



Konstantin Huber, BSc

Reibungsmessung an einem Einzylinder-Forschungsmotor und Abgleich mit einem Simulationsmodell

Masterarbeit

Graz University of Technology
Technische Universität Graz

Begutachter: Hannes Hick, Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn.

Betreuer: Josef Edtmayer, Dipl.-Ing.

Graz, Februar 2017

Danksagung

Ich möchte mich hiermit für die entgegenkommende und ausgezeichnete Hilfsbereitschaft während der Dauer der Diplomarbeit bei Herrn Professor Hannes Hick und meinem Betreuer Herrn Dipl.-Ing. Josef Edtmayer bedanken

Mein besonderer Dank gilt meinen Eltern Veronika und Reinhardt für die Ermöglichung meines Studiums und die ständige Unterstützung.

Ebenfalls bedanken möchte ich mich bei meiner Freundin Sophie Schober für die Motivation und Hilfestellung bei der Erstellung dieser Arbeit.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die, den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen, als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....

(Unterschrift)

Kurzfassung

Kernthema dieser Arbeit sind die Reibungsverluste im Verbrennungsmotor, speziell die Reibung zwischen der Zylinderlauffläche und der aus Kolben und Kolbenringen bestehenden Kolbengruppe. Dieses tribologische System besitzt eine große Anzahl an Einflüssen und verlangt ein fundiertes Wissen über die Grundlagen der Reibung und der Kontaktmechanik.

Um reibungssenkende Maßnahmen zu untersuchen, sind unterschiedliche Analysemethoden bekannt. An dieser Stelle wird auf die Reibungssimulation mit Hilfe der Mehr-Körper-Simulation eingegangen, welche durch Messtechnik, wie dem Floating-Liner-Verfahren, unterstützt wird. Die Messungen stellen einerseits die Grundlage für die Simulation und andererseits einen Vergleich zu dieser dar.

Um die Reibung in diesem Kontakt zu berechnen bzw. zu simulieren, sind Reibungsmodelle notwendig. Bestehende Modelle werden erarbeitet und auf ihre Eignung für die Beschreibung des betrachteten Kontakts überprüft. Dafür werden Kriterien wie abgebildete Effekte, Rechenzeit oder die Parametrisierbarkeit der Modelle herangezogen.

Mit den Eingangsparametern der Simulation wird eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, um den Einfluss einzelner Parameter auf das Ergebnis zu identifizieren.

Mithilfe von Geometrie- und Lastdaten des verwendeten Aggregates wird im Anschluss ein Simulationsmodell in der Software AVL - Excite Piston & Rings erstellt.

Die Simulations- und Messergebnisse werden eingehend analysiert und anschließend verglichen.

Abstract

The main topic of this thesis are friction losses in the combustion engine, in particular the friction between the liner and the piston rings and piston. This tribological system has a large number of influencing parameters and requires a deep knowledge of the fundamentals of tribology like friction and contact mechanics.

On the one hand, there will be a measurement of the friction force between liner and the piston group with a floating liner engine. On the other hand, multi body dynamic simulations of this tribological system are carried out.

To simulate the friction in such a contact, specific friction models are needed. There are many models available for different applications. The models will be described in detail and analyzed for their suitability to the considered system. They will be evaluated with criteria like observed effects, computing time or parametrization.

A sensitivity analysis will be made with the parameters of the simulation model to get the effects of the single parameter.

With the experimental results from the floating liner engine an AVL - Excite Piston & Rings model will be created.

The measured and the simulated results will be analyzed and compared.

Inhaltsverzeichnis

1	<u>EINLEITUNG</u>	1
	1.1 ZIELSETZUNG.....	2
2	<u>GRUNDLAGEN</u>	3
	2.1 TRIBOLOGIE	3
	2.1.1 OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT.....	3
	2.1.2 WERKSTOFFEIGENSCHAFTEN.....	5
	2.1.2.1 SCHMIERMEDIUM	6
	2.1.2.2 FESTKÖRPER - TRIBOSCHICHTEN.....	7
	2.2 KONTAKTMECHANIK	8
	2.2.1 ELASTISCHER KONTAKT	9
	2.2.1.1 HERTZ`SCHE THEORIE	9
	2.2.1.2 GREENWOOD & TRIPP	10
	2.2.2 PLASTISCHER KONTAKT	11
	2.3 REIBUNG.....	11
	2.4 REIBUNGSMODELLE	12
	2.4.1 EINTEILUNG VON REIBUNGSMODELLEN	13
	2.4.2 STATISCHE MODELLE.....	14
	2.4.2.1 COULOMB-MODELL	14
	2.4.2.2 HAFT- UND VISKOSE REIBUNG	15
	2.4.2.3 STRIBECK-MODELL.....	16
	2.4.2.4 KARNOPP-MODELL	17
	2.4.2.5 PRANDTL-TOMLINSON-MODELL.....	17
	2.4.2.6 WEITERE STATISCHE REIBUNGSMODELLE	18
	2.4.3 DYNAMISCHE MODELLE.....	18
	2.4.3.1 DAHL-MODELL.....	19
	2.4.3.2 BORSTEN-MODELL.....	20
	2.4.3.3 RESET-INTEGRATOR-MODELL.....	21
	2.4.3.4 BLIMAN & SORINE-MODELL	22
	2.4.3.5 LUGRE-MODELL.....	23
	2.4.3.6 GENERALIZED MAXWELL-SLIP-MODELL (GMS)	24
	2.4.3.7 SEVEN-PARAMETER-MODELL	26
	2.4.3.8 WEITERE DYNAMISCHE MODELLE.....	27
	2.4.3.9 ZUSAMMENFASSUNG - DYNAMISCHE REIBUNGSMODELLE.....	27
	2.4.4 MIKROMODELLE	28

2.4.5	HYDRODYNAMISCHE MODELLE	28
2.4.5.1	REYNOLDS-GLEICHUNG	28
2.4.5.2	STRÖMUNG IM SCHMIERSPALT	29
2.4.6	MULTISKALENMODELLE	31
2.4.6.1	PATIR & CHENG	32
2.4.6.2	RIENÄCKER	35
2.4.6.3	LAGEMANN	35
2.4.6.4	EXKURS ZU KAVITATIONSMODELLEN	35
2.4.6.5	MODELL NACH DE KRAKER, VAN OSTAYEN, VAN BEEK UND RIXEN	36
2.4.6.6	WEITERE FLUSSFAKTORENMODELLE.....	39
2.4.6.7	EINFLUSS VON OBERFLÄCHENSTRUKTUREN GROßEN MAßSTABS AUF FLUSSFAKTOREN	39
3	<u>TRIBOLOGISCHES SYSTEM KOLBENGRUPPE - ZYLINDERLINER.....</u>	41
3.1	KOLBEN - KRÄFTESITUATION	41
3.2	KOLBENRING - KRÄFTESITUATION	42
3.3	ZYLINDERLINER	42
4	<u>GEEIGNETE REIBUNGSMODELLE IN HINSICHT AUF DIE VERWENDUNG IM RING-LINER KONTAKT.....</u>	44
4.1	AUFTRETENDE EFFEKTE IM BETRIEB	44
4.2	EVALUIERUNG DER REIBUNGSMODELLE	45
4.2.1	ANTEIL FLÜSSIGKEITSREIBUNG.....	45
4.2.2	ANTEIL FESTKÖRPERREIBUNG.....	46
4.2.3	GEWICHTETE PUNKTEBEWERTUNG.....	47
5	<u>ANALYSE AVL - EXCITE REIBUNGSMODELL</u>	50
5.1	ANTEIL FLÜSSIGKEITSREIBUNG	50
5.2	ANTEIL FESTKÖRPERREIBUNG	51
6	<u>REIBUNGSMESSUNG IM MOTOR</u>	52
6.1	MESSVERFAHREN	52
6.2	AVL - FRISC - FLOATING - LINER MOTOR	53
6.3	AVL - FRISC - MESSUNG.....	54
6.4	AUSWERTUNG.....	55
6.4.1	TAKT 1 - LADUNGSWECHSEL - ANSAUGEN	56
6.4.2	TAKT 2 - VERDICHTUNGSTAKT.....	57
6.4.3	TAKT 3 - ARBEITSTAKT.....	58

6.4.4	TAKT 4 - LADUNGSWECHSEL - AUSSTOßEN	59
6.4.5	PARAMETERVERGLEICH	59
6.4.5.1	DREHZAHL	59
6.4.5.2	DROSSELKLAPPENÖFFNUNG	61
6.5	ZUSAMMENFASSUNG MESSUNG	62
6.5.1	DREHZAHL	62
6.5.2	DROSSELKLAPPENÖFFNUNG	62
7	<u>SIMULATION</u>	63
7.1	AUFBAU DES MODELLS	63
7.2	PARAMETER - EINFLUSSSTUDIE	64
7.2.1	ONE FACTOR AT A TIME	64
7.2.2	FULL FACTORIAL DESIGN - DESIGN OF EXPERIMENTS	64
7.2.3	SENSITIVITÄTSANALYSE	65
7.2.3.1	PARAMETEREINTEILUNG	66
7.2.3.2	ERGEBNISSE	67
7.3	PARAMETRISIERUNG AVL - EXCITE PISTON & RINGS - FRISC - MODELL	69
7.3.1	LINER-OBERFLÄCHE	70
7.3.2	ELASTIZITÄTSMODUL	70
7.3.3	POISSON-ZAHL	70
7.3.4	ÖL - TYP - VISKOSITÄT	71
7.4	SIMULATION AVL - EXCITE PISTON & RINGS - FRISC - MODELL	71
7.5	AUSWERTUNG	71
7.5.1	TAKT 1 - LADUNGSWECHSEL - ANSAUGEN	72
7.5.2	TAKT 2 - VERDICHUNGSTAKT	73
7.5.3	TAKT 3 - ARBEITSTAKT	74
7.5.4	TAKT 4 - LADUNGSWECHSEL - AUSSTOßEN	76
7.5.5	PARAMETERVERGLEICH	77
7.5.5.1	DREHZAHL	77
7.5.5.2	DROSSELKLAPPENÖFFNUNG	78
7.6	ZUSAMMENFASSUNG SIMULATION	79
7.6.1	DREHZAHL	79
7.6.2	DROSSELKLAPPENÖFFNUNG	79
8	<u>VERGLEICH MESSUNG - SIMULATION</u>	80
8.1	TAKT 1 - LADUNGSWECHSEL - ANSAUGEN	81

8.2	TAKT 2 - VERDICHUNGSTAKT	82
8.3	TAKT 3 - ARBEITSTAKT.....	83
8.4	TAKT 4 - LADUNGSWECHSEL - AUSSTOßEN	83
8.5	PARAMETERVARIATION.....	84
8.5.1	DREHZAHL	84
8.5.2	DROSSELKLAPPENÖFFNUNG	84
8.6	ZUSAMMENFASSUNG MESSUNG - SIMULATION	85
<u>9</u>	<u>ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK</u>	<u>86</u>
<u>10</u>	<u>LITERATURVERZEICHNIS.....</u>	<u>89</u>
<u>11</u>	<u>ANHANG.....</u>	<u>92</u>
11.1	GEWICHTETE PUNKTEBEWERTUNG	92
11.2	AVL - EXCITE PISTON & RINGS PARAMETEREINTEILUNG	93
11.3	AVL - EXCITE PISTON & RINGS PARAMETERWERTE - SENSITIVITÄTSANALYSE	94
11.4	SENSITIVITÄTSANALYSE	96
11.5	AVL - EXCITE PISTON & RINGS - FRISC - MODELL PARAMETERWERTE.....	97

1 Einleitung

Die zukünftige Motorenentwicklung erfordert ein sehr genaues Verständnis vom Zusammenspiel einzelner Komponenten, um die Aggregate in Hinsicht auf Kraftstoffverbrauch, CO₂-Ausstoß und Leistung weiterhin optimieren zu können. Eine wesentliche Rolle spielt dabei die Reduktion der Reibungsverluste im Motor. In Abbildung 1 ist ersichtlich, dass der Kontakt zwischen Kolbengruppe und Zylinder einen großen Anteil an der Gesamtreibung einnimmt. Die Optimierung dieses Kontakts besitzt großes Potential, um Motoren umweltfreundlicher bzw. effizienter zu gestalten.

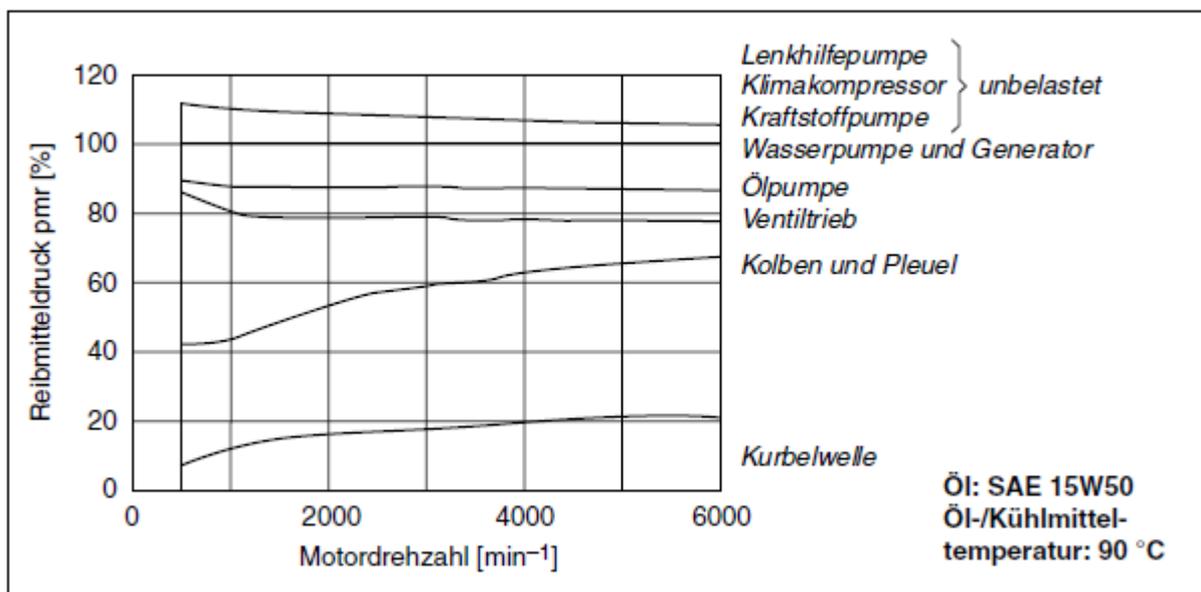


Abbildung 1: Aufteilung der Reibung eines modernen PKW-Ottomotors [1] S.445

An den Kontakt zwischen Kolbengruppe und Zylinder werden verschiedene Anforderungen gestellt:

- Abdichtung des Brennraums
- Minimale Reibungsverluste
- Wärmeabfuhr von Kolbengruppe an Zylinderlaufbuchse

Die Abdichtung des Zylinderdrucks gegenüber dem Kurbelgehäuse wird durch die Kolbenringe realisiert. Diese sollen einerseits den Verbrennungsdruck abdichten und andererseits verhindern, dass Öl in den Brennraum gelangt und dort verbrannt wird. Jedoch muss eine gewisse Menge an Öl an der Zylinderbuchsenoberfläche vorhanden sein, um hydrodynamische Reibung zu ermöglichen.

Diese Anforderungen sind zum Teil gegensätzlich, da eine gute Abdichtung in der Regel zu höherer Reibung führt.

Die Vorgänge an der Kolbengruppe sind aufgrund der hohen Temperaturen, der hohen Verbrennungsdrücke, sowie der hohen Dynamik des Kurbeltriebs sehr komplex und noch nicht vollständig verstanden.

1.1 Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist es, das Reibungsverhalten der Kolbengruppe zu analysieren. Es soll ein Vergleich zwischen Messung und Simulation angestellt werden. Dafür wird die Behandlung folgender Punkte angestrebt:

- Erarbeitung von Grundlagen der Tribologie
- Durchführung einer Literaturrecherche zu Reibungsmodellen
- Vergleich mit den verwendeten Reibungsmodellen in AVL - Excite Piston & Rings
- Durchführung von Messungen am AVL - FRISC - Floating Liner - Motor
- Auswertung und Analyse der Messergebnisse
- Aufbau eines Mehr-Körper-Simulationsmodells
- Datenerfassung vom Prüfstands Aufbau für die Parametrisierung des Simulationsmodells
- Auswertung und Analyse der Simulationsergebnisse
- Abschließender Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen

2 Grundlagen

Im folgenden Kapitel wird auf die Grundlagen der Tribologie eingegangen, die für die Analyse der Kolbengruppenreibung unerlässlich sind.

2.1 Tribologie

Der aus dem Griechischen stammende Begriff „Tribologie“ bedeutet wörtlich übersetzt „Reibungslehre“ und umfasst sowohl Reibung als auch Verschleiß. Die Tribologie stellt ein interdisziplinäres Zusammenwirken von Chemie, Physik, Werkstoffwissenschaften und Ingenieurdisziplinen dar. Zielsetzung ist die Beschreibung sowie die Optimierung von Reibung und Verschleiß. [2] S.7f

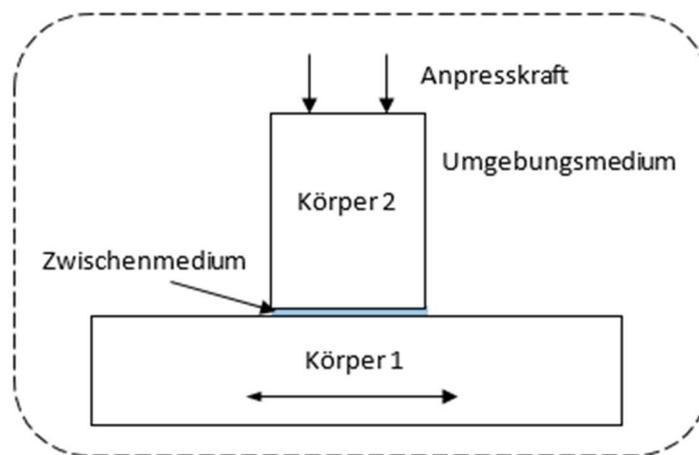


Abbildung 2: Elementares tribologisches System

Reibung und Verschleiß sind Systemeigenschaften und erfordern stets die Berücksichtigung aller Parameter des tribologischen Systems. Das System besteht aus beteiligten Elementen, aus Einflussgrößen und aus einer Systemgrenze.

Maßgebende Eigenschaften für das Verhalten des tribologischen Systems sind:

- Körpergeometrie
- Oberflächenbeschaffenheit
- Materialeigenschaften (E-Modul, Viskosität etc.)
- Umgebungseigenschaften (Druck, Temperatur etc.)
- Anpresskraft
- Relativgeschwindigkeit

2.1.1 Oberflächenbeschaffenheit

Bedingt durch Fertigungsverfahren ist es nicht möglich geometrisch ideale Oberflächen herzustellen. Ursachen für diese Formfehler sind z.B. Schwingungen der Maschine oder

Formfehler der Werkzeuge. Je nach Gestaltabweichung lassen sich diese Fehler in Gruppen einteilen.

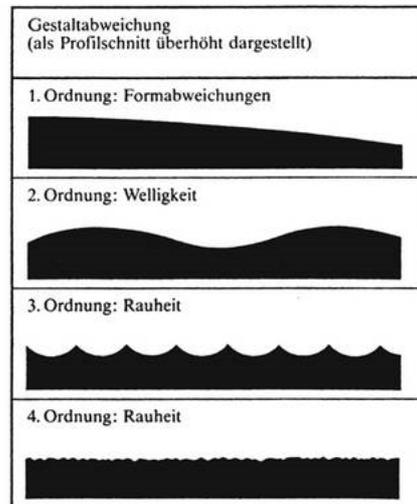


Abbildung 3: Gruppen der Gestaltabweichung nach DIN 4760 [3] S.30

Die Abweichungen dritter und vierter Ordnung werden dabei als Rauheit bezeichnet und sind der ersten und zweiten Gruppe übergeordnet.

Um Oberflächenrauigkeiten zu klassifizieren, gibt es unterschiedliche Oberflächenkennwerte, die im Folgenden angeführt sind. [3] S.29f, [4] S.5f

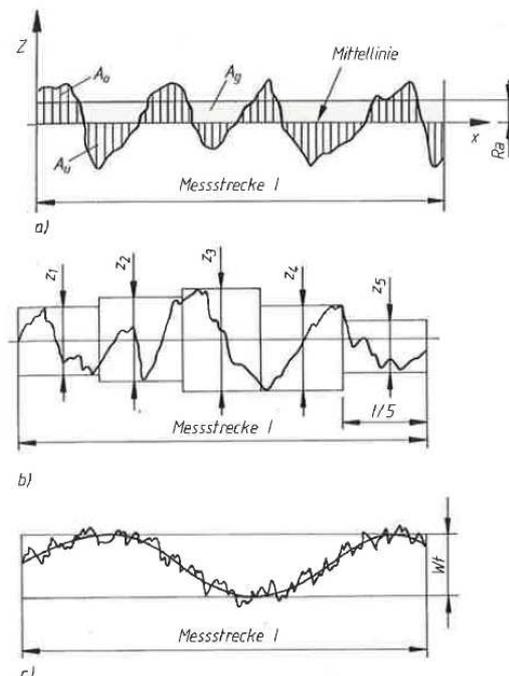


Abbildung 4: Oberflächenkennwerte nach DIN EN ISO 4287 [3] S.31

Die Mittellinie des Rauheitsprofils teilt dieses so, dass Spitzen und Täler in Summe die gleiche Fläche einnehmen.

Der Mittenrauwert R_a wird durch die Bildung des arithmetischen Mittelwertes der absoluten Abweichungen innerhalb einer Messstrecke ermittelt. Die Welligkeit W_f muss dafür vorher ausgefiltert werden.

Die gemittelte Rautiefe R_z setzt sich aus den arithmetischen Mittelwerten der Einzelrautiefen aus fünf aufeinanderfolgenden Einzelmessstrecken gleicher Länge zusammen. Ebenfalls muss die Welligkeit subtrahiert werden.

Der quadratische Mittenrauwert R_q ist das quadratische Mittel einer Messstrecke. Dieser reagiert auf markante Spitzen bzw. Riefen stärker.

Diese Kennwerte haben den Nachteil, dass über die Form der Oberflächenstruktur keine Aussage getroffen werden kann. Daher ist in der Praxis der Gebrauch der Werte R_{pk} , R_{vk} , M_{r1} und M_{r2} üblich. Diese werden aus der Abbott-Kurve ermittelt.

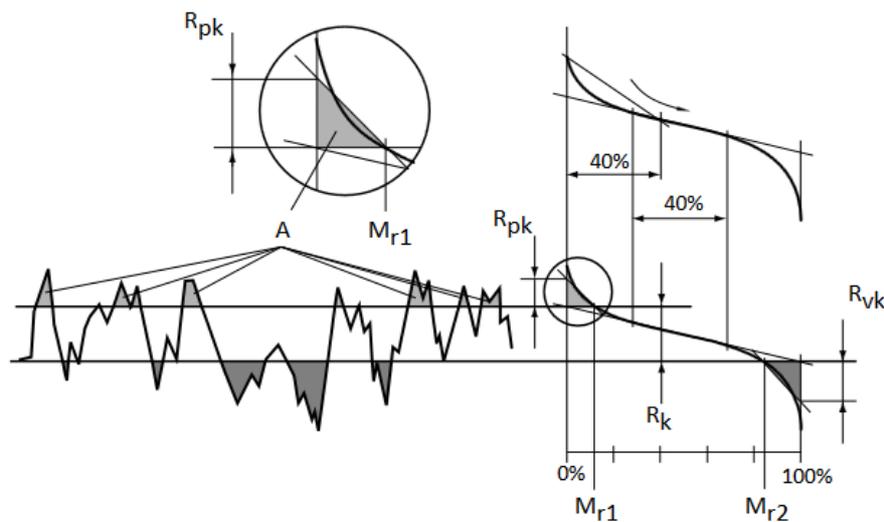


Abbildung 5: Rauheitskennwerte - Abbott-Kurve [4] S.8

Die Abbott-Kurve stellt den Materialanteil der Oberflächenspitzen bzw. -täler dar.

Kernrautiefe R_k :

Es wird eine Sekante gebildet, die die Abbott-Kurve bei 30% und 70% schneidet. Die Schnittpunkte mit 0% und 100% ergeben die Kernrautiefe R_k .

M_{r1} , M_{r2} :

Die Schnittpunkte, die die Kernrautiefe markieren, werden durch eine Waagrechte mit der Abbott-Kurve geschnitten und ergeben damit auf der Abszisse die Werte M_{r1} und M_{r2} .

Reduzierte Spitzenhöhe R_{pk} , reduzierte Riefentiefe R_{vk} :

Die Werte R_{pk} und R_{vk} ergeben sich als Seitenlängen eines Dreiecks, welches flächengleich mit der Fläche der Spitzen (A) bzw. der Riefen ist.

Für die Oberfläche des Liners werden niedrige R_{pk} - und hohe R_{vk} -Werte angestrebt. Dadurch ergibt sich eine plateauartige Oberfläche mit tiefen Riefen, die zu guten Ölhalteigenschaften führen.

2.1.2 Werkstoffeigenschaften

Neben der Geometrie und der Oberflächenbeschaffenheit spielen auch die eingesetzten Materialien eine Rolle. Speziell bei Festkörperkontakt sind Kennwerte wie E - Modul, Querkontraktionszahl oder Wärmeausdehnungskoeffizient maßgebend. Darüber hinaus sind auch die Mikrostrukturen des Materials sowie dessen chemische Eigenschaften von Relevanz.

Zu den eingesetzten Werkstoffen zählen auch Schmiermittel, die neben der Schmierung auch andere Funktionen wie Kühlung, Abdichtung, Korrosionsschutz etc. übernehmen.

2.1.2.1 Schmiermedium

Durch die komplexen Anforderungen erfahren die Schmierstoffe eine ständige Weiterentwicklung. Zugesezte Additive können die Eigenschaften verändern und ermöglichen zum Beispiel einen verbesserten Korrosionsschutz oder ein anderes Temperatur-Viskositäts-Verhalten. [1] S.930f

Für das Schmierverhalten ist vor allem die Viskosität eine wesentliche Eigenschaft.

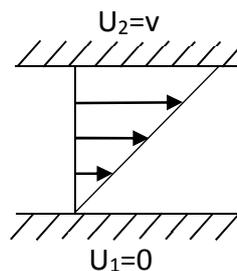


Abbildung 6: Couette-Strömung

$$\tau = \eta * \frac{dv}{dy}$$

$$F_{hydro} = \int \eta \frac{\partial v}{\partial y} dA$$

Ist die Viskosität von der Schergeschwindigkeit unabhängig, so spricht man von einem Newton'schen Fluid. [3] S.77

Die in Viertaktmotoren verwendeten Öle sind nach SAE (Society of Automotive Engineers, USA) in Viskositätsklassen eingeteilt. Diese Einteilung umfasst jeweils sechs Klassen für Winter (z.B. SAE 5W) bzw. Sommer (z.B. SAE 30). Die W-Klasse beschreibt die Viskosität im Tieftemperaturbereich, die Sommerklasse beschreibt den Hochtemperaturbereich.

Einbereichsöle erfüllen nur eine dieser Klassen und sind deshalb nur für Motoren, die in konstanter Umgebungstemperatur betrieben werden, geeignet. Für PKW-Motoren, die in unseren Breiten ganzjährig betrieben werden, sind diese Öle nicht geeignet, da sie je nach Jahreszeit gewechselt werden müssten.

Mehrbereichsöle hingegen erfüllen die Viskositätsanforderungen von zwei SAE Klassen (z.B. SAE 5W-30) und sind daher für den Ganzjahreseinsatz in PKW-Motoren geeignet. Die Tieftemperaturviskosität ist dabei durch die Basisflüssigkeit vorgegeben. Die Hochtemperaturviskosität wird durch Additive erreicht. [1] S.939

2.1.2.2 Festkörper - Triboschichten

(vgl. [5] S.76f)

Das Reib- und Verschleißverhalten wird bei dem Kontakt zwischen Festkörpern sehr stark durch die sich bildenden Grenzschichten, wie z.B. Adsorptions- oder Reaktionsschichten, beeinflusst. Diese Triboschichten stellen eine chemische Modifizierung dar und können andere Eigenschaften besitzen als das Grundmaterial. Additive können den Aufbau von tribologisch günstigen Schichten unterstützen.

In Hinblick auf die Verbrennungskraftmaschine können diese Beläge einen großen Einfluss auf die Reibungscharakteristik haben.

Durch die Erhöhung der Temperatur und die plastische Verformung, die die Zunahme von Gitterfehlern begünstigt, gehen Metalloberflächen in einen hochaktivierten, instabilen Zustand über. Dieser führt zu einer hohen Reaktionsneigung bzw. zur Bildung von Triboschichten.

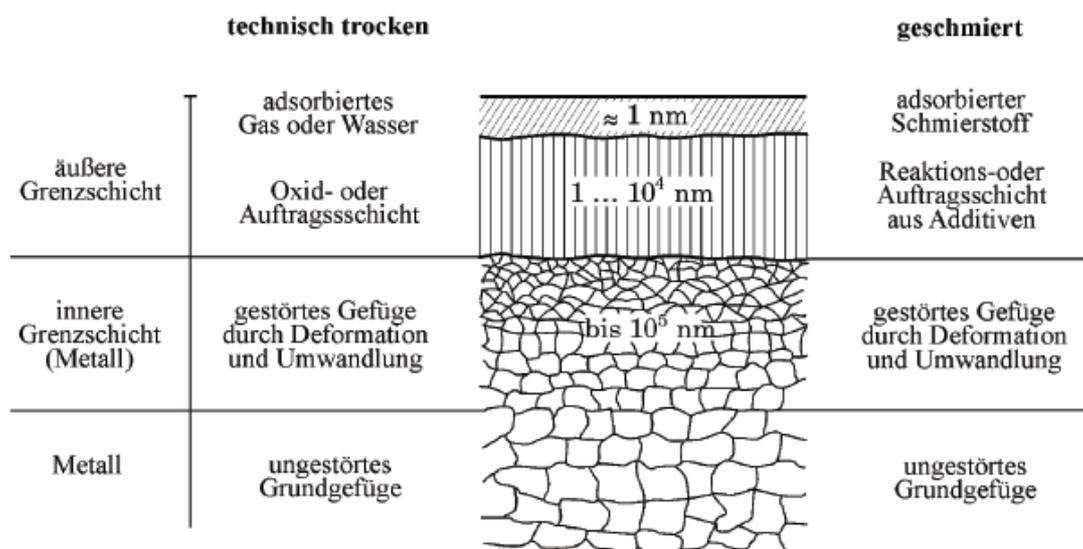


Abbildung 7: Schematischer Aufbau von Grenzschichten bei Metallen [5] S.77

In oberflächennahen Bereichen kann das Werkstoffverhalten ein anderes sein als im Grundmaterial. Dies kann durch den Fertigungsprozess (z.B. Verfestigung), tribologische Beanspruchung, Adhäsion etc. hervorgerufen werden. Die Eigenschaften dieser Oberflächen sind dann im Gegensatz zu denen des Grundmaterials meist nicht mehr durch herkömmliche Materialprüfungsmethoden ermittelbar. Es müssen daher besondere Verfahren wie z.B. Mikrohärteprüfung eingesetzt werden.

Die Festkörperreibung kann sich aus verschiedenen Komponenten zusammensetzen. Diese Festkörperreibungsmechanismen sind Deformation, Adhäsion und tribochemische Vorgänge. So kann eine Deformation zum Abtragen der Grenzschichten führen. Für die Bildung von Grenzschichten sind Bindungskräfte erforderlich, die bei Anlagerung einer Grenzschicht reduziert werden.

Die drei Einflussfaktoren sind auf komplexe Weise miteinander verknüpft und diese Beziehungen definieren letztendlich das Festkörperreibungsverhalten des Systems.



Abbildung 8: Zusammenhang zwischen den Festkörperreibungsmechanismen [5] S.78

Deformation:

Gekennzeichnet durch plastische Verformung der Rauheitsspitzen (Abplatten) bzw. Furchung des weicheren Reibpartners durch den Härteren (Gegenkörperfurchung). Liegt bei der Reibung ein abrasiver Abtrag vor, so kommt es durch die Verschleißpartikel zur Teilchenfurchung.

Adhäsion:

Aneinanderhaften zweier verschiedenartiger Stoffe durch zwischenmolekulare Kräfte (z.B. Benetzung einer Oberfläche durch Wasser).

Es können Verbindungen zwischen den Körpern entstehen, die bei einer Relativbewegung der Reibungspartner getrennt werden müssen. Die Verbindung durch Adhäsion zwischen Schmierstoff und Körper ist erwünscht, jedoch meist nicht zwischen den beiden Reibungspartnern.

2.2 Kontaktmechanik

(vgl. [2] S.48ff)

Beim Kontakt rauer Oberflächen tritt aufgrund der Oberflächenbeschaffenheit eine Berührung nur in diskreten Mikrokontakten auf, welche durch die Normalkraft F_N deformiert werden. Es wird daher zwischen der geometrischen Kontaktfläche A_0 und der kleineren, realen Kontaktfläche A_r unterschieden. Die reale Kontaktfläche ist von Bedeutung, weil in dieser primär die Reibungs- und Verschleißprozesse ablaufen.

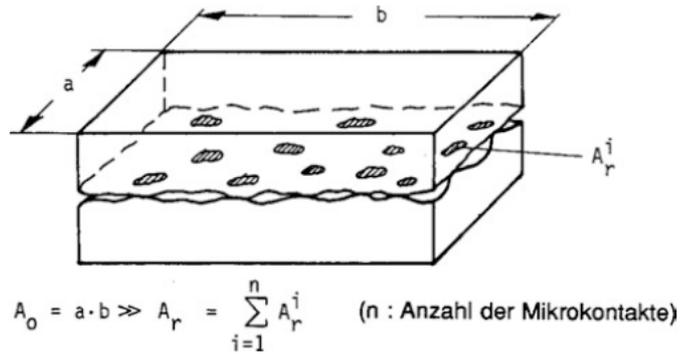


Abbildung 9: Geometrische und reale Kontaktfläche [2] S.48

2.2.1 Elastischer Kontakt

Zur Beschreibung der realen Kontaktfläche sind unterschiedliche Theorien und Modelle bekannt. Im Folgenden sind jene Modelle angeführt, die auf einem rein elastischen Kontakt basieren.

2.2.1.1 Hertz'sche Theorie

(vgl. [2] S.45f)

Hertz befasste sich mit der elastischen Kontaktdeformation gekrümmter Körper. Annahmen der Theorie sind:

- Rein elastische Materialien
- Ideal glatte Oberflächen
- Angreifende Kraft ist ausschließlich die Normalkraft

Mit den Berechnungsgrundlagen dieser Theorie lassen sich Eigenschaften der elastischen Kontaktdeformation wie (nominelle elastische) Kontaktfläche, maximale Flächenpressung und Normaldruckverteilung berechnen.

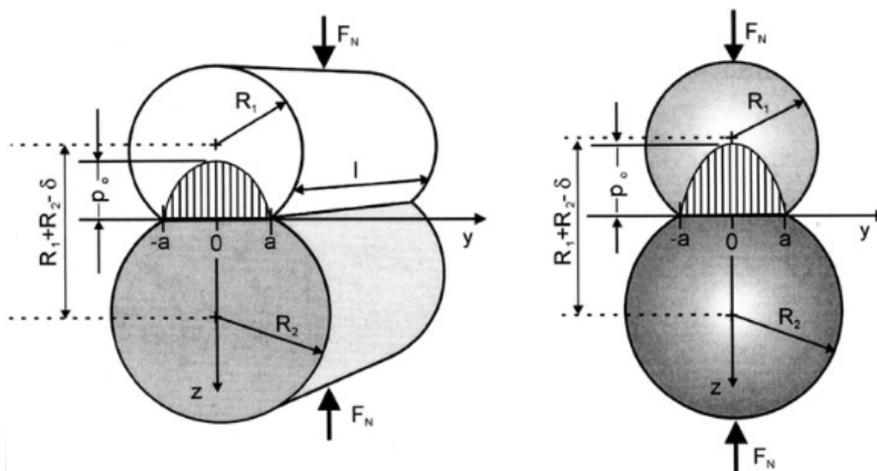


Abbildung 10: Hertz'sche Theorie [2] S.47

John F. Archard (1957) erweiterte die Theorie für die Kontaktdeformation von Festkörpern mit Oberflächenrauheiten. Die Rauheit wurde durch kugelförmige Erhebungen unterschiedlicher Radien angenähert. Trotz der starken Vereinfachung zeigt sich, dass die reale Kontaktfläche in etwa proportional zu der Normalkraft F_N ist.

2.2.1.2 Greenwood & Tripp

(vgl. [2] S.48, [6] S.627)

Die Arbeit von Greenwood & Tripp stellt eine Erweiterung der Hertz'schen Theorie für den Fall elastisch gekrümmter, rauer Körper mit Gauß-verteilten Rauheitsspitzen dar. Definiert wird dieses Modell durch drei Parameter:

- σ^* Standardabweichung der Gauß-Verteilung der Oberflächenrauheitshügel
- β mittlerer Radius der Rauheitsspitzen
- n Flächendichte der Rauheitshügel

Die Arbeit von Greenwood & Tripp ergab folgende Ergebnisse:

- Anzahl der Mikrokontakte ist in etwa der Normalkraft F_N proportional
- Die reale Kontaktfläche nimmt mit der Anzahl der Mikrokontakte zu → reale Kontaktfläche ist näherungsweise der Normalkraft proportional.
- Die mittlere Größe eines Mikrokontaktes ist nahezu von der Normalkraft unabhängig.

In weiterer Folge wurde von Greenwood & Tripp ein Modell entwickelt, welches die Berechnung des Festkörperkontaktdrucks ermöglicht.

$$P_c = \frac{16\sqrt{2}\pi}{15} (\sigma * \beta * \eta)^2 \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} E' * A * F_{5/2} \left(\frac{d}{\sigma} \right)$$

P_c	Kontaktkraft
σ	Standardabweichung der Gauß-Verteilung
β	mittlerer Radius der Rauheitsspitze
η	Anzahl der Rauheitsspitzen in der betrachteten geometrischen Fläche A
$F_{5/2}$	Formfunktion; berücksichtigt Gauß-Verteilung der Rauheitsspitzen, Spalthöhe etc. Wertetabelle zu finden in [6] S.623
E'	reduzierter Elastizitätsmodul
A	geometrische Kontaktfläche
d	mittlerer Abstand der Oberflächen

Bei Kontakt zweier Körper unterschiedlichen Werkstoffs kommt es zu elastischer und plastischer Verformung. In der Entlastungsphase tritt nur mehr elastische Verformung auf, die sich aus den Verformungen beider Körper zusammensetzt. Aus dieser Überlegung folgt der reduzierte E-Modul:

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

ν Poisson Zahl

2.2.2 Plastischer Kontakt

(vgl. [2] S.52f)

Übergang von elastischer zu plastischer Kontaktdeformation nach Greenwood und Williamson:

$$\psi = \left(\frac{E'}{H}\right) * \left(\frac{\sigma}{\beta}\right)^{1/2}$$

ψ Plastizitätsindex

H Härte

Nach Greenwood und Williamson soll für $\psi < 0,6$ eine elastische und für $\psi > 1,0$ eine plastische Kontaktdeformation resultieren.

Es können ähnliche Schlussfolgerungen wie beim elastischen Kontakt gezogen werden.

- Die reale Kontaktfläche ist der Normalkraft F_N proportional
- Die einzelne Mikrokontaktfläche bleibt bei zunehmender Normalkraft annähernd konstant, jedoch nimmt die Anzahl der Kontakte und somit auch die reale Kontaktfläche zu.

2.3 Reibung

Zitat: [7] S.29

„Reibung ist eine Wechselwirkung zwischen sich berührenden Stoffbereichen von Körpern. Sie wirkt einer Relativbewegung entgegen. Bei äußerer Reibung sind die sich berührenden Stoffbereiche verschiedenen Körpern, bei innerer Reibung ein- und demselben Körper zugehörig.“

Es lassen sich mehrere Reibungszustände durch Faktoren wie Relativgeschwindigkeit, Schmiermittel und der Kontaktsituation der sich berührenden Körper unterscheiden. [5] S.76

- Festkörperreibung
- Grenzschichtreibung
- Grenzreibung
- Mischreibung
- Flüssigkeitsreibung

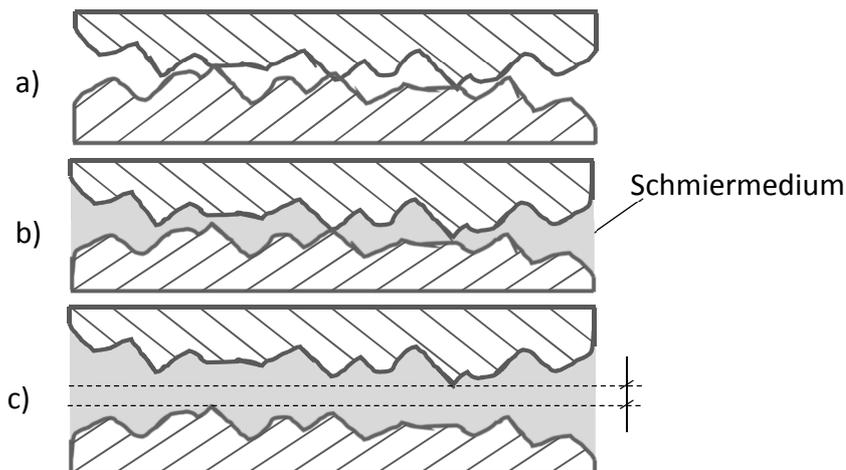


Abbildung 11: Reibungsmechanismen: a) Festkörperreibung b) Mischreibung c) Flüssigkeitsreibung

Bei vorliegender Flüssigkeitsreibung hängt die Reibungskraft neben der Ölviskosität von der Relativgeschwindigkeit der beiden Körper ab. Bei Stillstand herrscht Festkörperreibung, solange die beiden Körper auch bei Stillstand nicht durch eine externe Schmiereinrichtung voneinander durch einen Fluidfilm getrennt werden. Mit zunehmender Geschwindigkeit kommt es zum Aufbau eines Schmierfilms, der die Reibungskraft erheblich senkt. Bei Überschreitung einer kritischen Geschwindigkeit steigt hingegen die Reibungskraft wieder an. Dies geschieht durch die größer werdenden Scherkräfte im Fluid. Dieser Effekt wird Stribeck-Effekt genannt.

Bei geschmierten Kontakten wird die hydrodynamische Druckentwicklung bei großen Spalthöhen vorrangig durch die Makrogeometrie der Kontaktpartner beeinflusst und Oberflächenrauheiten können vernachlässigt werden. Bei kleiner werdender Spalthöhe nimmt der Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit (Rauheit, Ausrichtung der Rauheitsstruktur zur Strömungsrichtung etc.) zu und darf nicht mehr vernachlässigt werden. Durch gezielte Ausführung der Oberflächen können die tribologischen Eigenschaften beeinflusst werden. [5] S.56

Die Beschreibung der Fluidströmung im Schmierpalt ist Grundlage für die Simulation von hydrodynamischer Reibung.

Die physikalische bzw. mathematische Modellierung dieser Reibungszustände stellt ein großes Themengebiet dar und beschäftigt eine Vielzahl an Forschern. In Kapitel 2.4 soll eine Übersicht über bestehende Reibungsmodelle geschaffen werden.

2.4 Reibungsmodelle

Häufig werden tribologische Systeme aufgrund langjähriger Erfahrung, basierend auf einer Vielzahl von Versuchen, ausgelegt. Durch die hohen Kosten für Versuche und durch die kürzer werdenden Produktentwicklungszyklen sind dieser Vorgehensweise Grenzen gesetzt. Durch die gestiegene Rechenleistung bietet die Simulation von tribologischen Systemen mittlerweile eine Alternative zu aufwändigen Versuchsreihen. [5] S.V

Dafür sind physikalische bzw. mathematische Modelle der Reibungsmechanismen notwendig.

2.4.1 Einteilung von Reibungsmodellen

Für die Reibungsmodelle können entweder Bottom-Up- oder Top-Down-Ansätze verfolgt werden. Den Bottom-Up-Ansätzen werden physikalische Mechanismen und Gesetzmäßigkeiten zugrunde gelegt (physikalische Modelle).

Top-Down-Modelle werden ausgehend von Messdaten in Form einer Funktion aufgebaut, die die Charakteristik des Versuchs möglichst gut wiedergibt (mathematische Modelle ohne physikalischen Hintergrund). Um diese Modelle zu parametrisieren, sind Experimente notwendig. Die Reibungsmodelle werden durch Weiterentwicklung und durch die ständig steigende Rechenleistung immer detaillierter in der Abbildung von Reibungsmechanismen. Aktuell ist allerdings neben der Simulation noch immer der Versuch als Kontrolle und Absicherung notwendig. [5] S.V

Innerhalb der Gruppen der Top-Down- oder Bottom-Up-Verfahren können die Modelle noch weiter eingeteilt werden:

- Statische Modelle
- Dynamische Modelle
- Hydrodynamische Modelle
- Mikromodelle
- Multiskalenmodelle

Modelle, die die Reibungskraft als statische Funktion der Geschwindigkeit beschreiben, werden statische Reibungsmodelle genannt. [8] S.1632

Diese Modelle nehmen an, dass im Haftbereich die Relativgeschwindigkeit null ist. Dadurch entsteht im Bereich des Stillstands eine Unstetigkeit (siehe Abbildung 13), die bei der Berechnung zu Problemen führen kann. [9] S.12

Der Vorteil der statischen Modelle ist deren Einfachheit.

In Versuchen werden jedoch Effekte beobachtet, die sich nicht durch statische Modelle beschreiben lassen. Um solche Effekte abzubilden, sind dynamische Reibungsmodelle notwendig. [8] S.1663

Diese Modelle versuchen die Unstetigkeit bei Stillstand zu umgehen.

Hydrodynamische Modelle beschreiben ausschließlich Flüssigkeitsreibung durch die Berechnung der Strömung im Schmierpalt.

Abhängig von der Betrachtungsebene kann makroskopische, mikroskopische und molekulare Reibung vorliegen.

Die molekularen Modelle betrachten dabei die Ursache der Reibung durch molekulare bzw. atomare Wechselwirkungen (siehe 2.4.2.5).

Die Mikromodelle erlauben eine genauere Auflösung der makroskopischen, durch Versuche feststellbaren Auswirkungen bis in den Mikrobereich und können daher als Verbindung zu den Molekularmodellen dienen. [5] S.75

Der Betrachtungsumfang dieser Modelle ist jedoch auf geringste Flächen und Zeitspannen begrenzt. Makromodelle beschreiben die Reibungskraft in Abhängigkeit der Bewegungs- und Belastungssituation in einem Mehrkörper-Simulations-Modell.

Modelle, die mehrere Skalen betrachten bzw. diese in Verbindung bringen, werden Multiskalenmodelle genannt.

2.4.2 Statische Modelle

2.4.2.1 Coulomb-Modell

Die Normalkraft F_N und der geschwindigkeitsunabhängige, lineare Reibungskoeffizient μ stehen dabei mit der Reibungskraft F_C in Zusammenhang.

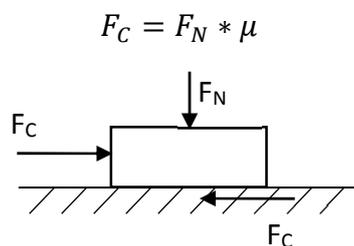


Abbildung 12: Coulomb'sche Reibung

Die konstante Coulomb-Reibung erfährt beim Nulldurchgang der Geschwindigkeit einen Vorzeichenwechsel.

$$F_R = \text{sign}(v)F_C$$

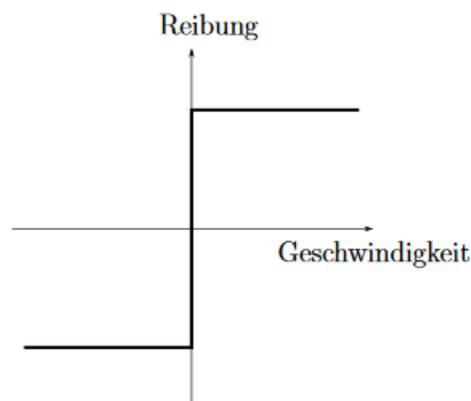


Abbildung 13: Coulomb'scher Reibungskraftverlauf [8] S.1631

Das Coulomb-Modell lässt die Reibungskraft bei Stillstand undefiniert. Diese kann null sein oder jeden Wert zwischen F_C und $-F_C$ annehmen.

Diese Unstetigkeit führt bei der Simulation zu Stabilitätsproblemen und stellt die allgemein gültige Schwäche dieses Modells dar. Häufig wird anstelle des Sprungs bei Stillstand ein sehr steiler Anstieg (siehe Abbildung 16) verwendet, um die Stabilität zu verbessern. [10] S.25

Dieses Modell stellt ein Top-Down-Modell dar, da der Reibungskoeffizient μ nur durch einen Versuch ermittelbar ist.

Aufgrund der Einfachheit findet dieses Modell in vielen Anwendungen und einfachen Abschätzungen Verwendung.

2.4.2.2 Haft- und viskose Reibung

(vgl. [9] S.12)

Diese Modellierung der Reibung stellt eine Erweiterung des Coulomb-Modells dar, indem der viskose (hydrodynamische) Reibungsanteil und die höhere Haftreibung berücksichtigt werden.

Bei Stillstand kann der neu eingeführte Haftreibungskoeffizient μ_0 größer sein als der Reibungskoeffizient nach Coulomb.

$$\mu_0 \geq \mu$$

Übersteigt eine anliegende Kraft die Haftreibungskraft (Losbrechkraft), so beginnen sich die Körper relativ zueinander zu bewegen bzw. zu gleiten. Die Haftreibungskraft hängt dabei von der Normalkraft und dem Haftreibungskoeffizienten ab. Dieser ist wiederum von der Oberflächenbeschaffenheit und der Materialpaarung abhängig.

Mit dem geschwindigkeitsabhängigen Viskositätskoeffizienten σ wird ein mögliches Schmiermedium zwischen den Reibungspartnern berücksichtigt.

Mit steigender Relativgeschwindigkeit steigt die viskose Reibung aufgrund der steigenden Scherkräfte im Schmierfilm. Hierfür wird ein linearer Zusammenhang zwischen der viskosen Reibung und der Geschwindigkeit v angenommen.

$$F = \text{sign}(v)F_C + \sigma v$$

v Geschwindigkeit

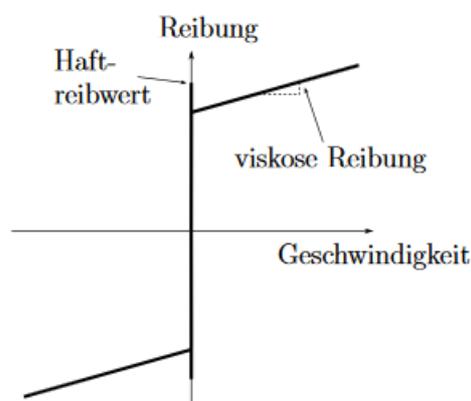


Abbildung 14: Haft- und viskose Reibung [8] S.1631

Das viskose Modell ist in der Lage geschmierte Kontakte darzustellen. Das Problem der Unstetigkeit besteht auch bei diesem Ansatz.

Obwohl es die reale Situation nicht korrekt darstellt, wird dieses Modell aufgrund seiner einfachen Implementierung oft verwendet.

2.4.2.3 Stribeck-Modell

(vgl. [9] S.15)

Dieses Modell beschreibt den Übergang zwischen Gleit- und Haftreibung. Nach Überwinden der Losbrechkraft sinkt die Reibungskraft bei steigender Relativgeschwindigkeit, um anschließend durch die viskose Reibung linear anzusteigen.

$$s(v) = \text{sign}(v) \left(F_C + (F_s - F_C) e^{-\left| \frac{v}{V_s} \right|^\delta} \right) + \sigma v$$

V_s charakteristische Stribeck-Geschwindigkeit

δ Stribeck-Formfaktor: Bestimmt den Exponentialverlauf des Übergangs zwischen Gleiten und Haften

F_s Haftreibungskraft

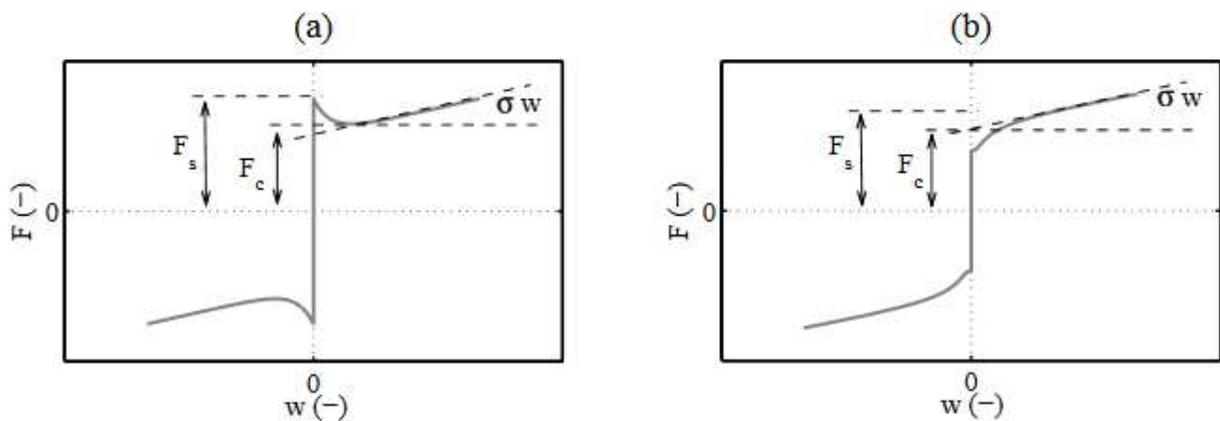


Abbildung 15: Stribeck-Modell mit positivem (a) und negativem Formfaktor (b) [9] S.14

Die Abnahme der Reibungskraft nach Überwindung der Haftreibung wird Stribeck-Effekt genannt. Hierbei handelt es sich ebenfalls um ein Top-Down-Modell.

Eine Möglichkeit, um die Unstetigkeit bei Stillstand zu umgehen, ist die Kennlinienregularisierung, bei der die Unstetigkeit durch eine Gerade mit großer Steigung ersetzt wird.

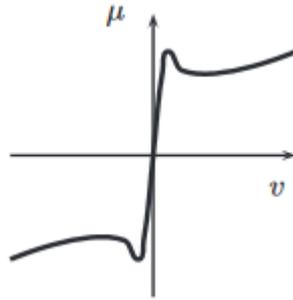


Abbildung 16: Kennlinienregularisierung [10] S.25

2.4.2.4 Karnopp-Modell

(vgl. [11] S.180)

Dieses Modell bietet einen Lösungsansatz für die Unstetigkeit bei Stillstand, die bei der Simulation zu Problemen führen kann.

Karnopp definiert ein Geschwindigkeitsintervall um den Nullpunkt.

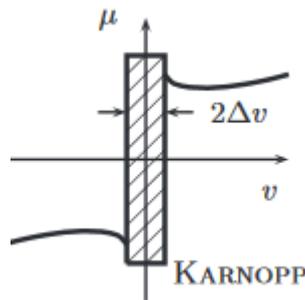


Abbildung 17: Karnopp-Modell [10] S.25

Innerhalb dieses Intervalls wird die Reibungskraft aus einem statischen Gleichgewicht berechnet. Das Modell ist für einzelne Punktkontakte geeignet. [10] S.25

2.4.2.5 Prandtl-Tomlinson-Modell

(vgl. [12] S.161f)

Das Prandtl-Tomlinson-Modell ist ein grundlegendes Modell für die Beschreibung von Reibungsmechanismen auf atomarer Skala. Dabei wird die eindimensionale Bewegung eines Massepunktes über eine periodische Oberfläche unter der Einwirkung der Kraft F betrachtet. Das Modell bildet dabei wesentliche, in der Realität auftretende Phänomene, wie z.B. niedrigere Gleit- als Haftreibung, ab.



Abbildung 18: Prandtl - Tomlinson-Modell [12] S.162

$$m\ddot{x} = F - \eta\dot{x} - N \sin kx$$

m	Masse
x	Ortskoordinate
F	äußere Kraft
η	Dämpfungskoeffizient
N	Amplitude der periodischen Kraft
k	Wellenzahl

Nach Aufwenden einer gewissen Kraft, wird die Masse über das Potential bewegt. Diese Kraft kann als Haftreibung angesehen werden. Nach Überwinden des ersten Potentialhügels, kann die anliegende Kraft abnehmen und die Masse bleibt durch die Trägheit weiterhin in Bewegung. Erst wenn die Kraft einen gewissen Wert unterschreitet, wird die Masse das Potential nicht mehr überwinden können und kommt nach einigen Schwingungen im Potentialtal durch die Dämpfung zum Stillstand. Diese Schwingungen treten im mikroskopischen Bereich auf.

2.4.2.6 Weitere statische Reibungsmodelle

Diese Auflistung an statischen Modellen stellt nur eine Auswahl dar und erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit. Es gibt eine Vielzahl an weiteren statischen Reibungsmodellen. Für deren Beschreibung wird auf einschlägige Literatur [10] verwiesen.

2.4.3 Dynamische Modelle

Da eine Bewegung nie abrupt beginnt oder endet bzw. bei Stillstand noch immer Bewegungen auftreten (z.B. nicht-gleitende Auslenkung durch Elastizitäten), stellt die Modellierung dynamischer Reibung eine große Schwierigkeit dar. Diese Gegebenheiten sind mit statischen Modellen nicht mehr beschreibbar. Die dynamischen Modelle sind zum Teil in der Lage den Übergang von Haft- zu Gleitreibung zu beschreiben und die Diskontinuität bei Stillstand zu umgehen. Diese Modelle unterscheiden zwischen dem Pre-Sliding- und dem Sliding-Regime. Im Pre-Sliding-Regime ist die Reibungskraft hauptsächlich von der Position bzw. des Versatzes abhängig. Im Sliding-Regime ist die Reibungskraft eine Funktion der Geschwindigkeit. [9] S.16 Die hier aufgelisteten dynamischen Modelle sind alle heuristische Top-Down-Modelle. Sie bilden die Reibung ab, ohne eine Begründung dazu zu liefern. [10] S.26

Jedoch existieren auch Ansätze, um die dynamischen Modelle auf molekularer Ebene physikalisch zu beschreiben.

Zu den dynamischen Reibphänomenen zählen unter anderem [10] S.25:

- Elastizität im Haften (nicht-gleitende Auslenkung)
Die Elastizität lässt eine Relativbewegung zu, obwohl die anliegende Kraft die Haftgrenze nicht übersteigt.
- Verweilzeitabhängigkeit der Haftreibung
Die übertragbare Haftreibungskraft wächst durch Adhäsion mit zunehmender Verweilzeit an.

- Reibgedächtnis
Durch den Schmierfilm bei Mischreibung, kann es bei einer Änderung der Geschwindigkeit und/oder der Normalkraft zu einer zeitlichen Verzögerung der Reibeigenschaften kommen (Frictional Memory).
- Haftgleiten bzw. Ruckgleiten (engl. Stick-Slip)
Dieser Effekt beschreibt zwei sich berührende Körper mit Relativgeschwindigkeit, die abwechselnd immer wieder Haft- und Gleitreibung erfahren. Beispiele sind knarrende Türen, quietschende Kreide auf der Tafel, Streichinstrumente etc.

2.4.3.1 Dahl-Modell

(vgl. [10] S.26)

Dahl beobachtete bei Versuchen mit Kugellagern, dass bei sehr kleinen Lasten und verschwindender Relativgeschwindigkeit eine Verschiebung auftreten kann. Diese Verschiebung ist aber wegen der fehlenden Geschwindigkeit kein Gleiten. Deswegen die Bezeichnung „nicht-gleitende Auslenkung“ (Pre Sliding Displacement) oder DAHL-Effekt.

Dahl nahm mikroskopische Federn in den Kontaktbereichen an, um Reibeffekte zu beschreiben. [8] S.1632

Wenn auf einen Reibpartner eine Kraft ausgeübt wird, dann nimmt die Reibungskraft zu, bis abrupt eine Bewegung eingeleitet wird. [11] S.181

Mathematisch wird dieses Modell durch folgende Gleichungen beschrieben:

$$\frac{dF(x)}{dt} = \frac{dF(x)}{dx} \frac{dx}{dt}$$

$$\frac{dF(x)}{dx} = \sigma \left| 1 - \frac{F}{F_c} \text{sign } \dot{x} \right|^i \text{sign} \left(1 - \frac{F}{F_c} \text{sign } \dot{x} \right)$$

- | | |
|----------------|--|
| F | skalare Reibungskraft |
| x | Verschiebung |
| t | Zeit |
| F _c | Coulomb'sche Reibungskraft (konstant) |
| σ | tangentiale Steifigkeit bei F=0 |
| i | Koeffizient, der die Form der Hysterese-Kurve berücksichtigt [13] S.93 |

In diesem Modell ist die Reibungskraft nur von der Auslenkung bzw. von der Richtung der Geschwindigkeit abhängig und wird durch eine Hysterese-Kurve angenähert. Diese Geschwindigkeitsunabhängigkeit zeichnet das Modell aus.

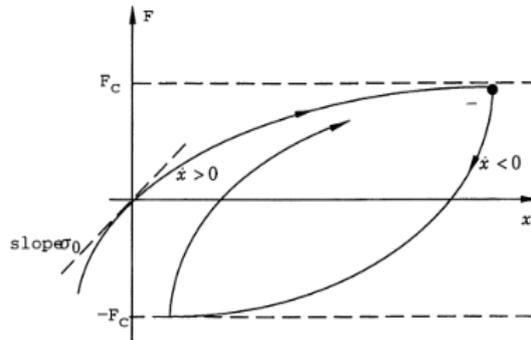


Abbildung 19: Dahl-Modell, Reibungskraft als Funktion der Auslenkung [11] S.181

Das Dahl-Modell berücksichtigt weder den Stribeck-Effekt, noch Haftreibung, noch die viskose Geschwindigkeitsabhängigkeit der Reibungskraft. [9] S.20

Eigenschaften bzw. abgebildete Effekte des Dahl-Modells:

- Gleitreibung
- wegababhängig (geschwindigkeitsunabhängig)
- nicht-gleitende Auslenkung
- Hysterese-Verhalten
- ungedämpft

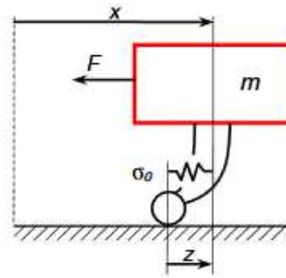


Abbildung 20: Darstellung des Dahl-Modells [13] S.2

2.4.3.2 Borsten-Modell

(vgl. [11] S.181)

Entwickelt von HAESSIG und FRIEDLAND (1991).

Dieses Modell beschreibt das Verhalten der mikroskopischen Kontaktpunkte zweier Oberflächen durch flexible Borsten. Durch die Oberflächenbeschaffenheit ist Anzahl und Ort der wirklichen Kontaktpunkte zufällig. Jeder Kontaktpunkt wird als Berührung von Borsten angenommen. Die Borsten verhalten sich dabei wie ideale Federn. Eine Relativbewegung führt zu einer Belastung der Borsten. Diese Federkraft wird wie folgt beschrieben:

$$F = \sum_{i=1}^N \sigma_0 (x_i - b_i)$$

N	Anzahl der Borsten
σ_0	Steifigkeit der Borsten
x_i	Relative Position der Borsten
b_i	Ausgangsposition des Borstenberührungspunktes

Übersteigt $(x_i - b_i)$ einen gewissen Wert, so lösen sich die Verbindungen zwischen den Borsten und neue Berührungspunkte entstehen an neuen Orten. Die Steifigkeit der Borsten kann auch geschwindigkeitsabhängig sein.

Die Komplexität des Modells steigt mit der Anzahl der Borsten. Der Rechenaufwand steigt folglich mit der Größe der Kontaktfläche. Durch die fehlende Dämpfung im Modell kann es im Stillstand zu oszillierenden Bewegungen kommen.

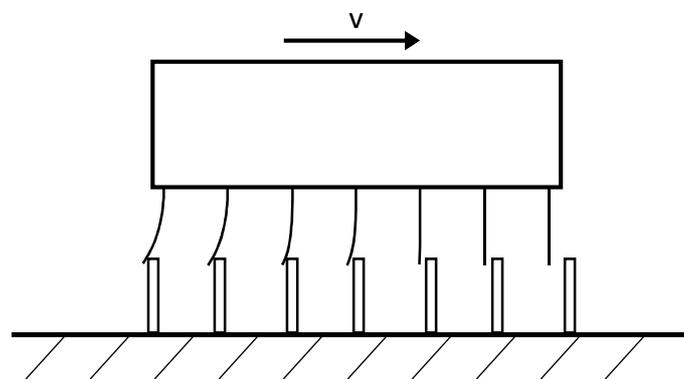


Abbildung 21: Borsten-Modell

Eigenschaften bzw. abgebildete Effekte des Borsten-Modells:

- Haft- und Gleitreibung
- wegabhängig
- nicht-gleitende Auslenkung
- evtl. Schwingungen im Stillstand durch fehlende Dämpfung
- Rechenaufwand steigt mit Kontaktgröße

2.4.3.3 Reset-Integrator-Modell

(vgl. [11] S.181f)

Entwickelt von HAESSIG und FRIEDLAND (1991).

Dieses Modell stellt einen Ansatz dar, um die Komplexität des Borstenmodells zu reduzieren und den Rechenaufwand zu verkleinern. Es repräsentiert eine einzelne Verbindung. [14] S.34 Nach Erreichen der maximalen Haftreibungskraft bleibt die Borstenbiegung konstant und das System gleitet. Die Borstenverformung ändert sich erst wieder, wenn das System zum Stillstand kommt. Das Modell verwendet einen weiteren Zustand, um die Beanspruchung der Verbindung festzustellen.

$$\frac{dz}{dt} = \begin{cases} 0 & \text{if } (v > 0 \text{ and } z \geq z_0) \text{ or } (v < 0 \text{ and } z \leq -z_0) \\ v & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$F = (1 + a(z))\sigma_0(v)z + \sigma_1 \frac{dz}{dt}$$

z	Ortskoordinate
v	Geschwindigkeit
z_0	maximale Verformung der Borsten; markiert Übergang zwischen Haften und Gleiten
σ_0	beschreibt die geschwindigkeitsabhängige Gleitreibung
$\sigma_1 (dz/dt)$	Dämpfungsterm (nur bei Haftreibung aktiv)
$a(z)$	Funktion, die Haften und Gleiten unterscheidet
a	Koeffizient, der die Haftreibung beschreibt [15] S.77

$$a(z) = \begin{cases} a & \text{if } |z| < z_0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Bei $|z| < z_0$ herrscht Haftreibung, diese ist von nur von z abhängig.

Die Gleitreibungskraft ist eine Funktion der Geschwindigkeit.

Dieses Modell ist aufgrund der geringeren Komplexität besser für Simulationen geeignet als das Borstenmodell, besitzt aber beim Übergang zwischen Haften und Gleiten eine Diskontinuität.

Eigenschaften bzw. abgebildete Effekte des Reset-Integrator-Modells:

- Haft- und Gleitreibung
- weg- und geschwindigkeitsabhängig
- Dämpfung bei Stillstand
- geringerer Rechenaufwand als Borstenmodell
- Diskontinuität im Übergang von Pre-Sliding- und Sliding-Bereich

2.4.3.4 Bliman & Sorine-Modell

(vgl. [16] S.341)

In diesem Modell wird angenommen, dass die Reibungskraft von der Richtung der Geschwindigkeit v und der Ortskoordinate s abhängt.

Die Reibung ist nur vom Weg abhängig, die Geschwindigkeit mit der sich das System bewegt spielt keine Rolle.

$$\frac{dx_{s1}}{dt} = |v| \frac{-x_{s1}}{\eta \varepsilon_f} + \frac{f_1 v}{\eta \varepsilon_f}$$

$$\frac{dx_{s2}}{dt} = |v| \frac{-x_{s2}}{\varepsilon_f} - \frac{f_2 v}{\varepsilon_f}$$

$$F = x_{s1} + x_{s2}$$

x_{s1}, x_{s2} Reibungszustände, die in Summe die Reibungskraft ergeben
 $f_1, f_2, \eta, \varepsilon_f$ Parameter ohne physikalischen Hintergrund

Für die Parametrisierung müssen experimentell Hysterese-Verläufe ermittelt werden. Dieses Modell berücksichtigt sowohl die Haftreibung als auch die Reibungskraftspitze bei einem gewissen Losbrech-Weg (siehe Abbildung 17).

Eigenschaften bzw. abgebildete Effekte des Bliman & Sorine-Modells:

- Haft- und Gleitreibung
- wegabhängig
- Hysterese-Verhalten
- nicht-gleitende Auslenkung

2.4.3.5 LuGre-Modell

(vgl. [11] S.183)

Der Name dieses Ansatzes kommt durch die Entwicklung des Modells an den Universitäten Lund und Grenoble zustande. Es ermöglicht einen glatten Übergang zwischen dem Pre-Sliding- und dem Sliding-Bereich durch Einführung einer internen Größe z , welche die mittlere Biegung der Borsten repräsentiert. [17] S.51

Dieses Modell nimmt elastische Borsten in den Kontaktpunkten an.

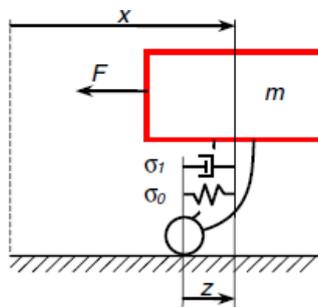


Abbildung 22: Darstellung des LuGre-Modells [13] S.92

Das dynamische Verhalten des LuGre-Modells lässt sich mit einer nichtlinearen Differentialgleichung erster Ordnung beschreiben.

$$\frac{dz}{dt} = v - \sigma_0 \frac{|v|}{g(v)} z$$

$$F = \sigma_0 z + \sigma_1(v) \frac{dz}{dt} + f(v)$$

z	mittlere Borstenauslenkung
$g(v)$	Stribeck-Modell
$f(v)$	viskose Reibung
σ_0	Steifigkeit der Borsten
σ_1	Dämpfungskoeffizient

Bei konstanter Geschwindigkeit reduziert sich die Gleichung für die Reibungskraft zu:

$$F = g(v) \text{sign}(v) + f(v)$$

In Hinsicht auf die Genauigkeit der dynamischen Reibungseffekte stellt das LuGre-Modell, im Gegensatz zu den vorhergehenden Modellen, eine Verbesserung dar. Dennoch besitzt es eine Schwachstelle. Wenn das Modell als Eingangsgröße eine oszillierende Anregung erfährt, welche unterhalb der Losbrechkraft liegt, erfolgt ein Positionsdrift (plastisches Gleiten). Es tritt infolge eines fehlenden, nicht lokalen Reibgedächtnisses auf. [9] S.23

Eigenschaften bzw. abgebildete Effekte des LuGre-Modells [8]S.1636:

- Betrachtung der Rauheiten als Borsten
- Haft-, Gleit- und viskose Reibung
- weg- und geschwindigkeitsabhängig
- Stribeck-Effekt
- nicht-gleitende Auslenkung
- Hysterese-Verhalten
- Haftgleit-Effekt
- Positionsdrift bei oszillierender Anregung unter der Losbrechkraft

Ein Vergleich zwischen LuGre- und Bliman & Sorine-Modell ist in [11] S.184 zu finden.

2.4.3.6 Generalized Maxwell-Slip-Modell (GMS)

(vgl. [18] S.2f)

Das Modell besteht aus N parallel geschalteten, masselosen Maxwell-Elementen mit einer gemeinsamen Eingangsgröße v (Gleitgeschwindigkeit).

Ein Maxwell-Element ist in der Modelldarstellung ein Körper, der gleichzeitig viskose und elastische Eigenschaften besitzt, realisiert durch Serienschaltung von elastischer Feder (Hooke'sches Element) und viskosem Dämpfungselement (Newton'sches Fluid). [5] S.125

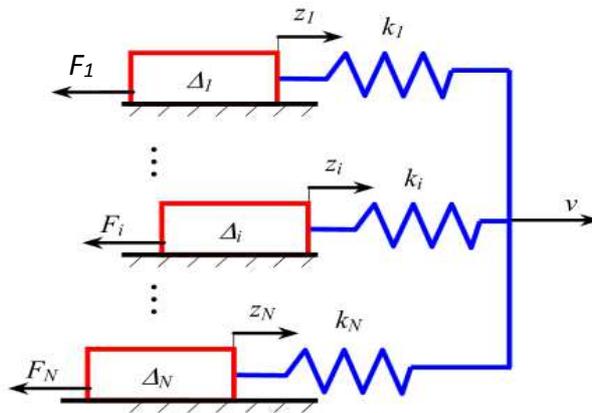


Abbildung 23: Generalized Maxwell-Slip-Modell mit N Maxwell-Elementen [18] S.2

Es muss zwischen Haften und Gleiten unterschieden werden.

Haften:

$$\dot{z}_i = v \quad \text{bis} \quad F_i > \alpha_i s(v)$$

Gleiten

$$\dot{z}_i = \frac{C\alpha_i}{k_i} \left(\text{sign}(v) - \frac{F_i}{\alpha_i s(v)} \right) \quad \text{bis die Geschwindigkeit das Vorzeichen ändert}$$

$$\sum_{i=1}^N \alpha_i = 1$$

- α_i beschreibt den Anteil eines Elements
- z_i Verschiebung des Elements i
- k_i Steifigkeit des Elements i
- $\alpha_i s(v)$ Limit der Haftreibungskraft des Elements i
- $s(v)$ Stribeck-Modell
- C berücksichtigt Reibverzögerung (frictional lag)

Die Reibungskraft setzt sich aus den Steifigkeitskräften $k_i z_i$, aus den mikro-viskosen Dämpfungskräften $\sigma_i \dot{z}_i$ und aus dem Anteil aus der viskosen Reibung $\sigma_2 v$ zusammen.

$$F = \sum_{i=1}^N (k_i z_i + \sigma_i \dot{z}_i) + \sigma_2 v$$

Es tritt beim GMS-Modell kein Positionsdrift auf. [9] S.26

Die Parameter müssen aus Experimenten ermittelt werden.

Eigenschaften bzw. abgebildete Effekte des Generalized Maxwell-Slip-Modells:

- Haft-, Gleit- und viskose Reibung
- weg- und geschwindigkeitsabhängig
- Stribeck-Effekt (ausgenommen $v=0$)
- Hysterese-Verhalten
- Haftgleit-Effekt
- nicht-gleitende Auslenkung
- Reibgedächtnis im Pre-Sliding-Regime

2.4.3.7 Seven-parameter-Modell

(vgl. [19] S.1097)

In der Literatur gibt es unterschiedliche Auffassungen darüber, ob dieses Modell ein statisches oder dynamisches Modell darstellt.

An dieser Stelle soll das Modell bei den dynamischen Modellen angeführt werden, da es definitiv die Beschreibung dynamischer Phänomene verfolgt.

Dieses Modell besteht aus dem Zusammenfügen von bereits bestehenden Modellen, wie Coulomb-, Stribeck-Modell etc. Dafür sind sieben Parameter zu ermitteln. [20] S.122

Beschreibung der Haftreibung:

$$F_f(x) = -k * x$$

Die Beschreibung der Gleitreibung setzt sich aus Coulomb'scher-, viskoser- und Stribeck-Reibung zusammen:

$$F(\dot{x}, t) = - \left(F_c + F_v |\dot{x}| + F_s(\gamma, t_2) \frac{1}{1 + \left(\frac{\dot{x}(t - \tau_L)}{\dot{x}_s} \right)^2} \right) \text{sign}(\dot{x})$$

Beschreibung der steigenden Haftreibung durch:

$$F_s(\gamma, t_2) = F_{s,a} + (F_{s,\infty} - F_{s,a}) \frac{t_2}{t_2 + \gamma}$$

F_f	Reibungskraft
F_c	<u>Coulombkraft</u>
F_v	<u>Viskose Reibungskraft</u>
F_s	Stribeck-Haftreibungskraft
$F_{s,a}$	Wert der Stribeck-Reibungskraft am Ende der letzten Gleitperiode
$F_{s,\infty}$	<u>Wert der Stribeck-Reibungskraft nach langer Haftzeit</u>
k	<u>tangentiale Steifigkeit im statischen Kontakt</u>
\dot{x}	<u>charakteristische Stribeck-Geschwindigkeit</u>
τ_L	<u>Zeitkonstante für Reibgedächtnis</u>
γ	<u>Parameter für steigende Haftreibung</u>
t_2	Verweildauer bei Stillstand

Die markierten Parameter sind Parameter des Reibungsmodells und müssen ermittelt werden. Die übrigen sind Zustandsparameter.

Der Nachteil an der Vielseitigkeit und der Robustheit dieses Modells ist die Ermittlung von sieben Reibungsparametern, die in einem nichtlinearen Zusammenhang mit der Reibungskraft stehen.

Eigenschaften bzw. abgebildete Effekte des Seven-Parameter-Modells:

- Haft-, Gleit- und viskose Reibung
- weg- und geschwindigkeitsabhängig
- Stribeck-Effekt
- nicht-gleitende Auslenkung

2.4.3.8 Weitere dynamische Modelle

Die beschriebenen dynamischen Modelle ergeben sich nach einer ersten Einarbeitung in diese Materie. Sie stellen einen Ausschnitt aus der großen Anzahl an bestehenden Modellen dar. Weitere Modelle können z.B. folgenden Quellen entnommen werden [21], [15], [11].

2.4.3.9 Zusammenfassung - Dynamische Reibungsmodelle

Die Parametrisierung der Modelle ist von Versuchen abhängig. Der Gleitbereich wird häufig durch eine Stribeck-ähnliche Funktion realisiert und stellt dadurch nur einen geringen Mehrwert gegenüber statischen Modellen dar.

Besonders geeignet sind diese Modelle für die Beschreibung von hochgenauen Positionierungs-Systemen. Große Vorteile besitzen diese Modelle im Stillstand durch Abbildung von Effekten wie z.B. der nicht-gleitenden Auslenkung oder dem Haftgleit-Effekt.

Tabelle 1: Zusammenfassung - Dynamische Reibungsmodelle

	Haften	Gleiten	viskose Reib.	Stribeck-Effekt	x - abhängig	v - abhängig	Hysterese	Haftgleiten	Rechen- aufwand	nicht-gleitende Auslenkung	freie Parameter	Anmerkung
Dahl		x			x		x		Unb.	x	3	ungedämpft
Borsten	x	x			x	(x)			Hoch	x	3n+1	ungedämpft
Reset Integrator	x	x			x	x			< Borsten		4	gedämpft, Diskontinuität
Bliman & Sorine	x	x			x		x		Unb.	x	4	
LuGre	x	x	x	x	x	x	x	x	Unb.	x	7*	Positionsdrift
GMS	x	x	x	x	x	x	x	x	Unb.	x	2n+5*	
Seven Parameter	x	x	x	x	x	x			Unb.	x	7*	

* [9]S.77

Die Parameteranzahl beschreibt die zu ermittelnden Parameter, um das Reibungsmodell zu bedaten. In diesem Zusammenhang stellt „n“ die Anzahl der verwendeten Maxwell-Elemente bzw. Borsten dar.

Die angeführten dynamischen Modelle sind Top-Down-Modelle. Die Ermittlung derer Parameter ist mit der Durchführung von Experimenten und folglich mit großem Aufwand verbunden.

2.4.4 Mikromodelle

Mikromodelle beschreiben die Reibung auf molekularer Ebene. Diese Modelle folgen den physikalischen Grundgesetzen und liefern demnach eine Erklärung für die Reibeigenschaften. Die Mikromodelle sind für sehr kleine (Nanometer-Bereich) Kontakte und kurze Simulationsdauern (Nanosekunden-Bereich) geeignet. Sie eignen sich demnach nicht für die Integration in Mehrkörper-Simulationsmodelle.

2.4.5 Hydrodynamische Modelle

Zur Beschreibung reiner Flüssigkeitsreibung wird die Strömungssituation im Schmierpalt berechnet.

2.4.5.1 Reynolds-Gleichung

(vgl. [5] S.21ff)

Die Reynold'sche Differenzialgleichung ergibt sich durch folgende Vereinfachungen aus den Navier-Stokes-Gleichungen:

- Inkompressibilität
- Laminare Strömung
- Newton'sches Fluidverhalten
- konstante Stoffeigenschaften über die Spalthöhe

Liegt eine inkompressible Strömung mit konstanter Viskosität und newton'schem Fluidverhalten vor, so ergibt sich die von Reynolds 1886 hergeleitete Reynold'sche Differenzialgleichung.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta(U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t}$$

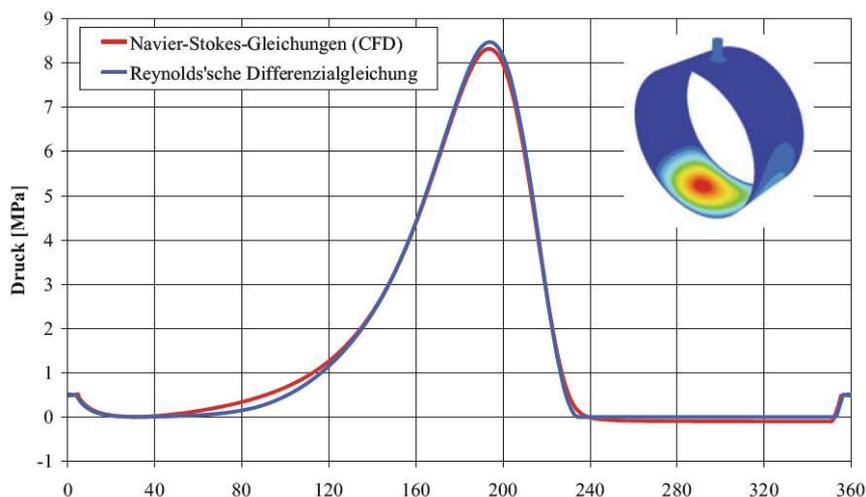


Abbildung 24: Druckverteilung in Radialgleitlager; Vergleich N-S und Reynolds-Gleichung [5] S.131

Der dargestellte Vergleich zeigt die gute Eignung der Reynolds-Gleichung als Näherung für die Strömung im Schmierpalt eines Radiallagers. [5] S.131f

Die sehr geringe Abweichung von der exakteren Navier-Stokes-Gleichung steht einem massiven Rechenzeit-Vorteil gegenüber. Selbst mit der Einbindung von Reynolds-Ergebnissen beträgt die Rechenzeit der Navier-Stokes-Gleichungen noch immer ein Vielfaches.

Bei Berücksichtigung von Verformungen, Mischreibung etc. wird die Rechenzeit zunehmen, dadurch wird die Wahl zum jetzigen Zeitpunkt größtenteils auf die Reynolds-Gleichung fallen. Sollten in Zukunft die Rechenleistungen weiter ansteigen, so kann davon ausgegangen werden, dass die Navier-Stokes-Gleichungen mit vertretbarem Rechenaufwand gelöst werden können.

2.4.5.2 Strömung im Schmierpalt

Welche Eigenschaften die Strömung im Schmierpalt besitzt, soll an dieser Stelle aufgelistet werden.

Ob tatsächlich eine laminare Strömung vorliegt, kann mit der Berechnung der Reynolds-Zahl ermittelt werden.

$$Re = \frac{v * L}{\nu}$$

Tabelle 2: Typische Werte für einen Schmierpalt zwischen Kolbenring und Liner (SAE 5W-30)

v	Kolbengeschwindigkeit	30 m/s (AVL - Excite)
L	Charakteristische Länge, Schmierpaltdicke (Ölring)	4 µm (AVL - Excite)
ν	kinematische Viskosität SAE 5W-30 (100°C)	11,93 mm ² /s [22] S.2

Die Werte für Relativgeschwindigkeit und Schmierpaltdicke stammen aus einer AVL - Excite Piston & Rings Simulation für einen PKW-Ottomotor bei 7000 min⁻¹ unter Vollast.

$$Re = \frac{30 * 4 * 10^{-6}}{11,93 * 10^{-6}} = 10,06$$

Rohrströmungen mit einer Reynoldszahl unterhalb von Re=2000 gelten als laminar. [23] S.222

Im berechneten Fall wurden jeweils Maximalwerte für Kolbengeschwindigkeit und Schmierpaltdicke gewählt. Folglich kann angenommen werden, dass die Strömung im Schmierpalt laminar ist und dementsprechende Vereinfachungen getroffen werden dürfen.

Die Strömung im Schmierpalt setzt sich aus folgenden Anteilen zusammen:

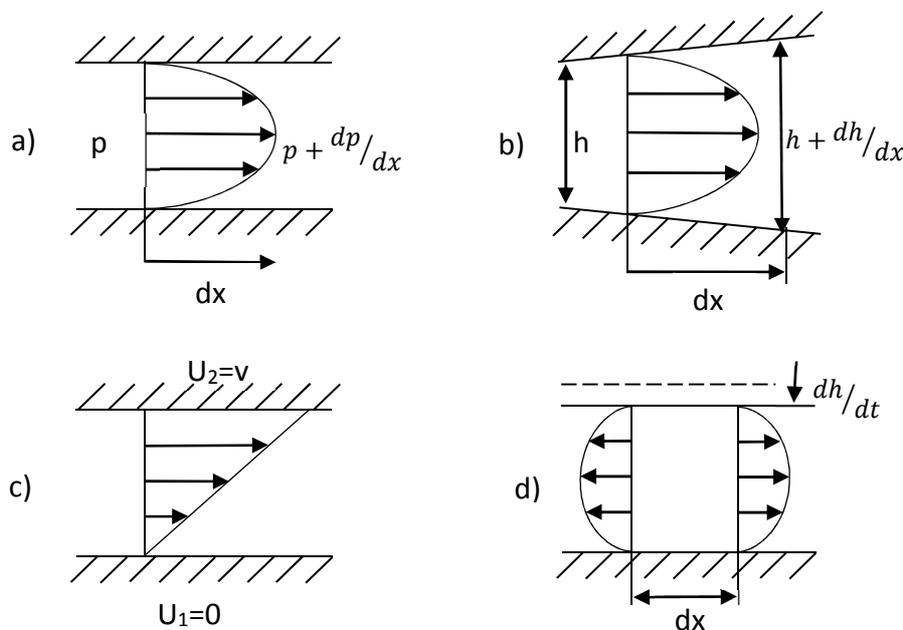


Abbildung 25: Anteile der Schmierpaltströmung. a) Druckströmungsanteil, b) Keilanteil, c) Scherströmungsanteil und d) Squeezeanteil

Eine weitere Annahme der Reynolds-Gleichung sind glatte Oberflächen.

Der Einfluss der Oberflächenstruktur ist dabei stark von der Spalthöhe abhängig. Bei ausreichend großem Spalt ist die hydrodynamische Druckentwicklung des Systems

hauptsächlich durch die Makrogeometrie bestimmt. In diesem Fall können die Rauheiten der Reibpartner vernachlässigt werden. Je kleiner der Schmierpalt wird, desto bedeutender wird der Einfluss der mikroskopischen Oberflächenstrukturen, da sich die Rauheitsspitzen der beiden Körper zu berühren beginnen. Die Oberflächenbeschaffenheit kann je nach Größe und Ausrichtung einen positiven oder negativen Einfluss auf die makrohydrodynamische Druckentwicklung haben. Dadurch können gezielt gewünschte Effekte, z.B. zur Lebensdauererhöhung, durch die Wahl der Oberflächenstrukturen erzielt werden. [5] S.56
Die Berücksichtigung rauer Oberflächen erfolgt üblicherweise durch Multiskalenmodelle.

2.4.6 Multiskalenmodelle

Die Betrachtung der tribologischen Vorgänge auf mehreren Skalen soll eine Verbesserung bezüglich des Rechenaufwands bringen. Da technische Oberflächen nicht ideal glatt sind, werden Ansätze benötigt, die Rauheiten sowie weitere mikro- bzw. nanoskopische Wechselwirkungen berücksichtigen.

Multiskalenmodelle bilden die mikroskopischen Eigenschaften nur für repräsentative Ausschnitte des Kontakts ab und führen diese in die übergeordnete Skala über.

Diese Modelle zeichnen sich dadurch aus, dass sie sowohl die Einflüsse der Rauheiten und Wechselwirkungen in der Mikroskala, als auch die Einflüsse der makroskopischen Geometrie in der Makroskala abbilden.

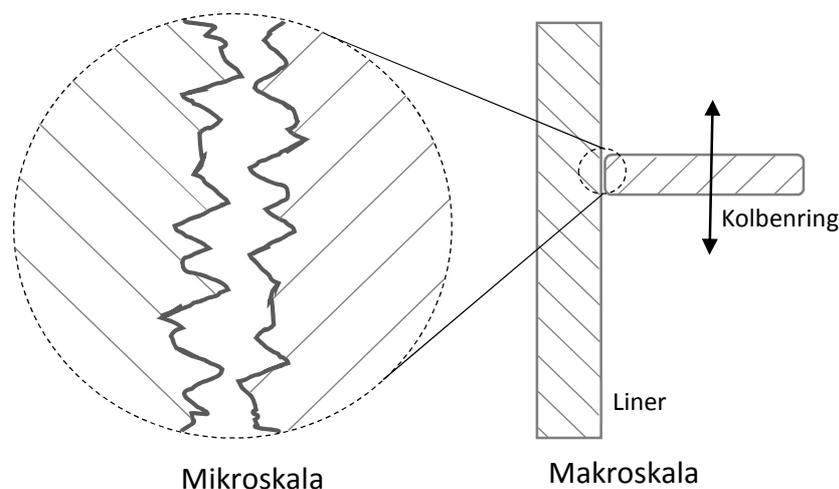


Abbildung 26: Multiskalenmodell

Für die Kopplung der Skalen gibt es zwei Methoden. Einerseits die direkte Kopplung, die das tribologische System bis in die mikroskopische Ebene hinein beschreibt, andererseits die indirekte Kopplung, die sich durch die Einführung von Korrekturfaktoren (z.B. Flussfaktoren) definiert. [5] S.155

Wichtige Vertreter der Multiskalenmodelle sind Flussfaktorenmodelle wie Patir & Cheng für den hydrodynamischen Reibungsbereich.

An dieser Stelle soll nur die indirekte Kopplung näher beschrieben werden, da die direkte Kopplung wegen der hohen Rechenzeiten nur für sehr kleine Kontaktflächen, wie z.B. konzentrierte elastohydrodynamische Kontakte, geeignet ist. [5] S.56

Es sollen hier mehrere Methoden der indirekten Kopplung zwischen Mikro- und Makroskala angeführt werden.

2.4.6.1 Patir & Cheng

(vgl. [24])

Die Methode nach Patir & Cheng basiert auf der Verwendung von Flussfaktoren. Diese Faktoren werden mithilfe der Reynolds-Gleichung im Mikrobereich berechnet und dann in die Reynolds-Gleichung, die sich auf die Makroskala bezieht, eingesetzt. Mit diesen Faktoren ist es möglich den Einfluss von Oberflächenstrukturen zu berücksichtigen. Die Ermittlung der Faktoren soll hier beschrieben werden. Die beschriebene Methode basiert auf der Betrachtung von Wälzlagern.

Für die Berechnung der Flussfaktoren wird ein rauhes und ein glattes Kontrollvolumen in der Mikroskala strömungsmechanisch beschrieben. Aus dem Quotient der Volumenströme der glatten und rauhen Zelle ergeben sich Flussfaktoren in Abhängigkeit der Spaltweite. Diese Flussfaktoren fließen dann in die Berechnung der Makroskala ein.

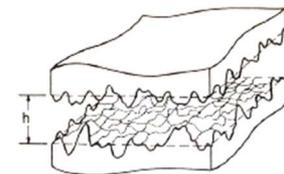


Abbildung 27:
Kontrollvolumen rau [24]

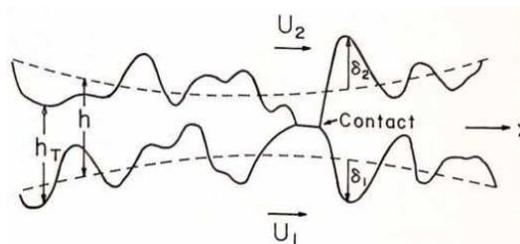


Abbildung 28: Schmierpalt; Oberflächeneigenschaften [24]

- $U_{1,2}$ Geschwindigkeit der Oberfläche 1 bzw. 2
- h mittlerer Abstand der beiden Oberflächen
- h_T tatsächlicher Abstand der Oberflächen
- $\delta_{1,2}$ Rauheitshöhe gemessen von der Mittellinie

$$h_T = h + \delta_1 + \delta_2$$

Es wird angenommen, dass die Amplituden der Rauheitsspitzen einer Gauß - Verteilung mit einem Mittel von 0 und den Standardabweichungen σ_1 und σ_2 , entsprechen

Wie stark der Einfluss der Oberflächenstruktur ist, kann mit dem Verhältnis h/σ beschrieben werden. Ist $h/\sigma \gg 3$ so haben die Oberflächeneigenschaften nur einen sehr unbedeutenden Einfluss. Sobald dieser Parameter den Wert drei erreicht, haben die Strukturen der Oberfläche einen großen Einfluss. Ist $h/\sigma < 3$ kommt es zu Berührungen zwischen den Rauheitsspitzen. Patir & Cheng beschäftigen sich in ihrer Arbeit hauptsächlich mit dem Bereich $h/\sigma < 3$ (Mischreibung).

Für die Beschreibung der Strömung in der Mikroskala wird eine repräsentative Zelle gewählt, die zwar im Vergleich zur Größe des ganzen Kontakts klein ist, aber noch groß genug, um eine ausreichende Anzahl an Rauheitsspitzen zu enthalten.

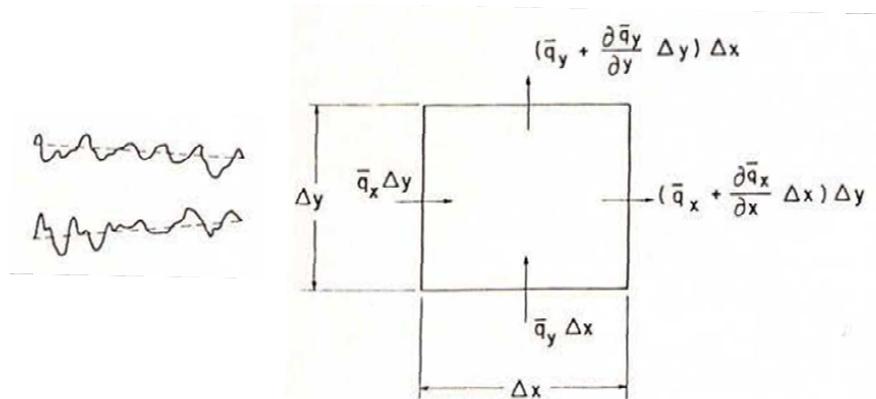


Abbildung 29: Kontrollzelle Mikroskala [24]

Je nach Wahl der Randbedingungen bei der Beschreibung des Kontrollvolumens ergeben sich Druck- oder Scherflussfaktoren.

Die druckabhängigen Flussfaktoren werden durch eine reine druckbedingte Strömung (Poiseuille Strömung; siehe Abbildung 25) ermittelt. Der Scher-Flussfaktor wird für reine Scherströmung (Couette Strömung) ermittelt.

$$\Phi_{px} = \frac{q_{px,rau}(U_1 = U_2 = 0)}{q_{px,glatt}(U_1 = U_2 = 0)}$$

$$\Phi_s = \frac{q_{s,rau}(\partial p / \partial x = \partial p / \partial y = 0)}{q_{s,glatt}(\partial p / \partial x = \partial p / \partial y = 0)}$$

q Volumenstrom

Die Reynolds-Gleichung für die Makroskala ergibt sich mit den Flussfaktoren zu:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left(\Phi_x \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Phi_y \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \right)}_{\text{Druckströmungsanteil}} = \underbrace{\frac{U_1 + U_2}{2} \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial x}}_{\text{Keil-Term}} + \underbrace{\frac{U_1 - U_2}{2} \sigma \frac{\partial \Phi_s}{\partial x}}_{\text{Scherströmungs-}} + \underbrace{\frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t}}_{\text{Squeeze-Term}} \underbrace{\text{anteil}}$$

Um auch Oberflächen mit gerichteten Rauheiten zu behandeln, wird die KUBO & PEKLENIK Zahl γ eingeführt, die die Charakteristik der Oberfläche beschreibt. γ beschreibt dabei das Länge zu Breite Verhältnis einer repräsentativen Rauheitsspitze.

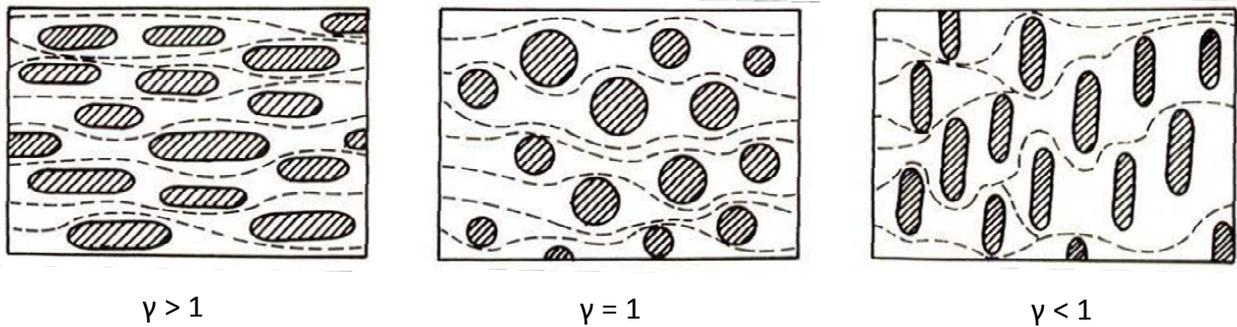


Abbildung 30: Parameter für Oberflächencharakteristik [24]

Bei $\gamma = 1$ (isotrope Oberfläche) sind die beiden Flussfaktoren Φ_x und Φ_y identisch. Bei anderen γ -Werten unterscheiden sich die Faktoren.

Viele technische Oberflächen weisen gerichtete Oberflächenstrukturen ($\gamma \neq 1$) auf, sei es durch den Herstellungsprozess oder durch Einlaufen. Die Flussfaktoren für nicht isotrope Oberflächen berechnen sich wieder aus dem Vergleich der Volumenströme und ergeben:

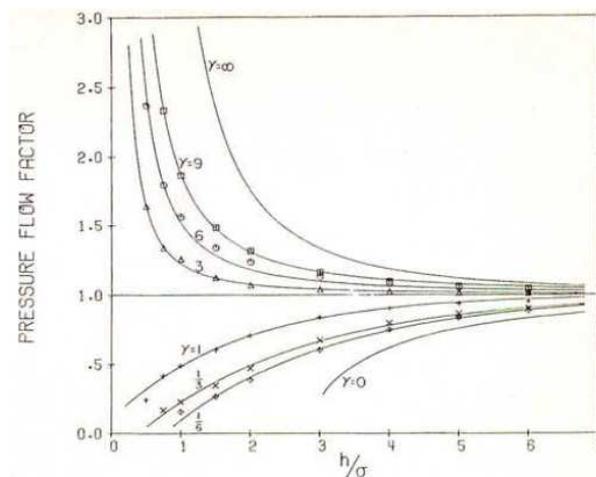


Abbildung 31: Einfluss der Oberflächenstruktur auf den Druck - Flussfaktor [24]

Aus Abbildung 31 ist ersichtlich, dass Oberflächen, deren Rauheiten hauptsächlich quer zur Strömungsrichtung liegen, einen erhöhten Strömungswiderstand und damit einen Flussfaktor < 1 hervorrufen. Im Gegensatz dazu bieten längs gerichtete Rauheiten einen geringeren Widerstand. Bei größer werdendem Verhältnis h/σ konvergieren die Werte für den Flussfaktor gegen 1, d.h. der Einfluss der Oberflächenstruktur nimmt ab.

Die Festkörperkontakt drücke werden im Modell von Patir & Cheng nicht berechnet.

Annahmen von Patir & Cheng:

- Schmierstoff ist inkompressibel
- Konstante Viskosität [25] S.2
- Keine Kavitation [25] S.2

Das Verfahren der Flussfaktoren wurde bis heute von vielen anderen Wissenschaftlern aufgegriffen und weiterentwickelt. Hier sollen einige davon erwähnt werden.

2.4.6.2 Rienäcker

(vgl. [5] S.59)

Rienäcker bestätigte die Ergebnisse von Patir & Cheng und erweiterte deren Modell um die Berechnung der Kontaktdrücke nach Greenwood & Tripp.

2.4.6.3 Lagemann

(vgl. [5] S.59)

Durch Lagemann wurde das Modell von Rienäcker erweitert. Dadurch konnten Flussfaktoren und Kontaktdrücke für real vermessene Oberflächen unter Berücksichtigung von elastischer Rückwirkung der Festkörperkontakte auf die elastische Spaltgeometrie berechnet werden.

Durch die makroskopische Bewegung kann sich die Spaltgeometrie lokal vergrößern bzw. verkleinern. Sollte sich der Spalt durch zwei gegenüberliegende Rauheitstäler vergrößern, kommt es zu einer Minderung des Schmierfilm-drucks, evtl. sogar zu negativen Drücken. Das kann zu Kavitation führen. Sowohl Patir & Cheng, als auch die bisher genannten Erweiterungen, verwendeten ein nicht-masseerhaltendes Kavitationsmodell. [5] S.60

2.4.6.4 Exkurs zu Kavitationsmodellen

(vgl. [5] S.59)

Nicht-masseerhaltende Modelle:

Nach Lösen der Reynolds-Gleichung werden alle Unterdrücke $p < 0$ auf $p_{cav} = 0$ gesetzt (die negativen Drücke werden vernachlässigt). In beiden Gebieten, dem Kavitationsgebiet und dem Druckgebiet, sind Kontinuitätsgleichung und Masseerhaltung nicht erfüllt und der Übergang unstetig.

Masseerhaltende Modelle:

Diese Kavitationsmodelle beseitigen die Nachteile der nicht-masseerhaltenden Modelle. Jacobson, Floberg und Olsson entwickelten ein solches Modell, welches unter JFO-Kavitationstheorie bekannt ist.

Für dessen Beschreibung wird auf [5] S.32ff verwiesen.

Zitat: [5] S.71

„Die Frage, ob masseerhaltende Mikrokavitation überhaupt berücksichtigt werden sollte, ist mit ja zu beantworten, da Mikrokavitationsgebiete bei nicht-masseerhaltender Kavitation genauso wie bei masseerhaltender Kavitation auftreten, nur eben bei nicht-masseerhaltender Kavitation nicht physikalisch sauber behandelt werden.“

2.4.6.5 Modell nach de Kraker, van Ostayen, van Beek und Rixen

(vgl. [26])

In diesem Modell wird der Kontakt zwischen einer glatten und einer Oberfläche mit einer einzelnen Tasche beschrieben.

Vorhergehende Forschung hat ergeben, dass in Lagern drucksteigernde Effekte durch Oberflächenstrukturen zu beobachten waren. Der Grund hinter dieser Drucksteigerung, die z.B. auch das Tragverhalten eines Lagers verbessert, wird in drei Effekten vermutet:

- Mikro-Kavitation
- Trägheitsterm, der in der Reynolds-Gleichung vernachlässigt wird
- Exponentieller Anstieg der Viskosität mit dem Druck (Piezo-Viskosität)

Um die Effekte der Trägheit zu berücksichtigen, wird für die Berechnung des Kontrollvolumens mit Tasche die Navier-Stokes-Gleichung anstelle der Reynolds-Gleichung verwendet, was den Rechenaufwand enorm vergrößert. Die Reynolds-Gleichung kann nicht verwendet werden, da der Term der konvektiven Trägheit bei der Herleitung aus den Navier-Stokes-Gleichungen vernachlässigt wird. Zur Berechnung der Flussfaktoren wird im Vergleich dazu ein ähnliches, glattes Kontrollvolumen mittels Reynolds-Gleichung berechnet.

Makroskopisch wird das System durch eine 2D-Reynolds-Gleichung beschrieben.

Mikrokavitation tritt auf, wenn es im Schmierfilm zu großen Druckschwankungen kommt und der Druck unter den Dampfdruck des Schmierstoffs fällt.

Die Piezo-Viskosität spielt nur in stark belasteten, Öl-geschmierten Kontakten eine Rolle, in denen der Druckanstieg in zusammenlaufenden Bereichen größer ist als der Druckabfall in auseinanderlaufenden Bereichen.

Sollte sich die Oberflächentasse in der bewegten Oberfläche befinden, so tritt ein weiterer Effekt auf. In der Tasche kann sich Schmiermittel ansammeln und dann in Bereichen höheren Kontaktdrucks wieder herausgepresst werden (Pocket-Squeeze). Um diesen Effekt abzubilden, wird ein Quellterm zu der Reynolds-Gleichung im Makrobereich hinzugefügt, der diese Fluid- „Zufuhr“, die durch die Verformung der Oberfläche um die Tasche hervorgerufen wird, repräsentiert. Die tatsächliche Zufuhr wird im Mikrobereich numerisch berechnet.

Mittels einer modifizierten, gemittelten Reynolds-Gleichung werden Effekte wie lokale Strömungen und/oder Squeeze-Effekte im makroskopischen Bereich beschrieben.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\phi_{sp,x} \left(-\phi_{px} \frac{h_t^3}{12\eta} \frac{\partial p_f}{\partial x} + \phi_s \frac{U_1 h_t}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\phi_{sp,y} \left(-\phi_{py} \frac{h_t^3}{12\eta} \frac{\partial p_f}{\partial y} \right) \right] = Q_s$$

$\Phi_{sp,x}, \Phi_{sp,y}, \Phi_{px}, \Phi_{py}$ Flussfaktoren
 p_f Fluid-Druck

h_t	Effektive Schmierfilmhöhe (durchschnittliches Fluidvolumen zwischen zwei Kontrolloberflächen dividiert durch die gesamte Oberfläche)
U_1, U_2	Geschwindigkeiten der Oberflächen
η	Viskosität
Q_s	Quellterm für Pocket-Squeeze-Effekt

Diese Gleichung beschreibt das Fluidverhalten auf makroskopischer Ebene und ist gültig für den Fall $U_2=0$.

ϕ_{px} und ϕ_{py} sind druckabhängige Faktoren, ϕ_s ist der Scher-Flussfaktor. Die Flussfaktoren werden gleich wie bei Patir & Cheng berechnet.

Dieses Verfahren ist dem Verfahren nach Patir & Cheng sehr ähnlich, weist jedoch einen grundlegenden Unterschied auf. Patir & Cheng verwenden die Reynolds-Gleichung für die Beschreibung der Mikroskala. Dadurch ist der Flussfaktor ϕ_{px} nur von $\partial p/\partial x$ und von der Geometrie, nicht aber von U oder $\partial p/\partial y$ abhängig. Grund dafür ist, dass in der Reynolds-Gleichung die Strömung als lineare Kombination der Kanal- und der Scherströmung angenommen wird, was aber für eine Zelle mit einer strukturierten Oberfläche laut den Autoren nicht zutrifft. Um die Strömung nicht als lineare Kombination aus Druck- und Scherströmung zu betrachten, muss die Navier-Stokes-Gleichung in allgemeiner Form verwendet werden. Dadurch müssen zusätzliche Flussfaktoren hinzugefügt werden.

$$\phi_{sp,x} = \phi_{sp,x} \left(\frac{\partial p}{\partial x}, \frac{\partial y}{\partial x}, U_1, \text{Geometrie} \right)$$

$$\phi_{sp,y} = \phi_{sp,y} \left(\frac{\partial p}{\partial x}, \frac{\partial y}{\partial x}, U_1, \text{Geometrie} \right)$$

Der Vorteil vom Aufteilen der Flussfaktoren liegt darin, dass eine mögliche Verknüpfung zwischen z.B. Scherströmungsgeschwindigkeit und Druckströmungswiderstand sofort klar wird. Wird der Faktor $\phi_{sp,x}=1$, so liegt keine Verknüpfung vor.

Der Druckverlauf für die Zelle mit Tasche wird zum Vergleich einerseits mit Navier-Stokes- und andererseits mit der Reynolds-Gleichung gelöst (siehe Abbildung 32). Sowohl die Lösung nach Navier-Stokes als auch nach Reynolds weist am Eintritt in die Zelle einen höheren Druckgradienten (Druckabfall) im Vergleich zur glatten Zelle auf. Der Strömungswiderstand ist zu Beginn bei Vorhandensein einer Tasche geringer als ohne (Flussfaktor $\phi_{px} > 1$). In der Abbildung wird ersichtlich, dass die Tragfähigkeit des Kontakts durch die asymmetrische Druckverteilung erhöht wird (Tragfähigkeit der Zelle mit Tasche ist höher als bei glatter Zelle). Es müssen beide Effekte (Druckgradient am Eintritt und asymmetrischer Druckverlauf) genau betrachtet werden, um zu erkennen, ob sich der gemeinsame Effekt positiv oder negativ auf die Tragfähigkeit auswirkt. Ist dieser Zusammenhang bekannt, so kann die Oberflächenstruktur so gewählt werden, dass sich ein Optimum aus Reibung und Tragfähigkeit einstellt.

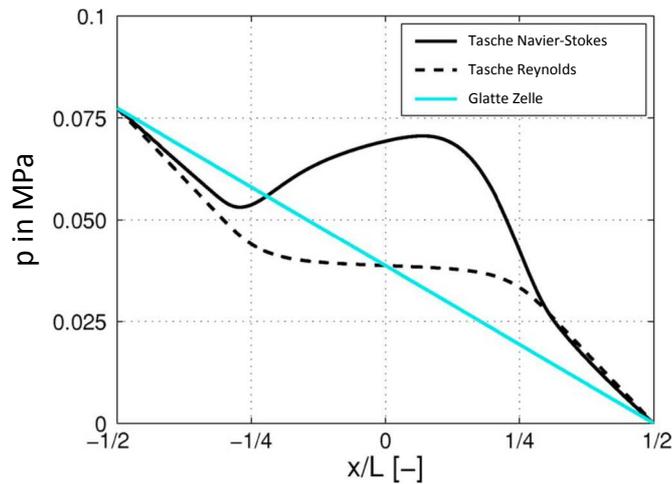


Abbildung 32: Druckverlauf in der glatten Zelle und in der Zelle mit Tasche [26]

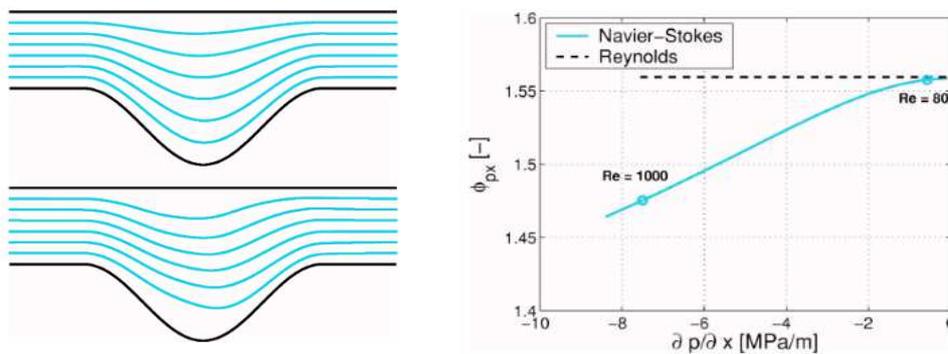


Abbildung 33: Stromlinien für rein druckgetriebene Strömung bei $\partial p/\partial x = -1 \text{ MPa/m}$ (a) und $\partial p/\partial x = -8,5 \text{ MPa/m}$ (b) (links); Druck - Flussfaktor in Abhängigkeit des Druckgradienten (rechts) [26]

Die Stromlinien sind asymmetrisch, es gibt noch keine Rezirkulationszone. Es scheint einen Zusammenhang zwischen der Asymmetrie der Stromlinien und der zusätzlich generierten Tragfähigkeit zu bestehen.

Mit steigender Reynolds-Zahl wird der Druckgradient im Eintrittsbereich größer, ebenso wie die Asymmetrie.

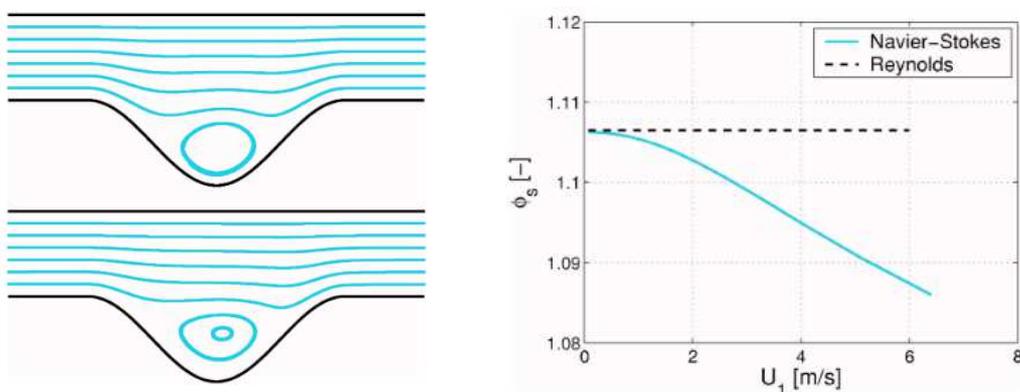


Abbildung 34: Stromlinien für reine Scherströmung bei $U_1 = 1 \text{ m/s}$ (a) und $U_1 = 4 \text{ m/s}$ (b). Rezirkulationszone in der Tasche (links); Scher - Flussfaktor in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit der oberen Oberfläche (rechts) [26]

Die Faktoren $\phi_{sp,x}$ und $\phi_{sp,y}$ berücksichtigen den Einfluss aus einer Kombination von Druck- bzw. Scherströmung auf den Strömungswiderstand.

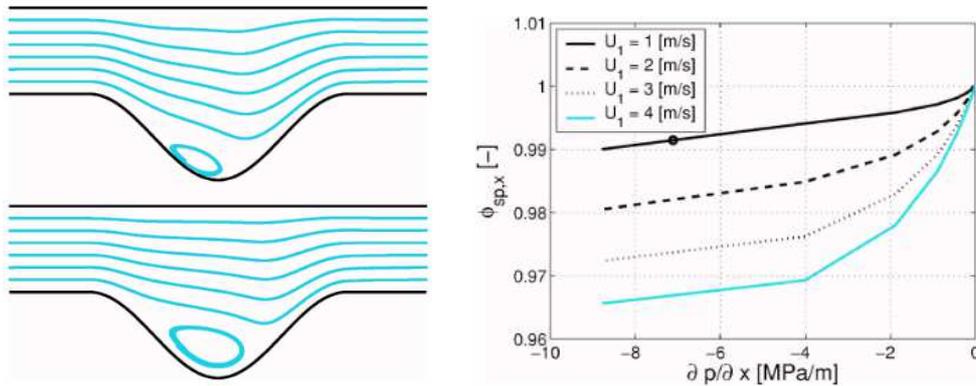


Abbildung 35: Stromlinien für Druck- und Scherströmung bei $\partial p / \partial x = -7,1$ MPa/m und $U_1 = 1$ m/s (a) bzw. $U_1 = 4$ m/s (b) (links); Korrektur-Flussfaktor als Funktion des Druckgradienten für unterschiedliche Oberflächengeschwindigkeiten (rechts) [26]

2.4.6.5.1 Zusammenfassung de Kraker et al. Modell

Für den Umstand, dass die Tiefe der Tasche viel größer ist als die Filmdicke ($h \ll d$), ist die Mikro Kavitation der dominierende Strömungseffekt. Für diesen Fall reicht die Reynolds-Gleichung mit entsprechendem Kavitationsmodell aus, um die Problemstellung im Mikrobereich zu lösen.

Sollte die Filmhöhe in der gleichen Größenordnung oder größer sein als die Taschentiefe ($h \geq d$), so tritt keine Kavitation auf. Der maßgebende Einfluss ist dann die Trägheit. In diesem Fall müssen die Navier-Stokes-Gleichungen verwendet werden.

Sollten Fluid-gefüllte Taschen in Kontakt mit der Gegenoberfläche kommen, so kann das Fluid durch die Verformung aus der Tasche gepresst werden. Dieser Effekt wird durch einen zusätzlichen Quellterm im Makrobereich berücksichtigt.

2.4.6.6 Weitere Flussfaktorenmodelle

Neben diesen Modellen existiert noch eine Vielzahl an anderen Reibungsmodellen, die in dieser Arbeit nicht behandelt werden. Einige dieser Modelle können in der Literatur [5], [27], [28], [29] gefunden werden.

2.4.6.7 Einfluss von Oberflächenstrukturen großen Maßstabs auf Flussfaktoren

(vgl. [25])

In Hinsicht auf die im Ring-Liner-Kontakt auftretenden Oberflächen sind die bisher erwähnten Flussfaktor-Modelle weniger geeignet, weil die Rauheitsspitzen nicht wie bei Gauß-Oberflächen statistisch verteilt (stochastisch Gauß-verteilt) sind, sondern es Strukturen von großem Maßstab gibt. Diese großen Strukturen sollten auf jeden Fall berücksichtigt werden, um die Strömungseffekte so gut wie möglich abzubilden.

Die Oberfläche der Zylinderbohrung wird im Herstellungsprozess üblicherweise gehont (Kreuzschliff). Durch dieses Verfahren entstehen in der Oberfläche Furchen, in denen sich Öl sammeln kann.

Um diese großen Strukturen zu berücksichtigen, muss auf die Diskretisierung besonderes geachtet werden.

Für die Betrachtung des Mikrobereichs müssen von der Oberfläche ein oder mehrere repräsentative Teilausschnitte betrachtet werden. Wie repräsentativ diese Ausschnitte tatsächlich sind, hängt in erster Linie von deren Größe, von der Dichte der Gitterpunkte und der Anzahl der Ausschnitte, über die anschließend gemittelt wird, ab. Auf jeden Fall sollten die Oberflächenstrukturen, die durch das Honen entstanden sind, in den Teilausschnitten beinhaltet sein.

Die Größe der „Samples“ hängt von der Größe der vorhandenen Oberflächenstrukturen ab. Die Anzahl muss groß genug sein, um bei der Mittelung eine gewisse Konvergenz zu erreichen. Mehr Teilausschnitte und mehr Knotenpunkte lassen eine genauere Abbildung der Oberfläche zu, dadurch beschreiben die Flussfaktoren die Situation genauer. Jedoch erhöhen diese Maßnahmen den Rechenaufwand massiv. Das weitere Vorgehen erfolgt dann z.B. nach der Methodik von Patir & Cheng.

3 Tribologisches System Kolbengruppe - Zylinderliner

Das in weiterer Folge betrachtete tribologische System besteht aus Zylinderliner, Kolbengruppe und Schmiermedium.

Einflussgrößen für dieses System sind:

- Relativgeschwindigkeit
- Belastung des Kontakts
- Temperatur

Systemkenngrößen:

- Systemelemente: Kolben, Ringe, Liner, Schmiermedium
- Elementeigenschaften: Geometrie, Ölviskosität, Rauheit etc.

Ausgangsgröße:

- Reibungskraft

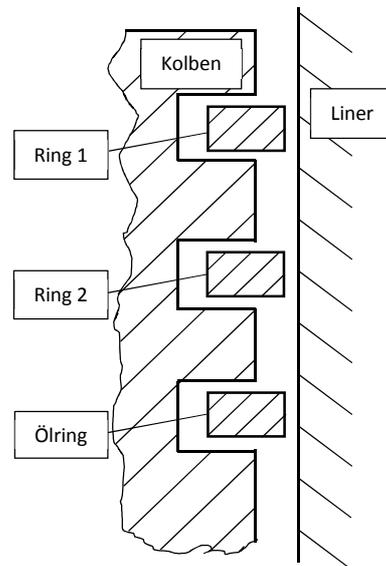


Abbildung 36: Tribologisches System Kolbengruppe - Liner

3.1 Kolben - Kräftesituation

In Abhängigkeit der Drehrichtung der Kurbelwelle kann der Kolben bzw. auch der Liner in Druck- und Gegendruckseite eingeteilt werden (Thrust und Antithrust Side). In Abbildung 37 ist ersichtlich, dass der Kolben in Abhängigkeit des Pleuelwinkels am Zylinder abgestützt werden muss. Diese Abstützkraft ist während des Arbeitstakts maximal und definiert dadurch die Druckseite.

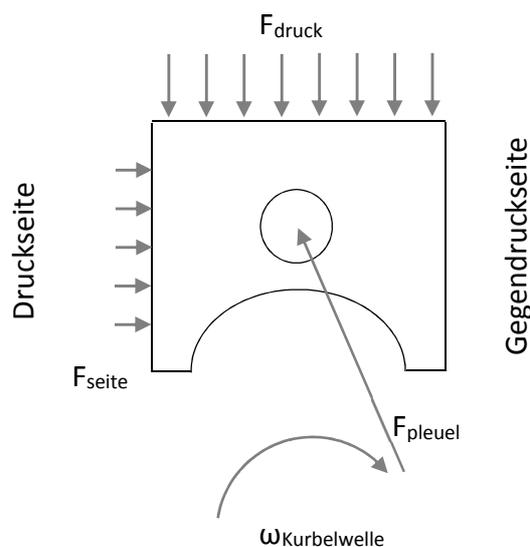


Abbildung 37: Kräftesituation am Kolben

Durch den Druck im Kurbelwellengehäuse erfährt der Kolben auch von unten eine Kraft, diese ist jedoch untergeordnet und wurde daher vernachlässigt.

In Aggregaten die keinen Kurbelwellen- bzw. Kolbenbolzenversatz haben ist somit die Seitenkraft in den Totpunkten null. Bei konstantem Zylinderdruck erreicht die Seitenkraft bei einem Kurbelwellenwinkel von 90° (-270° , -90° und 270°) ihr Maximum und nimmt danach wieder ab.

3.2 Kolbenring - Kräftesituation

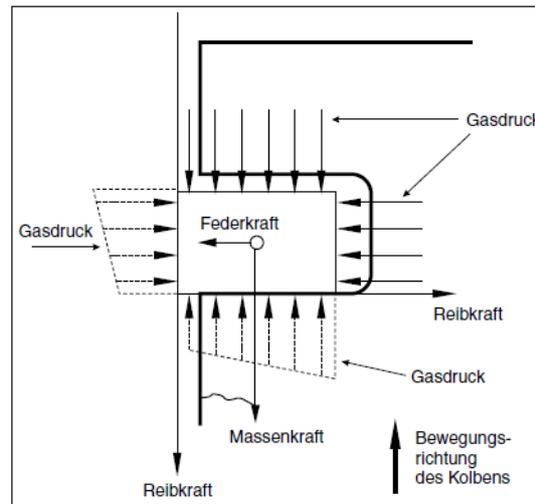


Abbildung 38: Kräfte am ersten Kolbenring [1] S.103

Die Anpresskraft des Ringes setzt sich aus der Vorspannung des Ringes, dem am Innendurchmesser anliegenden Druck und der Reibungskraft zwischen Kolben und Ring zusammen.

Im Bereich des oberen Totpunkts erfolgt der Anlagenwechsel des Kolbens, welcher auch die Anpresskraft des Ringes auf den Liner beeinflusst.

3.3 Zylinderliner

Der Zylinder nimmt die Kolbengruppe auf und zwingt diese in eine lineare, oszillierende Bewegung. Zusammen mit dieser erfüllt der Liner die Dicht- und Gleitfunktion. Es gibt verschiedene Zylinderbauarten, die sich im Wesentlichen durch die Integration in das Kurbelgehäuse unterscheiden. [1] S.123

Die Oberflächenbeschaffenheit ist maßgeblich an dem Aufbau und der Verteilung des Schmierfilms beteiligt. Zwischen der Oberfläche des Liners und der Reibung bzw. dem Verschleiß besteht ein starker Zusammenhang. Die Endbearbeitung von Lineroberflächen besteht üblicherweise aus einem Honvorgang. Beim Honen überlagern sich rotatorische und translatorische (alternierende) Bewegungen. Dadurch wird eine gleichmäßige Oberflächenrauheit und eine hohe Zylindrizität erreicht. Weiters entstehen typische Honriefen, die das Ölspeichervermögen der Oberfläche verbessern.

Es gibt verschiedene Honverfahren, die unterschiedliche Oberflächen erzeugen.

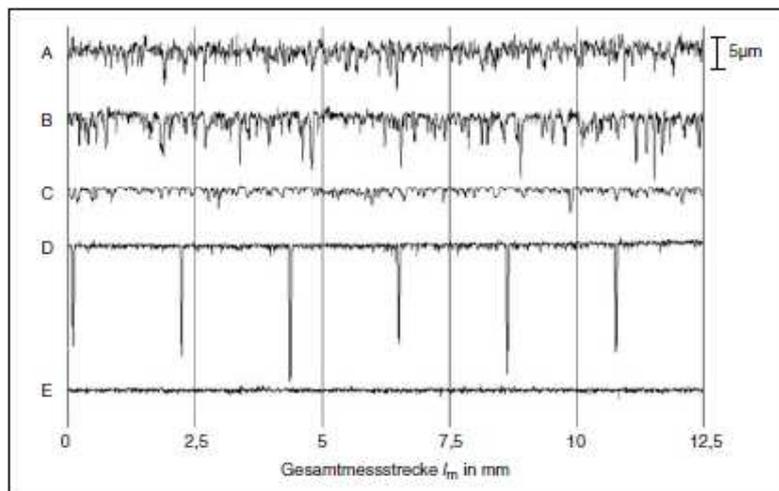


Abbildung 39: Rauheitsprofile: A: Normalhonung, B: Plateauhonung, C: Spiralgleithonung, D: Lasertaschenstruktur, E: Normalhonung glatt [1] S.128

Durch die Bearbeitung beim Normalhonen entsteht eine normalverteilte Oberflächenstruktur. Es existieren gleich viele Vertiefungen wie Rauheitsspitzen.

Beim Plateauhonen werden die Rauheitsspitzen in einem zusätzlichen Arbeitsschritt gekappt und es entsteht eine plateauartige Fläche mit tiefen Riefen.

Das Spiralgleithonen unterscheidet sich vom Plateauhonen durch eine sehr geringe Spitzenrauheit und durch den sehr großen Honwinkel (Winkel zwischen den Honriefen), der zwischen 120° und 150° beträgt.

Die Bearbeitung durch einen Laser erlaubt eine nahezu freie Gestaltung der Oberfläche durch gezielte Materialabtragung. Es können im Liner Abschnitte mit unterschiedlicher Oberflächenbeschaffenheit realisiert werden. So kann z.B. der Liner im oberen Totpunkt mit Schlitz oder Taschen strukturiert werden und die restliche Oberfläche glatt ausgeführt werden.

Je nach Verfahren bilden sich unterschiedliche Oberflächenstrukturen, die unterschiedliche tribologische Eigenschaften besitzen.

4 Geeignete Reibungsmodelle in Hinsicht auf die Verwendung im Ring-Liner Kontakt

Vorerst wird versucht die realen Effekte, die während einer Kurbelwellenumdrehung auftreten, zu beschreiben.

4.1 Auftretende Effekte im Betrieb

Der Kolben bzw. die Kolbenringe erfahren während einer Kurbelwellenumdrehung sowohl Stillstand in den Totpunkten als auch „hohe Geschwindigkeiten“ zwischen diesen (Midstroke-Bereich).

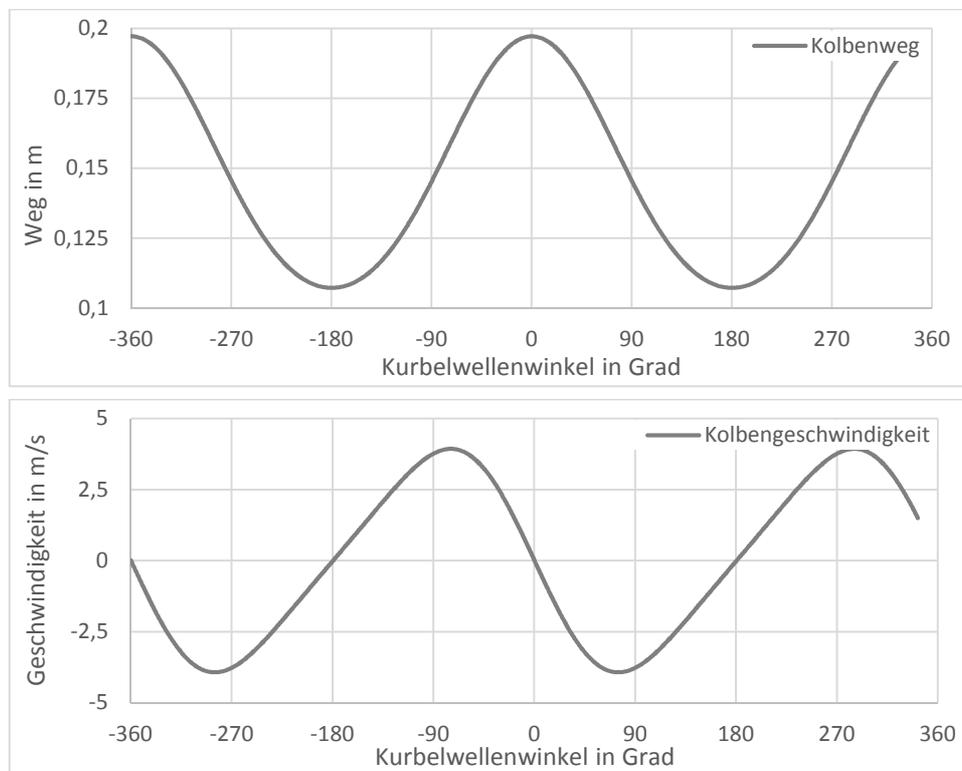


Abbildung 40: Kolbenbewegung und -geschwindigkeit in Abhängigkeit des Kurbelwellenwinkels (800min⁻¹, 5% Drosselklappenöffnung, AVL - Excite)

Der Kolbenring gleitet bei hohen Geschwindigkeiten auf einem Schmierfilm, ohne dass Festkörperkontakt auftritt. Nimmt die Relativgeschwindigkeit jedoch ab, so vermindert sich auch die Dicke dieses Schmierfilms und es kommt schließlich zur Mischreibung, die Rauheitsspitzen der Oberflächen beginnen sich zu berühren. Daraus resultiert erhöhte Reibung und erhöhter Verschleiß. Im Moment des Stillstandes wird dann der noch vorhandene Schmierfilm durch die Vorspannkraft des Ringes bzw. durch den herrschenden Druck verdrängt. Nach dem Totpunkt, bei steigender Geschwindigkeit, nimmt die Schmierfilmstärke wieder zu.

Die auftretenden Reibmechanismen sollen in einem Reibungskraftverlauf veranschaulicht werden. Es wird ein simulierter Kraftverlauf bei 800min^{-1} und einer Drosselklappenöffnung von 5% betrachtet.

Es wird angenommen, dass die Kolbengeschwindigkeit ausreicht, um die Oberflächen vollständig durch einen Schmierfilm zu trennen.

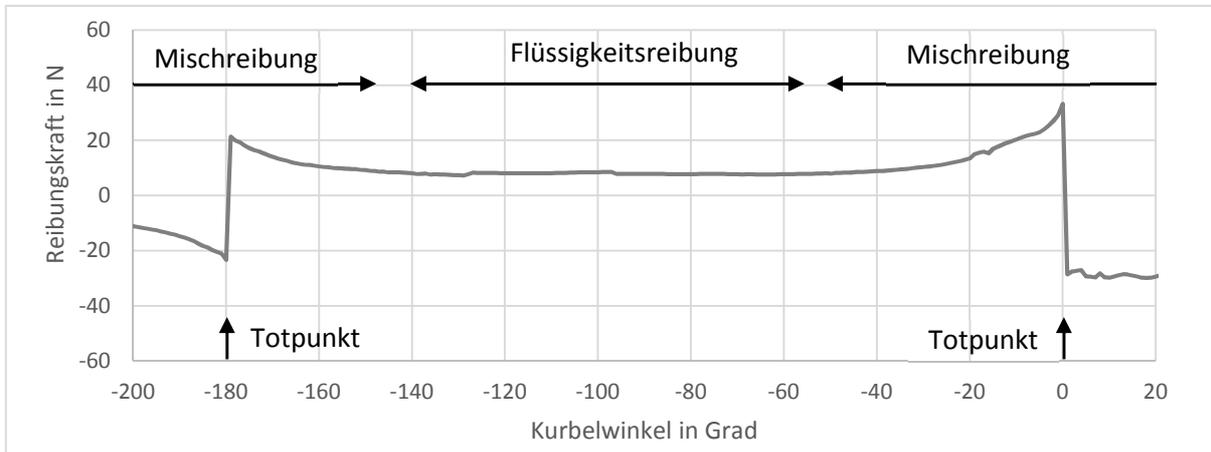


Abbildung 41: Reibmechanismen in Abhängigkeit des Kurbelwellenwinkels

In der Simulation muss sowohl die hydrodynamische als auch die Festkörperreibung abgebildet werden und in dieser oder ähnlicher Form zusammengefügt werden [2] S.191:

$$F_{Reibung} = \underbrace{\int \eta \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dA}_{\text{Hydrodynamischer- Anteil}} + \underbrace{\mu \int p_c dA}_{\text{Festkörper- Anteil}}$$

4.2 Evaluierung der Reibungsmodelle

Im Zuge dieser Arbeit ist lediglich die Beschreibung der Reibung im Motor während des eingeschwungenen Betriebs von Interesse. Es wird ein thermisch und tribologisch stabiler Zustand vorausgesetzt. Der Start- bzw. der Abstellvorgang soll nicht betrachtet werden.

4.2.1 Anteil Flüssigkeitsreibung

Der vorausgehenden Literaturrecherche zufolge sind Multiskalenmodelle für die Beschreibung des hydrodynamischen Anteils des Kontakts zwischen Ring und Liner sehr gut geeignet. Diese Modelle sind Bottom-Up-Modelle und beschreiben die Reibung physikalisch. Das Verfahren nach Patir & Cheng, welches durch weitere Forschungen bestätigt wurde, hat dabei direkt die Struktur der Oberflächen als Parameter. Dieses Modell ist auch in der Lage große Kontakte mit vertretbarem Rechenaufwand zu berechnen.

Patir & Cheng beschränken ihr Modell auf Oberflächen mit Gauß-verteilten Rauheiten.

Die Strukturen einer gehonten Oberfläche entsprechen einer solchen Verteilung nicht. [30]

In Verbindung mit der Arbeit nach [25] (2.4.6.7) kann die Lineroberfläche korrekt abgebildet werden. Mit der errechneten Scherspannung im Schmierpalt kann auf die hydrodynamische Reibungskraft geschlossen werden.

Eine mögliche Erweiterung stellt das Modell nach [26] (2.4.6.5) dar. Darin wird in der Mikroskala eine einzelne Tasche in der Oberfläche betrachtet. Diese Oberfläche entspricht ebenfalls einer Gauß-Verteilung. Die Mikroskala wird, im Gegensatz zu der bei Patir & Cheng verwendeten Reynold'schen Differenzialgleichung, mit den Navier-Stokes Gleichungen berechnet.

Nach Abbildung 24 ist der Fehler, der durch die Verwendung der Reynold'schen Differenzialgleichung gemacht wird, sehr klein. Die enorme Zeitersparnis steht dabei einem kleinen Fehler gegenüber. Ein direkter Vergleich zwischen Navier-Stokes- und Reynolds-Gleichung im betrachteten System würde Aufschluss geben, bleibt im Rahmen dieser Arbeit aber offen. Damit würden absolute Werte zur Rechenzeit und zum gemachten Fehler vorliegen.

4.2.2 Anteil Festkörperreibung

Ein geeignetes Modell für den Festkörper-Reibungsanteil muss auf jeden Fall den Gleitreibungsanteil gut beschreiben. Ob die Haftreibung überhaupt abgebildet werden muss, ist unklar, da die Verweildauer im Totpunkt sehr kurz ist und sich möglicherweise noch immer eine geringe Menge an Schmierstoff im Kontakt befindet (Squeeze-Effekt).

Dynamische Modelle wären grundsätzlich in der Lage diese Effekte abzubilden. Ihre Hauptvorteile in Bereichen von Haftreibung, nicht-gleitender Auslenkung, Haftgleiten oder Hysterese-Verhalten können diese in dem betrachteten tribologischen System jedoch kaum ausspielen.

Um die recherchierten Modelle zu bedaten, sind in jedem Fall Experimente notwendig. Die bereits beschriebenen Modelle sollen hier auf ihre Eignung für die Simulation analysiert werden.

- Das DAHL-Modell berücksichtigt nur Gleitreibung. Es werden die dynamischen Effekte nicht-gleitende Auslenkung und Hysterese-Verhalten abgebildet.
- Beim Borstenmodell wurden für ca. 20 Borsten pro Kontaktpunkt gute Ergebnisse erzielt [10] S.24.

Bei einer Kontaktfläche von ca. 250 mm^2 pro Ring ($d=80 \text{ mm}$, $h=1 \text{ mm}$) würde die erforderliche Borstenanzahl einen nicht vertretbaren Rechenaufwand verursachen

Die Anzahl der Borsten müsste drastisch reduziert werden.

- Das Reset-Integrator-Modell stellt in Hinsicht auf die Rechenzeit eine Verbesserung dar. Jedoch beinhaltet es eine Diskontinuität zwischen Haften und Gleiten. Auch wenn kein klassisches Haften wegen des Schmierfilms erfolgt, so tritt diese Diskontinuität aufgrund des Richtungswechsels auf. Weil im tribologischen System keine oszillierende Anregung unterhalb der Losbrechkraft vorkommt, könnte das Modell durch die Vernachlässigung der Dämpfung im Haftbereich vereinfacht werden.

- Die Modellierung durch Bliman & Sorine ist geschwindigkeitsunabhängig und berücksichtigt ein Hysterese-Verhalten der Reibung. Es wird keine viskose Reibung berücksichtigt.
- Das LuGre-Modell bildet eine Vielzahl an Effekten ab. Über die Rechenzeit kann an dieser Stelle keine Aussage getroffen werden. Der auftretende Positionsdrift wäre im betrachteten tribologischen System nicht relevant, da keine oszillierende Anregung unterhalb der Losbrechkraft auftritt. Durch Vernachlässigung der viskosen Reibung könnte das Modell vereinfacht werden.
- Das GMS-Modell beschreibt ähnlich wie das LuGre-Modell sehr viele Reibungseffekte. Die Anzahl der zu definierenden Parameter steigt mit der Anzahl der Maxwell-Elemente.
- Das Seven-Parameter-Modell besteht, wie bereits erwähnt, aus zusammengeführten Reibungsmodellen. Die Ermittlung der sieben Parameter ist sehr aufwändig.

Durch die Trennung von hydrodynamischer- und Festkörperreibung wird die Verifikation des Festkörpermodells erschwert. Bei einem durchgeführten Experiment treten in der Regel beide Reibmechanismen auf. Bei einem Versuch gibt es nur die Möglichkeiten den geschmierten oder den trockenen Kontakt zu betrachten. Für die notwendigen Daten muss aus dem geschmierten Versuch nur der Anteil der Festkörperreibung ermittelt werden. Beim trockenen Versuch liegt durch den fehlenden Schmierfilm eine andere Kontaktsituation vor, die nicht repräsentativ für den Festkörperkontakt im geschmierten Zustand ist.

Das Finden des optimalen Modells ist eine sehr komplexe Aufgabe. Daher soll an dieser Stelle ein gewichtetes Punkteverfahren angewandt werden, um die verschiedenen Modelle objektiv zu bewerten.

4.2.3 Gewichtete Punktebewertung

Die Analyse wurde nach [31] durchgeführt. Die Summe der Gewichte ist eins und teilt sich auf die unterschiedlichen Kriterien auf. Für Kriterien, die keine Gewichtung durch Fakten zulassen, ist die intuitive Entscheidung zulässig. [31] S.536

Diese Bewertung basiert auf den Werten aus Tabelle 1 (2.4.3.9).

An dieser Stelle muss erwähnt werden, dass die Gewichtungen aufgrund der fehlenden Information intuitiv gewählt wurden. Um diese Analyse mit verifizierten Daten zu versehen, müssten die einzelnen Modelle in der konkreten Anwendung getestet werden, um absolute Werte für Rechenzeit etc. zu erlangen.

Aus Gründen der Übersicht wird an dieser Stelle nicht das vollständige Diagramm eingefügt. Dieses befindet sich im Anhang (11.1).

Tabelle 3: Bewertungskriterien

Bewertungskriterien	Gewichtung
Haftreibung	0,1
Gleitreibung	0,3
viskose Reibung	0
abgebildeter Stribeck-Effekt	0
wegabhängig	0,05
geschwindigkeitsabhängig	0,05
abgebildeter Hysterese-Effekt	0
Haftgleiten	0
Rechenaufwand	0,2
nicht-gleitende Auslenkung	0
freie Parameter	0,25
Summe	1

Zu den (nicht verifizierten) Gewichtungen:

- Die Haftreibung tritt durch den noch vorhandenen Schmierfilm selbst im Totpunkt nicht auf.
- Die Abbildung der Gleitreibung ist zwingend notwendig.
- Der viskose Anteil der Reibung wird durch die Flüssigkeitsreibung beschrieben und ist dahingehend kein Kriterium.
- Der Stribeck-Effekt wird bereits im Flüssigkeitsreibungsanteil berücksichtigt.
- Ob das Modell orts- oder geschwindigkeitsabhängig ist, ist im betrachteten Fall nicht relevant. Diese Daten würden durch den Versuch mit dem AVL - FRISC - Motor zur Verfügung stehen.
- Ein Hysterese-Effekt hat aufgrund der fehlenden Haftreibung eine untergeordnete Bedeutung. Kann aber nicht von vornherein ausgeschlossen werden.
- Haftgleiten kann durch den zu jederzeit vorhandenen Schmierfilm ausgeschlossen werden.
- Ebenfalls ist der Effekt der nicht-gleitenden Auslenkung wegen des Schmierfilms bzw. des fehlenden Haftens zu vernachlässigen.
- Zum Rechenaufwand liegen sehr wenige Informationen vor. Der Rechenaufwand wird z.B. beim Borsten- oder beim GMS-Modell durch die Größe des Kontakts beeinflusst.
- Der Aufwand der Parametrisierung wird durch die Anzahl der zu definierenden freien Parameter dargestellt. Je mehr freie Parameter, desto größer ist der Aufwand.

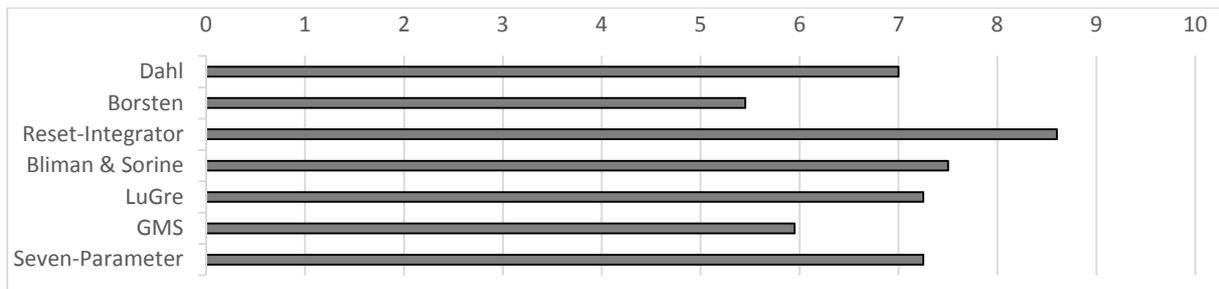


Abbildung 42: Ergebnisse - gewichtetes Punkteverfahren

Nach diesem Überblick erscheint das Reset-Integrator-Modell am besten geeignet für die Beschreibung der Festkörperreibung. Das Modell erfasst die auftretenden Reibungseffekte und ist ausdrücklich für Simulationen geeignet. Weiters sind im Vergleich zu den anderen Modellen nur wenige Parameter zu definieren. Dieses Modell besitzt bei der Richtungsumkehr jedoch eine Diskontinuität. Ob diese zu Stabilitätsproblemen führt, hängt von der Parametrisierung ab und müsste für die Anwendung gesondert überprüft werden.

Für eine endgültige Auswahl müssten die Modelle für diese Anwendung direkt miteinander verglichen werden, um absolute Werte in Bezug auf Rechenzeit und Ergebnisse zu erhalten. Mit den dadurch vorliegenden Werten kann eine optimale Lösung gefunden werden.

5 Analyse AVL - Excite Reibungsmodell

AVL - Excite Piston & Rings ist ein kommerzielles Mehrkörpersimulationsprogramm das speziell für den Anwendungsbereich der Verbrennungsmotoren entwickelt wurde.

In der Software ist für die Beschreibung des Kontakts zwischen Ring und Liner eine Kombination aus Multiskalen-Hydrodynamik-Modell und Festkörperreibungmodell implementiert.

Folgende Modelle werden verwendet:

- Greenwood & Tripp Festkörperkontaktdruck-Modell
- Patir & Cheng Flussfaktoren-Berechnung

5.1 Anteil Flüssigkeitsreibung

In AVL - Excite Piston & Rings wird ein Multiskalen-Flussfaktoren-Modell verwendet. Die Flussfaktoren werden nach Patir & Cheng [24] berechnet. Dieses Modell erscheint aufgrund seiner relativ einfachen Parametrisierung besonders geeignet für die Beschreibung der Flüssigkeitsreibung. Dieses Modell erfordert keinen experimentellen Aufbau zur Parametrisierung.

In Kapitel (2.4.6.7) wird erläutert, wie die Diskretisierung der Zelle im Mikrobereich vorgenommen werden soll, um auch maßstäblich große Oberflächenstrukturen, wie Honriefen, abbilden zu können. Die Diskretisierung von AVL - Excite soll an dieser Stelle mit der Empfehlung von [25] verglichen werden. Da der Scherflussfaktor die genaueste Auflösung erfordert, wird dessen Diskretisierung genauer betrachtet.

Table 4: Diskretisierung AVL - Excite im Vergleich zu [25]

[25]		Fläche	Auflösung	Abstand zwischen Knoten
Seitenlänge				
mm	µm	µm ²		µm
0,175	175,4	30 758	800 x 800	0,219

AVL - Excite Piston & Rings		Fläche	Auflösung	Abstand zwischen Knoten
Seitenlänge				
mm	µm	µm ²		µm
0,300	300,0	90 000	3 000 x 3 000	0,100

Die Auflösung der Mikroskala in AVL - Excite Piston & Rings übersteigt die empfohlene und ist damit in der Lage die maßstäblich großen Strukturen abzubilden.

5.2 Anteil Festkörperreibung

Mit dem Ansatz nach Greenwood & Tripp [6] wird der Festkörperkontaktdruck zwischen den rauen Oberflächen berechnet (siehe 2.2.1). Dieser Ansatz basiert auf einer vereinfachten Betrachtung der Oberflächenstruktur.

Mit den Ergebnissen aus der Festkörperkontaktdruckberechnung wird mittels eines Top-Down-Verfahrens ein allgemeiner Reibkoeffizient berechnet. Der abrasive Anteil wird in dieser Betrachtung vernachlässigt. [32] S.572

Dieser Ansatz stellt einen statischen Ansatz dar

$$\mu_a = \underbrace{\mu_0 * a^{-\sqrt{(b*L_N)}}}_{\text{adhäsiv}} + \underbrace{c * r_c * L_N \left[1 - a^{-\sqrt{b*L_N}} \right]}_{\text{mikro-hd}}$$

$$L_N = \frac{\eta |\Delta u|}{p_c L_s}$$

$$L_s = \frac{1}{\eta_d * \beta * \sqrt{\Theta}}$$

- μ_0 Coulomb'scher Reibkoeffizient
- a, b, c Konstanten, die von Öl-Zusammensetzung und Materialpaarung abhängen
- L_N Schmierungszahl
- r_c Festkörperkontakt Verhältnis
- η dynamische Viskosität
- Δu Relativgeschwindigkeit
- p_c Festkörperkontaktdruck
- L_s Referenzlänge für Rauheitsspitzenkontakt
- η_d mittlere Rauheitsspitzendichte
- β zusammengesetzter Rauheitsspitzenradius
- Θ Rauheits-Orientierung

Die Konstanten a, b und c müssen experimentell, z.B. in einem Tribometer-Test, ermittelt werden.

Der allgemeine Reibungskoeffizient setzt sich aus Festkörperkontakt und „mikrohydrodynamischem Kontakt“ zusammen. Bei einem mikrohydrodynamischen Kontakt sind die beiden Oberflächen durch einen ultradünnen Schmierfilm getrennt.

6 Reibungsmessung im Motor

6.1 Messverfahren

Motoren reibungstechnisch zu untersuchen ist mit großem Aufwand und meistens auch mit großen Ungenauigkeiten verbunden. Die Reibungsverluste des Motors setzen sich aus den Anteilen verschiedener Komponenten wie Lagerung, Ventiltrieb, Generator etc. zusammen. Für die Ermittlung der Reibung gibt es mehrere Verfahren. [1] S.439f.

Auslaufversuch

Der Motor wird aus einem Betriebspunkt heraus abgestellt und die Änderung der Drehzahl über der Zeit wird aufgezeichnet. Aus diesem Verlauf kann unter Berücksichtigung der trägen Massen die Reibung berechnet werden. Die Messung läuft ungefeuert ab und vernachlässigt dadurch die durch die Verbrennung entstehenden Effekte. Diese Messung eignet sich aufgrund der Ungenauigkeit nur für eine grobe Abschätzung.

Abschaltversuch

Dieses Verfahren ist nur für Mehrzylindermotoren geeignet. Dabei wird die Kraftstoffzufuhr zu einem Zylinder abgeschaltet. Aus der Änderung der Motorleistung kann auf die Reibung geschlossen werden. Die Messung findet ungefeuert statt. Dieses Verfahren ist ebenfalls ungenau und nur für eine grobe Abschätzung geeignet.

Strip-Down-Methode

Mit dieser Methode ist es möglich, einzelne Motorkomponenten in Hinsicht auf Reibung zu vermessen. Dabei wird der Motor geschleppt betrieben. Die notwendige Leistung, um den Motor zu schleppen, repräsentiert die Reibleistung. Zu Beginn wird das komplette Aggregat betrieben. Anschließend werden einzelne Komponenten wie z.B. Flüssigkeitspumpen, Einspritzung, Nockenwellenantrieb etc. entfernt. Dieses Wegnehmen von Komponenten äußert sich in der Abnahme der Reibleistung und lässt somit eine Zuordnung der Reibungsanteile an die Motorkomponenten zu.

Bei diesen Messungen läuft der Motor rein fremdgetrieben, es findet keine Verbrennung im Zylinder statt. Durch die Konditionierungsanlage sind die Kühl- und Schmierflüssigkeiten zwar im Bereich der Betriebstemperatur, jedoch bleibt der Einfluss, der von der Verbrennung ausgeht, unberücksichtigt. Die fehlende Verbrennung äußert sich neben dem niedrigeren Druck auch in einer niedrigeren Temperatur von Kolbengruppe und Zylinder.

Neben den mechanischen Widerständen werden auch die Verluste durch den Gaswechsel mitgemessen. Ohne zusätzliche Einrichtungen kann nicht zwischen mechanischem- und Gaswechselperlust unterschieden werden. Die Verluste, die aus dem Gaswechsel resultieren, reagieren sehr sensibel auf Umgebungsbedingungen und auf die Gasführung vor und nach dem Zylinder. Dadurch ergibt sich eine schlechte Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Motoren.

Um eine Aussage zu erhalten, welchen Anteil die mechanische Umgebung des Motors an der Reibung hat, ist diese Methode sehr gut geeignet.

Indizier-Methode

Diese Methode ermöglicht die Messung der Reibung im Motor im gefeuerten Betrieb. Mit Drucksensoren wird der Druckverlauf im Zylinder aufgezeichnet und die indizierte Arbeit kann berechnet werden. Aus dem Vergleich mit dem Moment an der Ausgangswelle kann die Reibleistung ermittelt werden.

Der messtechnische Aufwand für diese Methode ist sehr hoch. Bei Mehrzylindermotoren muss jeder Zylinder mit einem Sensor versehen werden, da sich zwischen den Zylindern zum Teil sehr unterschiedliche Drücke einstellen. Die Daten wie Druckverlauf, Totpunktlagen, Drehmoment etc. müssen sehr genau ermittelt werden. Ein Fehler der oberen Totpunktlage von nur $0,1^\circ$ Kurbelwellenwinkel kann sich mit einer Änderung von bis zu 10% des Reibmitteldrucks äußern.

Sondermessverfahren

Speziell zur Reibungsmessung einzelner Komponenten gibt es eine Vielzahl an weiteren Verfahren.

Zur Messung der Reibung der Kolbengruppe gibt es unter anderem das Floating-Liner-Prinzip, welches auch im AVL - FRISC - Motor eingesetzt wird. Dabei ist der Liner vom restlichen Motor entkoppelt und nur über Kraftmesssensoren bzw. Dichtungen mit dem Motorblock verbunden. Dadurch kann die Reibung, die zwischen Kolben, Kolbenringen und Liner auftritt, direkt gemessen werden. Dieses Messverfahren soll an dieser Stelle genauer beschrieben werden.

Für die Messung der Reibung der Kolbengruppe gibt es neben diesem Messverfahren die Möglichkeit das Pleuel mit Messsensorik auszustatten. In Verbindung mit dem aufgezeichneten Zylinderdruck kann dadurch auf die Reibung der Kolbengruppe geschlossen werden.

6.2 AVL - FRISC - Floating - Liner Motor

(vgl. [33])

„FRISC“ steht für „Friction Single Cylinder Engine“ und basiert auf einem AVL - Einzylinder - Forschungsmotor. Dieser besteht aus Kurbelgehäuse, Kurbelwelle, Schwungrad und Massenausgleich erster und zweiter Ordnung. Darauf aufgebaut ist die Floating-Liner-Einheit, welche aus Zylinderbuchse, Zylinderbuchsenträger und dem wassergekühlten Mantel besteht. Diese Einheit ist durch Kraftsensoren mit der Basis verbunden. Neben den Kraftmesssensoren sind die einzigen Berührungspunkte die Abdichtung zum Kurbelgehäuse über eine Gummimembran und die Abdichtung nach oben zum Zylinderkopf über einen Dichtring (ähnlich einem Kolbenring). Die Gummimembran muss nur minimalen Druck abdichten und ist eher als Spritzschutz anzusehen. Der Dichtring, der zwischen Liner und Zylinderkopf ist, muss hingegen den Zünddruck gegenüber dem Umgebungsdruck abdichten.

Durch diesen Aufbau ist es möglich, die Reibungskraft zwischen Kolbengruppe und Zylinderliner im gefeuerten und im geschleppten Zustand zu messen. Die Reibungskraft wird über den Kurbelwellenwinkel in $0,1^\circ$ Schritten aufgezeichnet. Die Kraftsensoren zeichnen Kräfte in allen drei Koordinatenrichtungen auf. Primär ist jedoch die Kraft in Zylinderachsenrichtung z von Interesse.

Der AVL - FRISC - Motor ermöglicht den zuverlässigen Vergleich von verschiedenen Werkstoffen, Geometrien, Oberflächenbehandlungen etc.

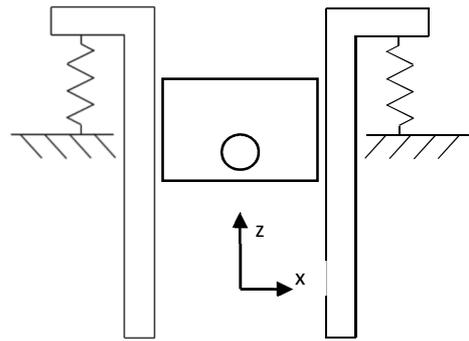


Abbildung 43: Abstraktion AVL - FRISC - Aufbau

6.3 AVL - FRISC - Messung

Vor den Messungen wird eine Messmatrix erstellt. Bei der Erstellung der Matrix steht die Variation von Parametern im Vordergrund, um den Einfluss dieser sichtbar machen zu können. Bei der anschließenden Auswertung soll analysiert werden, welchen Einfluss z.B. eine steigende Drehzahl auf die Reibungskraft hat und warum. Die Parameter Drehzahl und Drosselklappenstellung werden variiert.

Tabelle 5: Messmatrix

T_Öl [°C]	80
T_W [°C]	80
Drosselklappenstellung α	
n [min ⁻¹]	
800	50%
	25%
	10%
	5%
1900	50%
	25%
	10%
	5%
3000	50%
	25%
	10%
	5%

Bei Drosselklappenstellungen über 50% treten keine signifikanten Änderungen im Reibungskraftverlauf mehr auf. Aus diesem Grund werden keine Messungen mit größeren Klappenöffnungen durchgeführt.

6.4 Auswertung

Die Messungen werden mit dem Datenerfassungssystem AVL - INDICOM durchgeführt. In Summe wird pro Messung durch die Software ein Kurbelwellenwinkel von $500 \times 720^\circ = 360\,000^\circ$ aufgezeichnet. Die gemessenen Zyklen werden anschließend gemittelt. Durch die unterschiedliche Drehzahl ergeben sich unterschiedliche Messdauern.

AVL - INDICOM zeichnet eine Vielzahl an Messdaten auf. Unter anderem:

- Signale der Kraftmesssensoren
- Druckverlauf in Zylinder und Kurbelwellengehäuse
- Temperaturen von Fluiden, Liner etc.
- Drehmoment

Die Weiterverarbeitung bzw. die Erstellung der Diagramme wird mit AVL - Concerto durchgeführt.

An dieser Stelle soll exemplarisch die Analyse eines Messpunktes durchgeführt werden. Es wird der Betriebspunkt mit den Parametern

Öl Temp. = 80°C Wasser Temp. = 80°C $n = 1900 \text{ min}^{-1}$ $\alpha = 25\%$

beschrieben.

Zu Beginn stehen nur Rohdaten der einzelnen Sensoren zur Verfügung. Im Speziellen sind die Kräfte in Z - Richtung von Interesse. Die Gesamtkraft F_Z ergibt sich durch Summation der Z - Anteile der vier Sensoren.

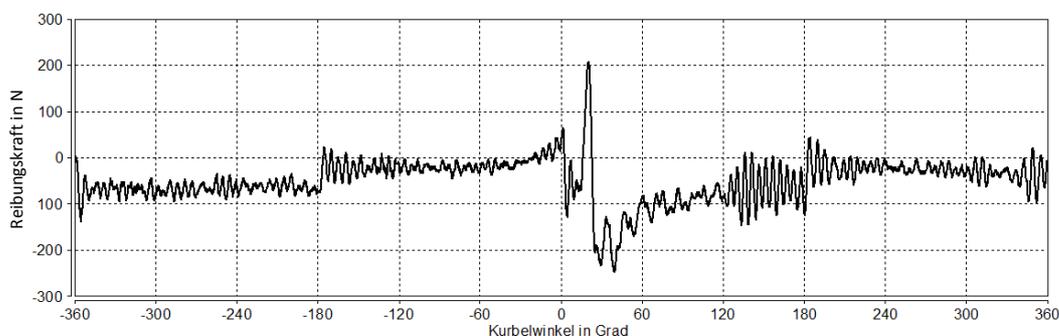


Abbildung 44: Reibungskraftverlauf ungefiltert

Dem Reibungskraftverlauf sind hochfrequente Schwingungsanteile überlagert. Weiters ist der Verlauf aufgrund des dynamischen Messprinzips der Kraftmesssensoren entlang der Ordinate verschoben. Durch folgende Maßnahmen wird dieses Rohsignal korrigiert:

- Durch eine Tiefpass-Filterung kann der Verlauf geglättet werden. In diesem Fall werden Frequenzen über 800 Hz gedämpft, niedrigere Frequenzen können dagegen den Filter ungehindert passieren.
- Die Reibungskraft wird in den Totpunkten bei -180° und $+180^\circ$ in einem Bereich von $\pm 20^\circ$ gemittelt. Anschließend wird das gesamte Signal um diesen Wert entlang der Ordinate verschoben.

- Der Liner erfährt durch den im Kurbelgehäuse wirkenden Druck eine nach oben gerichtete Kraft. Diese hängt vom Druck und der Fläche ab. Diese Kraft wird von der Reibungskraft subtrahiert.

Schließlich steht ein korrigierter und gefilterter Reibungskraftverlauf zur Verfügung.

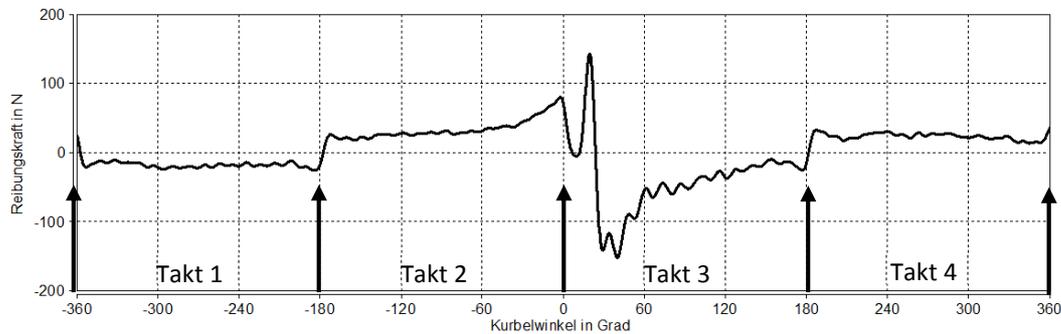


Abbildung 45: Reibungskraftverlauf korrigiert

In dieser Grafik sind die einzelnen Takte des Verbrennungsmotors ersichtlich. Sie sind durch die mit Pfeilen markierten Totpunkte voneinander getrennt.

Der Reibungskraftverlauf lässt sich durch die Kolbenbewegung erklären. Im ersten Takt bewegt sich der Kolben nach unten, daraus resultiert eine nach unten gerichtete Kraft. Nach der Richtungsumkehr des Kolbens im unteren Totpunkt erfährt der Liner eine nach oben gerichtete Kraft. In den Totpunkten erfolgt dadurch ein Nulldurchgang der Kraft.

Anschließend soll der Reibungskraftverlauf der einzelnen Takte analysiert werden. In weiterer Folge wird der Zylinderdruckverlauf mit Druckverlauf bezeichnet.

6.4.1 Takt 1 - Ladungswechsel - Ansaugen

Im ersten Takt wird durch die Abwärtsbewegung des Kolbens die frische Ladung durch die offenen Einlassventile eingesaugt. Die Reibungskraft zeigt über den gesamten Takt nur minimale Ausschläge. Die Kolbenringe werden durch den sehr geringen Druckunterschied zwischen Zylinder und Kurbelwellengehäuse nur durch ihre eigene Vorspannung konstant an die Lineroberfläche gepresst. Dadurch ergibt sich dieser konstante Verlauf.

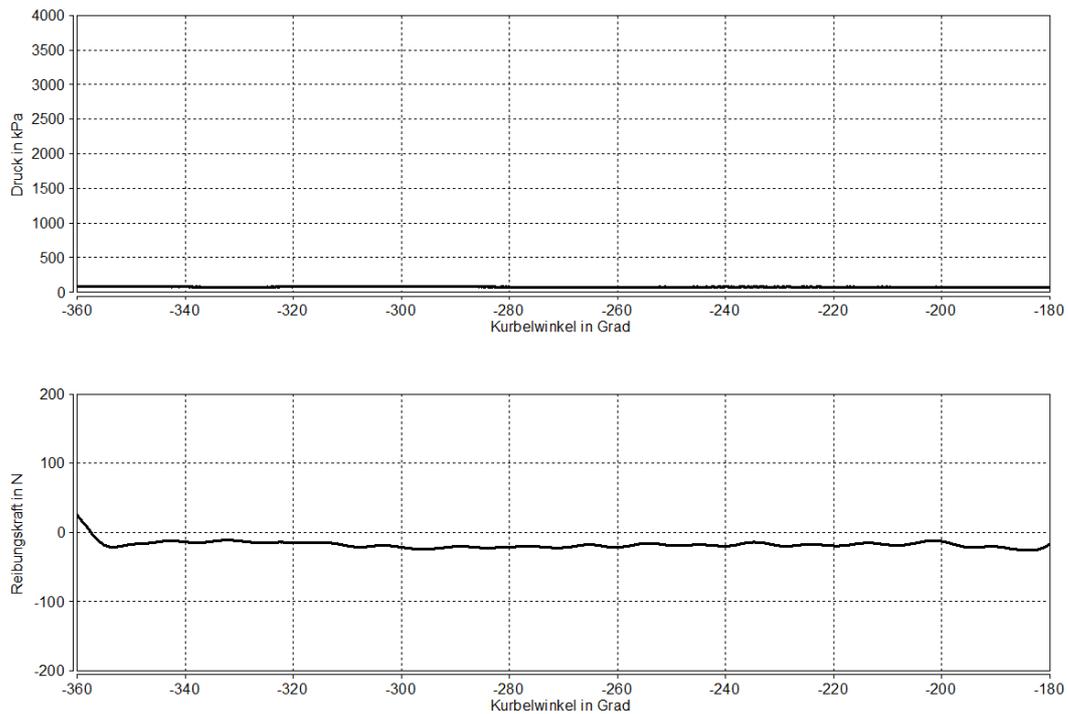


Abbildung 46: Druck- und Reibungskraftverlauf - erster Takt

6.4.2 Takt 2 - Verdichtungstakt

Nach Erreichen des unteren Totpunkts beginnt der zweite Takt. Dieser Takt wird Verdichtungstakt genannt, da durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens der Arbeitsraum verkleinert wird und der Druck ansteigt.

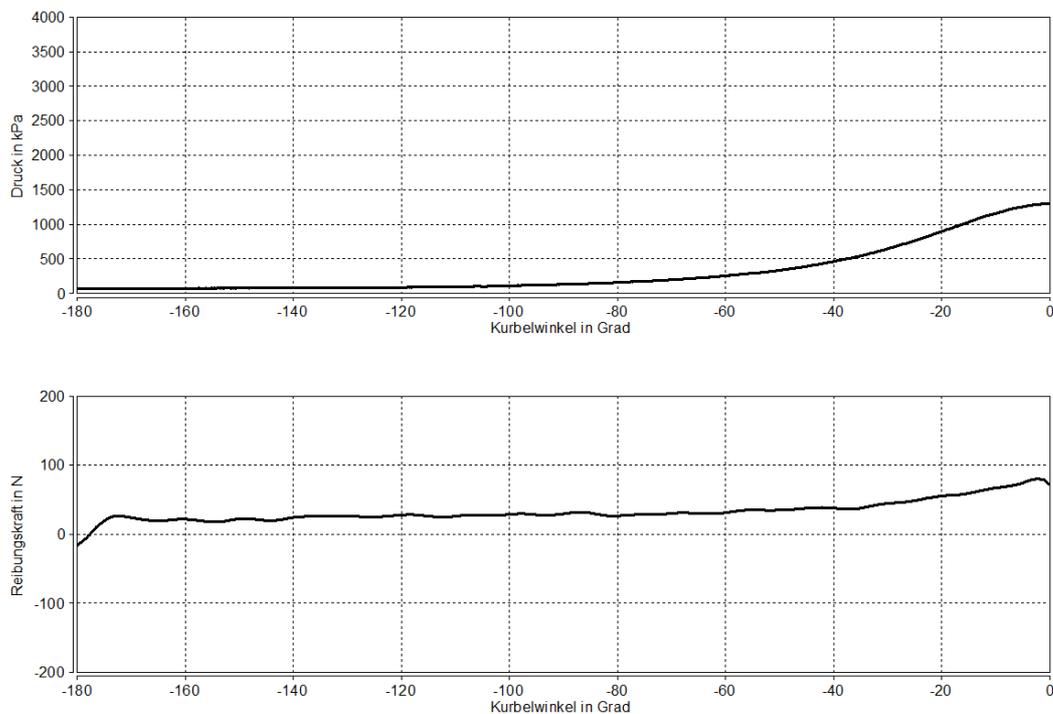


Abbildung 47: Druck- und Reibungskraftverlauf - zweiter Takt

Der steile Anstieg der Reibungskraft zu Beginn des zweiten Takts wird durch die Richtungsumkehr des Kolbens im Totpunkt hervorgerufen. Bei ca. -100° Kurbelwellenwinkel

tritt ein Anstieg im Druckverlauf auf. Die Kolbenringe liegen während dieses Takts an der unteren Nutflanke an, so wirkt der steigende Druck im Arbeitsraum auch am Innendurchmesser des ersten Rings und presst diesen zusätzlich zu der eigenen Vorspannung an die Linoberfläche (siehe Abbildung 38). Durch diese erhöhte Normalkraft steigt die Reibungskraft an. Zusätzlich steigt durch den ansteigenden Druck die Kolbenseitenkraft und damit die Kolbenhemdreibung an.

6.4.3 Takt 3 - Arbeitstakt

Im Bereich des oberen Totpunkts erfolgt die Zündung und der Arbeitstakt beginnt. Durch die Verbrennung des Gemisches erfolgt eine Druckerhöhung auf den Maximaldruck. Der Kolben wird durch die Expansion des Gases nach unten bewegt. Das Gas leistet Arbeit am Kolben. Diese wird über den Kurbeltrieb an die Kurbelwelle geleitet.

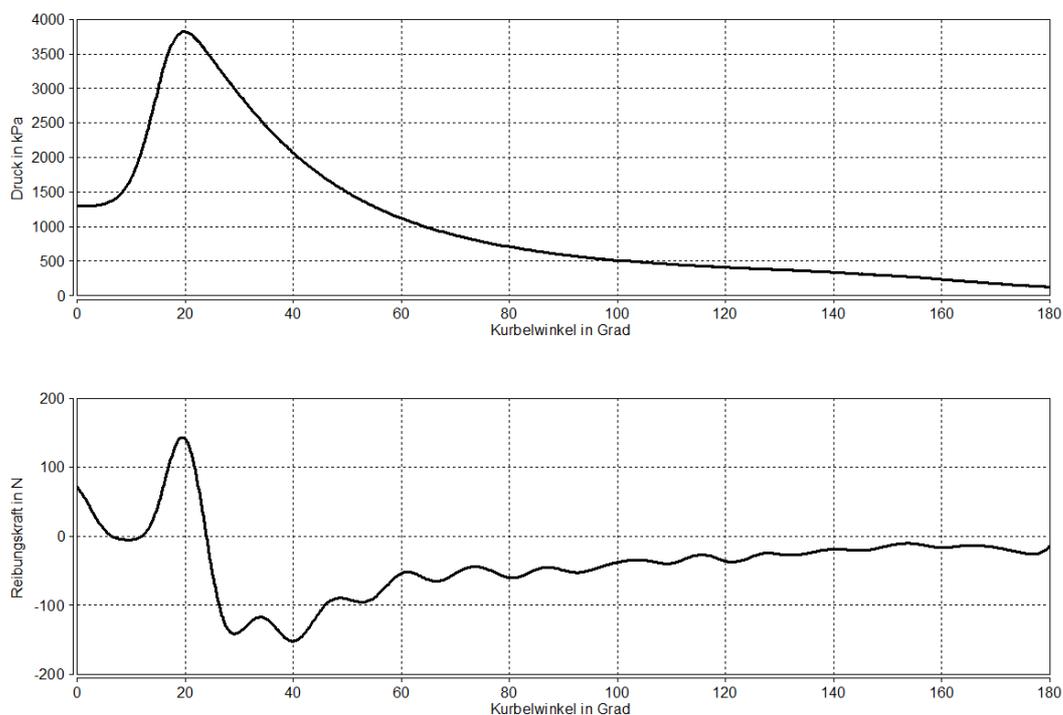


Abbildung 48: Druck- und Reibungsverlauf - dritter Takt

Der Reibungsverlauf in diesem Takt weist wesentlich größere Amplituden als in den vorhergehenden Takten auf. Die Kolbenringe liegen durch den hohen Druck an den unteren Nutflanken an. Der Zylinderdruck wirkt somit am Innendurchmesser des ersten Rings und erhöht dadurch die Reibungskraft. Der hohe Druck erklärt die großen Ausschläge im Reibungsverlauf.

Der Peak bei 20° Kurbelwellenwinkel ist jedoch untypisch. Für die Erklärung dieses Ausschlages bedarf es weiterer Untersuchungen

Nach dem Maximum nimmt der Druck durch die Abwärtsbewegung des Kolbens kontinuierlich ab. Mit dem Druck nimmt auch die Anpresskraft der Kolbenringe und somit die Reibungskraft ab.

6.4.4 Takt 4 - Ladungswechsel - Ausstoßen

In diesem Takt erreicht der Kolben den unteren Totpunkt, die Auslassventile werden geöffnet und das Verbrennungsgas wird vom Kolben aus dem Zylinder befördert. Nach diesem Takt wiederholt sich der Zyklus.

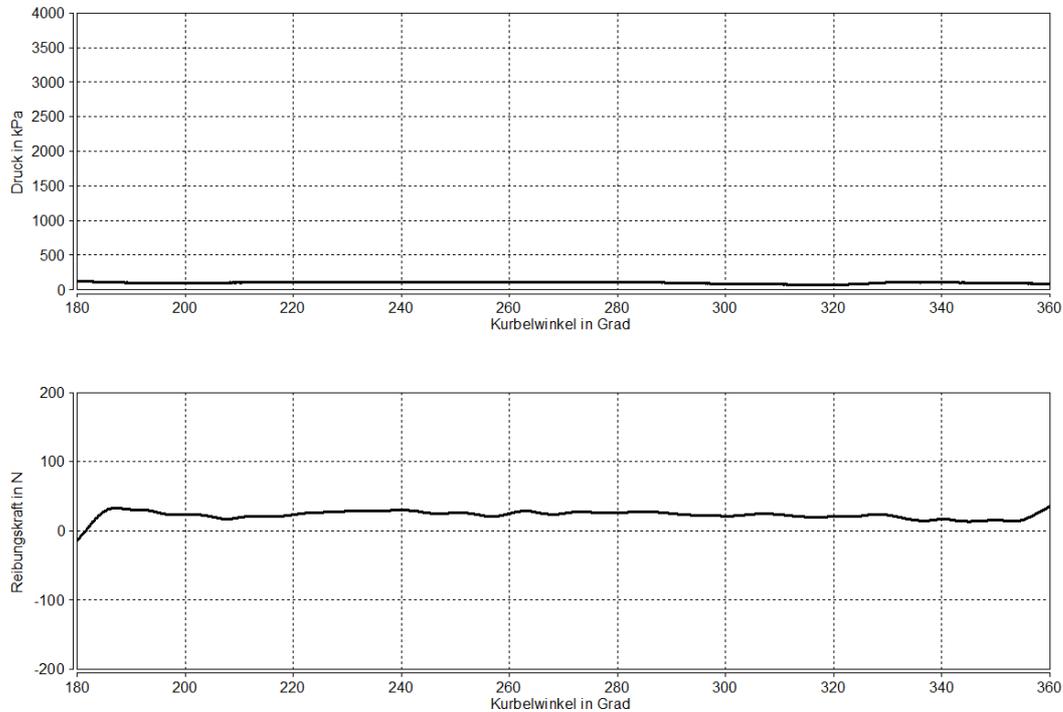


Abbildung 49: Druck- und Reibungskraftverlauf - vierter Takt

Aufgrund der offenen Ventile müssen die Kolbenringe nur minimalen Druck abdichten, dadurch werden die Ringe nur durch die eigene Vorspannkraft angepresst. Die Reibungskraft verläuft nahezu konstant.

6.4.5 Parametervergleich

An dieser Stelle soll gezeigt werden, welchen Einfluss die Änderung einzelner Parameter auf die Reibungskraft hat.

6.4.5.1 Drehzahl

Die Lastpunkte werden bei den Drehzahlen 900 min^{-1} , 1800 min^{-1} und 3000 min^{-1} gemessen. Für diese Betrachtung wurden weitere Parameter konstant gehalten, um den Einfluss der Drehzahl zu isolieren.

Das folgende Diagramm gilt für $\alpha=50\%$, $T_{\text{Öl}}=80 \text{ °C}$ und $T_{\text{Wasser}}=80 \text{ °C}$.

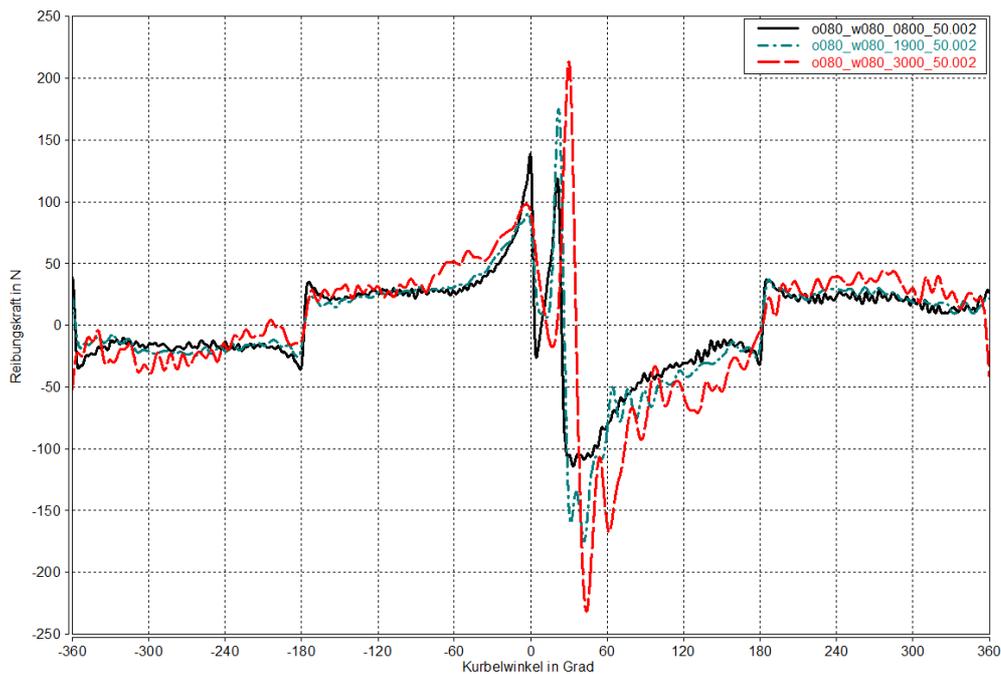


Abbildung 50: Reibungskraftverlauf in Abhängigkeit der Drehzahl - 50%

Anmerkung zur Legende:

In diesem und den folgenden Diagrammen sind die Datensätze wie folgt beschriftet:

T_Öl, T_Wasser, Drehzahl, Drosselklappenöffnung

z.B.

o080_w080_1900_50 → T_Öl=80 °C, T_Wasser=80 °C, n=1900 min⁻¹, α=50%

Bei höheren Drehzahlen nehmen dynamische Einflüsse, bedingt durch den Messaufbau zu und führen zu hochfrequenten Schwingungen. Die niedrigste Drehzahl zeigt in den Totpunkten die höchste und zwischen den Totpunkten (siehe -270° und 270°) die niedrigste Reibungskraft. Dieser Effekt lässt sich mit der Stribeck-Kurve bzw. mit der hydrodynamischen Reibung erklären.

Die Kolbengeschwindigkeit bedingt zwei Effekte. Einerseits kommt es nach den Totpunkten durch eine höhere Geschwindigkeit schneller zu Flüssigkeitsreibung und damit zu einer niedrigeren Reibungskraft, andererseits bedingt die höhere Geschwindigkeit einen größeren Geschwindigkeitsgradienten im Schmierfilm. Dieser größere Gradient führt zu einer höheren Scherspannung im Fluid und dadurch zu höherer Reibung.

Durch die höhere Kolbengeschwindigkeit bei höherer Drehzahl stellt sich Flüssigkeitsreibung schneller ein bzw. bleibt diese gegen Ende der Takte länger aufrecht, was die Reibungskraft reduziert. Zwischen den Totpunkten wird bei der Drehzahl von 3000 min⁻¹ die Übergangsgeschwindigkeit (Stribeck) überschritten und die Reibungskraft nimmt aufgrund des höheren Geschwindigkeitsgradienten im Schmierfilm zu.

Hohe Drehzahlen begünstigen den Bereich um die Totpunkte, verursachen aber zwischen den Totpunkten im Midstroke-Bereich eine höhere Reibungskraft.

Die höhere Reibungskraft in den Totpunkten bei niedrigen Drehzahlen lässt sich durch den Squeeze-Effekt erklären. Bewegt sich der Kolben auf einen Totpunkt zu, so nimmt die Schmierfilmdicke kontinuierlich ab. Bei Stillstand wird der noch vorhandene Film durch die

Normalkraft aus dem Schmierpalt gepresst. Dieser Vorgang läuft sehr schnell ab, daher kommt es, obwohl Stillstand herrscht, durch den noch vorhandenen Schmierfilm zu keinem Haften. Eine hohe Drehzahl bewirkt eine kürzere Verweildauer im Totpunkt und einen dickeren Fluidfilm, der länger aufrechterhalten wird. Dadurch zeigt die Messung mit der höchsten Drehzahl die niedrigste Reibungskraft in den Totpunkten.

Durch Betrachtung des Zylinderdruckverlaufs können zusätzliche Schlüsse gezogen werden.

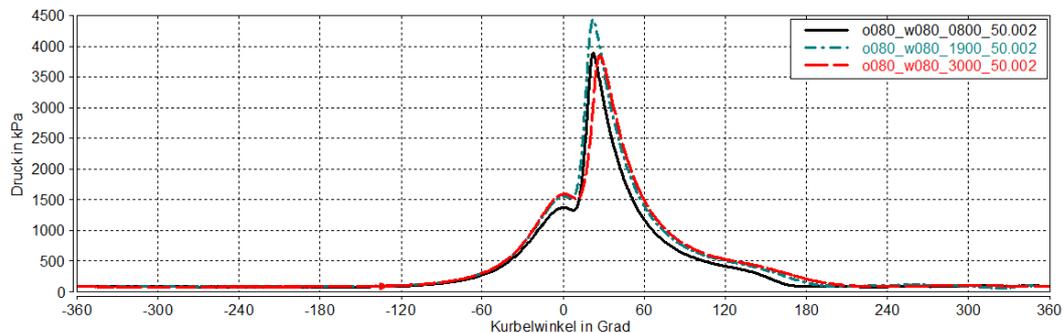


Abbildung 51: Zylinderdruckverlauf in Abhängigkeit der Drehzahl - 50%

Die Verläufe unterscheiden sich nur geringfügig. Der Maximaldruck unterscheidet sich jedoch. Bei den Drehzahlen 800 min^{-1} und 3000 min^{-1} ist der Maximaldruck gleich hoch, aber um etwa 5° phasenverschoben. Die Druckspitze bei 1900 min^{-1} hingegen ist um ca. 500 kPa höher als die der beiden anderen Drehzahlen. Diese Unterschiede kommen durch unterschiedliche Zündzeitpunkte, Zündwinkel, Einspritzmengen etc. zustande.

6.4.5.2 Drosselklappenöffnung

Es werden jeweils drei Drosselklappenstellungen (50%, 10% und 5%) in einem Diagramm zusammengefasst.

$T_{\text{Öl}}=80 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{\text{Wasser}}=80 \text{ }^\circ\text{C}$ $n=800 \text{ min}^{-1}$

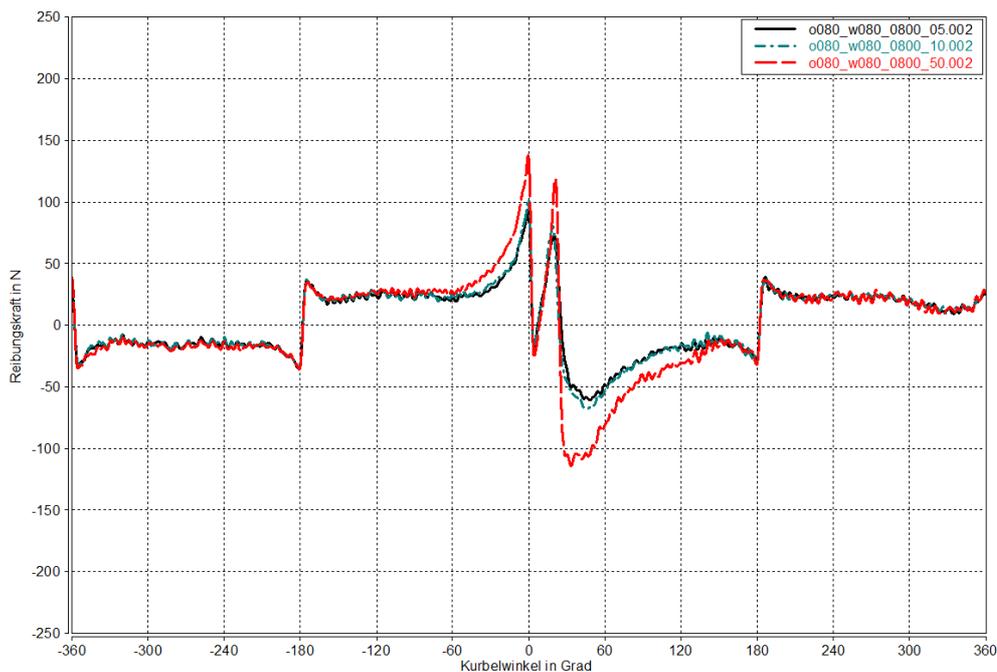


Abbildung 52: Reibungskraftverlauf in Abhängigkeit der Drosselklappenstellung - 800 min^{-1}

Der Einfluss der Drosselklappenöffnung beschränkt sich auf den zweiten und dritten Takt. Bei größer werdender Klappenöffnung steigt die Reibungskraft an. Mehrere Effekte spielen hierbei eine Rolle. Durch die größere Öffnung gelangt mehr Gas in den Zylinder, dadurch ist der Druck nach der Verdichtung höher. Bei größerer Klappenöffnung wird mehr Treibstoff eingespritzt, was einerseits in einer Änderung des Verbrennungsdrucks resultiert und andererseits die thermische Situation und dadurch die Geometrien der Bauteile beeinflusst. Die höhere Reibung bei größerer Klappenöffnung erklärt sich durch den höheren Zylinderdruck. Der höhere Druck bedingt einerseits eine größere Kolbenring-Anpresskraft und andererseits eine größere Kolbenseitenkraft. Dies führt zu höherer Reibungskraft.

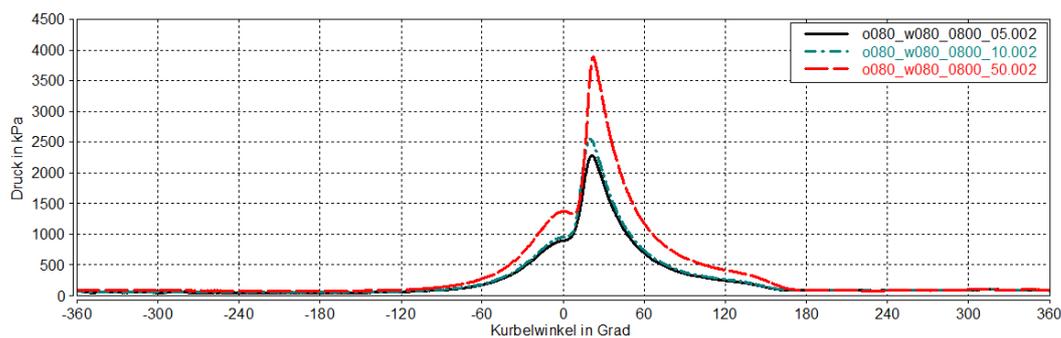


Abbildung 53: Zylinderdruckverlauf in Abhängigkeit der Drosselklappenstellung - 800min⁻¹

6.5 Zusammenfassung Messung

Zusammenfassend lassen sich einige Aussagen treffen, die auf der Analyse der Messergebnisse basieren.

6.5.1 Drehzahl

Eine hohe Drehzahl begünstigt den Aufbau eines Schmierfilms, führt aber in Bereichen hoher Kolbengeschwindigkeit (Midstroke) durch einen größeren Geschwindigkeitsgradienten auch zu erhöhter Reibung.

In Bezug auf die Messtechnik wachsen mit steigenden Drehzahlen die Einflüsse der Strukturodynamik und erschweren so eine genaue Aussage über die Reibungskraft.

6.5.2 Drosselklappenöffnung

Mit größer werdender Drosselklappenöffnung gelangt einerseits mehr Gas und andererseits mehr Treibstoff in den Zylinder. Dadurch nimmt der Zylinderdruck zu bzw. ändert sich die thermische Situation für die Bauteile. Diese Effekte führen in Summe zu einer höheren Reibungskraft.

7 Simulation

Für die Simulation wird die Software AVL - Excite Piston & Rings verwendet.

Die Simulation basiert unter anderem auf den bereits genannten Modellen nach Greenwood & Tripp und Patir & Cheng. Es handelt sich um eine Mehr-Körper-Simulation, die Bewegungen der Komponenten wie z.B. Kolbensekundärbewegungen oder Verformung der Kolbenringe (Ring Twist) bzw. die wirkenden Kräfte abbilden kann. Die Ergebnisse der Simulation werden mit AVL - IMPRESS weiterverarbeitet.

7.1 Aufbau des Modells

Um ein Modell aufzubauen, ist eine Vielzahl von Daten notwendig, angefangen von der exakten Geometrie der Bauteile bis hin zu Oberflächenbeschaffenheit, Wärmeübergangskoeffizienten etc.

An dieser Stelle soll eine gekürzte Übersicht über die notwendigen Daten gezeigt werden. Eine vollständige Liste der Parameter ist im Anhang zu finden.

- Kurbeltrieblayout allgemein
 - Bohrung
 - Hub
 - Pleuellänge
- Zylinderdruckverlauf
- Kurbelgehäusedruckverlauf
- Öl-Spezifikation
- Kolbengeometrie
 - Massenmittelpunkt
 - Steifigkeit
- Zylindergeometrie
 - Temperaturverteilung
 - Verformung durch Temperatureinfluss
 - Oberflächenbeschaffenheit
- Kolbenringe
 - Geometrie
 - Vorspannung
 - Oberflächenbeschaffenheit

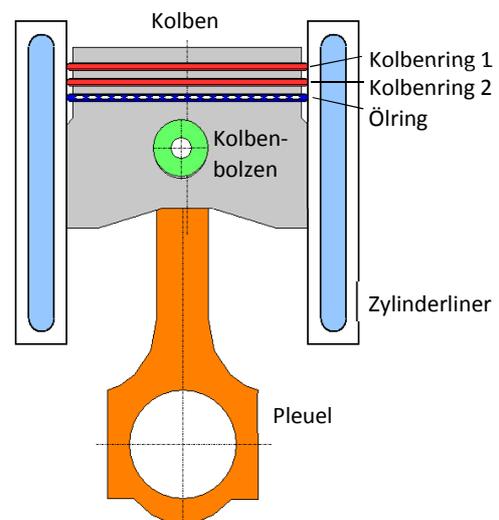


Abbildung 54: AVL - Excite Piston & Rings

7.2 Parameter - Einflussstudie

Da die notwendigen Parameter in frühen Entwicklungsstadien zum Teil nicht verfügbar sind, soll eine Abschätzung erfolgen, wie groß der Einfluss der Änderung einzelner Parameter auf das Endergebnis ist. Dadurch soll eine Prioritätenliste der Parameter erstellt werden, die eine Reihenfolge für die Ermittlung der Parameter ergibt. Dafür soll eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt werden.

Die Erstellung einer solchen Analyse kann dabei nach unterschiedlichen Methoden durchgeführt werden. [34] S.188f

7.2.1 One Factor at a Time

Dabei werden immer nur einzelne Parameter geändert und das Resultat untersucht. Der gewählte Parameter wird so lange verändert, bis sich das gewünschte Ergebnis einstellt. Anschließend wird dieser Parameter „fixiert“ und ein anderer Parameter wird variiert. Diese Schritte werden für alle Parameter wiederholt.

Diese Methode führt zu einem lokalen, nicht aber zu einem globalen Optimum. Wechselwirkungen zwischen den Parametern werden nicht identifiziert.

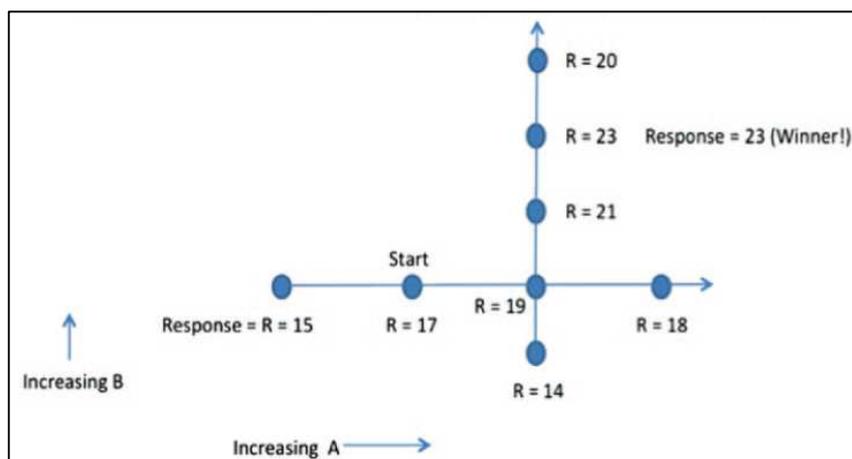


Abbildung 55: One Factor at a time, zwei Parameter [34]

Der Bereich von kleinen A- und großen B-Werten wird nicht betrachtet.

Im konkreten Fall des AVL - Excite-Modells mit ca. 180 Parametern würde sich ein Prüfplan mit

$$m = 2 * 180 = 360$$

Simulationen ergeben (2 Variationen pro Parameter; 180 Parameter).

7.2.2 Full Factorial Design - Design of Experiments

Design of Experiments stellt unter anderem einen Ansatz dar, um den Einfluss einzelner Parameter bzw. auch den Zusammenhang zwischen diesen zu identifizieren.

Bei dieser Vorgehensweise werden Parameter zeitgleich variiert.

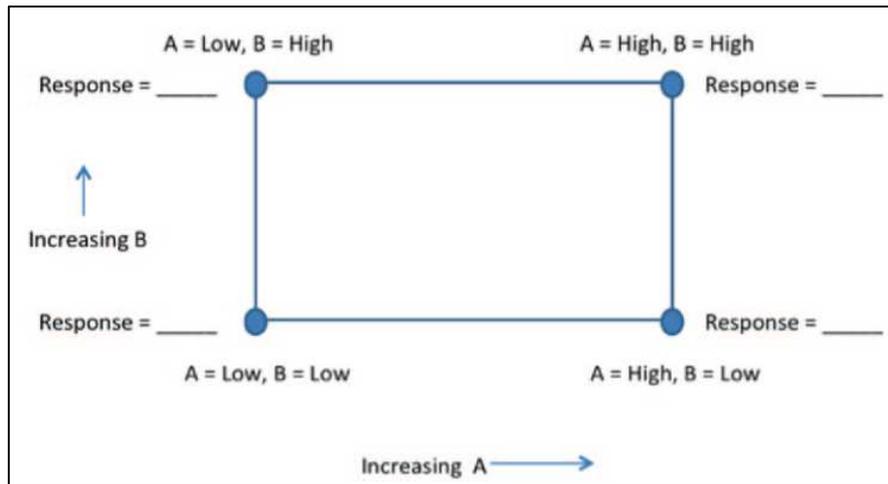


Abbildung 56: Full Factorial Design, zwei Parameter [34]

Mit dieser Methode lässt sich auch das globale Optimum finden. Es würde sich ein Prüfplan mit

$$m = 2^{180} = 1,5325 \cdot 10^{54}$$

Versuchen ergeben.

7.2.3 Sensitivitätsanalyse

Aufgrund der sehr hohen Anzahl an notwendigen Versuchen bei der Full Factorial-Methode wird in weiterer Folge die Vorgehensweise One Factor At A Time gewählt.

Da die Optimierung des Systems nicht im Vordergrund steht, sondern der Einfluss einzelner Faktoren auf das Ergebnis von Interesse ist, wird eine abgeänderte Form angewandt.

Die Parameter sollen jeweils um einen Prozentsatz, jedoch in realistischem Rahmen, geändert werden und nach der Simulation wieder auf den Ausgangswert gesetzt werden.

Tabelle 6: Qualitativer Simulationsplan

Bezeichnung	Ring - R_q	Ring - Vorspannung	Rauheit - Richtung
Ausgangslage	#	#	#
1	+15%	#	#
2	#	+15%	#
3	#	#	+15%

Als Ergebnis wird ein mittlerer Reibungsdruck betrachtet, der sich aus der mittleren Reibungskraft und der Kolbenbodenfläche zusammensetzt.

$$MRD = \frac{\bar{F}_{Reibung}}{A_{Kolbenboden}}$$

Als Ausgangsmodell wird ein Modell eines Otto 4-Takt Motors mit Parametern der AVL - List GmbH erstellt. Die Simulationen werden mit einer Drehzahl von 2000 min^{-1} und einer Drosselklappenöffnung von 20% durchgeführt.

Da die Zahl an notwendigen Simulationen noch immer groß ist, ist eine sinnvolle Reduktion der betrachteten Faktoren der nächste Schritt.

7.2.3.1 Parametereinteilung

Die Parameter können in zwei Gruppen eingeteilt werden. Einerseits in die Trivial-Parameter, die leicht messbar bzw. bestimmbar sind und andererseits in Parameter, die nur mit großem Aufwand messbar bzw. nicht zuordenbar sind.

Tabelle 7: Exemplarische Einteilung der Parameter - AVL - Excite

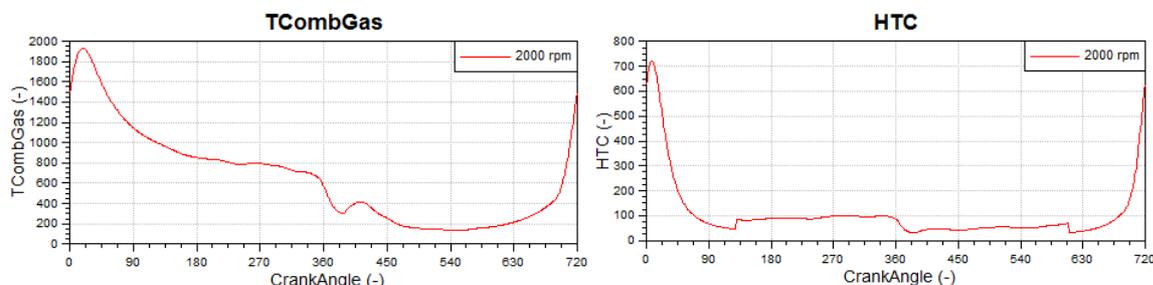
Trivialparameter	
	Geometriedaten
	Massen
	Zylinderdruckverlauf (aus AVL - FRISC Messung oder Verbrennungssimulation)
Anspruchsvolle Parameter	
	Temperaturverlauf Verbrennungsgas
	Thermische Verformung Liner, Kolben etc.
	Rauheitswerte

Im weiteren Verlauf sollen speziell die anspruchsvollen Parameter untersucht werden, um deren Einflüsse zu identifizieren. Parameter, die keinen Einfluss auf den MRD-Wert haben, können für nachfolgende Betrachtungen vernachlässigt werden. Eine vollständige Liste der anspruchsvollen Parameter befindet sich im Anhang (siehe 11.3)

Für die Sensitivitätsanalyse werden die Parameter um 15% vergrößert. Ausnahmen bilden Verläufe, Werkstoffkennwerte wie E - Modul bzw. Parameter die den Standardwert null haben. Diese sollen näher beschrieben werden.

Die Verläufe der Verbrennungsgastemperatur und des Wärmeübergangskoeffizienten, sowie die Swirl-Zahl, (beschreibt die Verwirbelung im Zylinder) beeinflussen hauptsächlich die Berechnung des Öl-Verbrauchs. Hier soll gezeigt werden, ob ein Einfluss auf die Reibung besteht.

werden folgendermaßen verändert.



Swirl = 0,75

Abbildung 57: Übliche Thermodynamik-Daten AVL - Excite

Diese Daten werden willkürlich auf folgende Werte geändert:

- Verbrennungsgastemperatur Verlauf (TCombGas)= 100°C (konstant)
- Verlauf der Wärmeübergangszahl (HTC) = 50 W/(m²K) (konstant)
- Swirl-Zahl = 5

Die Änderung dieser Daten ist sehr extrem, um einen möglichen Effekt auf die Reibung mit Sicherheit zu zeigen.

Für die E-Module werden als Ausgangswerte gängige Werte gewählt. Diese Parameter werden nicht um 15% vergrößert, sondern es werden Werte von anderen Werkstoffen gewählt, um den Einfluss der unterschiedlichen Materialien zu erfahren.

Eine Liste der für die Sensitivitätsanalyse gewählten Werte ist im Anhang zu finden (siehe 11.3).

7.2.3.2 Ergebnisse

Für diese Analyse sind 45 Simulationsvorgänge notwendig. Die Daten werden in einem MS-EXCEL - Dokument zusammengefasst. Es wird eine vereinfachte Darstellung aufgrund einer besseren Übersicht gewählt. In dieser werden nur diejenigen Parameter aufgelistet, die eine Änderung des MRD-Werts von über 0,3% hervorrufen. Zusätzlich enthält das Diagramm Parameter, die keine Änderung bewirken. Die vollständige Darstellung der Sensitivitätsanalyse ist im Anhang zu finden (siehe 11.4).

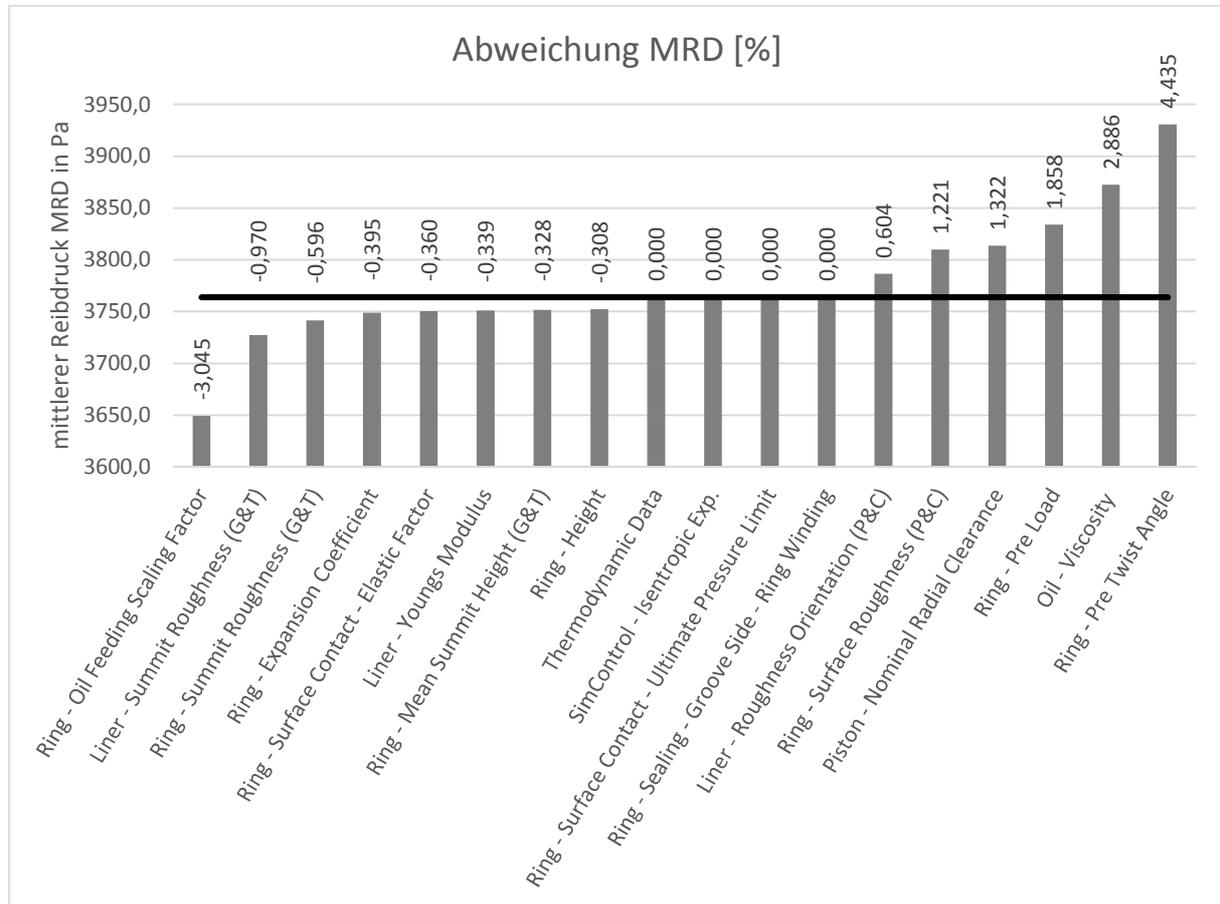


Abbildung 58: AVL - Excite Piston & Rings Sensitivitätsanalyse (Auszug)

Tabelle 8: Parameter Beschreibung

Ring - Oil Feeding Scaling Factor	Faktor, mit dem die berechnete Ölmenge im Schmierpalt skaliert werden kann
Summit Roughness	Quadratischer Mittenrauwert Rq (Parameter für Greenwood & Tripp-Modell)
Ring - Expansion Coefficient	Thermischer Ausdehnungskoeffizient
Elastic Factor	Zusammengesetzter Faktor aus Oberflächen-Rauheitshöhenverteilung, Spitzenradius und Rauheitsspitzendichte
Young's Modulus	Elastizitäts-Modul
Mean Summit Height	Durchschnittliche Rauheitshöhe in betrachtetem Ausschnitt (Parameter für Greenwood & Tripp-Modell)
Ring Height	Ringhöhe
Thermodynamic Data	Verwirbelungszahl und Verläufe für Gastemperatur und Wärmeübergangskoeffizienten
Isentropic Exponent	Isentropen-Exponent
Ultimate Pressure Limit	Werkstoffkennwert für maximal ertragbaren Kontaktdruck
Ring Winding	Änderung der freien Nuthöhe durch Ring Verwindung
Roughness Orientation	Geometrische Form der Rauheiten in Bezug auf die Strömungsrichtung (nach PEKLENIK) (Parameter für Patir & Cheng-Modell)
Surface Roughness	Standardabweichung der Rauheitsspitzen vom Mittelwert (Parameter für Patir & Cheng-Modell)
Nominal Radial Clearance	Kolben-Einbauspiel
Ring Preload	Radiale Vorspannkraft des Rings
Oil Viscosity	Viskosität des Öls (SAE Klassen)
Ring Pre Twist Angle	Ring-Verdrehwinkel in uneingebautem Zustand

Die Sensitivitätsanalyse stellt ein Ranking der Parameter dar. Das Diagramm soll eine Orientierung bieten, in welcher Reihenfolge die Parameter für das AVL - Excite - Modell ermittelt werden sollten bzw. auf welche besonderes Augenmerk gelegt werden soll.

An dieser Stelle muss explizit angegeben werden, dass die Simulation mit nicht verifizierten Parameterwerten durchgeführt wurde.

Das Diagramm zeigt, dass einige Parameteränderungen keine Änderung des MRD-Wertes hervorrufen.

- Thermodynamik-Daten
- Isentropen-Exponent
- Ultimate Pressure Limit, Ring-Liner Kontakt
- Ring-Verwindung

Die Verläufe der Verbrennungsgastemperatur und der Wärmeübergangszahl sowie die Swirl-Zahl nehmen keinen Einfluss auf die Reibung.

Das Ultimate-Pressure-Limit für den Ring-Liner-Kontakt ist werkstoffabhängig und hat nur bei der Verwendung weicher Materialien einen Einfluss.

Die Parameter aus den Reibungsmodellen bilden neben Werten, die die Kolbenringe, Ölviskosität und Kolbeneinbauspiel beschreiben, die einflussreichsten Faktoren.

Durch dieses Diagramm kann der Fehler abgeschätzt werden, der auftritt, falls ein Parameter nicht bekannt ist.

7.3 Parametrisierung AVL - Excite Piston & Rings - FRISC - Modell

An dieser Stelle soll ein AVL - Excite Piston & Rings-Modell erstellt werden, welches den AVL - FRISC-Aufbau so gut wie möglich wiedergibt. Die Parametrisierung erfolgt mithilfe von CAD-Dateien bzw. Messungen. Die Lastpunkte werden über den Druckverlauf im Zylinder bzw. im Kurbelwellengehäuse definiert. Bei den AVL - FRISC - Messungen wurden diese Verläufe aufgezeichnet und können somit in AVL - Excite Piston & Rings eingebunden werden.

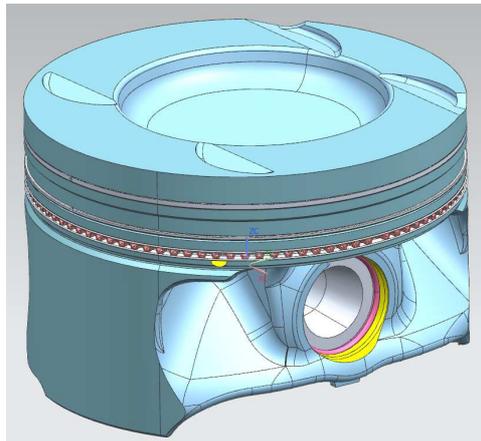


Abbildung 59: CAD der Pleuellagerung

Weiters stehen aus den Messungen Daten zur Temperaturverteilung am Liner zur Verfügung, die in die Simulation eingefügt werden. Die Temperatur des Liners wird mit jeweils vier, am Umfang verteilten Thermoelementen im Bereich des oberen und unteren Totpunkts, sowie in der Mitte des Liners gemessen, und über den Umfang gemittelt.

Tabelle 9: Temperaturverteilung am Liner

Rel. Pos.	Pos.		DS	Hinten	GDS	Vorne	arithmetisches Mittel	
%	[mm]		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	
1	135	TDC	164,1	157,1	170,2	190,5	170,5	
0,82	110,7						144,6	interpoliert
0,666	90	Mitte	125,2	101,0	127,9	120,8	118,7	
0,48	64,8						125,2	interpoliert
0,333	45	BDC	129,4	123,5	136,4	137,5	131,7	
0	0						105	Annahme

Für nicht verfügbare Parameterwerte werden übliche Werte gewählt.

7.3.1 Liner-Oberfläche

Tabelle 10: Übliche Liner - Oberflächenkennwerte [35] S.10f, [1] S.128

Rpk	Rk	Rvk	Ra	Honwinkel
0,2 – 0,3 µm	0,63 – 0,76 µm	1,02 – 1,27 µm	0,38 – 0,51 µm	120° – 150°

7.3.2 Elastizitätsmodul

Tabelle 11: E - Module typischer Werkstoffe [1] S.104f, [36] S.2, [37] S.241

[N/mm ²]	Gusseisen lamellar	Gusseisen sphärisch	Aluminium - Silizium	Stahl
E - Modul	78 000 – 137 000	169 000 – 176 000	70 000	210 000

Der verbaute Liner im AVL - FRISC - Motor ist aus Grauguss gefertigt. Andere verwendete Werkstoffe sind Aluminium-Silizium Legierungen oder in seltenen Fällen auch Stahl. [38]

Das Verdichtungsring-Material ist üblicherweise Gusseisen oder Stahl (nitriert). Moderne Ringe sind oft mit unterschiedlichen Materialien beschichtet wie z.B. Chrom PVD- oder DLC-Schichten.

Ölringe sind typischerweise mehrteilig aus Stahl aufgebaut. Es werden zwei- oder dreiteilige Ringe unterschieden. [1] S.106

7.3.3 Poisson-Zahl

Die Poisson- oder Querkontraktionszahl beschreibt die Einschnürung des Bauteils bei einachsigem Spannungszustand.

Tabelle 12: Poisson-Zahl typischer Werkstoffe [36] S.2, [37] S.233

	Gusseisen lamellar	Gusseisen sphärisch	Aluminium - Silizium	Stahl
Poisson Zahl [-]	0,26	0,28	0,35	0,30

7.3.4 Öl - Typ - Viskosität

Das verwendete Öl ist ein SAE 5W-30 Mehrbereichsöl.

7.4 Simulation AVL - Excite Piston & Rings - FRISC - Modell

Das Modell wurde anhand der ermittelten Daten erstellt. Eine vollständige Liste der Parameterwerte befindet sich im Anhang (siehe 11.5).

Es werden jeweils die gleichen Lastpunkte wie bei den Messungen simuliert und analysiert.

7.5 Auswertung

Betrachtet wird die gesamte Ringreibungskraft, bestehend aus Kompressionsring, Minutenring und Ölabstreifring (Total Ring Friction).

5% Drosselklappenöffnung; 800 min^{-1}

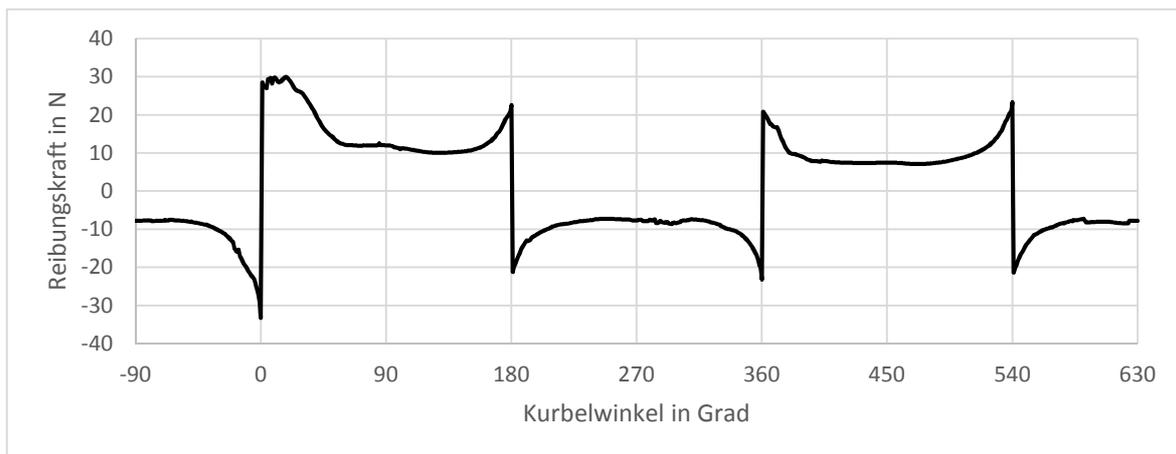


Abbildung 60: AVL - Excite Piston & Rings Reibungskraftverlauf roh

Dieser Verlauf beschreibt die auf die Ringe wirkende Kraft. Die Reaktionskraft ergibt die auf den Liner wirkende Kraft.

Anmerkung:

Die Diagramme, die von der Messung am Prüfstand stammen, beschreiben den Kraftverlauf über den Kurbelwellenwinkel im Bereich von -360° bis 360° . Im Gegensatz dazu beschreibt AVL - Excite den Winkel zwischen -90° und 630° . Für den direkten Vergleich zwischen Messung und Simulation wird dieser Ausschnitt angepasst.

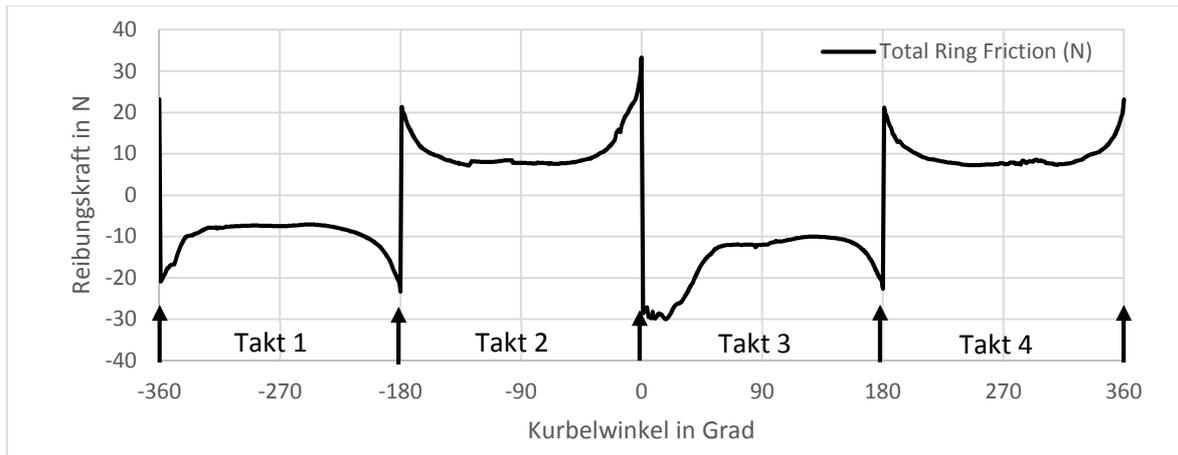


Abbildung 61: AVL - Excite Piston & Rings Reibungskraftverlauf korrigiert

Wie bei der Auswertung der Messung soll auch hier jeder Takt einzeln betrachtet werden.

7.5.1 Takt 1 - Ladungswechsel - Ansaugen

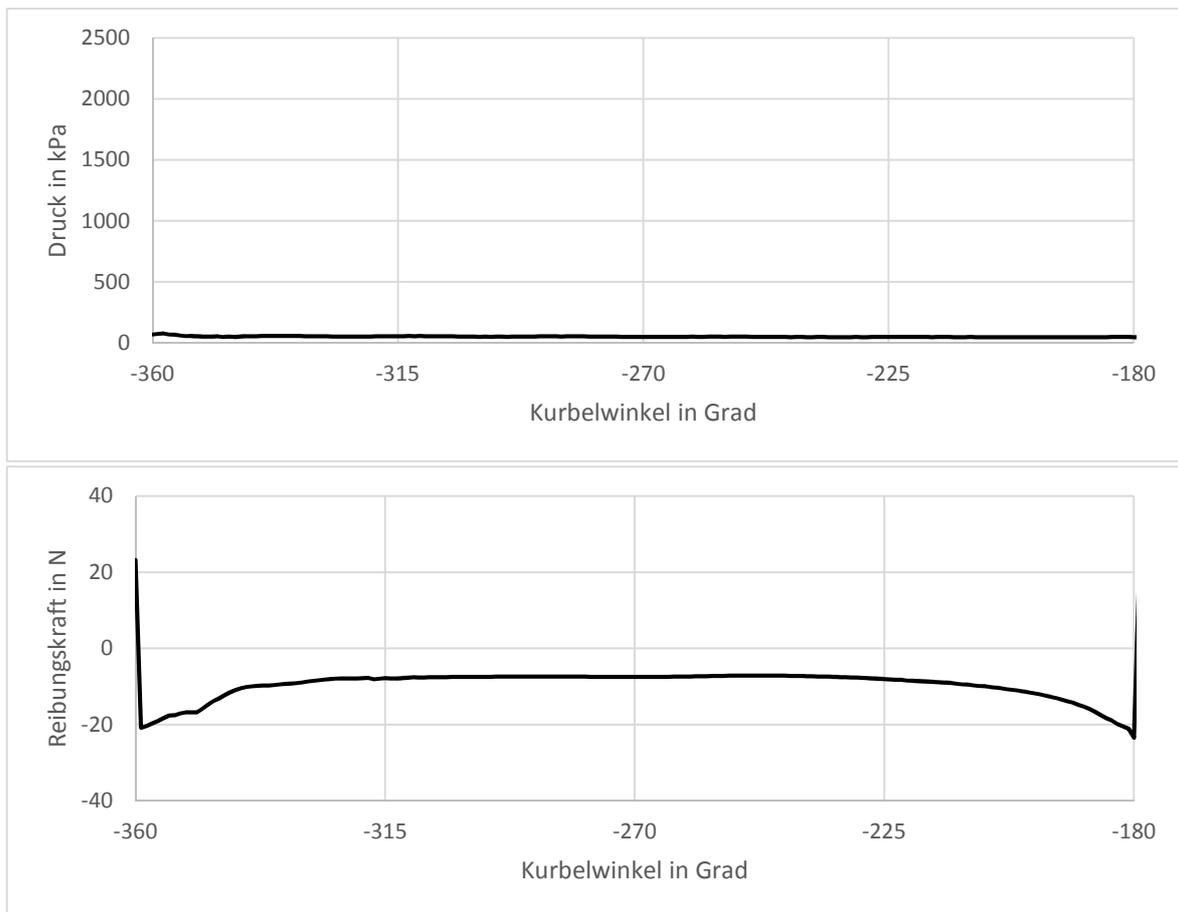


Abbildung 62: AVL - Excite Piston & Rings Druck- und Reibungskraftverlauf - erster Takt

Der Druckverlauf ist in diesem Takt konstant und bietet somit keine Erklärung für den Verlauf der Reibungskraft. Der Reibungskraftverlauf wird durch andere Mechanismen hervorgerufen. In den Totpunkten nimmt die Reibungskraft maximale Werte an. Die Geschwindigkeit in diesen Punkten ist null, es ist nur mehr ein minimaler Schmierfilm vorhanden und es kommt zu Mischreibung. Dieser Zusammenhang wird bei der Betrachtung des Festkörper-

Reibungsanteils sichtbar. Dieser Verlauf beschreibt die Festkörperreibung des ersten Ringes an der Gegendruckseite.

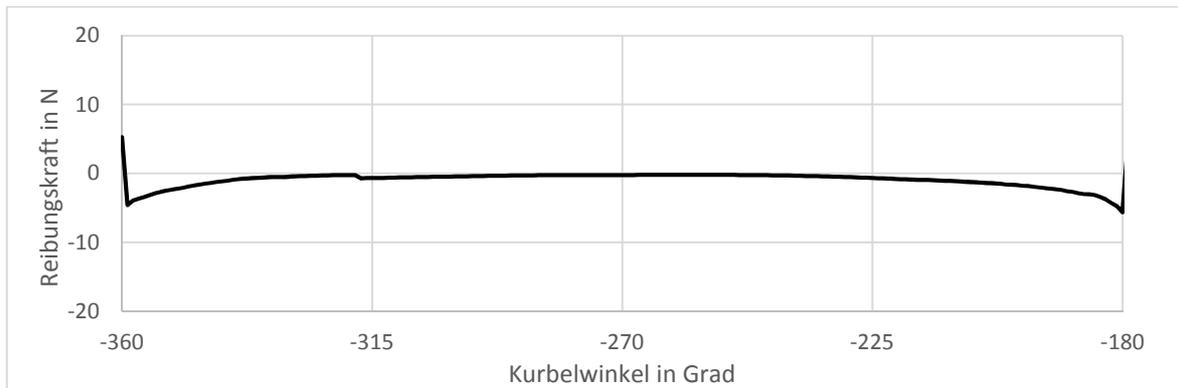


Abbildung 63: AVL - Excite Piston & Rings Reibungskraftverlauf Festkörperanteil, Ring 1, Gegendruckseite - erster Takt

Bei niedrigen Kolbengeschwindigkeiten ist der Anteil der Festkörperreibung groß. Im Midstroke-Bereich ist die Kolbengeschwindigkeit hoch und es herrscht hydrodynamische Reibung ohne Festkörperkontakt.

7.5.2 Takt 2 - Verdichtungstakt

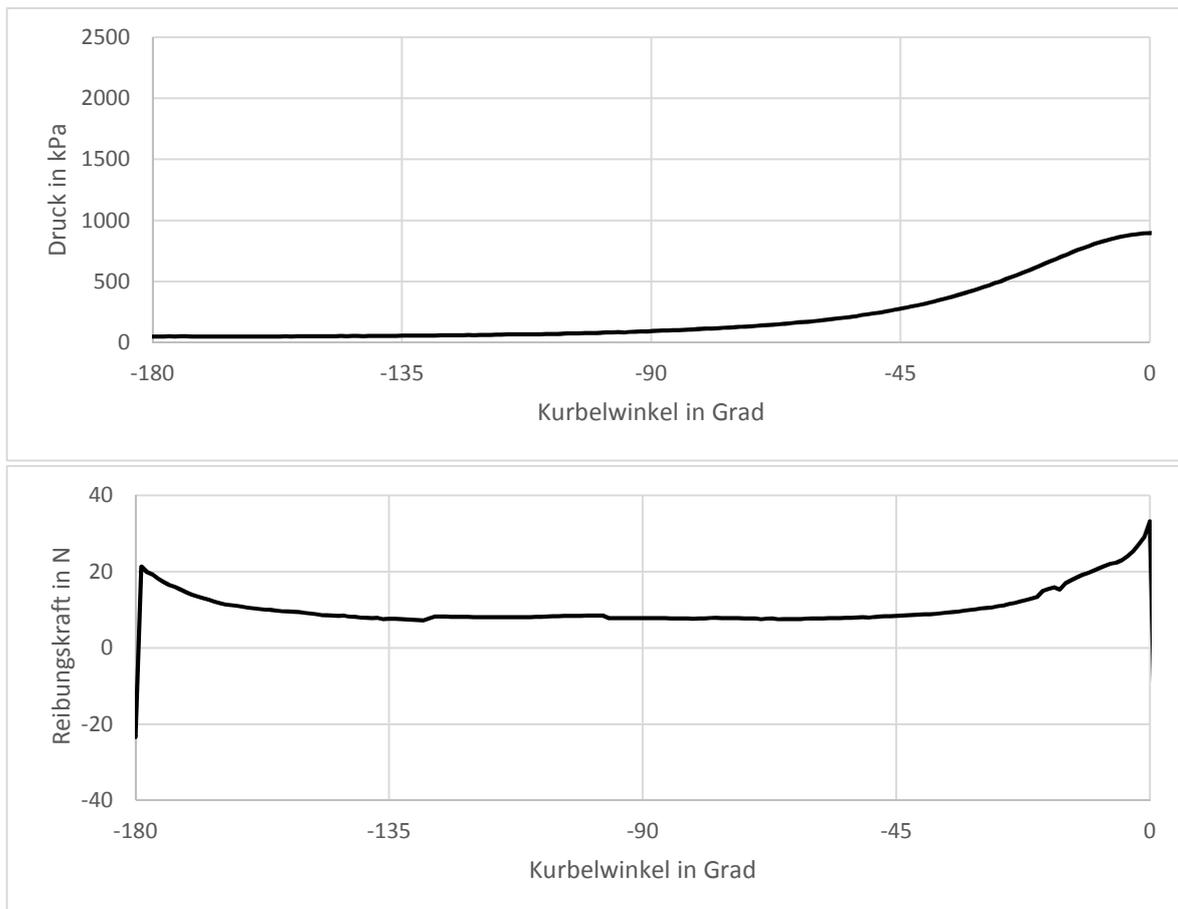


Abbildung 64: AVL - Excite Piston & Rings Druck- und Reibungskraftverlauf - zweiter Takt

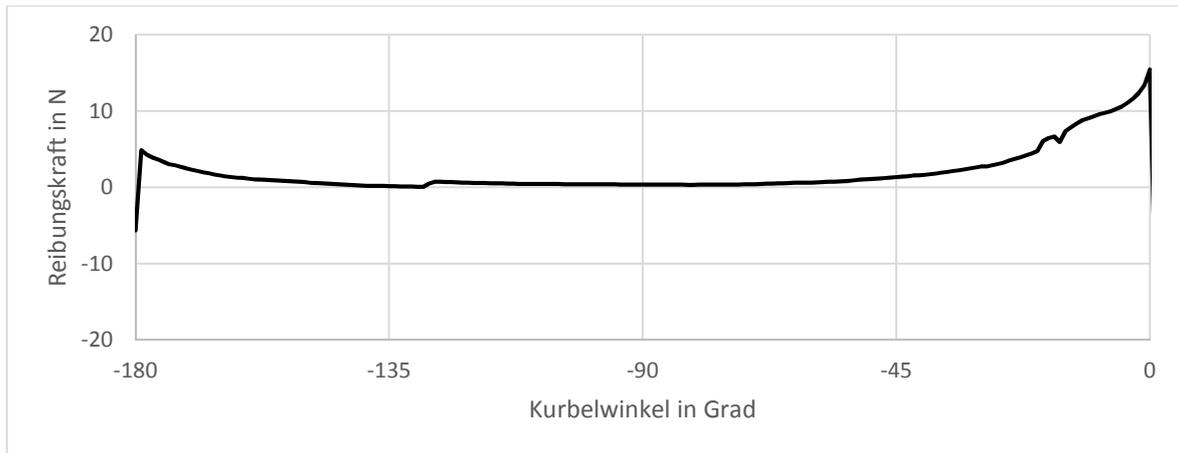


Abbildung 65: AVL - Excite Piston & Rings Reibungskraftverlauf Festkörperanteil, Ring 1, Gegendruckseite - zweiter Takt

Während des zweiten Takts steigt der Druck durch die Verdichtung an und führt durch die erhöhte Anpresskraft der Ringe auf die Lineroberfläche zu einer höheren Reibungskraft. Mit dem Anstieg des Drucks nimmt auch die Festkörper-Reibungskraft durch die höhere Anpresskraft zu.

7.5.3 Takt 3 - Arbeitstakt

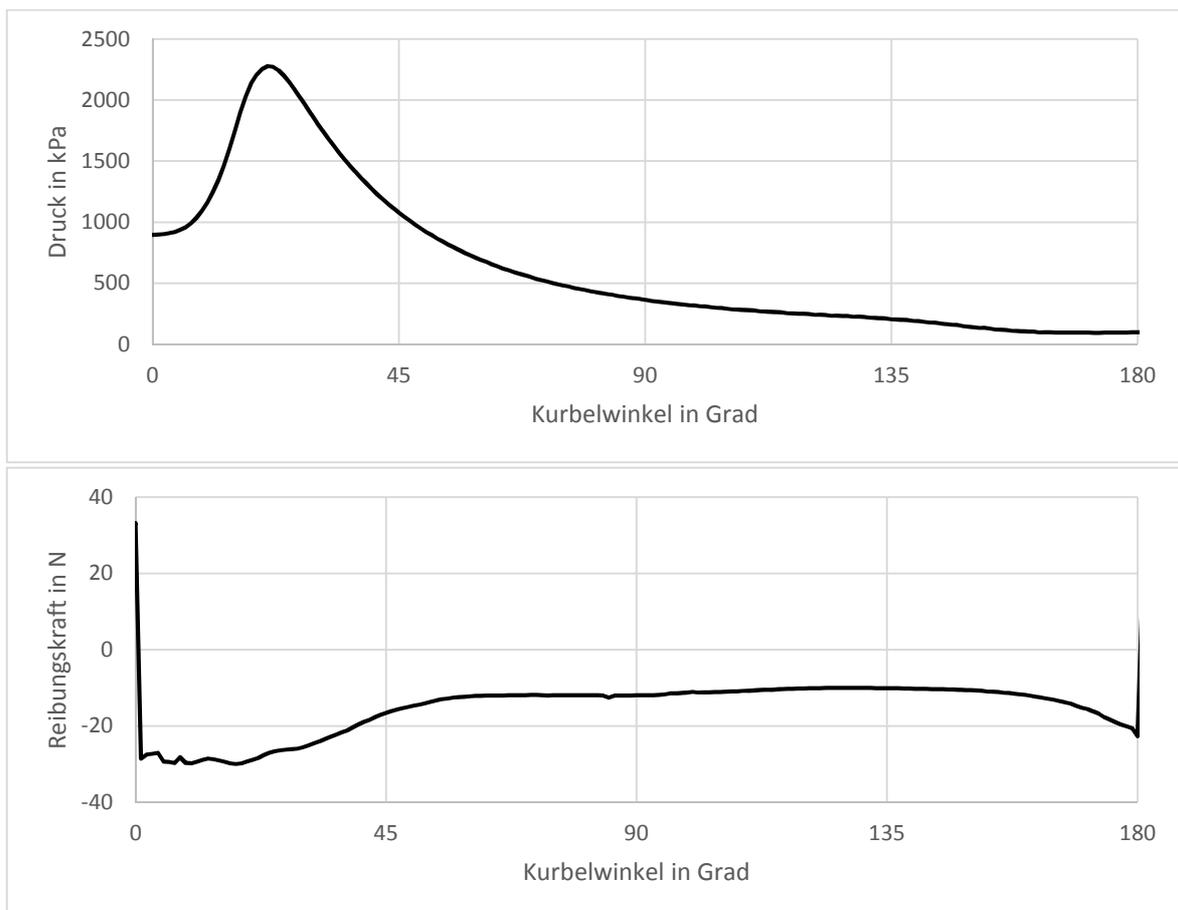


Abbildung 66: AVL - Excite Piston & Rings Druck- und Reibungskraftverlauf - dritter Takt

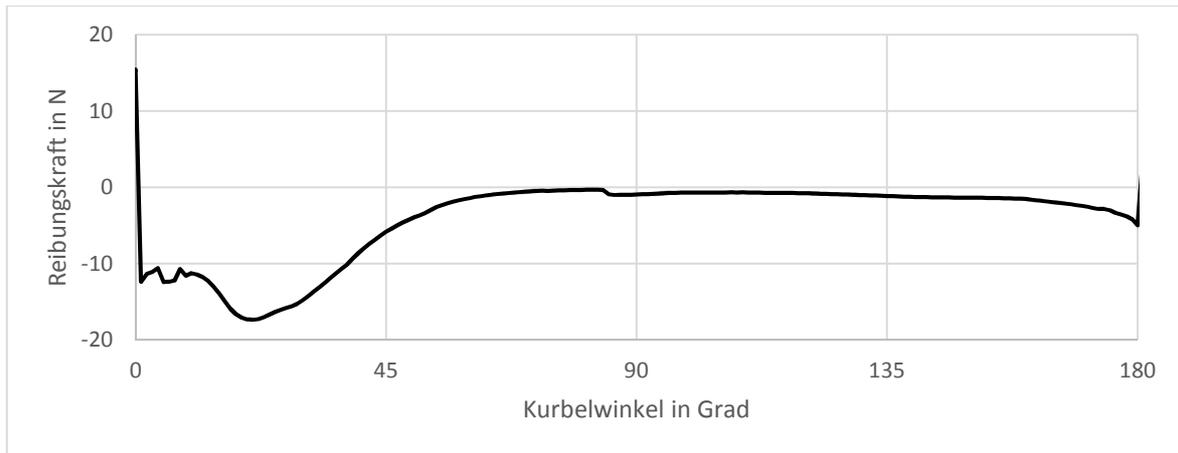


Abbildung 67: AVL - Excite Piston & Rings Reibungskraftverlauf Festkörperanteil, Ring 1, Gegendruckseite - dritter Takt

Die Reibungskraft steigt vom Totpunkt bis zum Bereich des Maximaldrucks an. Die Festkörperreibung erreicht im Bereich des Maximaldrucks ebenfalls ihr Maximum. Die hohe Normalkraft der Ringe auf die Lineroberfläche erschwert den Aufbau eines Schmierfilms und erhöht somit den Festkörperkontaktanteil.

Durch die Abnahme des Drucks ist auch die Reibungskraft im Totpunkt nach dem Arbeitstakt geringer als zu Beginn des Takts.

Zwischen dem Totpunkt bei 0° und ca. 25° tritt in den Reibungskraftverläufen eine Unregelmäßigkeit auf. Der Grund für diesen Verlauf ist nicht bekannt und bedarf weiterer Untersuchungen.

7.5.4 Takt 4 - Ladungswechsel - Ausstoßen

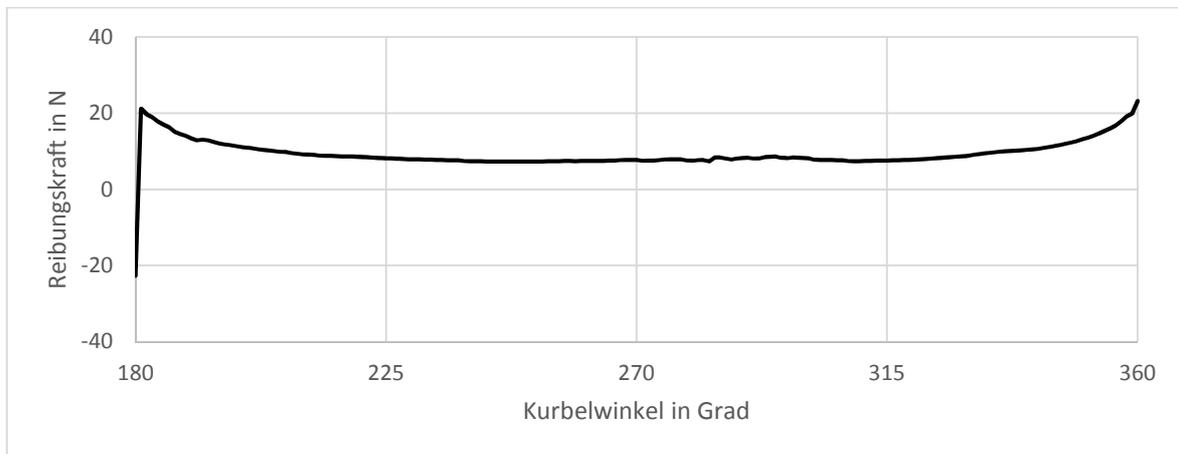
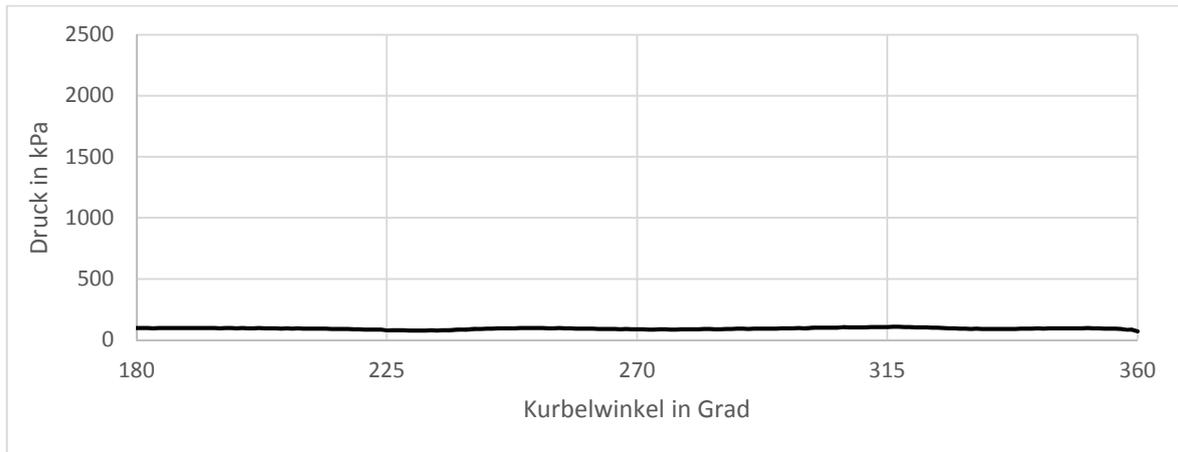


Abbildung 68: AVL - Excite Piston & Rings Druck- und Reibungskraftverlauf - vierter Takt

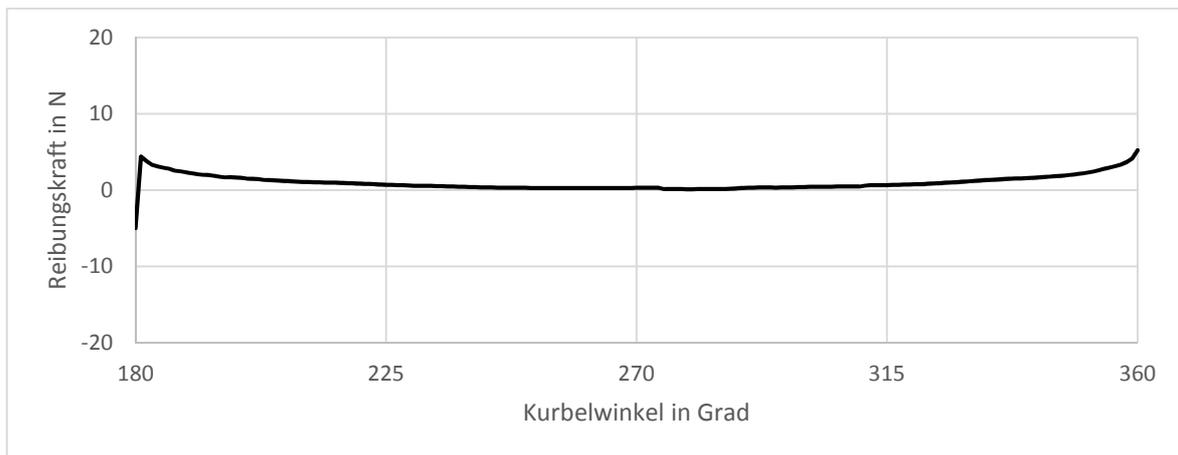


Abbildung 69: AVL - Excite Piston & Rings Reibungskraftverlauf Festkörperanteil, Ring 1, Gegendruckseite - vierter Takt

Durch den minimalen Druckunterschied zwischen Zylinder- und Kurbelwellengehäuse wirkt in diesem Takt nur die Vorspannkraft der Ringe.

7.5.5 Parametervergleich

Drehzahl und Drosselklappenstellung sollen, wie bei den Messungen, variiert werden.

7.5.5.1 Drehzahl

Dargestellt werden die Drehzahlen 800 min^{-1} , 1900 min^{-1} und 3000 min^{-1} bei einer Drosselklappenöffnung von 50%.

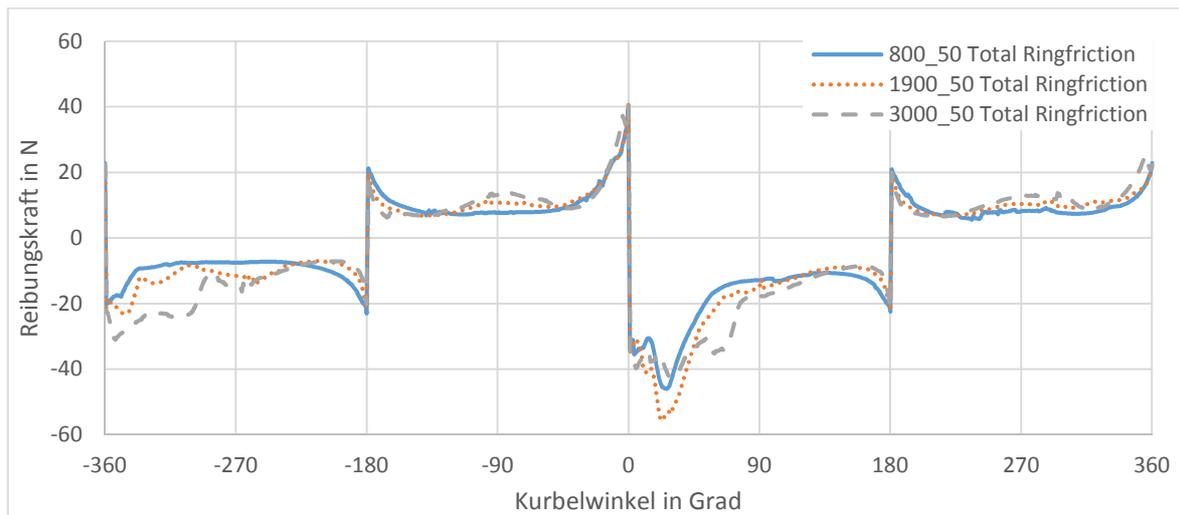


Abbildung 70: AVL - Excite Piston & Rings Reibungskraftverlauf in Abhängigkeit der Drehzahl - 50%

Der Verlauf der höchsten Drehzahl zeigt um die Totpunkte (siehe -180°) einen, im Vergleich zu der Drehzahl von 800 min^{-1} , späteren und steileren Anstieg bzw. Rückgang der Reibungskraft.

Grund dafür ist die bei höherer Drehzahl höhere Kolbengeschwindigkeit, die die hydrodynamische Schmierung begünstigt. Dadurch baut sich der Schmierfilm nach dem Totpunkt schneller auf bzw. bleibt dieser vor dem Totpunkt länger erhalten.

Zwischen den Totpunkten (siehe -90°), im Bereich der maximalen Kolbengeschwindigkeit, weist die höchste Drehzahl die höchste Reibungskraft auf. Durch die höhere Geschwindigkeit des Kolbens ist der Geschwindigkeitsgradient größer und erhöht somit die Scherspannung bzw. die Reibungskraft.

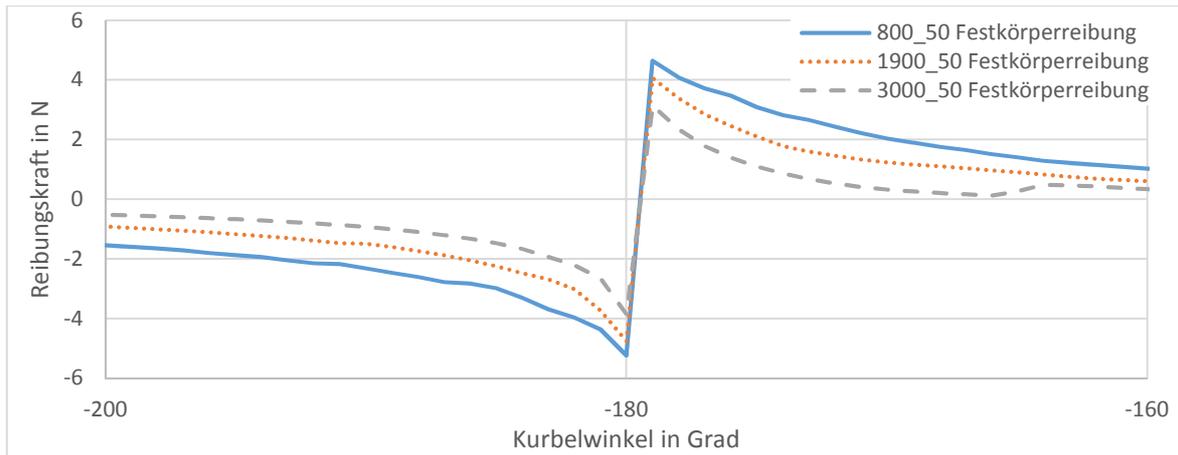


Abbildung 71: AVL - Excite Piston & Rings Reibungskraftverlauf Festkörperanteil in Abhängigkeit der Drehzahl, Ring 1, Gegendruckseite - 50%

Dieses Diagramm zeigt den Verlauf der Festkörperreibung stark vergrößert. Die niedrigste Drehzahl verursacht im betrachteten Bereich die höchste Festkörperreibung. Aufgrund der niedrigeren Geschwindigkeit nimmt die Schmierfilmdicke früher ab und es kommt zu einem höheren Festkörper-Reibungsanteil.

7.5.5.2 Drosselklappenöffnung

Dargestellt werden die Drosselklappenstellungen 5%, 10% und 50% jeweils bei einer Drehzahl von 800 min⁻¹.

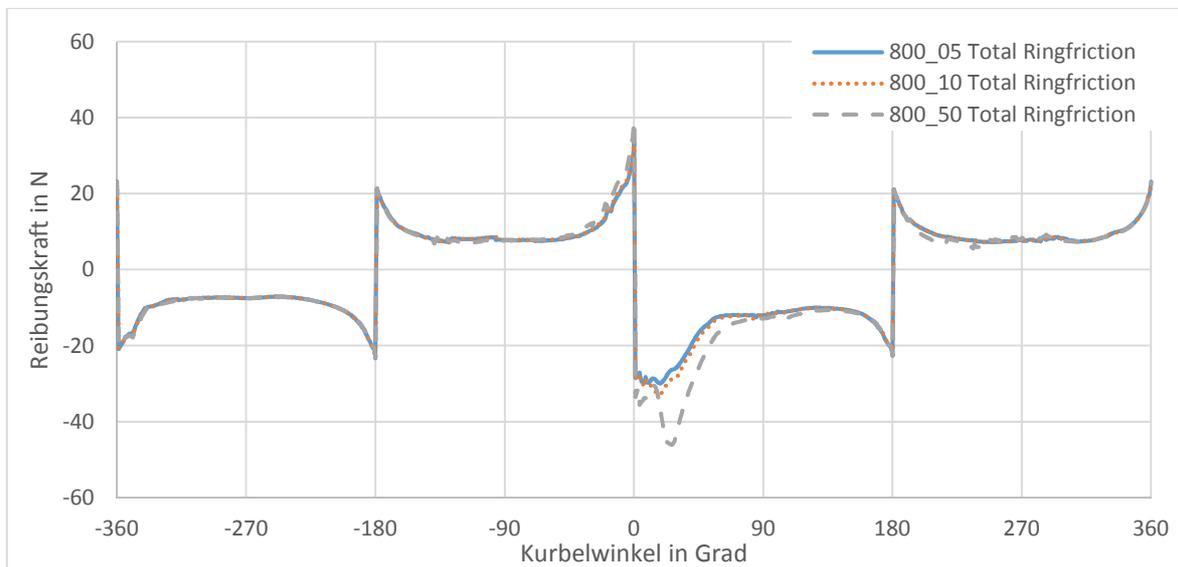


Abbildung 72: AVL - Excite Piston & Rings Reibungskraftverlauf in Abhängigkeit der Drosselklappenstellung - 800 min⁻¹

Der Einfluss der Drosselklappenöffnung beschränkt sich auf den Verdichtungs- und den Arbeitstakt.

Im Arbeitstakt zeigt der Verlauf der größten Drosselklappenöffnung die größte Reibungskraft. Die Begründung dafür liegt im höheren Druck, der durch die größere Klappenöffnung hervorgerufen wird. Durch die Drosselklappenöffnung wird die Gemischmenge im Zylinder

beeinflusst. Mehr Treibstoff führt bei der Verbrennung zu einem höheren Druck bzw. zu einer geänderten thermischen Situation.

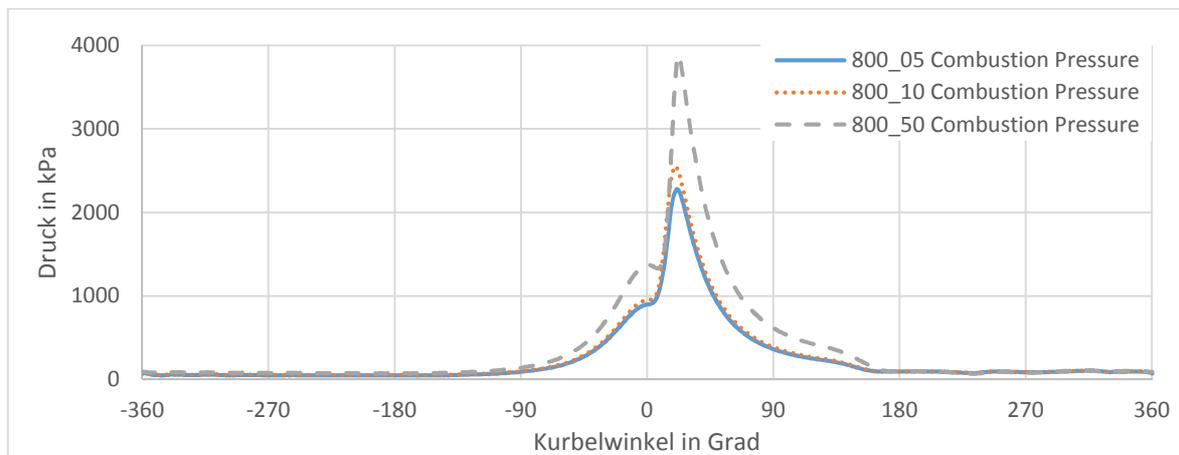


Abbildung 73: AVL - Excite Piston & Rings Zylinderdruckverlauf in Abhängigkeit der Drosselklappenstellung - 800 min⁻¹

7.6 Zusammenfassung Simulation

7.6.1 Drehzahl

Bei steigender Drehzahl fällt die Reibungskraft nach den Totpunkten durch den schnelleren Aufbau eines Schmierfilms stärker ab. Zwischen den Totpunkten bedingt die steigende Drehzahl eine Zunahme der Reibung durch den größeren Geschwindigkeitsgradienten.

7.6.2 Drosselklappenöffnung

Die größere Drosselklappenöffnung führt durch die größere Gemischmenge im Zylinder zu einem höheren Maximaldruck und dadurch zu erhöhter Reibung im Arbeitstakt.

8 Vergleich Messung - Simulation

Um Messung und Simulation vergleichen zu können, muss sichergestellt werden, dass das Simulationsmodell den Sachverhalt des Messaufbaus so gut wie möglich abbildet.

Dies ist in der konkreten Ausführung nicht gegeben, weil einerseits die strukturdynamischen Einflüsse und andererseits die Kolbenhemdreibung nicht berücksichtigt wird.

Beim Messaufbau befinden sich zwischen Entstehungsort der Reibungskraft und den Messsensoren der Liner und der Linerträger. Diese Strukturen stellen träge Massen dar und sind, wie die Messsensoren, endlich steif. Diese Elemente führen unter anderem zu Schwingungen, die bei der Auswertung der Messergebnisse angesprochen wurden.

Diese Struktureinflüsse können durch eine AVL - Excite Piston & Rings - Simulation nicht abgebildet werden.

Die Simulationsergebnisse beinhalten die Reibung der Kolbenringe. Der Kontakt zwischen Kolbenhemd und Lineroberfläche kann mit AVL - Excite Piston & Rings ebenfalls nicht abgebildet werden.

Um diese Einflüsse zu berücksichtigen müsste der AVL - FRISC Aufbau mit einer MKS-Software, wie z.B. AVL - Excite Power Unit, mit flexiblen Körpern abgebildet werden. Hierzu sind jedoch umfangreiche Geometriedaten und FE-Berechnungen notwendig.

Aus Kapitel 3.1 geht hervor, dass der Anteil der Kolbenhemdreibung in Bereichen der Totpunkte minimal und im Midstroke-Bereich maximal ist. Der Vergleich zwischen Messung und Simulation wird deshalb in den Totpunkt-Bereichen als zulässig angenommen, im Midstroke-Bereich jedoch nicht.

Daher soll sich der Vergleich auf die Totpunktbereiche beschränken.

Weiters ist die Parametrisierung des Simulationsmodells nicht verifiziert. Tribologische Eigenschaften, die durch Einlauf oder Verschleiß zustande kommen, wurden nicht berücksichtigt.

Durch den Vergleich soll ermittelt werden, ob das Simulationsmodell gemessene Effekte abbildet.

Verglichen wird der Reibungskraftverlauf bei einer Drehzahl von 1900 min^{-1} und einer Drosselklappenöffnung von 50%.

Beide Verläufe werden in einem Diagramm dargestellt.

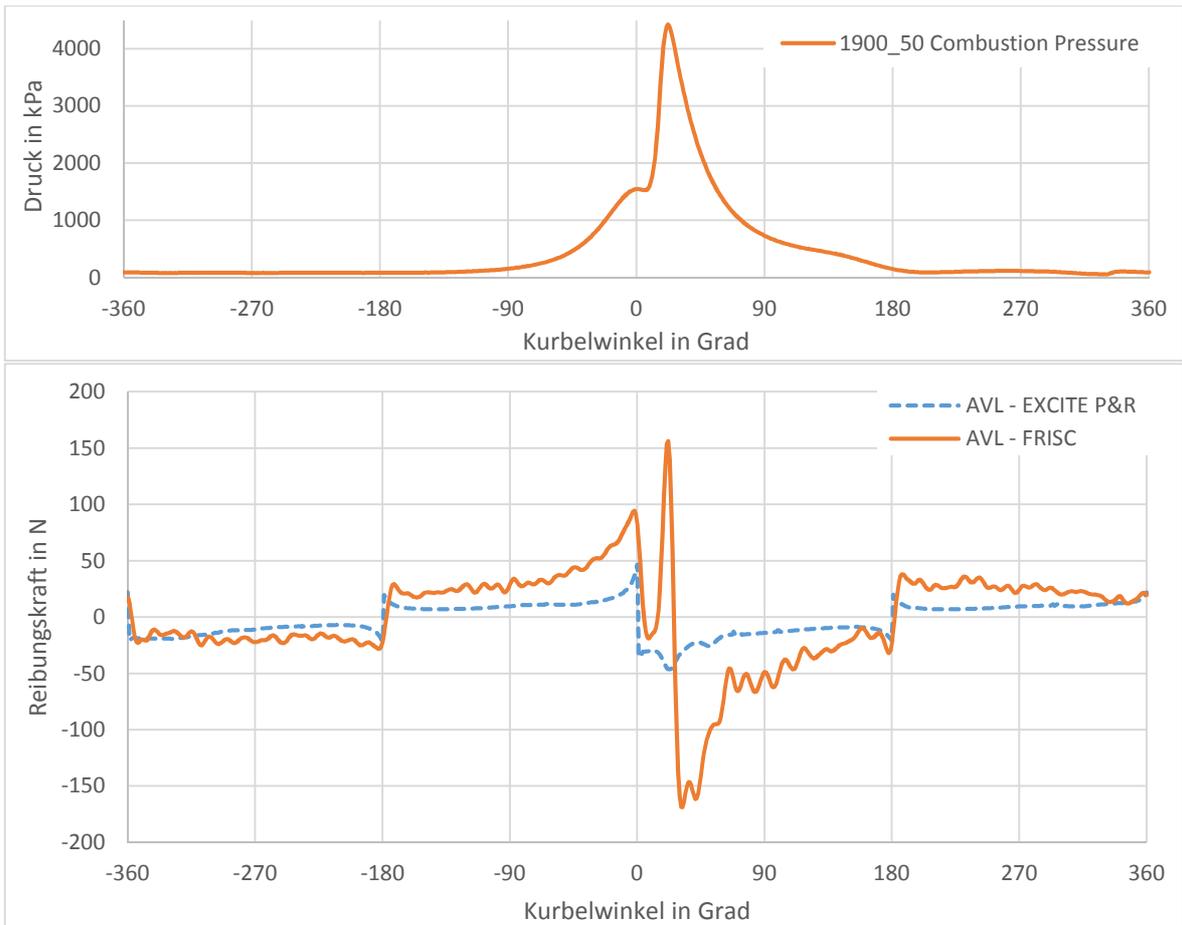


Abbildung 74: Vergleich Messung - Simulation, Druck- und Reibungskraftverlauf – 1900 min⁻¹ - 50%

Zur besseren Einsicht sollen die Takte einzeln betrachtet werden.

8.1 Takt 1 - Ladungswechsel - Ansaugen

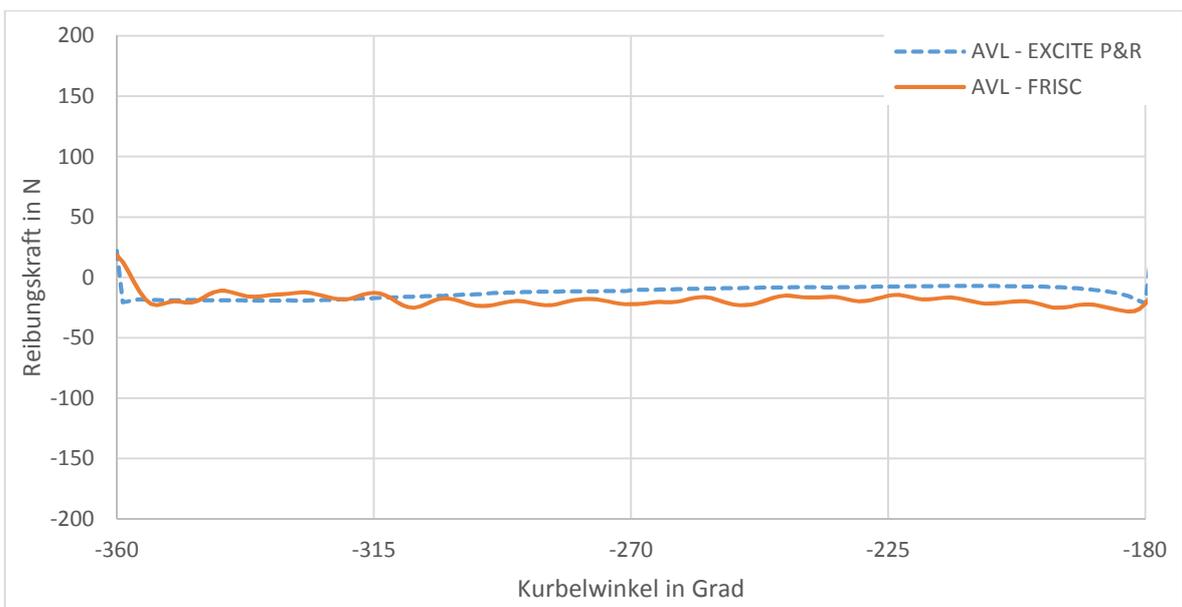


Abbildung 75: Vergleich Messung - Simulation, Reibungskraftverlauf - erster Takt

Der Verlauf der Messung zeigt hochfrequente Schwingungen, die aufgrund der nicht berücksichtigten Strukturodynamik in der Simulation nicht abgebildet werden. Zu Beginn des Takts weist die Simulation einen deutlich steileren Verlauf als die Messung auf. Dies ist auf die Tiefpassfilterung und die Dynamik des Messaufbaus zurückzuführen.

8.2 Takt 2 - Verdichtungstakt

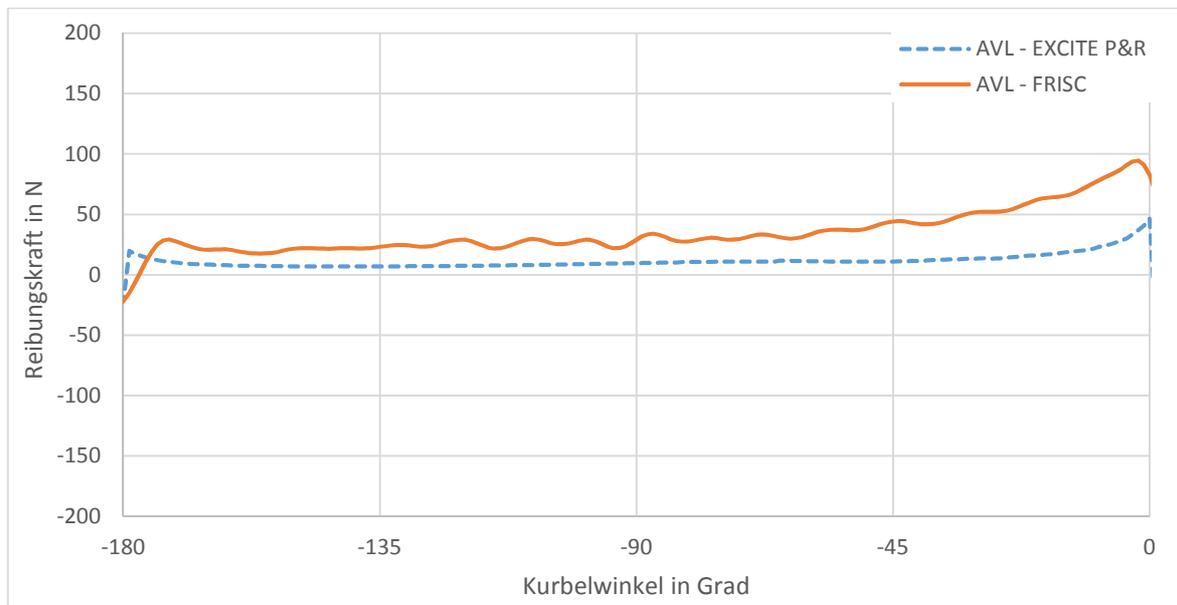


Abbildung 76: Vergleich Messung - Simulation, Reibungsverlauf - zweiter Takt

Der Anstieg am Ende des Verdichtungstakts ist auf den ansteigenden Druck im Zylinder zurückzuführen und ist sowohl bei der Messung als auch bei der Simulation, wenn auch in kleinerem Maßstab, vorhanden.

8.3 Takt 3 - Arbeitstakt

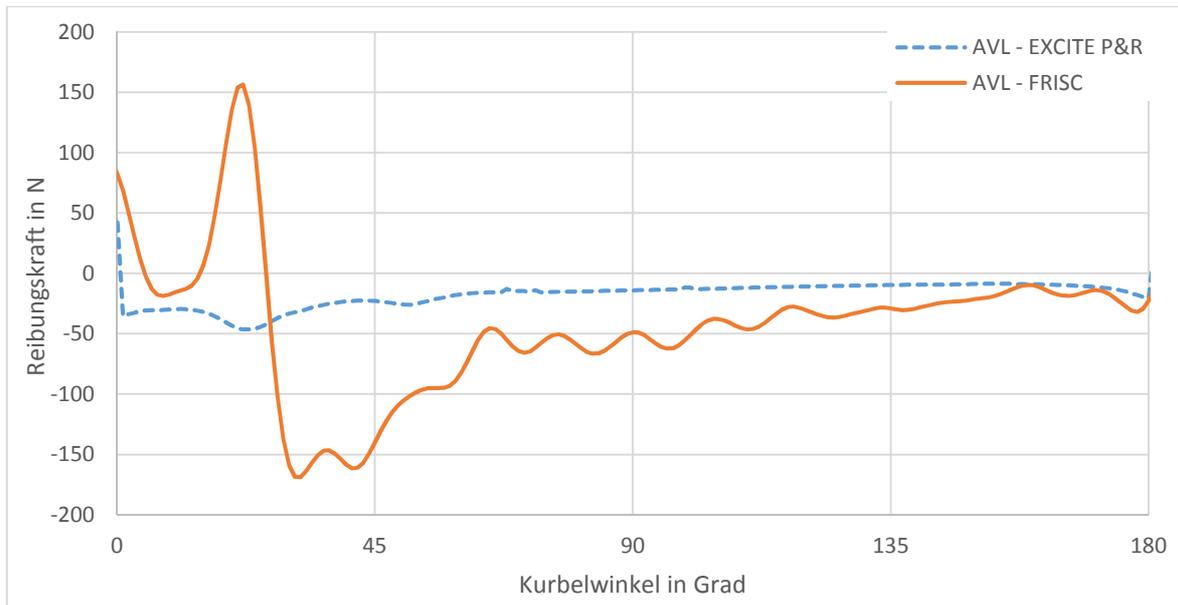


Abbildung 77: Vergleich Messung - Simulation, Reibungskraftverlauf - dritter Takt

In diesem Takt unterscheiden sich Messung und Simulation stark. Einerseits durch die fehlende Abbildung der Kolbenhemdreibung und andererseits wegen der nicht berücksichtigten Strukturndynamik des Messaufbaus. Der angesprochene Peak im Arbeitstakt wird in der Simulation gar nicht abgebildet. Das lässt die Vermutung zu, dass dieser durch die Strukturndynamik oder durch die Kolbenhemdreibung hervorgerufen wird.

8.4 Takt 4 - Ladungswechsel - Ausstoßen

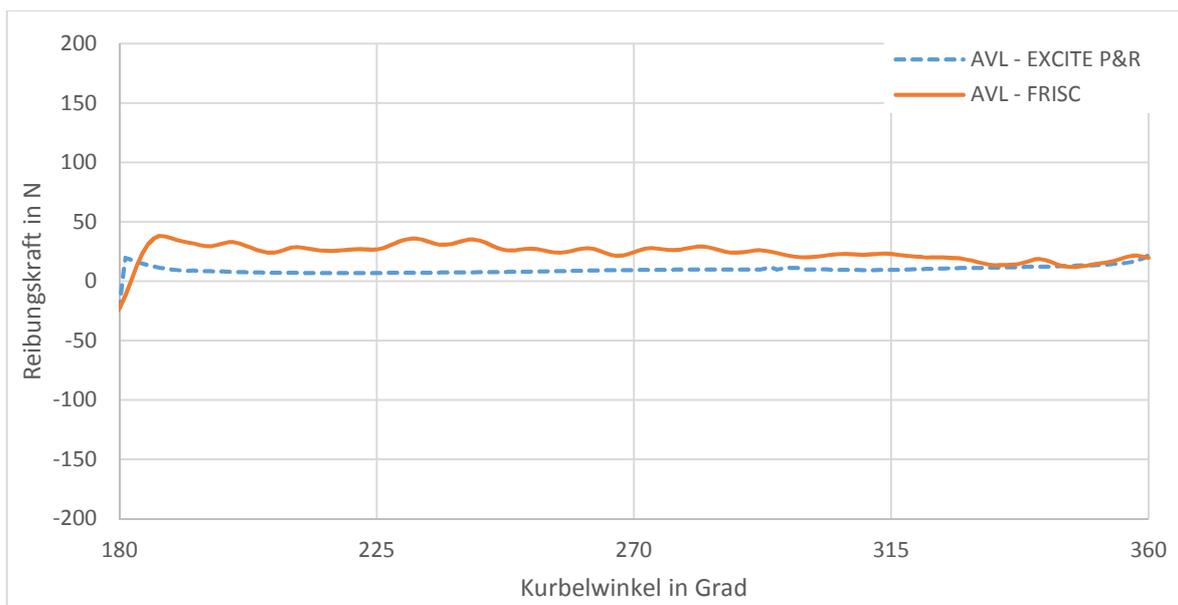


Abbildung 78: Vergleich Messung - Simulation, Reibungskraftverlauf - vierter Takt

Die Messung zeigt eine wesentlich höhere Reibungskraft als die Simulation. Die Abweichung erklärt sich durch die oben angeführten Vernachlässigungen im Simulationsmodell.

8.5 Parametervariation

8.5.1 Drehzahl

Bei den Messungen treten folgende Effekte abhängig von der Drehzahl auf:

- Mit steigender Drehzahl nehmen hochfrequente Schwingungen durch Resonanzen zu.
- Hohe Drehzahlen führen in den Totpunktbereichen zu niedrigerer Reibungskraft durch den verbleibenden Schmierfilm und die kürzere Verweildauer im Stillstand.
- Vor und nach den Totpunkten ist die Reibungskraft bei hoher Drehzahl kleiner als bei niedrigen Drehzahlen.

Im Vergleich dazu die beobachteten Effekte, die bei der Simulation auftreten:

- Eine höhere Drehzahl bedingt eine niedrigere Reibungskraft im Bereich der Totpunkte. Vor dem Totpunkt steigt die Reibungskraft durch die höhere Geschwindigkeit später und steiler als im Vergleich zu niedrigerer Drehzahl an.
- Im Midstroke-Bereich zeigt die höchste Drehzahl die höchste Reibung durch den großen Geschwindigkeitsgradienten im Schmierpalt. Dieser Bereich ist aber für den Vergleich durch die fehlende Kolbenhemdreibung nicht zulässig.

Die strukturdynamischen Schwingungen, die in den Messungen auftreten, werden in der Simulation durch Vernachlässigung dieser nicht abgebildet.

Die Einflüsse der Kolbengeschwindigkeit werden sowohl in der Simulation als auch in der Messung gleichermaßen abgebildet.

8.5.2 Drosselklappenöffnung

Bei der Variation der Drosselklappenöffnung treten folgende Effekte bei den Messungen auf:

- Eine größere Klappenöffnung führt im Verdichtungs- und Arbeitstakt zu höheren Reibungskräften. Die Messung mit einer Drosselklappenstellung von 50% hebt sich dabei deutlich von den anderen Verläufen ab.
- Die Takte eins und zwei bleiben unbeeinflusst.

Bei der Simulation auftretende Effekte:

- Die Drosselklappe beeinflusst ebenfalls hauptsächlich den dritten und vierten Takt. Der Verlauf mit dem größten α hebt sich deutlich von den anderen Verläufen ab.

Der Einfluss der Drosselklappenöffnung wird bei Messung und Simulation in gleicher Weise abgebildet.

8.6 Zusammenfassung Messung - Simulation

Die Messung weist nahezu über den gesamten Zyklus eine höhere Reibungskraft auf.

Gründe für diese Abweichung sind:

- Fehlende Abbildung des Kontakts zwischen Kolbenhemd und Liner. Dieser Kontakt kann durch AVL - Excite Piston & Rings nicht abgebildet werden.
- Fehlende Abbildung der Strukturen des Messaufbaus. Um diese Struktureinflüsse zu berücksichtigen, sind andere Simulationsprogramme notwendig.
- Nicht verifizierte Parametrisierung des Simulationsmodells

Wie zu Anfang angemerkt, ist der Vergleich nur für die Bereiche der Totpunkte zulässig.

Trotz der Vernachlässigungen können durch den Vergleich aus Messung und Simulation Schlüsse gezogen werden.

AVL - Excite Piston & Rings ermöglicht eine detaillierte Betrachtung des tribologischen Systems. Durch die Simulation können Informationen zu vorhandenen Reibmechanismen, Ringdynamik etc. erhalten werden. Diese können nicht oder nur mit großem Aufwand gemessen werden. Dadurch können die bei der Messung auftretenden Effekte genauer untersucht und beschrieben werden.

Die Parametervariationen bei Messung und Simulation wirken sich in gleicher Form, jedoch in kleinerem Maßstab aus.

Das AVL - Excite Piston & Rings FRISC - Modell stellt neben dem Vergleich die Grundlage für weitere Simulationen dar.

Um die Kolbenreibung zu berücksichtigen, besteht die Möglichkeit die Ergebnisse des Piston & Rings Modells in das Programm AVL - Excite Power Unit zu exportieren. In dieser Software wird der Kontakt zwischen Kolben und Lineroberfläche mit den Modellen nach Greenwood & Tripp und Patir & Cheng berechnet. Außerdem kann die Struktur von Liner, Linerträger und Kraftmessensoren abgebildet werden. Dadurch kann der tatsächliche Messaufbau mit Struktursteifigkeiten in der Simulation abgebildet werden

9 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurden Grundlagen zur Tribologie dargelegt und ein tribologisches System, welches den Kontakt zwischen Kolbengruppe und Liner beinhaltet, abgegrenzt. Einerseits wurde die Reibungskraft in diesem Kontakt an einem Floating Liner-Motor gemessen und andererseits simuliert.

Im Zuge einer Literaturrecherche wurden verschiedene Modellansätze zur Reibungssimulation, unter anderem dynamische- und Multiskalenmodelle, untersucht. Vergleichend wurden die Reibungsmodelle der verwendeten Software AVL - Excite Piston & Rings betrachtet. Es wurde ein gewichtetes Punkteverfahren angewandt, um die Vor- und Nachteile der Reibungsmodelle zu ermitteln.

Die hydrodynamische Reibung wird in AVL - Excite Piston & Rings mit einem physikalischen Multiskalen-Ansatz berechnet. Zur Beschreibung der Strömung im Schmierpalt wird die Reynolds-Gleichung verwendet. Andere Modelle verwenden hingegen die Navier-Stokes-Gleichung. Für weitere Arbeiten wäre eine Abschätzung sinnvoll, in wie weit sich die Ergebnisse bzw. die Rechenzeit durch die Verwendung der Navier-Stokes-Gleichung ändern würden.

Für die Beschreibung der Festkörperreibung wird ein mathematisches Modell, welches auf Experimenten basiert, verwendet. Die Einbindung eines physikalisch-motivierten Modells könnte hier zu einer einfacheren Bedatung führen.

Es wurden Messungen an einem Floating Liner - Motor nach einem Prüfplan durchgeführt, der Parametervariationen für Drehzahl und Drosselklappenöffnung beinhaltet. Nach der Korrektur und Filterung des Reibungskraftverlaufs wurde dieser in seine Takte zerlegt und in Zusammenhang mit dem aufgezeichneten Zylinderdruckverlauf analysiert. Weiters wurde der Einfluss einzelner Parameteränderungen in Hinsicht auf die Reibungskraft betrachtet.

Der bei den Messungen aufgezeichnete Druckverlauf wurde für die Definition von Lastpunkten in die Simulation eingebunden. Weiters wurden am Liner gemessene Temperaturdaten in die Simulation integriert. Die große Anzahl an notwendigen Parametern wurde soweit wie möglich mit CAD-Daten bzw. Messungen ermittelt. Mit den nicht oder nur aufwändig messbaren Parametern wurde, um den Einfluss dieser Faktoren auf das Ergebnis abschätzen zu können, eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Durch diese Sensitivitätsanalyse können die Einflüsse einzelner Parameter identifiziert werden bzw. kann der Fehler abgeschätzt werden, der gemacht wird, falls einzelne Parameter nicht ausreichend verifiziert sind.

Mit dem erstellten Simulationsmodell wurden die gleichen Lastpunkte wie bei der Messung am Prüfstand simuliert. Dadurch konnten die Einflüsse der Drehzahl und der Drosselklappenstellung auf den Reibungskraftverlauf untersucht werden. Die Simulation bietet dabei wesentlich mehr Möglichkeiten, um auftretende Phänomene zu erklären, als die Messung. So kann die Festkörper- bzw. Flüssigkeitsreibung getrennt voneinander betrachtet werden, um z.B. den Einfluss der Reibmechanismen auf die gesamte Reibungskraft zu erhalten.

Abschließend wurden Messung und Simulation miteinander verglichen, um zu ermitteln, ob gemessene Effekte durch die Simulation abgebildet wurden.

Dabei ergab sich, dass die absoluten Werte signifikant abweichen.

Wesentliche Einflüsse wie die Struktur oder die Kolbenhemdreibung wurden bei der Simulation nicht abgebildet. Ein direkter Vergleich ist dadurch nicht zulässig. Jedoch wird durch die Tatsache, dass die Kolbenhemdreibung in Bereichen der Totpunkte minimal ist, dort eine Gegenüberstellung als zulässig angenommen. Im Midstroke-Bereich bleibt der Vergleich unzulässig.

Aus dem Vergleich ergab sich, dass grundlegende Eigenschaften der Reibung richtig abgebildet wurden.

Die Einflüsse der Parameter Drehzahl und Drosselklappenstellung wurden bei der Simulation und der Messung gleich abgebildet.

Neben dem Vergleich stellt das AVL - Piston & Rings Modell die Basis für weitere Simulationen dar.

In dieser können die Kolbenhemdreibung und die umgebenden Strukturen wie Liner, Linerträger und Messsensoren mit ihren Struktursteifigkeiten abgebildet werden.

Weitere Arbeiten könnten sich z.B. mit der Erstellung eines AVL - Excite Power Unit Modells beschäftigen.

10 Literaturverzeichnis

- [1] R. van Basshuysen und F. Schäfer, Handbuch Verbrennungsmotor - Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven, 7. Auflage Hrsg., Bad Wimpfen/Hamm: Springer, 2014.
- [2] H. Czichos und K.-H. Habig, Tribologie Handbuch - Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik, 4. Auflage Hrsg., Berlin: Springer Vieweg, 2015.
- [3] H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch und J. Voßiek, Roloff/Matek Maschinenelemente - Normung, Berechnung, Gestaltung, 20. Auflage Hrsg., Reutlingen, Augsburg: Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien, 2011.
- [4] S. Jung, „Oberflächenbeurteilung - Rauheitsmessung,“ Institut für Maschinenelemente - Universität Stuttgart, Universität Stuttgart.
- [5] D. Bartel, Simulation von Tribosystemen - Grundlagen und Anwendungen, Magdeburg: Vieweg+Teubner Research, 2009.
- [6] J. A. Greenwood und J. H. Tripp, „The contact of two nominally flat rough surfaces,“ *Journal of Lubrication Technology*, Nr. 185, pp. 625 - 633, 1967.
- [7] L. Deters, A. Fischer, E. Santner und U. Stolz, „GfT Gesellschaft für Tribologie e.V.,“ August 2002. [Online]. Available: http://gft-ev.de/wp-content/uploads/2014/07/2002_AB_7_Tribologie.pdf. [Zugriff am 05 07 2016].
- [8] D. Schröder, Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen, 4. Auflage Hrsg., München: Springer Vieweg, 2015.
- [9] M. Ruderman, Zur Modellierung und Kompensation dynamischer Reibung in Aktuatorssystemen (Dissertation), Dortmund, 2012.
- [10] W. Stamm, Modellierung und Simulation von Mehrkörpersystemen mit flächigen Reibkontakten, Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, Scientific Publishing, 2009.
- [11] H. Olsson, K. Aström, C. Canudas de Wit, M. Gäfvert und P. Lischinsky, „Friction Models and Friction Compensation,“ *European Journal of Control*, Nr. 4, pp. 176 - 195, 1998.
- [12] V. L. Popov, Kontaktmechanik und Reibung - Von der Nanotribologie bis zur Erdbebendynamik, 2. Auflage Hrsg., Berlin: Springer, 2010.
- [13] T. Piatkowski, „Dahl and LuGre dynamic friction models - The analysis of selected properties,“ *Elsevier - Mechanism and Machine Theory*, Nr. 73, pp. 91 - 100, 2013.
- [14] H. Olsson, „Control Systems with Friction,“ Lund, 1996.
- [15] J. M. Font-Llagunes, Multibody Dynamics - Computational Methods and Applications, Barcelona: Springer, 2016.

- [16] Y.-H. Sun, T. Chen, C. Q. Wu und C. Shafai, „A comprehensive experimental setup for identification of friction model parameters,“ *Elsevier - Mechanism and Machine Theory*, Nr. 100, pp. 338-357, 2015.
- [17] A. Krämer und J. Kempkes, „Modellierung und Simulation von nichtlinearen Reibungseffekten bei der Lageregelung von Servomotoren,“ *FHWS SCIENCE JOURNAL*, Nr. Jg. 1, Nr. 2, pp. 47-57, 2013.
- [18] T. Piatkowski, „GMS friction model approximation,“ *Elsevier - Mechanism and Machine Theory*, Nr. 75, pp. 1-11, 2014.
- [19] B. Armstrong-Hélouvy, P. Dupont und C. Canudas de Wit, „A Survey of Models, Analysis Tools and Compensation Methods for the Control of Machines with Friction,“ *Automatica*, Nr. Vol. 30, No. 7, pp. 1083-1138, 1994.
- [20] P. Korondi, J. Halas, K. Samu, A. Bojtos und P. Tamàs, „Robot Applications,“ BME MOGI, Ungarn, 2014.
- [21] V. Lampaert, J. Swevers und F. Al-Bender, „Modification of the Leuven Integrated Friction Model Structure,“ *Transactions on Automatic Control*, Nr. Vol. 47, No. 4, pp. 683-687, 2002.
- [22] Shell, „Shell Germany - Shell Helix Ultra 5W-30 Datenblatt,“ [Online]. Available: <http://www.epc.shell.com/>. [Zugriff am 21 Jänner 2017].
- [23] J. H. Spurk und N. Aksel, *Strömungslehre - Einführung in die Theorie der Strömungen*, 8. Auflage Hrsg., Bad König, Bayreuth: Springer Verlag, 2010.
- [24] N. Patir und H. S. Cheng, „An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication,“ *Journal of Lubrication Technology*, Nr. Vol 100, pp. 12 - 17, 1978.
- [25] M. Leighton, N. Morris, R. Rahmani und H. Rahnejat, „The Influence of Large Scale Surface Roughness on Flow Factors,“ in *8th International Conference on Tribology, 30th Oct. - 1st Nov. 2014, Sinaia, Romania*, Loughborough, 2014.
- [26] A. de Kraker, R. A. J. van Ostayen, A. van Beek und D. J. Rixen, „A Multiscale Method Modeling Surface Texture Effects,“ *Journal of Tribology*, Nr. Vol.129, pp. 221-230, 2007.
- [27] F. Sahlin, R. Larsson, A. Almqvist, P. M. Lugt und P. Marklund, „A mixed lubrication model incorporating measured surface topography. Part 1: theory of flow factors,“ *J. Engineering Tribology*, Nr. 224, pp. p. 335 - 351, 2009.
- [28] L. Gao und R. Hewson, „A multiscale frame work for EHL and micro-EHL,“ Leeds, UK, 2012.
- [29] G. N. De Boer, R. Hewson, H. T. V. Thompson und L. Gao, „Two-scale EHL: Three-dimensional topography in tilted-pad Bearings,“ *Elsevier Tribology International*, Nr. 79, pp. 111-125, 2014.
- [30] N. Gaus, „Zur Ermittlung eines stochastischen Reibwerts und dessen Einfluss auf reibungserregte Schwingungen,“ 2013.

- [31] K. Ehrlenspiel und H. Meerkamm, Integrierte Produktentwicklung - Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit, 5. Ausgabe Hrsg., Carl Hanser Verlag München Wien, 2013.
- [32] G. Offner und O. Knaus, „A Generic Friction Model for Radial Slider Bearing Simulation Considering Elastic and Plastic Deformation,“ *journal lubricants*, Nr. 3, pp. 522-538, 2015.
- [33] S. Lösch, C. Priestner, B. Thonhauser, F. Zieher und H. Hick, „Advances in Determination of Piston Group Friction Losses at High Speeds and Loads using the AVL FRISC Single-Cylinder Engine,“ Graz.
- [34] M. L. Loper, Modeling and Simulation in the Systems Engineering Life Cycle - Core Concepts and Accompanying Lectures, Atlanta USA: Springer, 2015.
- [35] Hastings Manufacturing, „Hastings - 2016 Piston Ring Master Catalog,“ 2016. [Online]. Available: https://www.hastingspistonrings.com/assets/files/9/hastings_catalog_master.pdf. [Zugriff am 23 Jänner 2017].
- [36] D. A/S, „Technische Daten über Grauguss und Gusseisen mit Kugelgraphit,“ [Online]. [Zugriff am 23 Jänner 2017].
- [37] E. Roos und K. Maile, Werkstoffkunde für Ingenieure - Grundlagen, Anwendung, Prüfung, 5. Auflage Hrsg., Stuttgart: Springer Vieweg, 2011.
- [38] Mahle, „Mahle Austria,“ 2016. [Online]. Available: <http://www.mahle-aftermarket.com/ap/en/products-and-services/engine-components/cylinder-liners/#materialsofourcylinderliners>. [Zugriff am 30 11 2016].

11 Anhang

11.1 Gewichtete Punktebewertung

	Haften	Gleiten	viskos	Stribeck	x - abhängig	v - abhängig	Hysterese	Haft-gleiten	Rechen-aufwand	nicht gleitende auslenkung	freie Parameter	Σ
1. Bewertungskriterien festlegen												
2. Gewichtung der Bewertungskriterien g_i	0,1	0,3	0	0	0,05	0,05	0	0	0,2	0	0,25	1
3. Analyse, Eigenschaften der Varianten (ja: 1; nein: 0)												
4. Bewertung der Varianten mit Punkten P_{ij} und der Multiplikation der Punkte mit den Gewichten												
5. Addition												

	$P1j$	$P1j * g1$	$P2j$	$P2j * g2$	$P3j$	$P3j * g3$	$P4j$	$P4j * g4$	$P5j$	$P5j * g5$	$P6j$	$P6j * g6$	$P7j$	$P7j * g7$																								
Dahl	0	0	10	3	0	0	0	0	10	0,5	0	0	10	0	0	0	0	0	5	1	10	0	10	0	10	0	10	0	0	5	1	10	0	10	0	0	5	1,25
Borsten	10	1	10	3	0	0	0	0	10	0,5	10	0,5	0	0	0	0	0	0	1	0,2	10	0	0	1	0,25													
Reset Integrator	10	1	10	3	0	0	0	0	10	0,5	10	0,5	0	0	0	0	0	8	1,6	0	0	0	8	2														
Bilman & Sorine	10	1	10	3	0	0	0	0	10	0,5	0	0	10	0	0	0	0	5	1	10	0	0	8	2														
LuGre	10	1	10	3	10	0	10	0	10	0,5	10	0,5	10	0	10	0	10	0	5	1	10	0	5	1,25														
GMS	10	1	10	3	10	0	10	0	10	0,5	10	0,5	10	0	10	0	10	0	1	0,2	10	0	3	0,75														
Seven Parameter	10	1	10	3	10	0	10	0	10	0,5	10	0,5	10	0	0	0	0	5	1	10	0	0	5	1,25														

$\Sigma P_{ij} * g_i$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Dahl	7										
Borsten	5,45										
Reset-Integrator	8,6										
Bilman & Sorine	7,5										
LuGre	7,25										
GMS	5,95										
Seven-Parameter	7,25										

11.2AVL - Excite Piston & Rings Parametereinteilung

Tabelle 13: Auflistung der anspruchsvollen Parameter

Thermodynamik Daten	Temperaturverlauf Verbrennungsgas
	Verlauf Wärmeübergangszahl
	Swirl-Zahl
Simulations-Steuerung	Isentrop-Exponent
	Gas Konstante
Kolben-Liner-Kontakt	Stribeck-Parameter
Steifigkeitsmatrix-Kolben	
Radiale Dämpfungsgeschwindigkeit-Kolben	
Thermische Verformung-Kolben	
Kolbenprofil	
Thermische Verformung-Liner	
Linerprofil	
Vor-Verdrehungswinkel-Ring	
Ring-Vorspannung	
Durchschnittliche Temperatur-Ring	
Ausdehnungskoeffizient-Ring	
Adhäsions-Kontakt-Modell	Spezifische Adhäsionskraft
	Öl-Füllungsrate
Ring-Liner-Kontakt – Greenwood & Tripp	Ring / Liner – Summit Roughness Rq
	Ring / Liner – Mean Summit Height
	Ring / Liner – E Modul
	Ring / Liner – Poisson Zahl
	Elastic Factor
	Ultimate-Pressure-Limit
Ring-Liner-Kontakt – Patir & Cheng	Ring / Liner – Surface Roughness
	Ring / Liner – Roughness Orientation
Kolbenovalität	
Ringnut - Totraum	
Nut Temperatur	
Seitliches-Spiel in Nut	
Ring Geometrie	
Dichtungseigenschaften	Gas-Strömungskoeffizienten
	Verbleibende Spalthöhe Nut Ober- und Unterseite
	Elastizitätsparameter Nut Ober- und Unterseite
	Faktor für Spalthöhe durch Ring Verwindung
	Verbleibende Spalthöhe – Ring Lauffläche

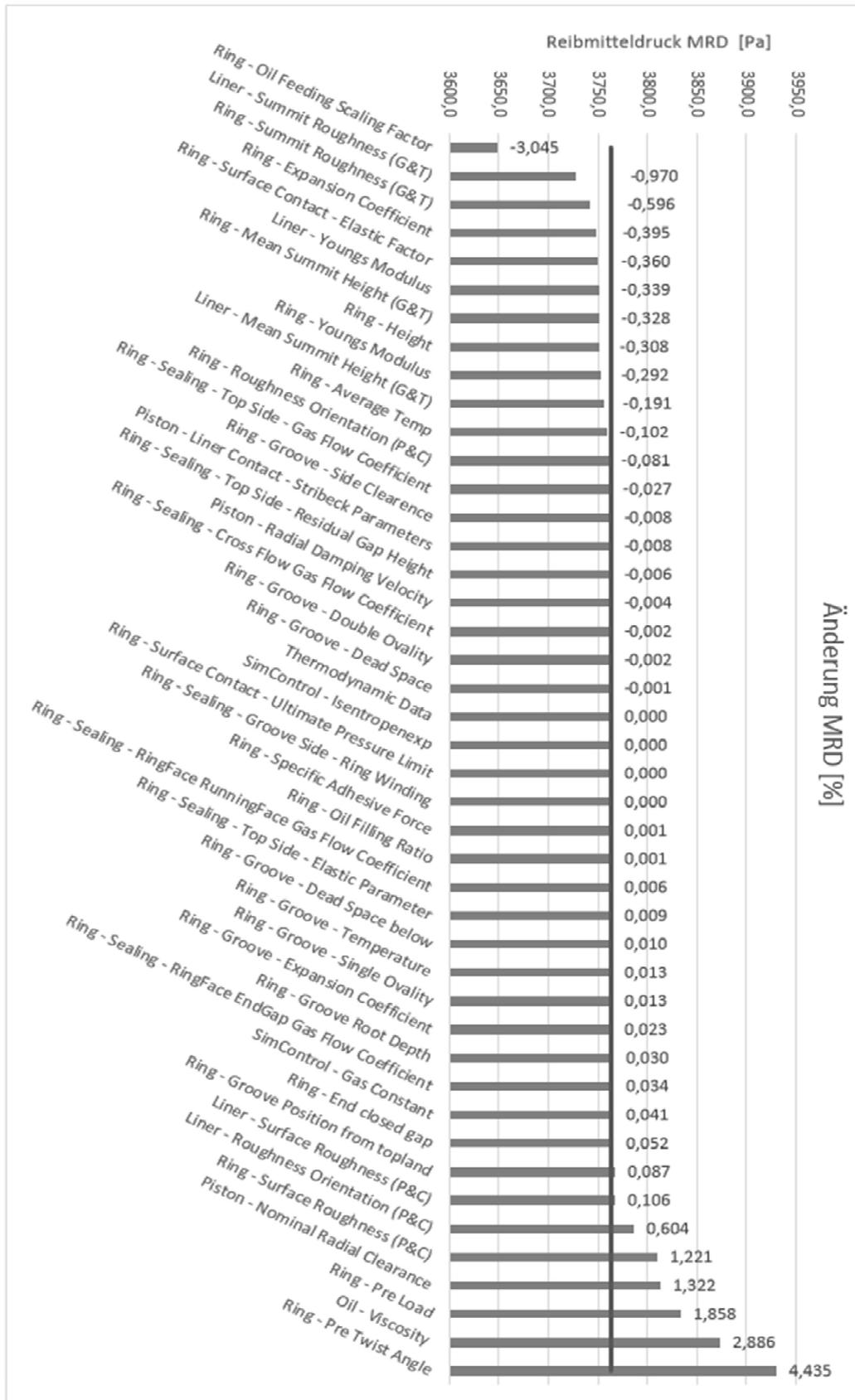
	Elastizitätsparameter – Ring Lauffläche
Strömungs zwischen TS und ATS	Gas Strömungskoeffizient
Öl Versorgung	Ölversorgungs-Skalierungsfaktor

11.3AVL - Excite Piston & Rings Parameterwerte - Sensitivitätsanalyse

	Parameter	Unit	Initial State	+15%
1	Ring - Pre Load	N	9	10,35
2	Ring - Summit Roughness (G&T)	µm	0,166	0,1909
3	Liner - Summit Roughness (G&T)	µm	0,304	0,3496
4	Ring - Mean Summit Height (G&T)	µm	0,173	0,19895
5	Liner - Mean Summit Height (G&T)	µm	0,337	0,38755
6	Ring - Surface Roughness (P&C)	µm	0,17	0,1955
7	Liner - Surface Roughness (P&C)	µm	0,396	0,4554
8	Ring - Roughness Orientation (P&C)	-	0,766	0,8809
9	Liner - Roughness Orientation (P&C)	-	0,751	0,86365
10	Ring - Height	mm	1	1,15
11	Ring - Youngs Modulus	N/mm ²	113200	210000
12	Liner - Youngs Modulus	N/mm ²	120000	170000
13	Ring - Groove Position from topland	mm	7,1000	8,1650
14	Ring - End closed gap	mm	0,275	0,31625
15	Ring - Groove Root Depth	mm	-3,9	-4,485
16	Oil - Viscosity		SAE 5W-30	SAE 10W-40
17	Thermodynamic Data			
18	SimControl - Isentropenexponent	-	1,4	1,61
19	SimControl - Gas Constant	J/(kgK)	289,4	332,81
20	Piston - Liner Contact - Stribeck Parameters		A:0,057 B:0 C:1500 D:3,6e-006	A:0,06555 B:0 C:1725 D:0,00000414
21	Piston - Radial Damping Velocity	mm/s	20	23
22	Piston - Nominal Radial Clearance	µm	30	34,5
23	Ring - Pre Twist Angle	°	0	0,9
24	Ring - Average Temp	°C	160	184
25	Ring - Expansion Coefficient	1/K	0,0000115	0,000013225
26	Ring - Specific Adhesive Force	Ns/m ³	10000	11500
27	Ring - Oil Filling Ratio	-	0,02	0,023
28	Ring - Groove - Single Ovality	mm	0	0,001
29	Ring - Groove - Double Ovality	mm	0	0,001
30	Ring - Groove - Dead Space below	%	0	1
31	Ring - Groove - Temperature	°C	170	195,5
32	Ring - Groove - Expansion	1/K	0,0000115	0,000013225

33	Ring - Groove - Side Clearence	mm	0,0575	0,066125
34	Ring - Groove - Dead Space	%	0	1
35	Ring - Surface Contact - Elastic	-	0,007	0,00805
36	Ring - Surface Contact - Ultimate Pressure Limit	MPa	200	230
37	Ring - Sealing - Top Side - Gas Flow Coefficient	-	0,35	0,4025
38	Ring - Sealing - Top Side - Residual Gap Height	µm	0,18	0,207
39	Ring - Sealing - Top Side - Elastic Parameter	-	1	1,15
40	Ring - Sealing - Groove Side - Ring Winding	-	1	1,15
41	Ring - Sealing - RingFace RunningFace Gas Flow Coefficient	-	0,5	0,575
42	Ring - Sealing - RingFace EndGap Gas Flow Coefficient	-	0,5	0,575
43	Ring - Sealing - Cross Flow Gas Flow Coefficient	-	0,5	0,575
44	Ring - Oil Feeding Scaling Factor	-	1	1,08

11.4 Sensitivitätsanalyse



11.5AVL - Excite Piston & Rings - FRISC - Modell Parameterwerte

Kurbeltrieb						
	Bohrung B		83	mm	CAD	
	Kurbelwellen Radius R		46,2	mm	CAD	
	Pleuel Länge L		152,2	mm	CAD	
	Zylinder Winkel d		0	°		
	Zylinder Achsen Offset e2		0	mm	CAD	
	Kolbenbolzen Offset e1		0,5	mm	CAD	
	Distanz Kolbenbolzen – Kolbenboden h		33,8	mm	CAD	
	Motor Typ (Zweitakt/Viertakt)		4T			
Zylinder Druck						
	Zylinder Druck über Kurbelwellenwinkel	FRISC	Verlauf	FRISC		
	Kurbelgehäuse Druck über Kurbelwellenwinkel	FRISC	Verlauf	FRISC		
Thermodynamik						
	Temperatur Verbrennungsgas		Verlauf	default	Sens. Analyse	
	Wärmeübergangszahl		W/(m ² K)	default	Sens. Analyse	
	Verwirbelung		[-]	default	Sens. Analyse	
Öl Eigenschaften						
	Öl Typ / Viskosität	5W-30	SAE			
Simulations Steuerung						
	Isentropen Exponent	1,4	[-]	default	Sens. Analyse	
	Gas Konstante	289,4	J/kgK	default	Sens. Analyse	
Kolben Daten						
	Kolbenhöhe	53,8	mm	CAD		
	Reibeigenschaften			default	Sens. Analyse	
	Massenschwerpunkt x	-0,0118	mm	CAD		
	Massenschwerpunkt y	-0,3675	mm	CAD		
	Masse	301,5	g	Messung		
	Massenträgheitsmoment	283,96	kg mm ²	CAD		
	Steifigkeitsmatrix		Matrix	unb.		
	Profil			unb.		
	Radiale Dämpfungsgeschwindigkeit	20	mm/s	default	Sens. Analyse	
	Nominales Radiales Einbauspiel	30	micron	default	Sens. Analyse	
	Größe des Kontaktbereichs		Matrix	unb.		
	thermische Verformung		°C; 1/K	unb.		
Zylinderliner						
	Abstand Zylinderkopf - Kurbelwellenachse	231	mm	Messung		

	Höhe		140	mm	Messung	
	Temperatur und thermische Verformung		FRISC	°C; 1/K		
	Profil				default	
Kolbenbolzen						
	Masse		82,9	g	Messung	
	Massenträgheitsmoment		5,5566	kg mm ²	CAD	
Pleuel						
	Massenmittelpunkt x		49,67	mm	CAD	
	Massenmittelpunkt y		-0,0211	mm	CAD	
	Masse		505,7	g	Messung	
	Trägheitsmoment		2971,4	kg mm ²	CAD	
	Durchmesser kleines Ende		20	mm	CAD	
	Durchmesser großes Ende		45	mm	CAD	
Kolbenring TopRing						
	Masse		6,5	g	Messung	
	Massenmittelpunkt		0,0357	mm	CAD	
	E - Modul		110000	N/mm ²	Gusseisen	
	Poisson Zahl		0,26	[-]	Gusseisen	
	Vor - Verdrehungswinkel		0	°		
	Vorspannung tangential		8,9	N	AVL	
	Öffnung geschlossener Ring		0,2	mm	CAD	
	Durchschnittl. Temperatur		160	°C	default	Sens. Analyse
	Ausdehnungskoeffizient		1,17E-05	1/K	Gusseisen	
Adhäsions Kontakt Modell						
		spezifische Adhäsionskraft	10000	Ns/m ³	default	Sens. Analyse
		Öl Füllungs Rate	0,1	[-]	default	Sens. Analyse
Mischreibungs Modell						
		Kavitationsdruck		Pa		
		Öl Füllungs Rate		[-]		
		Kontakt Rauheit		micron		
		Kontakt Elastizität		Pa		
		Integrationsfehler		[-]		
Nut Geometrie						
Kolbenbereich über Nut						
		radiale Abweichung	0	mm	CAD	
		Fase	0	mm	CAD	
Kolbenbereich unter Nut						
		radiale Abweichung	0	mm	CAD	
		einfache Ovalität	0	mm	default	Sens. Analyse
		doppelte Ovalität	0	mm	default	Sens. Analyse

			Fase	0	mm	CAD	
			Tot Raum	0	%	default	Sens. Analyse
		Nut Temperatur		170	°C	default	Sens. Analyse
		Ausdehnungskoeffizient		1,30E-05	1/K	Stahl Inlet	Sens. Analyse
		Kolbennut					
			Nut Grund Tiefe	-3,95	mm	CAD	
			seitliches Spiel	0,01	mm	CAD	
			Abstand zum Kolbenboden	6,1	mm	CAD	
			Tot Raum	0	%	default	Sens. Analyse
		Ring Geometrie	Matrix				
	Oberflächenkontakt Ring/Liner						
	Rq (Summit Roughness)	Ring		0,166	micron	default	Sens. Analyse
		Liner		0,304	micron	default	Sens. Analyse
	Ra (mean summit height)	Ring		0,173	micron	default	Sens. Analyse
		Liner		0,4	micron	Herstellerwert	Sens. Analyse
	E - Modul	Ring		110000	N/mm ²	Gusseisen	Sens. Analyse
		Liner		110000	N/mm ²	Gusseisen	Sens. Analyse
	Poisson Zahl	Ring		0,26	[-]	Gusseisen	
		Liner		0,26	[-]	Gusseisen	
	Elastizitätsfaktor			0,001	[-]	default	
	endgültiges Drucklimit			200	MPa	default	Sens. Analyse
	Rpk (Surface Roughness)	Ring		0,17	micron	default	Sens. Analyse
		Liner		0,25	micron	Herstellerwert	Sens. Analyse
	Rauheit Richtung	Ring		0,766	[-]	default	Sens. Analyse
		Liner		0,751	[-]	default	Sens. Analyse
	Dichtungs Eigenschaften						
	Gas Strömungs Koeffizient			0,83	[-]	default	Sens. Analyse
	verbleibende Spalthöhe			0,18	micron	default	Sens. Analyse
	Elastizitäts Parameter			1	[-]	default	Sens. Analyse
	Faktor für Spalthöhe durch Ring Verwindung			1	[-]	default	Sens. Analyse

		Lauffläche Gas Strömungskoeffizient	0,83	[-]	default	Sens. Analyse
		Ringspalt Gas Strömungskoeffizient	0,83	[-]	default	Sens. Analyse
		verbleibende Spalthöhe	0,18	mm	default	Sens. Analyse
		Elastizitäts Parameter	1	[-]	default	Sens. Analyse
	Strömung zwischen ATS und TS					
		Gas Strömung Koeffizient	0,83	[-]	default	Sens. Analyse
	Öl Versorgung					
		Ölversorgung Skalierungsfaktor	1	[-]	default	Sens. Analyse
	Kolbenring zweiter Ring					
		Masse	4,8	g	Messung	
		Massenmittelpunkt	0,0674	mm	CAD	
		E - Modul	110000	N/mm ²	Gusseisen	
		Poisson Zahl	0,26	[-]	Gusseisen	
		Vor - Verdrehungswinkel	0	°		
		Vorspannung tangential	4,6	N	AVL	
		Öffnung geschlossener Ring	0,4	mm	CAD	
		Durchschnittl. Temperatur	130	°C	default	
		Ausdehnungskoeffizient	1,17E-05	1/K	Gusseisen	
	Adhäsions Kontakt Modell					
		spezifische Adhäsionskraft	10000	Ns/m ³	default	
		Öl Füllungs Rate	0,1	[-]	default	
	Mischreibungs Modell					
		Kavitationsdruck		Pa		
		Öl Füllungs Rate		[-]		
		Kontakt Rauheit		micron		
		Kontakt Elastizität		Pa		
		Integrationsfehler		[-]		
	Nut Geometrie					
	Kolbenbereich über Nut					
		radiale Abweichung	1	mm	CAD	
		Fase	0	mm	CAD	
	Kolbenbereich unter Nut					
		radiale Abweichung	0,6	mm	CAD	
		einfache Ovalität	0	mm	default	
		doppelte Ovalität	0	mm	default	
		Fase	0,4	mm	CAD	
		Tot Raum	0	%	default	
		Nut Temperatur	140	°C	default	
		Ausdehnungskoeffizient	2,30E-05	1/K	Aluminium	
	Kolbennut					
		Nut Grund Tiefe	-3,6	mm	CAD	

		seitliches Spiel	0,02	mm	CAD	
		Abstand zum Kolbenboden	12,6	mm	CAD	
		Tot Raum	0	%	default	
	Ring Geometrie	Matrix				
Oberflächenkontakt Ring/Liner						
	Rq (Summit Roughness)	Ring	0,166	micron	default	
		Liner	0,304	micron	default	
	Ra (mean summit height)	Ring	0,173	micron	default	
		Liner	0,4	micron	Herstellerwert	
	E - Modul	Ring	110000	N/mm ²	Gusseisen	
		Liner	110000	N/mm ²	Gusseisen	
	Poisson Zahl	Ring	0,26	[-]	Gusseisen	
		Liner	0,26	[-]	Gusseisen	
	Elastizitätsfaktor		0,001	[-]	default	
	endgültiges Drucklimit		200	MPa	default	
	Rpk (Surface Roughness)	Ring	0,17	micron	default	
		Liner	0,25	micron	Herstellerwert	
	Rauheit Richtung	Ring	0,766	[-]	default	
		Liner	0,751	[-]	default	
Dichtungs Eigenschaften						
	Gas Strömungs Koeffizient		0,83	[-]	default	
	verbleibende Spalthöhe		0,18	micron	default	
	Elastizitäts Parameter		1	[-]	default	
	Faktor für Spalthöhe durch Ring Verwindung		1	[-]	default	
	Lauffläche Gas Strömungskoeffizient		0,83	[-]	default	
	Ringspalt Gas Strömungskoeffizient		0,83	[-]	default	
	verbleibende Spalthöhe		0,18	mm	default	
	Elastizitäts Parameter		1	[-]	default	
Strömungs zwischen ATS und TS						
	Gas Strömungs Koeffizient		0,83	[-]	default	
Öl Versorgung						
	Ölversorgung Skalierungsfaktor		1	[-]	default	
Kolbenring Öl						
	Masse		4,4	g	Messung	
	Massenmittelpunkt		0,0118	mm	CAD	
	E - Modul		210000	N/mm ²	Stahl	
	Poisson Zahl		0,3	[-]	Stahl	
	Vor - Verdrehungswinkel		0	°		
	Vorspannung tangential		27,4	N	AVL	
	Öffnung geschlossener Ring		0,2	mm	CAD	

	Durchschnittl. Temperatur		120	°C	default	
	Ausdehnungskoeffizient		1,30E-05	1/K	Stahl	
	Adhäsions Kontakt Modell					
	spezifische Adhäsionskraft			Ns/m ³	default	
	Öl Füllungs Rate			[-]	default	
	Mischreibungs Modell					
	Kavitationsdruck		500	Pa	default	
	Öl Füllungs Rate		0,05	[-]	default	
	Kontakt Rauheit		0,16	micron	default	
	Kontakt Elastizität		90000	Pa	default	
	Integrationsfehler		0,01	[-]	default	
	Nut Geometrie					
	Kolbenbereich über Nut					
		radiale Abweichung	-0,6	mm	CAD	
		Fase	0	mm	CAD	
	Kolbenbereich unter Nut					
		radiale Abweichung	-0,6	mm	CAD	
		einfache Ovalität	0	mm	default	
		doppelte Ovalität	0	mm	default	
		Fase	0	mm	default	
		Tot Raum	0	%	default	
	Nut Temperatur		125	°C	default	
	Ausdehnungskoeffizient		2,30E-05	1/K	Aluminium	
	Kolbennut					
		Nut Grund Tiefe	-3,3	mm	CAD	
		seitliches Spiel	0,04	mm	CAD	
		Abstand zum Kolbenboden	16,1	mm	CAD	
		Tot Raum	0	%	default	
	Ring Geometrie					
		Matrix				
	Oberflächenkontakt Ring/Liner					
	Rq (Summit Roughness)	Ring	0,166	micron	default	
		Liner	0,304	micron	default	
	Ra (mean summit height)	Ring	0,173	micron	default	
		Liner	0,4	micron	Herstellerwert	
	E - Modul	Ring	210000	N/mm ²	Gusseisen	
		Liner	110000	N/mm ²	Gusseisen	
	Poisson Zahl	Ring	0,3	[-]	Gusseisen	
		Liner	0,26	[-]	Gusseisen	
	Elastizitätsfaktor		0,001	[-]	default	
	endgültiges Drucklimit		200	MPa	default	

	Rpk (Surface Roughness)	Ring	0,17	micron	default	
		Liner	0,25	micron	Herstellerwert	
	Rauheit Richtung	Ring	0,766	[-]	default	
		Liner	0,751	[-]	default	
Dichtungs Eigenschaften						
	Gas Strömungs Koeffizient		0,83	[-]	default	
	verbleibende Spalthöhe		0,18	micron	default	
	Elastizitäts Parameter		1	[-]	default	
	Faktor für Spalthöhe durch Ring Verwindung		1	[-]	default	
	Lauffläche Gas Strömungskoeffizient		0,83	[-]	default	
	Ringspalt Gas Strömungskoeffizient		0,83	[-]	default	
	verbleibende Spalthöhe		0,18	mm	default	
	Elastizitäts Parameter		1	[-]	default	
Strömungs zwischen ATS und TS						
	Gas Strömungs Koeffizient		0,83	[-]	default	
Öl Versorgung						
	Ölversorgung Skalierungsfaktor		1	[-]	default	