdeburg; Vieweg und Teubner Research Verlag, 2009.
- [Bis05] G. Bischoff. *Örtliches Konzept zur Ermittlung schädigungsrelevanter Kriterien für abrasiv/adhäsiven Verschleiß instationär belasteter Gleitlager*. PhD thesis; Universität Kassel, Deutschland, 2005.
- [BL04] B Bertsche and G Lechner. *Zuverlässigkeit im Fahrzeug- und Maschinenbau*. Springer Verlag Berlin, 3. überarbeitete u. erweiterte Auflage, 2004.
- [Bos09] Gelbe Reihe Bosch. *Diesel-Speichereinspritzsystem Common Rail; Bosch Kraftfahrzeugtechnik*. Gelbe Reihe Fachwissen Kfz-Technik / Dieselmotormanagement, 2009.
- [CH03] H. Czichos and K.-H. Habig. *Tribologie Handbuch*. Vieweg Verlag, 2. Auflage, 2003.
- [DE08] C. Donnet and A. Erdemir. *Tribology of Diamond-Like Carbon Films*. Springer Verlag, 2008.
- [Det08] L. Deters. *Grundlagen der Tribologie; Vorlesungsskript I und II der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg*. 2008.
- [Det10] L Deters. *Grundlagen von Reibung und Verschleiß*. in Steinhilper und Sauer (Hrsg): *Grundlagen der Konstruktionselemente*; Springer Verlag, 2010.

- [DH77] D. Dowson and G. R. Higginson. *Elastohydrodynamic Lubrication*. SI Edition Pergamon; Oxford, 1977.
- [D.K06] D.Klaffke. *Towards a tribological reference test – fretting test*. Tribotest; Volume 12, 2006.
- [Dow98] D. Dowson. *History of Tribology*. Wiley, 2nd edition, 1998.
- [Egl03] M. Eglin. *Development of a Combinatorial Approach to Lubricant Additive Characterization*. PhD thesis; Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Zürich Schweiz, 2003.
- [Fle73] G. Fleischer. Energetische Methode zur Beschreibung von Verschleiß. *Schmierungstechnik*, 1973.
- [Gia10] R. Giannini. *Konstruktion eines zusätzlichen Bewegungsmechanismus für einen Standard Schwingungverschleißversuch SRV4*. Abschlussarbeit der Robert Bosch Technikerschule, 2010.
- [Gle09] M. Gleß. *Wälzkontaktermüdung bei Mischreibung*. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg, 2009.
- [Gre03] M. Grebe. *Anwendungsgebiete, Vorteile und Grenzen der tribologischen Modellprüfung*. Tribologie und Schmierungstechnik, 50. Jahrgang; Bd. 4; 2003.
- [Gri99] A. Grill. Diamond-like Carbon: State of the Art. *Diamond and Related Materials, Volume 8*, 1999.
- [GT67] J.A. Greenwood and J.H. Tripp. *The Elastic Contact of Rough Spheres*. Journal of Applied Mechanics, Volume 10, 1967.
- [Her81] H. Hertz. Über die Berührung fester elastischer Kontakte. *Journal für die reine und angewandte Mathematik; Volume 92*, 1881.
- [HK06] N. Hegadekatte, V. Huber and O. Kraft. *Modelling and Simulation of Wear in a Pin on Disc Tribometer*. Tribology Letters; Volume 24, 2006.
- [Ill09] T. Illner. *Grenzreibung bei Kraftstoffschmierung – Erarbeitung der Mechanismen von kraftstoffgeschmierten Erzeugnissen im Grenzreibungsgebiet*. FVV-Forschungsvorhaben 920 ; Heft 894, 2009.

- [Jan03] Janicki. *Modellierung im Bereich geschmierter Systeme*. Habilitationsschrift, Zagreb, 2003.
- [Joh85] K. L. Johnson. *Contacts Mechanics*. Cambridge University Press, 1985.
- [Jos66] P. Jost. *A Report on the Present Position and Industry's needs*. Lubrication (Tribology) Education and Research, 1966.
- [Kra04] Bosch Kraftfahrzeugtechnik. *Diesel-Speichereinspritzsystem Common Rail*. 2004.
- [KS83] H. Krause and T. Senuma. *Übertragbarkeit von Verschleißversuchsergebnissen in die Praxis*. Tribologie und Schmierungstechnik; 30. Jahrgang, 1983.
- [KS08] A. Kopp and H. Schwarze. *Verschleißuntersuchungen am Kolbenring – Zylinderwand Tribosystem*. Konferenzbeitrag zur Jahrestagung der Gesellschaft für Tribologie, Göttingen, Deutschland, 2008.
- [Kuc96] H. Kuchling. *Taschenbuch der Physik*. Fachbuchverlag Leipzig, 16. Auflage, 1996.
- [Loe97] T. Loesche. *Das tribologische Verhalten von Synchronisierungen unter Berücksichtigung des Beanspruchungskollektivs*. PhD thesis, Universität Hannover, Deutschland, 1997.
- [Men94] H.C. Meng. *Wear modeling: Evaluation and Categoritation of Wear Models*. PhD thesis, University of Michigan, USA, 1994.
- [MK90] K. Meyer and H. Kloss. *Übertragbarkeit von Freßverschleißergebnissen aus Modellapparaturen auf praxisnahe Bedingungen, Teil I: Grundlagen und Kriterien zur Bewertung des ep-Verhaltens von Schmierstoffen*. Schmierungstechnik Nr 21, 1990.
- [ML95] H. C. Meng and K. C. Ludema. Wear Models and Predictive Equations: Their Form and Content. *Wear*, 181–183, 1995.
- [MT10] L. Steiner; N. Huber; V. Bouvier; U. May and C. P. O. Treutler. *Modelling and Simulation of unlubricated steel-DLC contacts*. Tribology Interational, 2010.
- [Nel08] J. Nelissen. *Korrelation der Tribometerergebnisse von gleitlackbeschichteten Bauteilen mit Dauerlaufergebnissen*. Konferenzbeitrag der Jahrestagung der Gesellschaft für Tribologie, Göttingen, Deutschland, 2008.

- [OvEM07] V. Wollesen O. von Estorff and S. Meyer. *Ein Tribometer zur Nachbildung der tribologischen Verhältnisse im Dichtzonenbereich von Radialwellendichtringen*. Hamburger Dichtungskolloquium, 2007.
- [Pop09] V.L. Popov. *Kontaktmechanik und Reibung*. Springer Verlag Berlin, Heidelberg, 2009.
- [RCCS07] D. K. Tanaka R. C. Cozza, J. D. B. de Mello and R. M. Souza. *Relationship between test severity and wear mode transition in micro-abrasive wear tests*. Wear, Volume 263; 2007.
- [RG00] J.Reissner R. Gruebler, H. Sprenger. *Tribological system modelling and simulation in metal forming processes*, volume 80–86. Journal of Materials Processing Technology 103, 2000.
- [Ron01] H. Ronkainen. *Tribological Properties of Hydrogenated and Hydrogen-free Diamond-Like Carbon Coatings*. Julkaisika Utgivare, 2001.
- [Sat04] M. Satschko. *Keramische Gasphasenabscheidung (CVD) von keramischen Verschleißschutzschichten auf Basis von Chromcarbid und Titancarbid*. Dissertation der Universität Erlangen–Nürnberg, 2004.
- [SB05] G. W. Stachowiak and A. W. Batchelor. *Engineering Tribology*. Elsevier Butterworth–Heinemann publication, 3rd Edition, 2005.
- [Sch01] J Schoefer. *Tribologische Initialprozesse bei Selbstpaarungen aus dem Stahl 100Cr6 unter reversierender Gleitbeanspruchung in einem kraftstoffähnlichen Iso-paraffingemisch*. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Karlsruhe, 2001.
- [Sch03] K. Pöhlmann . Scherge, M.; D. Chakhvorostov. *Fundamental wear mechanisms of metals*, Wear 255, 395–400. 2003.
- [SM07] J. Scholten; H. Haensel; U. Leidner; R. Teutsch; O. Schlicht and G. Meier. *Lastannahmen zur zeitgerafften Verschleißerprobung von Gelenken*. 34. Tagung des DVM-Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, 2007.
- [SS02] L. Deters; A. Fischer; E. Santner and U. Stolz. *Arbeitsblatt Nr. 7 der Gesellschaft für Tribologie; Tribologie – Verschleiß, Reibung und Schmierung*. 2002.



- [SS08] P. Samyn and G. Schoukens. *Tribophysical Scaling Effects in Friction and Wear of Polymers on Small- and Large- Scale Tests*. Tribotest, Volume 14, 2008.
- [Ste10] L. Steiner. *Modellierung und Simulation von DLC-Schichten unter oszillierendem Schwingverschleiß*. PhD thesis, Technische Universität Hamburg Harburg, Deutschland, 2010.
- [Sto96] T.A. Stolarski. *A System for Wear Prediction in Lubricated Sliding Contacts*. Lubrication Science, 1996.
- [Str02] R. Stribeck. *Die Wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager*. Verein. Deut. Ing. Vol. 46 Seite 38ff. 1341-1348., 1902.
- [V.B06] V.Bouvier. *Impact fatigue of DLC-coatings, Experimental investigations and Modelling*. PhD Thesis, Ecole polytechnique Paris, 2006.
- [WG86] M.Hellwich W. Gellert, H.Kuestner. *Kleine Enzyklopädie Mathematik*. Leipzig, 1986.
- [WK80] M. Woydt and N. Kelling. *Testing the Tribological Properties of Lubricants and Materials for the System Piston Ring/Cylinder Liner Outside of Engines*. VEB-Verlag Berlin, 1980.
- [Wut87] W. Wuttke. *Tribophysik: Reibung und Verschleiß von Metallen*. Karl Hanser Verlag München Wien, 1987.



# Akademischer Werdegang

Anja Blau

geboren am 29. November 1981 in Tübingen

- 08/1988 – 07/1992 *Schillerschule-Grundschule*  
in Eningen unter Achalm
- 08/1982 – 07/2001 *Isolde-Kurz-Gymnasium*  
in Reutlingen
- 06/2001 Abitur
- 10/2001 – 05/2007 Diplomstudium Technologiemanagement  
an der Universität Stuttgart
- 12/2006 – 05/2007 Diplomarbeit, angefertigt am Fraunhofer Institut  
für Arbeitswirtschaft und Technologiemanagement  
*Vorgehensweise zur nutzerorientierten  
Technologieentwicklung am Beispiel  
der Farbstoffsolarzelle*
- 05/2007 – 09/2007 Mitarbeit bei Forschungsprojekten  
am Fraunhofer Institut für Arbeitswirtschaft  
und Technologiemanagement
- 10/2007 – 12/2010 externe, ingenieurwissenschaftliche Promotion  
an der *Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg*,  
angefertigt bei der Robert Bosch GmbH, Diesel Systems  
*Ermittlung von Verschleiß bei  
kraftstoffgeschmierten Stahl-DLC-Gleitpaarungen*
- seit 01/2011 Ingenieurin in der Funktionsentwicklung  
bei der Bosch Engineering GmbH, Abstatt