



Stefan Kollegger, BSc.

Systemische Optimierung der Kolbengruppenreibung

Masterarbeit

Zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen - Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Begutachter:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hannes Hick

Betreuer:

Dipl.-Ing. Dr.techn. Josef Edtmayer BSc.

Dipl.-Ing. Simon Walch BSc.

Dipl.-Ing. Matthias Bajzek BSc.

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik

Graz, Mai 2020

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. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

Graz, am

.....

(Unterschrift)

Danksagung

Mit dieser Seite möchte ich mich bei all jenen Personen bedanken, die auf unterschiedliche Art und Weise zum Gelingen dieser Masterarbeit beigetragen haben. Ferner danke ich denjenigen, die mich während meines Studiums begleitet und unterstützt haben.

Zuerst gebührt mein Dank Herrn Univ.-Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. Hannes Hick, der unter anderem mein Interesse an den technischen Disziplinen Tribologie und Systems Engineering weckte, für die Möglichkeit der Masterarbeit am IME, die Freiheit der Themenfindung, Ihre fachliche und universitäre Unterstützung, Ihre konstruktive Kritik während der Masterarbeit, sowie für die gute Zusammenarbeit.

Ein besonderer Dank gilt vor allem meinen Betreuern:

- Herrn Dr. techn. Dipl.-Ing. Josef Etdmayer BSc., für die Unterstützung der Themenfindung bzw. für die geopferte Zeit nach der Tätigkeit als Universitätsassistent am Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik.
- Herrn Dipl.-Ing. Simon Walch BSc., für die außerordentliche Unterstützung während der Masterarbeit, dabei ist vor allem die inhaltliche Korrekturlesung des tribologischen Teils der Masterarbeit zu nennen.
- Herrn Dipl.-Ing. Matthias Bajzek BSc., für die Erklärungen der Begrifflichkeiten der modellbasierten virtuellen Produktentwicklung, die zahlreichen Diskussionen und die inhaltliche Korrekturlesung zu diesem Thema der Masterarbeit.

In weiterer Folge möchte ich mich bei allen Mitarbeitern des Instituts für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik und bei Herrn Dr. techn. Siegfried Lösch für fachliche Anregungen, Diskussionen und Tipps bei der Zwischenpräsentation und bei diversen Gesprächen bedanken.

Ich danke dem Geschäftsführer der Firma MID GmbH, Herrn Dipl.-Ing. (FH) Andreas Ditze, für die im Rahmen dieser Arbeit zur Verfügung gestellte Software *MID Innovator*. Dank geht auch an das MID-Hotline-Team für den großartigen Support.

Ebenfalls möchte ich Mag.^a Melanie Scherr und Mag. Michael Wagner für das Korrekturlesen meiner Masterarbeit danken.

Ein großer Dank gebührt meiner Familie, insbesondere meinen Eltern, Gerlinde und Johann Kollegger, sowie meinen Schwiegereltern, Renate und Alfred Scherr, die mich während meiner Studienzeit so gut wie möglich unterstützt und all meine Entscheidungen gefördert haben.

Abschließend möchte ich meiner Lebensgefährtin, Dipl.-Ing. Tanja Scherr BSc., die letzten Zeilen meiner Danksagung widmen. Vielen Dank für deine Geduld, deine Fürsorge, den emotionalen Rückhalt, für unzählige interessante Überlegungen und Diskussionen, für das Korrekturlesen, sowie für deine vorbehaltlose Unterstützung.

Vielen Dank!

Kurzfassung

Die Produktentwicklung von Kraftfahrzeugen ist aufgrund der steigenden ökologischen, ökonomischen und gesetzlichen Anforderungen ständig im Wandel. Neue Fahrzeugkonzepte müssen seitens der Automobilhersteller entwickelt werden, um den zahlreichen Qualitäts- und Leistungsanforderungen gerecht zu werden. Der Verbrennungsmotor nimmt bezüglich der erforderlichen Hybridisierung eine neue Stellung ein, um die gesetzlichen CO₂- äquivalenten Vorgaben zu erreichen. Aus diesem Grund gewinnen thermodynamische und tribologische Untersuchungen immer mehr an Bedeutung, um möglichst das Maximum des ökologischen Potenzials eines Verbrennungsmotors auszureizen. Die systemische Optimierung von tribologischen Systemen ist jedoch eine komplexe Thematik, die eine interdisziplinäre Zusammenarbeit erfordert.

Im Zuge dieser Masterarbeit werden die Interaktionen zwischen den Triboelementen der Kolbengruppe simulativ untersucht. Im Vordergrund der Untersuchung stehen verschiedene Zylinderlaufflächenstrukturen, die bereits am Prüfstand *AVL Friction Single Cylinder-Engine*, kurz *AVL FRISC*, des AVL-TU Graz Transmission-Centers in Kooperation mit dem Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethoden hinsichtlich des Oberflächeneinflusses erprobt wurden. Aus diesen Erkenntnissen werden weitere tribologische Untersuchungen neuer Laufflächenstrukturen durchgeführt. Um den Oberflächeneinfluss simulativ bewerten zu können, wird zunächst die am *AVL FRISC*- Prüfstand ermittelte Reibkraft einer Basiskonfiguration in der Software *AVL Excite* rekonstruiert, wobei die simulativen Untersuchungen auf Grundlage eines bestehenden Simulationsmodells durchgeführt werden. Damit der Reibungseinfluss der Laufflächenstrukturen in der Simulationsumgebung abgebildet werden kann, werden dazu synthetische Oberflächen generiert. Die tribologischen Verlustgrößen bezüglich der Laufflächenvarianten einer Spiralstruktur-, Polier- und Streifenhonung werden darüber hinaus in einem Technologie-Benchmark-Vergleich gegenübergestellt. In weiterer Folge wird die Vorgehensweise tribologischer Untersuchungen mit Hilfe einer Modellierungssprache dokumentiert.

Abstract

The increase of ecological, economic and legal requirements has a great impact on the development of vehicles. Hence, vehicle manufactures need to design new car concepts to meet these demands. Hybrid systems could be a solution to reach the legal CO₂-equivalent limits. To achieve a big part of ecological potential of an internal combustion engine, thermodynamic and tribological analyses are needed. The systemic optimization of tribological systems is complex and requires collaboration of different scientific disciplines.

This master thesis intends to represent the simulative interaction between tribo-elements of the piston group. The focus of the thesis is on honing structures of the liner. Some of these honing structures were already analysed at the *AVL FRISC* of the *AVL-TU Graz Transmission-Center* in cooperation with the Institute of machine components and methods of development to examine the influence of mechanical friction. To gain experimental insights, further tribological analyses of new liner surfaces were executed. In order to describe the surface influence of the tribo-system, the experimental friction force of the basis configuration was reconstructed. Referring to the friction influence, synthetically generated surfaces of honing variants were implemented in the simulation. The tribological losses referring to honing variants were compared and benchmarks of spiral-structure-hone surfaces, a polished hone surface and streak-hone variants were generated. Furthermore, the procedure of tribological analyses was documented by using a modelling language.

Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung	14
1.1.	Ökonomische und ökologische Auswirkungen der Reibungsoptimierung	14
1.2.	Ziel der Masterarbeit	16
2.	Tribologie im Kraftfahrzeug.....	17
2.1.	Grundlagen der Tribologie	17
2.1.1.	Technische Oberflächen	18
2.1.2.	Tribologische Kontaktvorgänge	18
2.1.3.	Simulationsmethoden in der Tribologie	19
2.1.4.	Simulationsmodelle in der Tribologie.....	20
2.2.	Tribologische Untersuchungen an der Kolbengruppe und deren Auswirkungen auf das Fahrzeugesamtsystem	21
2.3.	Messtechnische Erfassung der Kolbengruppenreibung.....	24
3.	Grundlagen der modellbasierten virtuellen Produktentwicklung.....	26
4.	Virtualisierung der Reibungs- und Verschleißanalyse.....	30
4.1.	Vorgehensbeschreibung zur Reibungs- und Verschleißanalyse.....	33
4.2.	Vorgehensbeschreibung basierend auf nachfolgender Tribosimulation	39
4.2.1.	„Preprocessing“ der Tribosimulation.....	41
4.2.2.	Berechnungsvorgang der elastohydrodynamischen Schmierung	43
4.2.3.	Berechnung der Kontaktdruckverteilung	45
4.2.4.	Ermittlung der Reibungskoeffizienten an der Kolbengruppe.....	46
4.2.5.	Berechnung der virtuellen Sensorkraft	48
5.	Reibungseinfluss verschiedener Laufflächenstrukturen	51
5.1.	Messmethodik und Datengenerierung.....	52
5.2.	Rekonstruktion experimentell ermittelter Reibkraftverläufe	53
5.3.	Technologien-Benchmark-Vergleich von Laufflächenstrukturen.....	69
5.3.1.	Versuchsprogramm und getroffene Modellannahmen.....	69
5.3.2.	Ergebnisse des Technologien-Benchmark-Vergleichs	71
6.	Zusammenfassung & Ausblick	78
7.	Literaturverzeichnis.....	I

A.	Anhang.....	V
A.1.	Ergebnisse aus der Oberflächencharakterisierung	V
A.1.1.	Zylinderlauffläche - Variante L02	V
A.1.2.	Zylinderlauffläche - Variante L03	XI
A.1.3.	Zylinderlauffläche - Variante L04	XVII
A.1.4.	Kolbenringlauffläche – Variante R01.....	XXIII
A.2.	Ergebnisse aus der Kontaktanalyse	XXIX
A.2.1.	„Patch“ - Variante – L02/R01	XXIX
A.2.2.	„Patch“ - Variante – L03/R01	XXXIII
A.2.3.	„Patch“ - Variante – L04/R01	XXXVII
A.3.	Aktivitätsdiagramm „Tribosimulation durchführen“	XLI

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Ökologische Gesamtbilanz von Kraftfahrzeugen [5].	15
Abbildung 2: Beispiele tribologischer Systeme im Kraftfahrzeug [vgl. 10].	17
Abbildung 3: Simulationsmethoden in der skalenabhängigen Tribologie	19
Abbildung 4: Verlustgrößen am tribologischen System „Kolbengruppe“	22
Abbildung 5: Liner – Laufbahnmaterialtechnologien [26 S. 118-135]	22
Abbildung 6: Liner – Laufbahnstrukturtechnologien [vgl.28 S23-26] [vgl.29]	23
Abbildung 7: Oberflächenstruktur einer Streifenhonung [30].	24
Abbildung 8: Modellbasiertes System-Engineering [vgl.40 S.6]	27
Abbildung 9: Erweitertes V-Modell für MBSE [vgl.41] [vgl.38]	28
Abbildung 10: Inhalte eines Systemmodells [38 S. 84].	28
Abbildung 11: Vorgehensweise der Reibungs- und Verschleißanalyse	30
Abbildung 12: Schematische Darstellung des Systemmodells der Reibungs- und Verschleißanalyse	31
Abbildung 13: Vergleich zwischen dem SysML-Systemmodell zur Reibungs- und Verschleißanalyse und anderen Modellen im SE-Cube [vgl. 39]	32
Abbildung 14: Mögliche Anwendungsfälle der Reibungs- und Verschleißanalyse	34
Abbildung 15: Aktivitätsdiagramm „Reibungs- und Verschleißanalyse durchführen“ für den Anwendungsfall A (Simulation ist vorrangig) oder B (Messung ist vorrangig)	35
Abbildung 16: Alphanumerische Strukturierung von Aktivitätsdiagrammen.	36
Abbildung 17: Übertragung der Testkonfiguration an die jeweilige Modellumgebung [vgl. 49] [vgl. 50]	37
Abbildung 18: Aktivitätsdiagramm „Tribosimulation durchführen“ – siehe Anhang A.3	40
Abbildung 19: Aktivitätsdiagramm „Oberflächencharakterisierung durchführen“	41
Abbildung 20: Aktivitätsdiagramm „thermische Ausdehnung“	42
Abbildung 21: Aktivitätsdiagramm „dynamische Viskosität berechnen“	43
Abbildung 22: Aktivitätsdiagramm „Elastohydrodynamik berechnen“	44
Abbildung 23: Schematische Darstellung eines mikroskopischen Rauheitshügels und die darin eingezeichneten oberflächenbezogenen Größen - nominaler Schmierpalt, mittlere geometrische und statistische Größen an einer Position i, j im Schmierpalt	45
Abbildung 24: Aktivitätsdiagramm „Kontaktmodell berechnen“	46
Abbildung 25: Aktivitätsdiagramm „Reibungsmodell berechnen“	47
Abbildung 26: Aktivitätsdiagramm „virtuelle Sensorkraft berechnen“	48
Abbildung 27: Strukturassoziation der Aktivität „virtuelle Sensorkraft berechnen“	49
Abbildung 28: Verwendete Toolkette in der Tribosimulation	51
Abbildung 29: AVL FRISC & RIC versus AVL Excite [vgl.8]	52
Abbildung 30: synthetischer Oberflächenpatch 1000x1000 μm der Basiskonfiguration	55
Abbildung 31: Vergleich von Linienkernrauheitskennwerten der Basiskonfiguration	55

Abbildung 32: Ringpaketreibkraftverlauf der Basiskonfiguration als Ergebnis des ersten Testlaufs .	57
Abbildung 33: Am Prüfstand gemessene Sensorkraft der Basiskonfiguration	57
Abbildung 34: Ringreibkraftverläufe der Basiskonfiguration als Ergebnis des ersten Testlaufs.....	58
Abbildung 35: Vergleich des Reibkraftverlaufs zwischen der Messung am AVL FRISC und des virtuellen Abbilds bei einer Drehzahl von 1200 U/min und einem indizierten Mitteldruck von 650 kPa.	59
Abbildung 36: Rekonstruktion der virtuellen Sensorkraft der Erstsimulation	60
Abbildung 37: Vergleich des Ringpaketreibkraftverlaufs hinsichtlich der Ausgangssituation und der Modellanpassung.....	61
Abbildung 38: GT-Modell versus MSA-Modell.....	62
Abbildung 39: Auswirkung der LAFWM-Parameter bei Zunahme der Parameter anhand der Kolbenringpaketreibung.....	63
Abbildung 40: Optimierte Reibkraftverläufe der einzelnen Kolbenringe bezüglich der Basiskonfiguration.....	64
Abbildung 41: Schematische Darstellung der mathematischen Normalkraftmodellierung unter Berücksichtigung des Geschwindigkeitseinflusses des Dichtrings	66
Abbildung 42: Normalkraftverlauf des Dichtrings.....	67
Abbildung 43: Reibkraftverlauf des Dichtrings.....	68
Abbildung 44: optimierte virtuelle Sensorkraft der Basiskonfiguration.....	68
Abbildung 45: schematische Darstellung der gepaarten Honvarianten.....	70
Abbildung 46: Systemische Bewertung der Verlustgrößen bezüglich des Zylinderlaufflächen-Technologie-Vergleichs	72
Abbildung 47: Simulativ erfasste Reibmitteldrücke der Laufflächenvarianten	72
Abbildung 48: Messtechnisch erfasste Reibmitteldrücke der Laufflächenvarianten.....	73
Abbildung 49: Vergleich der virtuellen Reibkraftverläufe – L02 vs. S01	74
Abbildung 50: Vergleich der virtuellen Reibkraftverläufe – L02 vs. S02.....	75
Abbildung 51: FMEP- Kennfeldvergleich der Varianten L02, S01 und L03 hinsichtlich des Kolbenringpakets	76
Abbildung 52: Vergleich des simulativ erfassten Ölverbrauchs der Zylinderlaufflächenvarianten	77
Abbildung 53: Ermittlung der Motordrehzahl und des Motormoments über einen Testzyklus in der Software Simulink	80

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Basiskonfiguration der tribologischen Untersuchung	54
Tabelle 2: LAFWM-Parameter - Ausgangssituation	63
Tabelle 3: LAFWM-Parameter - modifiziert	64
Tabelle 4: SNKM - Parameter.....	67
Tabelle 5: Oberflächendaten der Zylinderlaufflächenvarianten	69
Tabelle 6: Versuchsprogramm	70

Abkürzungsverzeichnis

APS	Atmospheric Plasma Spraying
BDC	Bottom Death Center
CFD	Computational Fluid Dynamics
DAQ	Data Acquisition
EHD	Elastohydrodynamik
HD	Hydrodynamik
μHD	Mikrohydrodynamik
FDM	Finite-Differenzen-Methode
FEA	Finite-Elemente-Analyse
FEM	Finite-Elemente-Methode
FMEP	Friction Mean Effective Pressure
FRISC	Friction Single Cylinder Engine
GT	Greenwood & Tripp Modell
HVOF	High-Velocity-Oxygen-Fuel
HW	Hardware
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure
LAFWM	Lubricated Asperity Friction and Wear Model
LDS	Lichtbogendrahtspritzen
LOC	Lube Oil Consumption
MBSE	Model-Based Systems Engineering
MD	Molekulardynamik
MKS	Mehrkörpersimulation
MSA	Micro Slide Analysis
PBI	Piston Bore Interface
PTWA	Plasma Transferred Wire Arc
RIC	Radio Isotope Concentration
SE	Systems Engineering
SNKM	Sealing Ring- Normalkraftmodell
SW	Software
SysML	Systems Modeling Language
SysLM	Systems Lifecycle Management
TDC	Top Death Center
TWS	Thermal Wire Sprayer
WLTP	Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure

Parameternomenklatur

Parameter	Symbol	Bezeichnung	Einheit
alpha_T	α_T	Wärmedehnungszahl	[1/K]
ca	ca	Kurbelwinkelposition	[°KW]
dev	$dev_{thermal}$	thermische Ausdehnung	[mm]
diameter	d	Bohrungsdurchmesser	[mm]
E*	E^*	Composite E-Modul	[N/mm ²]
eta_vis	η	dynamische Viskosität	[Pas]
h	h	nominale Spalthöhe	[µm]
h_ij	h_{ij}	nominale Spalthöhe am Gitterpunkt i,j	[µm]
Hn	H_n	normalisierte Spalthöhe	[-]
Hs	H_s	dimensionslose Spalthöhe	[-]
hT_ehd	h_{T_ehd}	mittlere Spalthöhe	[µm]
hT_ij	$h_{T_{ij}}$	mittlere Spalthöhe am Gitterpunkt i,j	[µm]
K	K	Elastizitätsfaktor – elastic factor	[-]
k	k	Verschleißkoeffizient	[-]
LN	LN	Lubrication Number	[-]
Ls	L_s	Referenzlänge des Asperitenkontakts	[µm]
meanT	T_{mean}	mittlere Oberflächentemperatur	[K]
mue_adh	$\mu_{adhesive}$	adhäsiver Reibungskoeffizient	[-]
mue_lafwm	μ_{LAFWM}	Reibungskoeffizient nach Offner und Knaus	[-]
mue_Stribeck	$\mu_{Stribeck}$	Reibungskoeffizient nach Stribeck	[-]
NueS	$\bar{z}_s, \bar{\delta}_s$	kombinierte mittlere Asperitenhöhe („mean summit height“)	[µm]
p_asp	p_{asp}	Kontaktdruckverteilung	[kPa]
p_hyd	p_{hyd}	hydrodynamischer Druck	[kPa]
pa_GT	pa_{GT}	Kontaktsteifigkeit des Rauheitsplateaus (Greenwood und Tripp)	[kPa]
pa_MSA	pa_{MSA}	Kontaktsteifigkeit einzelner Asperitenspitzen	[kPa]
pcc	p_{cc}	Kurbelgehäusedruck	[kPa]
pcyl	p_{cyl}	Zylinderdruck	[kPa]
Phi_S	ϕ_s	Scherflussfaktor	[-]
Phi_xx	ϕ_{xx}	Druckflussfaktor x-Richtung	[-]
Phi_zz	ϕ_{zz}	Druckflussfaktor z-Richtung	[-]
rc	r_c	Asperitenkontaktradius	[-]
s	s	Einbauspiel	[µm]

Sigma_1	$Sq_1, Rq_1, \sigma_1, rms_1$	quadratischer Mittelwert aller Rauheitsspitzen (Wirkfläche 1)	[μm]
Sigma_12	$Sq_{12}, Rq_{12}, \sigma_{12}, rms_{12}$	kombinierte Rauheit aller Rauheitsspitzen	[μm]
Sigma_2	$Sq_2, Rq_2, \sigma_2, rms_2$	quadratischer Mittelwert aller Rauheitsspitzen (Wirkfläche 2)	[μm]
SigmaS_1	σ_{S1}	quadratischer Mittelwert aller Asperitenamplituden der Wirkfläche 1	[μm]
SigmaS_12	σ_{S12}	kombinierte Rauheit aller Asperitenamplituden	[μm]
SigmaS_2	σ_{S2}	quadratischer Mittelwert aller Asperitenamplituden der Wirkfläche 2	[μm]
surf_hardness	H	Materialhärte der untersuchenden Wirkfläche	[N/mm ²]
surfT	T_w	Oberflächentemperatur	[K]
T_p cyl_pcc	$T_w, T_{oil}, p_{cyl}, p_{cc}$	Betriebszustandsdaten	
u	u_{el}	elastische Verformung	[mm]
vel	v	Relativgeschwindigkeiten der Triboelemente	[m/s]

1. Einleitung

1.1. Ökonomische und ökologische Auswirkungen der Reibungsoptimierung

In Österreich werden circa 11 Millionen Tonnen pro Jahr an Erdölprodukten verbraucht, die als Kraftstoff, Brennstoff, Schmiermittel oder als Kühlmittel verwendet werden. Auch Schmier- und Kühlmittel haben eine begrenzte Lebensdauer und können durch Alterungsprozesse und Verunreinigungen ihre Funktionsfähigkeit verlieren. Nur ein Bruchteil von Altöl kann wieder in den ökologischen Kreislauf aufgenommen werden. In Verbrennungskraftmaschinen werden durch das Einspritzen des Kraftstoffluftgemisches in die Brennkammer ungefähr 8,6 Millionen Tonnen Kraftstoff (Diesel, Benzin) jährlich in Österreich verbrannt (Großmotoren, Kleinmotoren). [vgl. 1]

Zu erwähnen ist, dass sich der Kraftstoffverbrauch von neu zugelassenen Fahrzeugen in den letzten drei Jahren minimal verändert hat [2] und vom Fahrverhalten jedes Lenkers bzw. vom jeweiligen Fahrzeugtyp abhängt. Für eine zukünftige Ressourcenschonung des Kraftstoffes können einerseits die innermotorischen Prozesse (Gemischbildung, Zündprozess, Verbrennungsablauf) optimiert werden, sodass der thermodynamische Wirkungsgrad erhöht wird. Andererseits können auch die Funktionen des Kolbenringpakets verbessert werden. Eine ressourcenschonende Optimierung erfordert eine tribologische Untersuchung der Kolbengruppe, wobei der mechanische Wirkungsgrad durch eine Reibungsoptimierung an der Kolbengruppe reduziert werden kann. Laut dem Fachverband der österreichischen Mineralölindustrie werden in Österreich circa 34 tausend Tonnen Motoröl pro Jahr verbraucht. Das Motoröl wird zum Schmieren der Tribopaarungen und zum Kühlen der Bauteile genutzt. Dabei wird zum Teil das Motoröl in die Brennkammer befördert und mitverbrannt, wodurch umweltbelastende Schadstoffe zuzüglich der Nebenprodukte der unvollständigen Kraftstoffverbrennung entstehen, die es zu reduzieren gilt.

In naher Zukunft werden keine konventionellen Kraftfahrzeuge auf dem Fahrzeugmarkt angeboten, da die Emissionsreduzierung hinsichtlich des derzeitigen Stands der Technik mit einem ausschließlich durch fossilen Kraftstoff angetriebenen Motor, nach dem Pariser Klimaabkommen 2021 [3], nicht erzielt werden kann. [vgl. 4] Deshalb werden neue Antriebskonzepte wie Hybridisierung, wasserstoffbetriebene Fahrzeuge sowie synthetische Kraftstoffe und elektrisch betriebene Fahrzeuge entwickelt, um die vorgeschriebenen gesetzlichen CO₂-äquivalenten Grenzen beständig zu unterschreiten. Auch Verbrennungsmotoren müssen in diesem Zusammenhang leistungsbezogen und ressourcenschonend optimiert werden. Sowohl Verbrennungskraftmaschinen als auch elektrisch betriebene Fahrzeuge nutzen Ressourcen, welche die Umwelt belasten. Die nachfolgende Abbildung zeigt schematisch die Auswirkung der Gesamtemissionen von einem Fahrzeug.

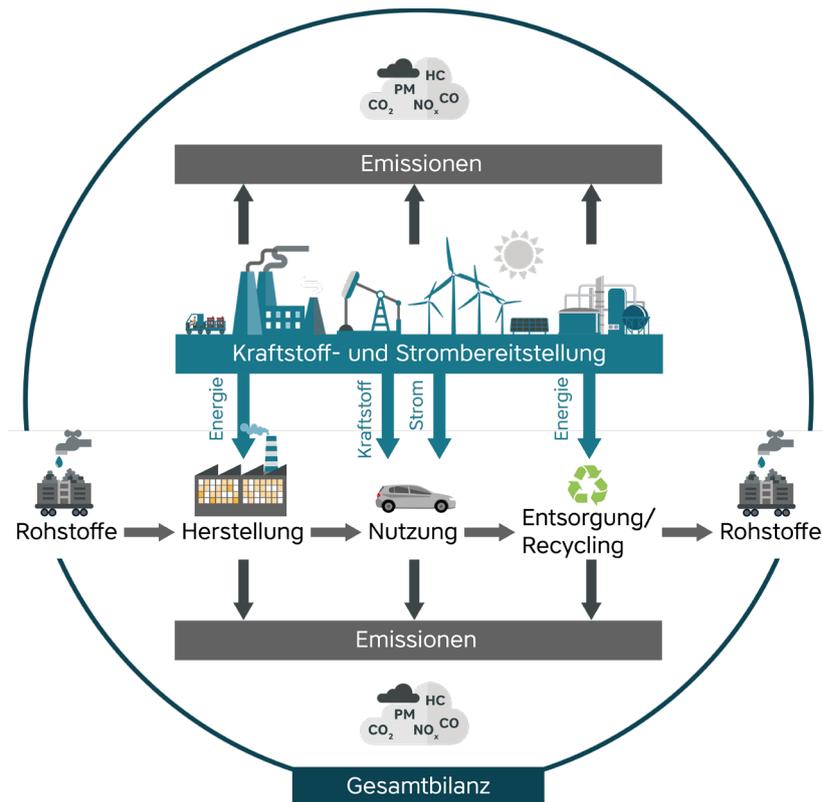


Abbildung 1: Ökologische Gesamtbilanz von Kraftfahrzeugen [5].

Die verschiedenen Fahrzeugkonzepte müssen daher innerhalb ihres gesamten Lebenszyklus hinsichtlich ihrer Emissionen und ihres Ressourcenverbrauches bewertet werden, um ökonomische und ökologische Lösungen zu finden.

Um einen möglichst geringen ökologischen Fußabdruck in der Motorenentwicklung zu hinterlassen, müssen Anforderungen wie Reibungs-, Emissionsreduzierung, Lebensdauererhöhung und die Reduzierung des Ölverbrauches angestrebt werden. Die Optimierung der Kolbengruppenreibung mit der Reibpaarung Kolben/Kolbenring auf Zylinderlaufbahn („Piston-Bore-Interface“, kurz PBI) stellt nach wie vor eine große Herausforderung in der Motoren- bzw. Fahrzeugentwicklung dar. Aus Strip-Down-Messungen ist bekannt, dass der größte Anteil der Motorreibung dem Kurbeltrieb zuzuordnen ist. [6]

Damit ein Gleichgewicht zwischen Ölverbrauch, Emissionen, Lebensdauer und Energieverbrauch ermöglicht wird, bedarf es einer systemischen Optimierung der Kolbengruppenreibung.

1.2. Ziel der Masterarbeit

Bei experimentellen Versuchen am Floating-Liner-Prüfstand *AVL Friction Single Cylinder-Engine*, kurz *AVL FRISC* [7], des AVL-TU Graz Transmission-Centers wurden verschiedene Oberflächenstrukturen der Zylinderlaufbahn verglichen. Die Benchmark-Untersuchungen zeigen, im Vergleich zur Basiskonfiguration (vgl. Kapitel 5.2), Reibungsreduktionen in verschiedenen Taktbereichen des Verbrennungsprozesses, wobei im Ladungswechselbereich ein glattes Oberflächenplateau ($Rpk < 0,12 \mu m$) und im Bereich der Kompression und der Verbrennung eine rauere, poröse Oberfläche von Vorteil sein kann. Dieser Effekt ist besonders während des Einlaufvorganges zu erkennen. [8]

Im Zuge dieser Masterarbeit sollen weitere tribologische Untersuchungen neuer Laufflächenstrukturen mit mehreren Oberflächen- „Patches“ durchgeführt und ausführende Modelle im Bereich der Tribosimulation erweitert werden. Zudem sollen verschiedene Laufflächen-Technologien hinsichtlich der Kolbengruppenpaarungen untersucht und deren Oberflächenparameter in die Hydrodynamik-Mehrkörpersimulation (HD-MKS) - Kopplung implementiert werden. Um dies zu ermöglichen, stehen aus vorab durchgeführten Messungen am *AVL FRISC* Messdaten bereit. Ferner stehen ein Messbericht einiger Tastschnittmessungen sowie Faxfilm-Aufnahmen der Zylinderlaufflächenvarianten, die für weitere Modellierungen notwendig sind zur Verfügung.

Des Weiteren soll näher auf die Beschreibung der verschiedenen vernetzten Modelle und Methoden in der Tribosimulation eingegangen werden. Aufgrund dessen soll das Vorgehen der Reibungs- und Verschleißanalyse mit Hilfe von „Systems Modeling Language“ (SysML) dokumentiert werden. Das Systemmodell, erstellt mit SysML, soll zu Modellen auf übergeordneten Fahrzeugebenen andocken können und dient daher als weiterer Baustein für die Fahrzeugesamtentwicklung.

2. Tribologie im Kraftfahrzeug

2.1. Grundlagen der Tribologie

In diesem Kapitel werden für diese Arbeit relevante Grundlagen der Tribologie näher beschrieben.

Die Tribologie ist ein skalenabhängiges, interdisziplinäres Themengebiet, bei dem reibungs-, verschleiß- und schmierstoffspezifische Fragestellungen betrachtet werden. Dabei beschäftigt sich die Tribologie mit der Leistungs-, Wirkungsgrad- und Zuverlässigkeitssteigerung sowie der Gebrauchsdauererhöhung und Verminderung von Umweltbelastungen von quasistatischen und dynamischen Bauteilen. [vgl. 9]

Im Kraftfahrzeug sind etliche Maschinen- und Antriebselemente verbaut, wobei jede Komponente entweder einen Punkt-, Linien- oder einen Flächenkontakt mit einer anderen Komponente hat. Dieser Verbund wird als Tribopaarung bezeichnet und ist ein eigenständiges tribologisches System. Die Grundlagen eines tribologischen Systems sind aus der Literatur [9] zu entnehmen. Dieses tribologische System beeinflusst wiederum andere übergeordnete tribologische Systeme. Im Entwicklungsprozess müssen daher auch alle tribologischen Anforderungen auf Fahrzeugsystemebene definiert und mit Hilfe von level-spezifischen Systemtests validiert und verifiziert werden. In der nachfolgenden Abbildung sind Beispiele für tribologische Systeme eines Kraftfahrzeuges dargestellt.



Abbildung 2: Beispiele tribologischer Systeme im Kraftfahrzeug [vgl. 10]

Für tribologische Untersuchungen müssen die Wechselwirkungen der Reibungs- und der Verschleißmechanismen sowie die Mechanismen der Veränderung des Zwischenmediums erforscht werden. Für

diese Arbeit notwendige Reibungsmechanismen sind die adhäsive Reibung und die strukturelastische Dämpfung. [vgl. 9 S.98]

Nicht nur die Reibungs- oder die Verschleißoptimierung sollen im Vordergrund stehen, sondern die Optimierung des Systemverhaltens in Abhängigkeit zur Systemauflösung (Skalenabhängigkeit).

2.1.1. Technische Oberflächen

Technische Oberflächen werden durch Rauheitskennwerte charakterisiert. Für die Bestimmung der Rauheitsprofile werden geeignete Messeinrichtungen benötigt, wobei die Rauheitsmessung linienbezogen (Linienrauheit) oder flächenbezogen (Flächenrauheit) erfolgen kann. Zudem können zwei- und dreidimensionale Rauheitsprofile synthetisch generiert werden. Die synthetische Oberflächengenerierung kann Vorteile mit sich bringen, da sie den Aufbau von verschiedensten Oberflächenstrukturen ermöglicht, welche mit oder ohne Störeinwirkungen (Verschmutzungen, chemische Reaktionen, Fehlstellen, Fertigungsfehler etc.) aufgebaut werden. Zudem ist sie eine kostengünstige Variante der Oberflächengenerierung. Außerdem sind Untersuchungen von Parametervariationen von synthetisch erstellten Oberflächen leichter durchführbar. Jedoch müssen synthetische Oberflächen auf Basis von vermessenen Oberflächen validiert und verifiziert werden. [vgl. 11 S.31]

Für die Oberflächencharakterisierung der Wirkflächen in dieser Arbeit werden Rauheitskennwerte verwendet, welche in den Normen DIN EN ISO 13565-1 und DIN EN ISO 13565-2 festgelegt sind. Die dort definierten Kernrauheitskennwerte (**Spitzenrauheit Rpk**, **Kernrauheit Rk**, **Riefentiefe Rvk**) und Materialanteile werden mit Hilfe einer Summenhäufigkeitskurve (Abbot-Kurve oder Materialanteilskurve) bestimmt. Der quadratische Mittelwert aller Rauheitsspitzen und Rauheitstäler R_q (root mean square, rms, Sigma, σ) aus der Norm DIN EN ISO 4287 wird im Rahmen dieser Arbeit auch benötigt. Die auf eine Messfläche bezogenen Flächenrauheitskennwerte (S_a , S_z , S_q , S_{pk} , S_k , S_{vk}) ergeben sich aus der Generalisierung der linienbezogenen Rauheitskennwerte. [vgl. 12]

2.1.2. Tribologische Kontaktvorgänge

Abhängig vom Detailbetrachtungsgrad (Skalenabhängigkeit) und den eingeschränkten Zugänglichkeiten von realen tribologischen Systemen können verschiedene Kontaktprozesse nur teilweise beobachtet werden. Aus diesem Grund werden theoretische Modelle zur Beschreibung der Kontaktvorgänge aufgebaut, wobei entsprechende Vereinfachungen getroffen werden müssen. Im Rahmen dieser Arbeit wurde näher auf den Kontakt rauer Oberflächen eingegangen. Die Grundlagen dafür wurden aus [13] entnommen.

2.1.3. Simulationenmethoden in der Tribologie¹

Die Simulationenmethoden reichen von der Molekulardynamik (MD) über chemische Reaktionsberechnungen (Ab-Initio) bis hin zu Kontakt- und MKS- Simulationen. In der nachfolgenden Abbildung werden verschiedene Simulationenmethoden im Hinblick auf die Skalenabhängigkeit der Tribosimulationen aufgezeigt.

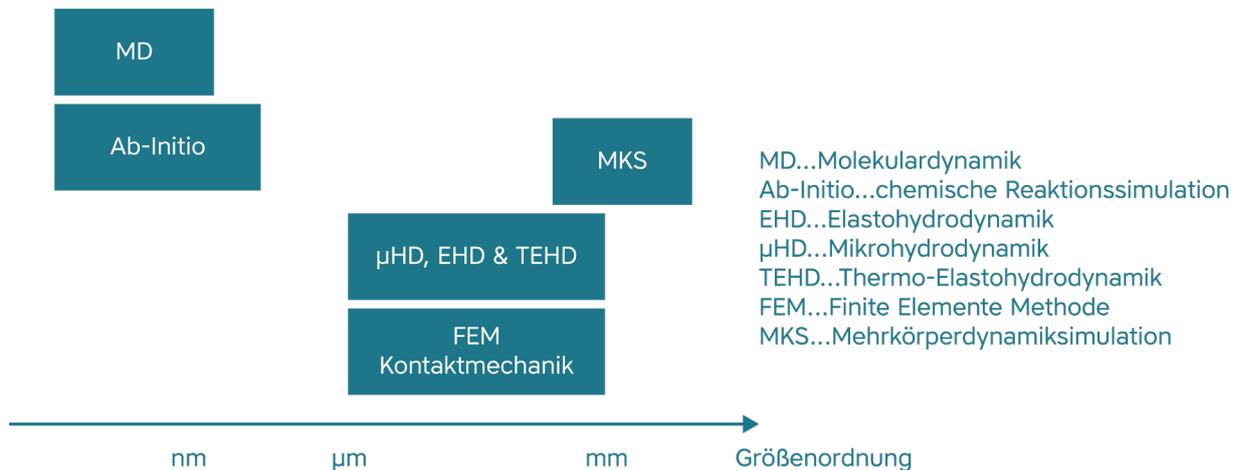


Abbildung 3: Simulationenmethoden in der skalenabhängigen Tribologie

Für eine systemische Betrachtung tribologischer Systeme müssen verschiedene Wissenschaftsfelder miteinander in Verbindung gebracht werden, um das reale Verhalten eines Systems zu beschreiben. Dabei müssen verschiedene Simulationenmethoden der Tribologie miteinander gekoppelt werden, wobei die analytische und numerische Berechnung in Abhängigkeit der unterschiedlichen Größenordnung einen enormen Rechenaufwand erfordert. Ein wesentlicher Vorteil der simulativen Untersuchung ist eine Detailbetrachtung von Verlustgrößen. Zudem sind physische Verifizierungs- und Validierungsmaßnahmen zur Absicherungskontrolle der Tribosimulation notwendig.

In dieser Arbeit wird eine Koppelung der Hydrodynamik (HD), Mikrohydrodynamik (µHD), Mehrkörperdynamik (MKS) und der numerischen Kontaktmechanik (FEM-Kontaktmechanik) durchgeführt. Die Grundlagen der elastischen Mehrkörpersimulation (Elastohydrodynamik, kurz EHD) und der Mikrohydrodynamik wurden aus der Literatur [13], [14], [15] und [16] entnommen.

¹ Die verwendeten Informationen dieses Kapitels werden, wenn nicht anders vermerkt, der Literatur [13] entnommen.

2.1.4. Simulationsmodelle in der Tribologie

Damit die HD-MKS-Kopplung durchgeführt werden kann, werden analytische und numerische Simulationsmodelle verwendet, wobei diese an die primäre EHD Berechnung angrenzen, um in weiterer Folge realitätsnahe Verlustausgaben eines tribologischen Systems zu berechnen.

Modelle der thermischen Ausdehnung:

Für die Berechnung der thermischen Ausdehnung der Wirkflächen kann ein analytisches Modell basierend auf dem allgemein gültigen Gesetz von Hook mit der Ergänzung des thermischen Anteils verwendet werden. [vgl. 17 Chpt. 4.9.3.1.5.] Zudem kann auch ein numerisches Modell zur simulativen Erfassung der thermischen Ausdehnung mittels Finite-Elemente-Analyse (FEA) angewendet werden, wobei der Wandwärmestrom über den ersten Hauptsatz der Thermodynamik berechnet wird.

Viskositätsmodell:

Die Ermittlung der dynamischen Viskosität η kann über empirische rheologische Modelle hinreichend genau erfolgen. Aufgrund der dominierenden Temperaturabhängigkeit von gängigen Motorölen, wird für die Berechnung der dynamischen Viskosität das **Modell nach Vogel** [18] vorgeschlagen. [vgl. 19 S.932-933]

Kontaktmodelle für raue Oberflächen:

Ein analytisches Modell zur Bestimmung der Kontaktsteifigkeitskurve als Funktion der Spalthöhe ist das **Kontaktmodell nach Greenwood & Tripp** (abk. GT). Das im Jahr 1970 dargelegte Modell erweitert die Hertz'sche Theorie [20] mit einer gaußverteilten Oberflächenstruktur. Die Ergebnisse des GT-Modells erweisen sich als eine gute Abschätzung der Kontaktdruckverteilung unter Berücksichtigung von deskriptiven statistischen Oberflächengrößen des gesamten Untersuchungsbereichs. Die Annahmen von Greenwood und Tripp können aus der wissenschaftlichen Arbeit [21] entnommen werden. Technische Oberflächen folgen naturgemäß keiner Normalverteilung, sondern sind zufällig verteilt. Um die Simulationsgüte zu verbessern, ist die Implementierung von 3D Rauheitsdaten von hohem Interesse. Für die Implementierung von realen Oberflächenstrukturen und einer tatsächlichen Verteilung der Rauheitsamplituden kann ein **mathematisches Kontaktmodell auf Basis der Hertz'schen Pressung** verwendet werden. [16 Chpt. 2.6.1]

Reibmodelle:

Die Reibungskoeffizienten im Rahmen dieser Arbeit werden entweder nach dem „**Lubricated Asperity Friction and Wear**“ – **Modell** (LAFWM) [22] oder dem **Reibmodell nach Stribeck** berechnet. Mit dem LAFW-Modell wird im Falle einer hydrodynamischen Schmierung versucht, die innere mikroskopische Fluidreibung und auch die Reibung aus dem Wirkflächenkontakt zu modellieren. Dadurch ist es möglich, einen Reibungskoeffizienten für den Mischreibungszustand zu ermitteln: [vgl. 22]

$$\mu_{LAFWM} = \mu_{abrasive} + \mu_{adhesive} \cdot a^{-\sqrt{b \cdot L_N}} + c \cdot r_c \cdot L_N \cdot \left(1 - a^{-\sqrt{b \cdot L_N}}\right) \quad (2-1)$$

μ_{LAFWM} ... Reibungskoeffizient nach Offner und Knaus

$\mu_{abrasive}$... abrasiver Reibungskoeffizient

$\mu_{adhesive}$... adhesiver Reibungskoeffizient

a, b, c ... LAFWM – Konstanten

r_c ... Asperitenkontaktradius

L_N ... Lubrication Number

Verschleißmodell:

Im Zuge dieser Arbeit wird die Verschleißrate mit Hilfe des „Asperity Wear Model“ [16 Chpt. 2.8] basierend auf dem Verschleißmodell von Holm-Archard [23] berechnet. Die Verschleißrate berechnet sich dabei aus dem Kontaktdruck, Verschleißweg, der Materialhärte, der LAFWM-Konstanten und dem Verschleißkoeffizienten, wobei dieser die Wahrscheinlichkeit eines mikroskopischen Materialverlusts beschreibt und von der Materialkombination abhängt: [vgl.24] [vgl.16]

$$w_r = \frac{k}{H} \cdot \int p_{asp} \cdot a^{-\sqrt{b \cdot L_N}} \cdot |\Delta v| \cdot dt \quad (2-2)$$

w_r ... Verschleißrate

k ... Verschleißkoeffizient

H ... Materialhärte für die untersuchende Wirkfläche

p_{asp} ... Kontaktdruck

a, b ... LAFWM – Konstanten

L_N ... Lubrication Number

2.2. Tribologische Untersuchungen an der Kolbengruppe und deren Auswirkungen auf das Fahrzeugesamtsystem

Für die Auswirkungen tribologischer Mechanismen am Fahrzeugesamtsystem müssen alle Verlustgrößen bezüglich der Interaktionen des PBI, sowie andere tribologische Systeme des Kraftfahrzeugs, berücksichtigt werden, um das volle ökologische Potenzial der Fahrzeugentwicklung in dieser Thematik ausschöpfen zu können. Aufgrund der gesetzlichen Reglements steht die Reibungsoptimierung als Äquivalent der CO₂-Reduzierung im Vordergrund. Dennoch haben andere tribologische Verlustgrößen auch einen wesentlichen Einfluss auf Leistung, Kosten, Umwelt und Emissionen. Es muss daher stets bedacht werden, dass die Interaktionen der tribologischen Mechanismen einen Einfluss auf die Verlustgrößen aufweisen. In **Abbildung 4** sind die wesentlichen Verlustgrößen der Kolbengruppe abgebildet.

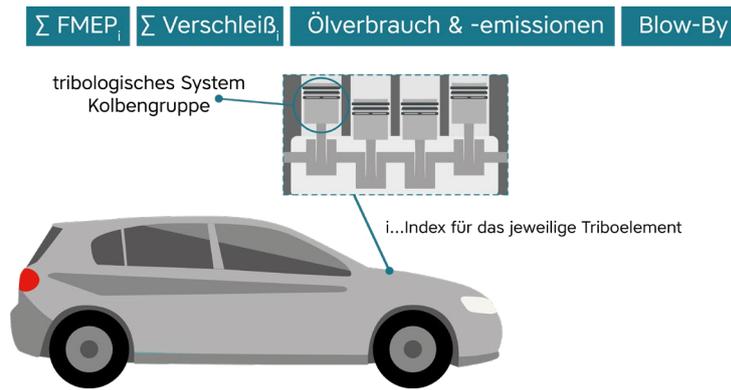


Abbildung 4: Verlustgrößen am tribologischen System „Kolbengruppe“

Damit es zu einem Optimum der Verlustgrößen kommt, welche in Zielkonflikten stehen, müssen die Funktionen der Kolbengruppenkomponenten entsprechend abgestimmt sein. Im Rahmen dieser Arbeit wird näher auf die tribologischen Eigenschaften der Zylinderlauffläche eingegangen, wobei die Grundlagen der Laufflächenmaterial- und Laufflächenstrukturtechnologien im Vordergrund stehen.

Aus der Zylinderkurbelgehäuse-Fertigung ist bekannt, dass Motorblöcke aus Grauguss oder Aluminium gefertigt bzw. Grauguss oder Aluminium-Laufbuchsen in den Motorblock eingesetzt werden. Der Grauguss bietet aufgrund der Graphitanteile einen Selbstschmierungseffekt vor allem im Bereich des Mischreibungszustandes. Weiters ist auch seine Verschleißbeständigkeit größer als die von Aluminium. Aufgrund der Leichtbauweise und der Reduzierung der fahrzeugbezogenen Emissionen gewinnen Zylinderkurbelgehäuse bzw. Zylinderlaufbuchsen aus Aluminium, wobei die Zylinderlauffläche beschichtet wird, immer mehr an Bedeutung. [vgl.25 S. 40-41] **Abbildung 5** zeigt eine Übersicht über die möglichen Laufbahnmaterialtechnologien.

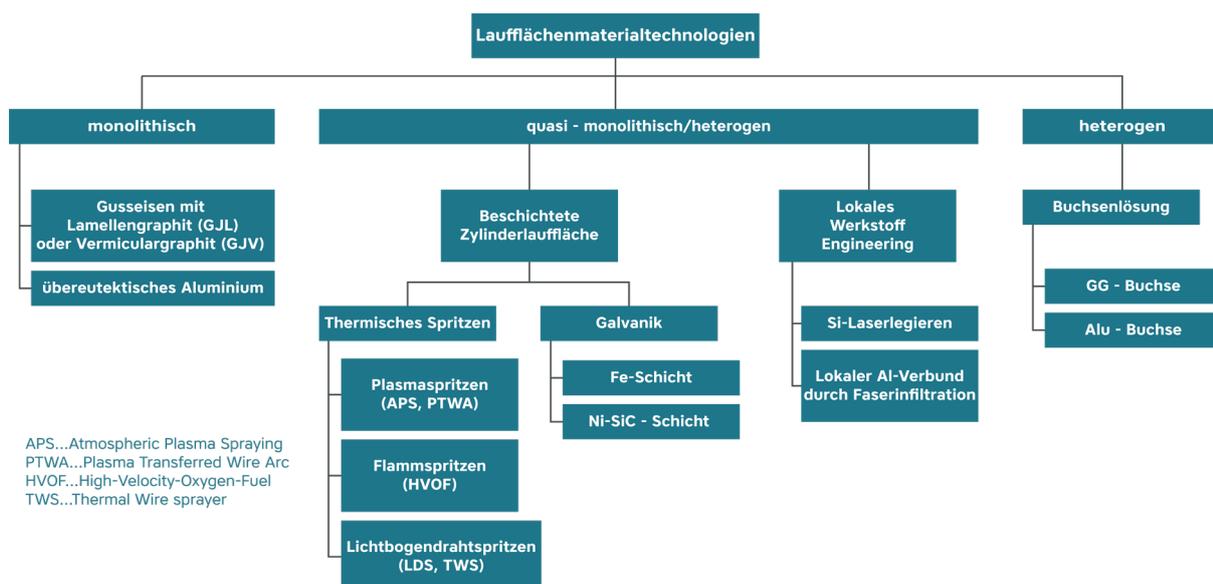


Abbildung 5: Liner – Laufbahnmaterialtechnologien [26 S. 118-135]

Eine Beschichtungsmöglichkeit von Zylinderlaufflächen ist das thermische Spritzen. Dabei wird auf das Leichtmetall eine verschleißbeständige Schicht aufgetragen, um die Verschleißbeständigkeit zu erhöhen. Beim thermischen Beschichten (TWA – Thermal Wire Sprayer, LDS - Lichtbogendrahtspritzen) werden Eisen-Kohlenstoffdrähte mit einem elektrisch erzeugten Lichtbogen auf die vorher aufgeraute Innenwand des Aluminium-Kurbelgehäuses unter hoher Geschwindigkeit aufgeschmolzen. Durch das Aufschmelzen wird eine mikroporöse Oberflächenstruktur erzeugt, welche die Ölrückhalteeigenschaften wesentlich verbessert. Durch das abschließende Honen wird eine Zylinderlaufbahn mit einer hohen Maß- und Formgenauigkeit gefertigt. [vgl. 27]

Die in der Arbeit zu untersuchenden Zylinderlaufbuchsen sind aus Aluminium, wobei die Zylinderlaufflächen LDS-beschichtet sind und unterschiedliche Honstrukturen aufweisen.

Oberflächenstrukturen werden durch verschiedene Honprozesse oder durch das Laserbelichten einer bereits gehonten Lauffläche erzeugt. Das Ziel des Honens von Zylinderlaufflächen ist einerseits die Reduzierung der Maß- und Formabweichungen und andererseits die Einbringung von Ölréservoirs durch sogenannte Kreuzschliff-Strukturen. In der industriellen Fertigung gibt es eine Vielzahl an verschiedenen Honverfahren. Diese sind in der nachfolgenden Abbildung dargestellt.

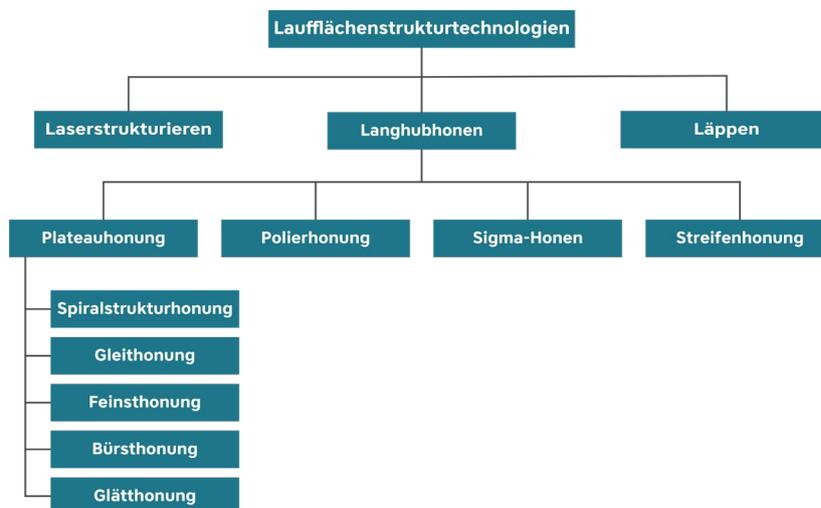


Abbildung 6: Liner – Laufbahnstrukturtechnologien [vgl.28 S23-26] [vgl.29]

Die **Spiralstrukturhonung** ist durch einen steilen Honwinkel im Bereich von 140°-150° gekennzeichnet. Durch diese Anordnung der Honriefen ist eine gleichmäßige Verteilung des Schmieröls über die gesamte Zylinderlauffläche möglich. Negativ wirkt sich diese Struktur in den Mischreibungsbereichen aus. Um diesem Problem entgegenzuwirken, wurden Honstrukturen mit einem Honwinkel von 40°-45° entwickelt. Diese Struktur ist bei **Polierhonungen** oder auch bei Spiegelhonungen erkennbar. Die flache Riefenanordnung soll ein Ölrückhaltevermögen des Schmieröls in den Umkehrpunkten ermöglichen, um so die Reibung und den Verschleiß der tribologischen Paarung zu reduzieren. [vgl. 29]

Die **Streifenhonung** ist ein Oberflächenbearbeitungsprozess, wodurch mehrere Oberflächenstrukturen auf die gesamte Länge der Zylinderlaufbuchse gehont werden. Je nach Kolbenstellung können die Honstreifen zur tribologischen Optimierung bezüglich des Systemverhaltens beitragen. (siehe **Abbildung 7**). [vgl.30]



Abbildung 7: Oberflächenstruktur einer Streifenhonung [30]

2.3. Messtechnische Erfassung der Kolbengruppenreibung

Im Rahmen dieser Arbeit werden Betriebszustandsgrößen benötigt, die am *AVL-FRISC*- Prüfstand [31] gemessen wurden. Zudem wird auf Grundlage dieses Prüfstandes ein virtueller Abgleich der an der Zylinderlauffläche wirkenden Reibkraft angestrebt. Dieses Multimethoden-Verfahren der Reibungs- und Verschleißmessung wurde an der TU Graz in Verbindung mit dem Forschungspartner AVL vorgestellt und verknüpft die Methoden des Floating-Liner-Prinzips [vgl.31], die Verschleißmessung mittels RIC [32], die Zylinderdruckindizierung, gravimetrische Kraftstoff- und Ölverbrauchmessungen und die „Blow-by“-Messung [33] miteinander. Dadurch wird eine gesamtheitliche tribologische Untersuchung an der Kolbengruppe eines Einzylinder-Forschungsmotors ermöglicht.

Mit dem Prinzip des Floating-Liners ist es möglich, zeitlich hochauflösende und kurbelwinkelaufgelöste Reibkraftverläufe in den einzelnen Taktbereichen im gefeuerten und im geschleppten Motorbetrieb zu messen. Mit dieser Reibungsanalyse können Parametereinflüsse sowie Schmierzustände genauer aufgezeigt werden, da die Reibungsreduzierung anhand des Reibkraftverlaufes in den Taktbereichen ersichtlich ist. Es muss außerdem stets bedacht werden, dass die gemessene Kraft ein Summensignal aus Kolbenhemd-, Kolbenringpaket- und Dichtringreibung ist. [vgl.31] Neben der Reibkraft ist auch der Reibmitteldruck *FMEP* („Friction Mean Effective Pressure“), der die Reibleistung repräsentiert für die tribologische Untersuchung von Bedeutung. Für die Ermittlung des Reibmitteldrucks bezüglich der Reibkraft wird im Rahmen dieser Arbeit folgende Gleichung für die Berechnung herangezogen: [vgl.34]

$$FMEP_{Kolbengruppe} = \frac{\int_{t_0}^t F_R * v * dt}{V_h} = \frac{\int dW_R}{V_h} \quad (2-3)$$

$FMEP_{Kolbengruppe}$... Reibmitteldruck der Kolbengruppe in Pa

F_R ... Reibkraftverlauf der Kolbengruppe in N

v ... Relativgeschwindigkeit in m/s²

V_h ... Hubvolumen eines Zylinders in m³

W_R ... Reibarbeit in Nm

Weitere Verfahren zur Ermittlung von Reibungsgrößen sind der Literatur [19] und [35] zu entnehmen. Aufgrund des simulativen Schwerpunkts dieser Arbeit wird nicht näher auf die messtechnische Erfassung des Verschleißes, den Kraftstoff- sowie Ölverbrauch und die Ölemissionen eingegangen.

3. Grundlagen der modellbasierten virtuellen Produktentwicklung

Im Fokus des dritten Kapitels stehen die relevanten Grundlagen der modellbasierten virtuellen Produktentwicklung im Hinblick auf die Reibungs- und Verschleißanalyse. Die virtuelle Produktentwicklung ist in der Automobilbranche nicht mehr wegzudenken. Die Anwendung von CAx-Methoden, -Prozessen und -Werkzeugen wird aufgrund der kontinuierlichen Verbesserung der Hardware und Software immer effizienter. Bereits in frühen Produktentwicklungsphasen reduziert die Vorhersage des Systemverhaltens (virtuelle Verifikation und Validation), durch den Einsatz geeigneter Simulationsprogramme, neben der frühen physischen Verifikation und Validation Kosten und Zeit in den weiterfolgenden Entwicklungsphasen. Zudem ermöglicht die Virtualisierung, bereits in einem frühen Stadium die Erkennung potenzieller Fehler und deren Risiken, sodass die Produktqualität gesteigert werden kann. [vgl.13]

Dennoch gibt es auch hier einige Herausforderungen, die zu bewerkstelligen sind. Je nach Zweck sind Absicherungsversuche und Plausibilitätskontrollen für die Validierung von Simulationsmodellen notwendig. (vgl. Kapitel 2.1.3) Hier stellt sich die Frage, wie präzise Simulationsergebnisse und wie gut deren Validierungskriterien sein müssen, um eine entsprechende Sicherheit des Systemverhaltens ohne physische Tests gewährleisten zu können. Zudem können nicht alle physikalischen Prozesse eines Systems nach [36] in einem Simulationsmodell abgebildet werden, weshalb im Allgemeinen und speziell in der virtuellen Reibungs- und Verschleißanalyse verschiedene Toolketten als übergreifende Lösung zum Einsatz kommen. [vgl. 37]

Aufgrund der Vernetzung unterschiedlicher Toolketten sind die Vorgehensweise von tribologischen Simulationen und die darin verwendeten Modelle und Methoden oftmals nicht klar ersichtlich. Die Rückverfolgung erweist sich daher als ein sehr zeitintensiver Prozess, wobei Fehlinterpretationen aus einer zu hohen Anzahl redundanter Wissens- und Informationsdaten sowie -quellen auftreten können. Durch die notwendige Interdisziplinarität von tribologischen Untersuchungen können auch Kommunikations- und Kollaborationsdiskrepanzen zwischen den projektbeteiligten Stakeholdern auftreten. Eine effizientere Wissensübertragung sowie ein verbesserter Kommunikations- und Datenaustausch kann nach dem „Single Source of Truth“-Konzept durch eine modellbasierte Entwicklung erfolgen, wobei zentrale Systemmodelle angelegt werden. [vgl. 38 S.80-83]

Der „Model-Based Systems Engineering“ (MBSE) - Ansatz dient zur Unterstützung der Abwicklung von komplexen Projekten. Dieser wird überall dort eingesetzt, wo einzelne Personen die Komplexität nicht mehr bewältigen können und führt die multidisziplinären Sichtweisen eines Systems in Abhängigkeit der Komplexität und der Projektgröße in mehreren zentralen Systemmodellen innerhalb des Produktentwicklungszyklus zusammen. [39]

In **Abbildung 8** ist die Vernetzung verschiedener Modelle mit einem Systemmodell ersichtlich.

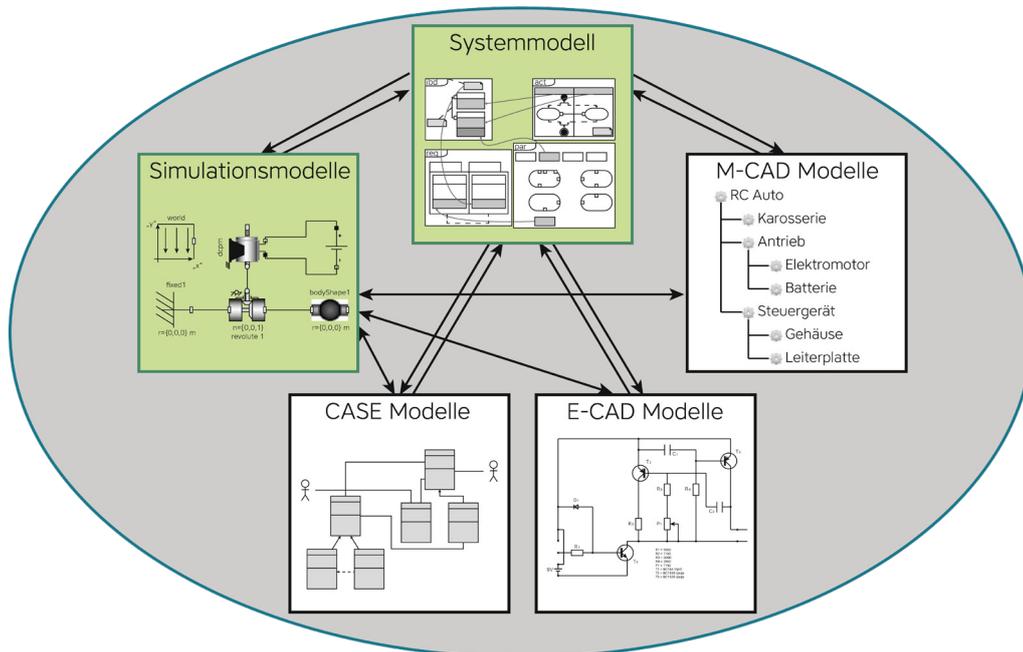


Abbildung 8: Modellbasiertes System-Engineering [vgl. 40 S.6]

Ein Systemmodell ist das Abbild eines realen oder noch zu entwickelnden Systems, wobei dieses eine Vernetzung von objektorientierten Elementen mit ihren Eigenschaften aufweist. Es wird nach [39] als eine Kombination von verschiedenen Ansichten in Bezug auf die Entwicklungsziele aufgefasst. [vgl. 38 S.90]

Systemmodelle beinhalten relevante projektspezifische Daten (z.B.: Informationen, Parameter, etc.) von angrenzenden Modellen, wobei diese mit entsprechender Software verarbeitet und in Folge dessen auch zurückgeführt werden, sodass alle Stakeholder stets auf dem aktuellen Stand arbeiten können. [vgl. 38 S.82]

Durch die Verbindung von Modellen, Daten und weiteren programmier-technischen Maßnahmen kann in Zukunft und bereits in einem gewissen Maße zum jetzigen Zeitpunkt eine effizientere Produktentwicklung erfolgen. Informationen werden über eine Schnittstelle weitergeleitet, die an das zugehörige Systemmodell adressiert wird. Dadurch wird zum Beispiel im Konstruktionsprozess die Möglichkeit der direkten Anpassung des Designs aus Simulationsresultaten geschaffen. Durch die Vernetzung wird eine Rückverfolgbarkeit zwischen den Modellen und Disziplinen ermöglicht und die Entwicklungszeit reduziert.

Die multidisziplinäre „Top-down“-Arbeitsweise des MBSE wird im V-Modell der **Abbildung 9** visualisiert.

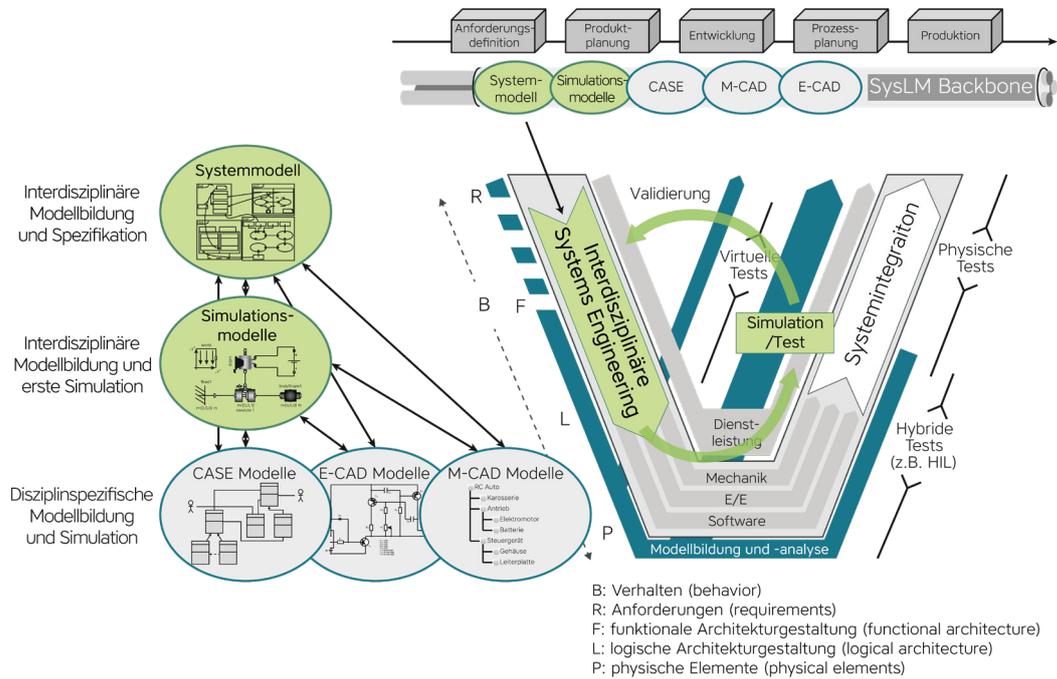


Abbildung 9: Erweitertes V-Modell für MBSE [vgl. 41] [vgl. 38]

Mit der Anwendung der MBSE-Methodologie [42] kann eine entsprechende Systemarchitektur aufgebaut werden. Eine Systemarchitektur beschreibt dabei die Struktur und das Verhalten eines Systems, wobei verschiedene Systemansichten generiert und in weiterer Folge durch Allokationen zu einem Gesamtbild verknüpft werden. Die Ergebnisse der einzelnen Schritte des MBSE können Anforderungsmodelle, Funktionsmodelle, eine logische Systemarchitektur oder die dazu spezifizierten Verhaltensmodelle sein, wobei diese in jeder Abstraktionsebene modelliert werden können. [38] Die wesentlichen Inhalte eines Systemmodells sind in der nachfolgenden Abbildung schematisch dargestellt.

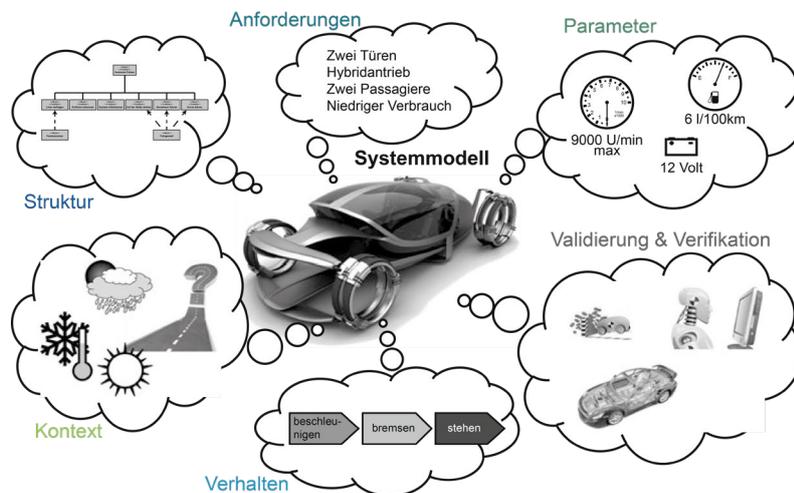


Abbildung 10: Inhalte eines Systemmodells [38 S. 84]

Ein System kann mit verschiedenen Modellierungssprachen, wie zum Beispiel mit SysML [43], ModelicaML [44] oder mit den Konzepten von Arcadia [45] objektorientiert abgebildet werden.

SysML berücksichtigt die Anforderungen, Struktur und das Verhalten zur qualitativen Beschreibung eines Systems unter Verwendung von grafischen Notationen, einer definierten Syntax und teilweiser Semantik. Zudem kann ein Systemmodell, das mit SysML abgebildet wurde aufgrund eines fehlenden Simulationsframeworks, in dem Gleichungen hinterlegt werden können, ohne weitere Transformationen nicht ausgeführt werden.

ModelicaML hingegen ist eine ausführbare formale Modellierungssprache und nutzt auch Konzepte der SysML, um komplexe physikalische Systemsimulationen in einem entsprechenden Simulationstool (Modelica) umzusetzen. [vgl.46] [vgl.44] Es existiert bereits eine Transformationsspezifikation (SysML4Modelica) zwischen SysML und Modelica, um auch mit SysML modellierte Systemmodelle ausführbar zu machen. [vgl.47 S.235]

Im Rahmen dieser Arbeit werden Anwendungsfall-, Aktivitäts- und Blockdefinitionsdiagramme nach der Modellierungssprache SysML entworfen. Die Grundlagen bzw. die Notationen, Syntax und Semantik zur Erstellung der SysML-Diagramme wurden aus der Literatur [48] entnommen.

4. Virtualisierung der Reibungs- und Verschleißanalyse

Die prinzipielle Vorgehensweise der Reibungs- und Verschleißanalyse ist in **Abbildung 11** dargestellt. Für jede tribologische Untersuchung gibt es einen Anstoß, der die Reibungs- und Verschleißanalyse auslöst. Entweder werden in der frühen Entwicklungsphase virtuelle Tests in Form einer Tribosimulation oder physische Tests für ein tribologisches System ausgeführt. Für die Reibungs- und Verschleißanalyse kommen zahlreiche vernetzte Modelle zum Einsatz, um detaillierte, realitätsnahe Optimierungsvorschläge einer systemischen Untersuchung neuer Produktgenerationen hinsichtlich der Systemanforderungen zu generieren.

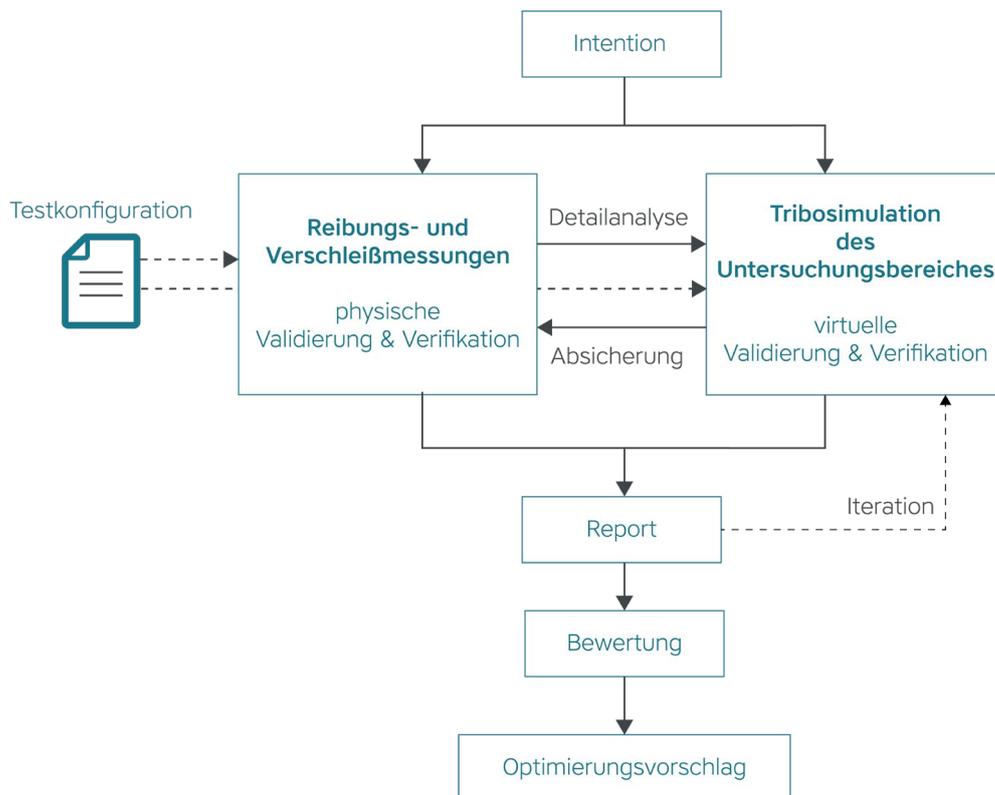


Abbildung 11: Vorgehensweise der Reibungs- und Verschleißanalyse

Damit die Vorgehensweise der Reibungs- und Verschleißanalyse für eine verbesserte Rückverfolgung bzw. für einen entsprechenden Kommunikationsaustausch transparenter wird, werden die Methodiken des MBSE verwendet, um das Verhalten der Prüfstands-Simulations-Interaktion und den Verbund von Simulationsmodellen in der Tribosimulation besser zu beschreiben. Die nachfolgende Abbildung soll das Konzept der modellbasierten Reibungs- und Verschleißanalyse verdeutlichen und die angrenzenden Modelle aufzeigen, wobei das Systemmodell der Reibungs- und Verschleißanalyse für eine interdisziplinäre Zusammenarbeit im Mittelpunkt steht.

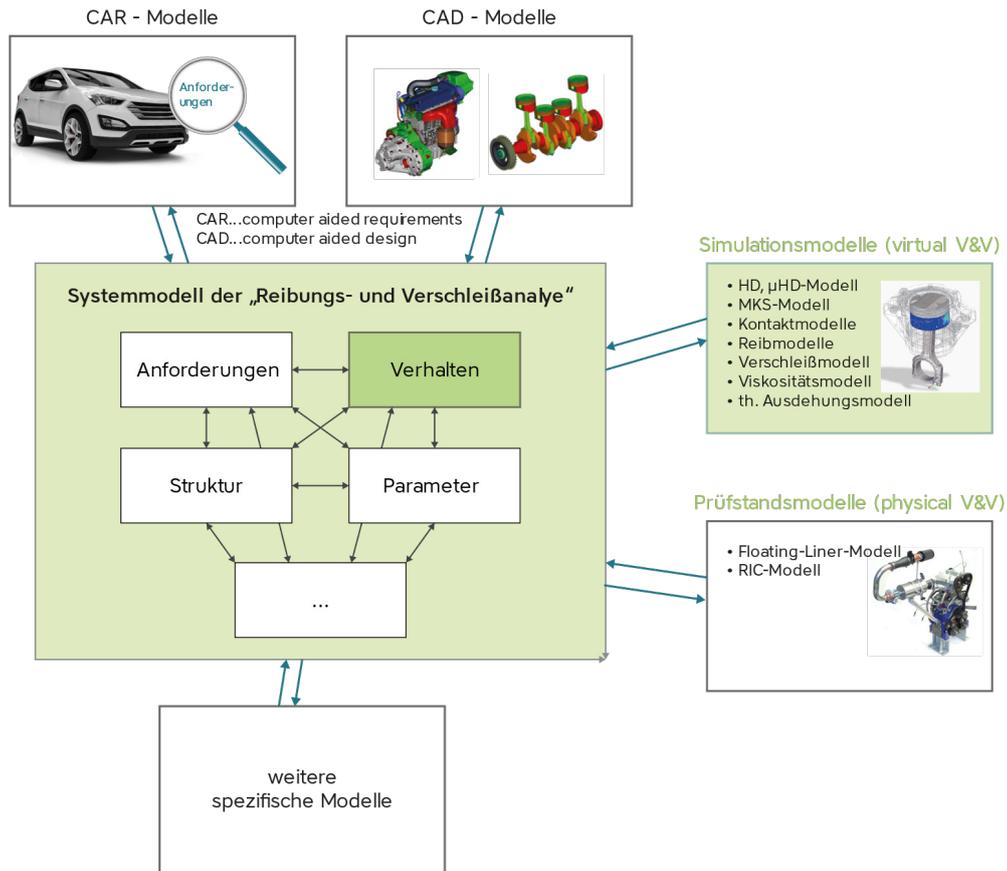


Abbildung 12: Schematische Darstellung des Systemmodells der Reibungs- und Verschleißanalyse

Der Verbund aus Simulationsmodellen repräsentiert in dieser Arbeit ein virtuelles Abbild des tribologischen AVL FRISC- Prüfstands. Ein Schwerpunkt des Systemmodells liegt auf der Verhaltensbeschreibung der am Prüfstand vorkommenden tribologischen Kausalitäten und Phänomene. Ein weiterer Schwerpunkt liegt auf dem Abgleich der virtuellen und physischen Reibkraft (Sensorkraft), um repräsentative Detailanalysen aus der Tribosimulation des tribologischen Systems zu erhalten.

In den folgenden Sektionen wird das Systemmodell zur Reibungs- und Verschleißanalyse mittels SysML-Diagrammen näher beschrieben. Modelliert wurde das SysML-Systemmodell für tribologische Betrachtungen an der Kolbengruppe, wobei es aber auch für weitere tribologische Systeme verwendet werden kann, wozu jedoch weitere Modellanpassungen erforderlich sind.

Wie in **Abbildung 13** ersichtlich, kann das SysML-Systemmodell um Anforderungen, Parameter und weitere Bereiche sowie angrenzende technische Disziplinen erweitert und spezifiziert werden. Die Anforderungen der Reibungs- und Verschleißanalyse wurden in Kapitel 2.2 beschrieben, aber nicht in das SysML-Systemmodell implementiert.

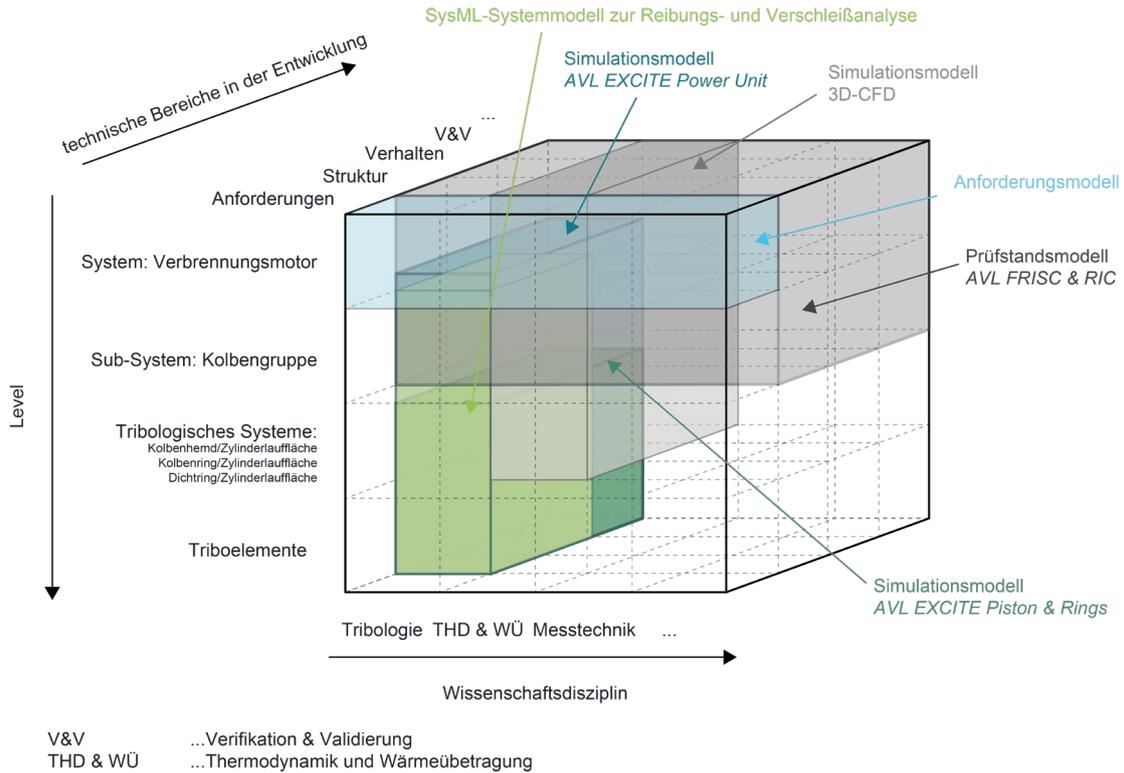


Abbildung 13: Vergleich zwischen dem SysML-Systemmodell zur Reibungs- und Verschleißanalyse und anderen Modellen im SE-Cube [vgl. 39]

Zusätzlich ist zu erwähnen, dass es sich um ein beschreibendes Systemmodell handelt. Die Ausführung der im Systemmodell behandelten Bereiche erfolgt in entsprechenden Softwareprogrammen.

4.1. Vorgehensbeschreibung zur Reibungs- und Verschleißanalyse

Mit Hilfe der Modellierungssprache SysML wurde eine Vorgehensweise einer Reibungs- und Verschleißanalyse aufgebaut und in Verbindung mit der betrachteten Struktur der tribologischen Systeme zu einem Systemmodell vereint. Unter anderem soll das SysML-Systemmodell zur Reibungs- und Verschleißanalyse als Basis für weitere wissenschaftliche Arbeiten bezüglich Systems Engineering und der Tribologie dienen, sowie die Zusammenhänge und Datenflüsse von tribologischen Berechnungen und Messungen speziell für die Anwendung einer Tribosimulation im Betrachtungsfeld des PBI („Piston Bore Interface“) aufzeigen. Zudem können auch andere tribologische Systeme (vgl. **Abbildung 2**) durch Anpassungen mit dieser Vorgehensweise analysiert werden. Durch die visuelle Darstellung der Vernetzung und einer hierarchischen Verlinkung des Verhaltensmodells mittels SysML-Diagramme soll eine schnellere Wissens- und Informationsübertragung ermöglicht werden. Im engeren Sinne wird dabei aufgezeigt, welche Parameter einen Einfluss auf die Reibungs- und Verschleißverlustgrößen haben und für die Durchführung überhaupt erforderlich sind. Dieses Vorgehensmodell soll eine Empfehlung für die praktische Anwendung der Reibungs- und Verschleißanalyse darstellen. Das SysML-Systemmodell soll außerdem richtungsweisend für weitere Überlegungen hinsichtlich des SE-Einsatzes bezüglich tribologischer Analysen sein. Zudem soll damit auch die Rückverfolgbarkeit des Methoden- und Modelleinsatzes in der Reibungs- und Verschleißanalyse transparenter gestaltet werden.

Die Reibungs- und Verschleißanalyse bietet eine Reihe von konkreten Anwendungen. Dabei können tribologische Voruntersuchungen, Parameterstudien, Technologien-Vergleiche oder in einer späteren Entwicklungsphase Feinabstimmungen von tribologischen Eigenschaften durchgeführt werden. Das Anwendungsfalldiagramm in **Abbildung 14** zeigt einen Teil der verschiedenen Anwendungsmöglichkeiten, sowie die involvierten Stakeholder. Man erkennt im Diagramm, dass nach Auswahl der Anwendungsfälle entweder der sekundäre Anwendungsfall A (Tribosimulation - Blau) oder B (Reibungs- und Verschleißmessung - Grün) eintritt. Die Entscheidung welcher Anwendungsfall erfolgt, kann in einem Anwendungsfalldiagramm nicht abgebildet werden. Dazu ist ein weiteres Aktivitätsdiagramm auf einer höheren Systemebene notwendig, wobei dieses im Rahmen dieser Arbeit nicht näher konkretisiert wurde.

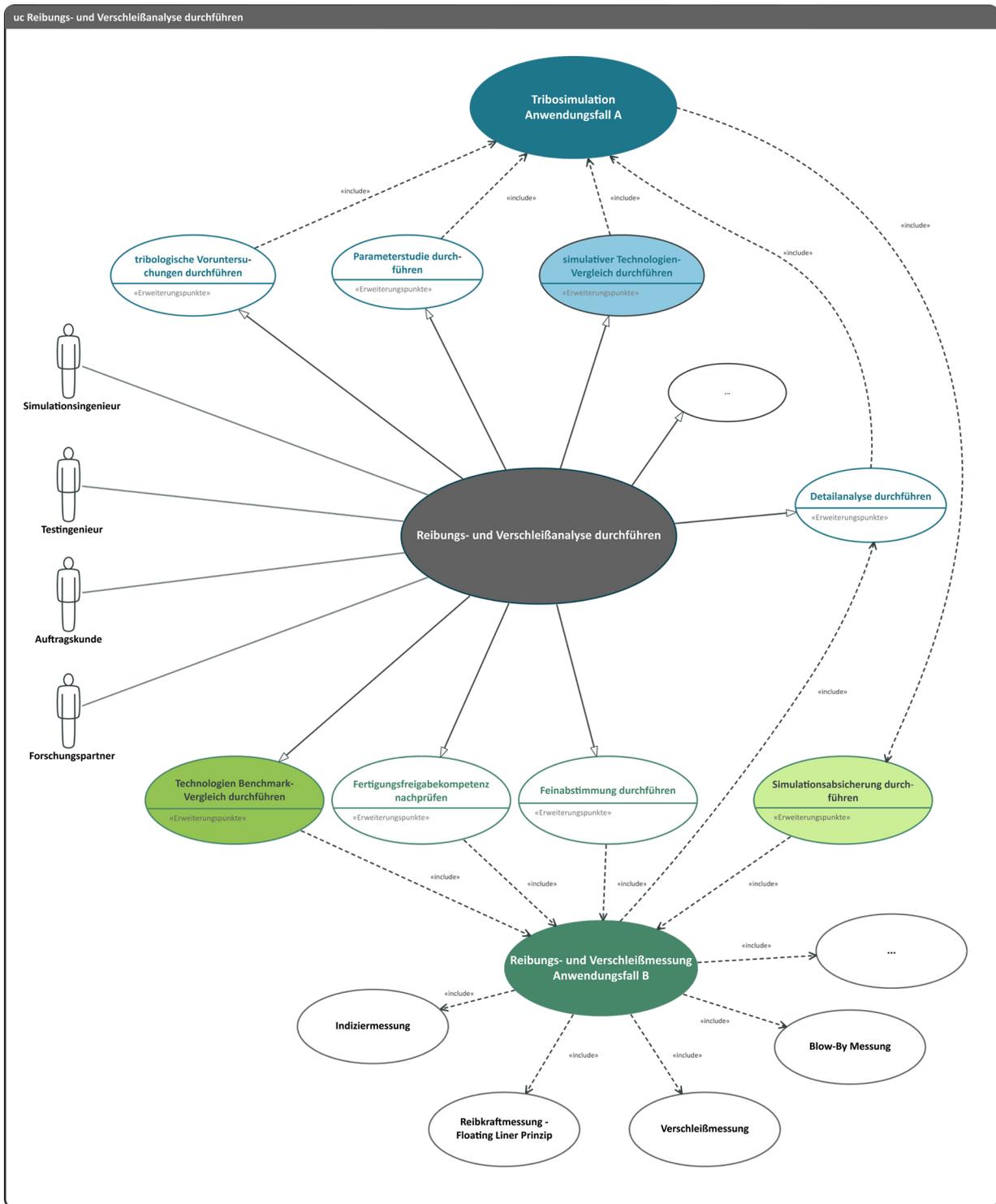


Abbildung 14: Mögliche Anwendungsfälle der Reibungs- und Verschleißanalyse

Nach diesen sekundären Anwendungsfällen (A & B) wurden zwei Aktivitätsdiagramme für das Vorgehen der Reibungs- und Verschleißanalyse, die das Verhalten der Anwendungsfälle beschreiben, modelliert. Der Unterschied liegt dabei in der unterschiedlichen sequenziellen Ausführung der Aktivitäten. Die Aktivitäten zur Beschreibung des Verhaltens einer Reibungs- und Verschleißanalyse sind in **Abbildung 15** dargestellt.

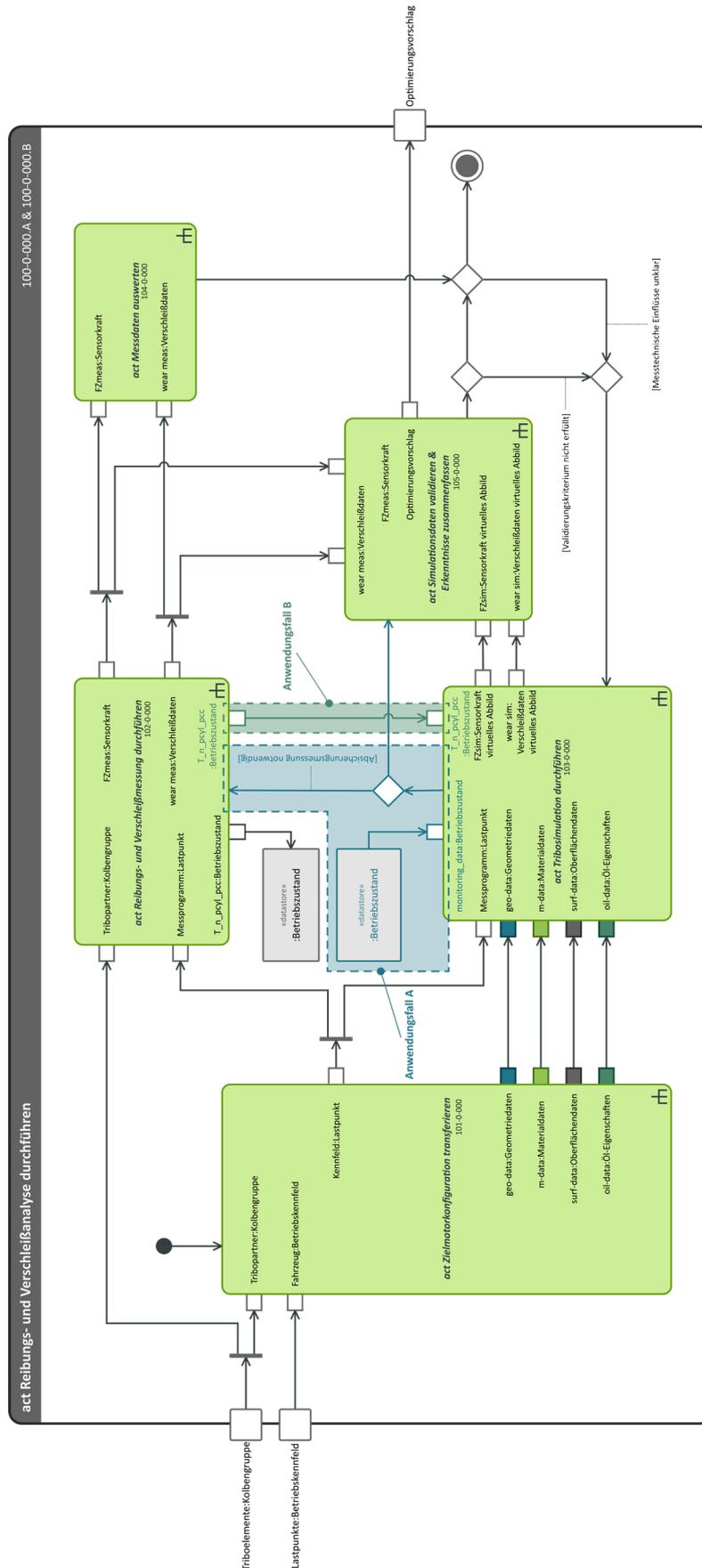


Abbildung 15: Aktivitätsdiagramm „Reibungs- und Verschleißanalyse durchführen“ für den Anwendungsfall A (Simulation ist vorrangig) oder B (Messung ist vorrangig)

Um der Hierarchie der Aktivitätsdiagramme besser folgen zu können, wurde ein 8-stelliger alphanumerischer Code beginnend mit 100-0-000.X eingeführt. Der Zusatz X verweist dabei auf den jeweiligen Anwendungsfall, welcher bei identischen Aktivitäten nicht angeführt wird. Die vierte Zahl beschreibt das hierarchische Level. In der nachfolgenden Abbildung wird das Schema der alphanumerischen Strukturierung von Aktivitätsdiagrammen dargestellt.

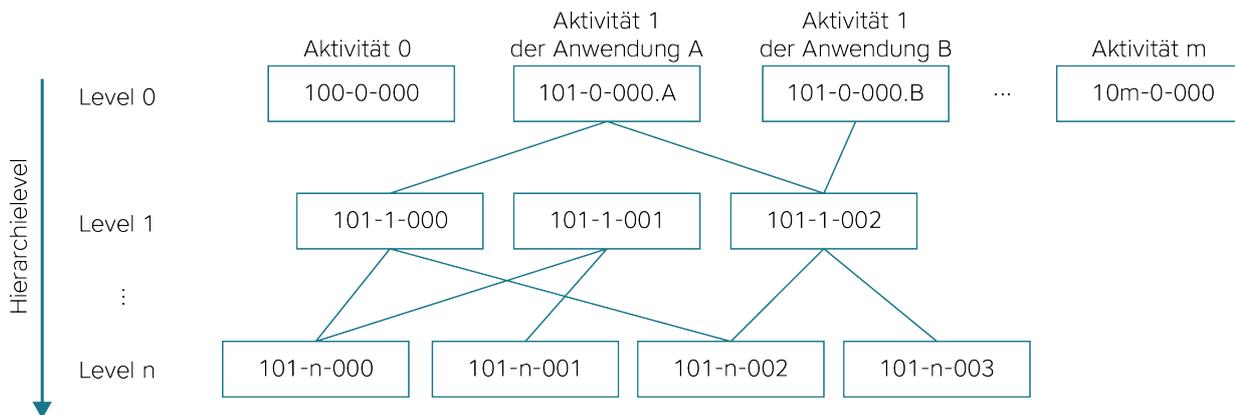


Abbildung 16: Alphanumerische Strukturierung von Aktivitätsdiagrammen

In den zwei Aktivitätsdiagrammen 100-0-000.A & 100-0-000.B sind 5 vernetzte Aktivitäten zu sehen (vgl. **Abbildung 15**):

- Zielmotorkonfiguration transferieren
- Reibungs- und Verschleißmessung durchführen
- Messdaten auswerten
- Tribosimulation durchführen
- Simulationsdaten validieren und Ergebnisse zusammenfassen

Bevor die Aktivität „Reibungs- und Verschleißanalyse durchführen“ gestartet werden kann, muss in der Projektkonzeptphase im Hinblick auf die Systemanforderungen eine Testkonfiguration des Zielmotors konzipiert werden. Die Konzipierung erfolgt in einer übergeordneten Systemebene und ist abhängig vom jeweiligen Projektentwicklungsstand. Neue Optimierungsimpulse werden in der Regel auf Basis des unternehmerischen Knowhows, wissenschaftlicher Arbeiten und Publikationen sowie aus dem Stand der Technik des jeweiligen Letztprojektes ausgelöst.

Die Testkonfiguration, die in der Aktivität „Zielmotorkonfiguration durchführen“ auf den Prüfstand und dessen virtuelles Abbild übertragen wird, soll den Vollmotor repräsentieren und beinhaltet zusätzlich die fachliche Intention der tribologischen Untersuchung. Durch die aufwendige und schwere Zugänglichkeit eines Vollmotors bzw. durch die fehlende Möglichkeit der Reibkraftmessung wird die Testkonfiguration auf einen Einzylinderforschungsmotor und auf dessen virtuelles Abbild übertragen.

Die Testkonfigurationsübertragung ist in **Abbildung 17** schematisch dargestellt, wobei auch schnittstellenübergreifende Anbindungen zu sehen sind.

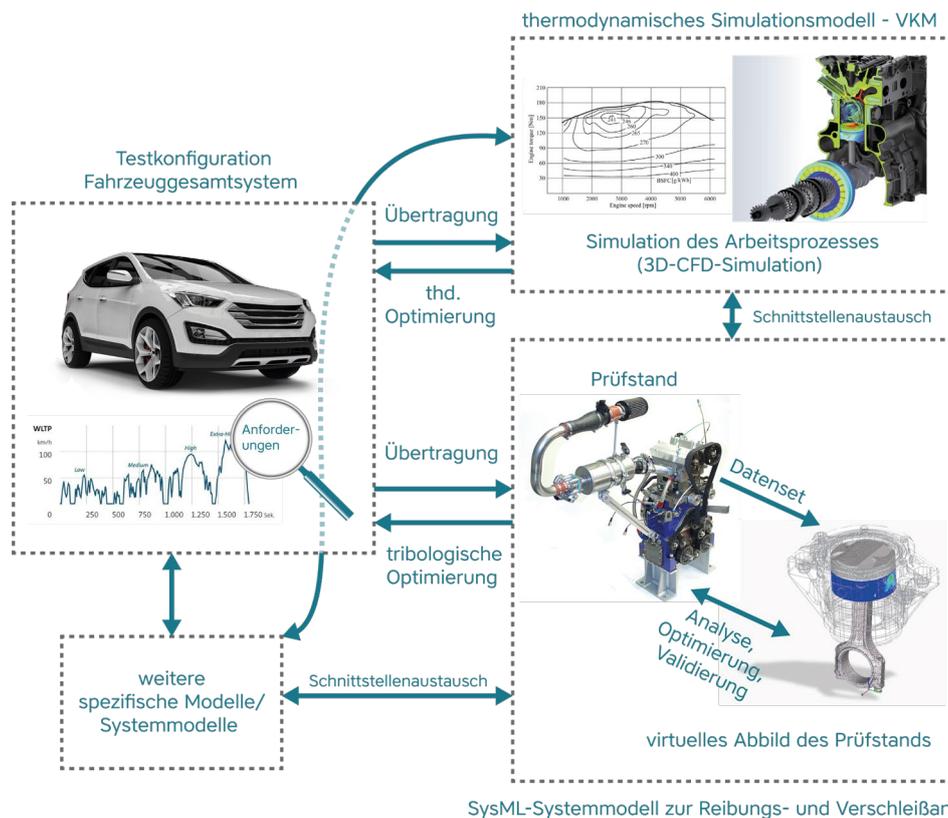


Abbildung 17: Übertragung der Testkonfiguration an die jeweilige Modellumgebung [vgl. 49] [vgl. 50]

Für die Ausgangslage der Intention und in weiterer Folge für die Definition der Testkonfiguration sind Motorbetriebskennfelder von hohem Nutzen, um weitere Verbesserungspotenziale zu entdecken und lastpunktspezifische Betrachtungsfelder einzugrenzen, wobei diese entweder durch 3D-CFD-Simulationen oder Indiziermessungen in Verbindung mit Drehmomentmessung an der Abtriebswelle des Vollmotors ermittelt werden.

Rückblickend auf die Aktivitätsdiagramme der Reibungs- und Verschleißanalyse (siehe **Abbildung 15**) und der Aktivität „Zielmotorkonfiguration transferieren“ werden zusätzlich die Tribopaarungen der Pleuellagergruppe des Zielmotors untersucht. Je nach Entwicklungsstand sind hardware-spezifische Daten der Komponenten des zu untersuchenden Systems entweder bereits vorhanden oder werden in der ersten Konstruktionsphase ausgelegt und nach weiteren Abstimmungen für tribologische Untersuchungen freigegeben, wobei Material-, Geometrie- und Oberflächendaten sowie Schmierstoffdaten (im engeren Sinne Parameter) aus der Konzipierung übernommen werden. Gegebenenfalls werden in dieser Aktivität Formmessungen, Oberflächenvermessungen und Schmierstoffanalysen durchgeführt. In dieser Aktivität erfolgt auch die Erstellung eines Versuchsprogrammes.

Nach der Aufbereitung der komponentenbezogenen tribologischen Eigenschaften und der Lastpunktdefinition kann je nach Anwendungsfall entweder eine Tribosimulation oder eine tribologische Messung (siehe **Abbildung 15**) durchgeführt werden.

Die Aktivität „Tribosimulation durchführen“ kann erst gestartet werden, wenn für den jeweiligen Lastpunkt Betriebszustandsdaten (im engeren Sinne Parameter) zur Verfügung stehen. Die notwendigen Betriebszustandsdaten resultieren entweder aus der tribologischen Messung (Anwendungsfall B), aus Betriebszustandsdaten früherer Projekte (Datenbankzugriff) oder diese werden simulativ in einem anderen angrenzenden Simulationsmodell erfasst. Erforderliche Betriebszustandsdaten sind kurbelwinkel aufgelöste Zylinderdrücke, sowie Kurbelgehäusedrücke, Oberflächentemperaturen der Zylinderwand und die konstante Drehzahl der Abtriebswelle bei stationärem Betrieb.

Nach der Berechnung der Tribosimulation erfolgt die Absicherungsmessung. Die Ausgangsparameter werden an die Aktivität „Simulationsdaten validieren und Erkenntnisse zusammenfassen“ weitergegeben. Parallel werden die Daten der Reibungs- und Verschleißmessung in der Aktivität „Messdaten auswerten“ analysiert und ausgewertet. Sind messtechnische Einflüsse unklar, so wird eine Detailanalyse in weiterer Folge durchgeführt. Wird der Abgleich zwischen der Messung und Simulation unter einer vorgegebenen Toleranz erreicht, unter der Voraussetzung, dass alle messtechnischen Unklarheiten beseitigt sind, so wird die Reibungs- und Verschleißanalyse beendet und ein endgültiger Optimierungsvorschlag bereitgestellt.

Für die Verschleiß- und Reibungsanalyse müssen verschiedene Softwaretools und Methoden für den praxisorientierten Einsatz verwendet werden. Da in dieser Arbeit auch eine anwendungsspezifische Reibungs- und Verschleißanalyse durchgeführt wurde, werden im Kapitel 5 die verwendete Toolkette und der Datenaustausch zwischen den einzelnen Methoden vorgestellt.

4.2. Vorgehensbeschreibung basierend auf nachfolgender Tribosimulation

In diesem Kapitel werden der praxisbezogene Ablauf und die eingesetzten Modelle und Methoden einer Tribosimulation hinsichtlich der tribologischen Systeme der Kolbengruppe mittels SysML-Diagramme näher beschrieben, wobei die Reibungssimulation rauer Oberflächen im Vordergrund steht.

Wie im Kapitel 4.1 aufgezeigt, benötigt die Tribosimulation ein Datenset aus Betriebszustandsgrößen und Tribodaten (tribologische Eigenschaften). Die Betriebszustandsgrößen beziehen sich dabei auf den jeweiligen zu simulierenden Lastpunkt, die Tribodaten sind tabellarisch hinterlegt (eigener Datentyp – Stereotypenerweiterung im Systemmodell) und mit den zugehörigen Triboelementen verknüpft.

Die Aktivität „Tribosimulation durchführen“ wird in **Abbildung 18** dargestellt. Die einzelnen Aktivitäten der Tribosimulation des tribologischen Systemmodells sind:

- Thermische Ausdehnung der Wirkflächen berechnen
- Dynamische Viskosität des Schmieröls berechnen
- Mehrkörpersimulation durchführen
- Oberflächencharakterisierung der Wirkflächen durchführen
- Kondensiertes Finite-Elemente-Netz aufbauen
- Elastohydrodynamik berechnen
- Kontaktmodell berechnen
- Reibungsmodell berechnen
- Verschleiß berechnen
- Virtuelle Sensorkraft berechnen

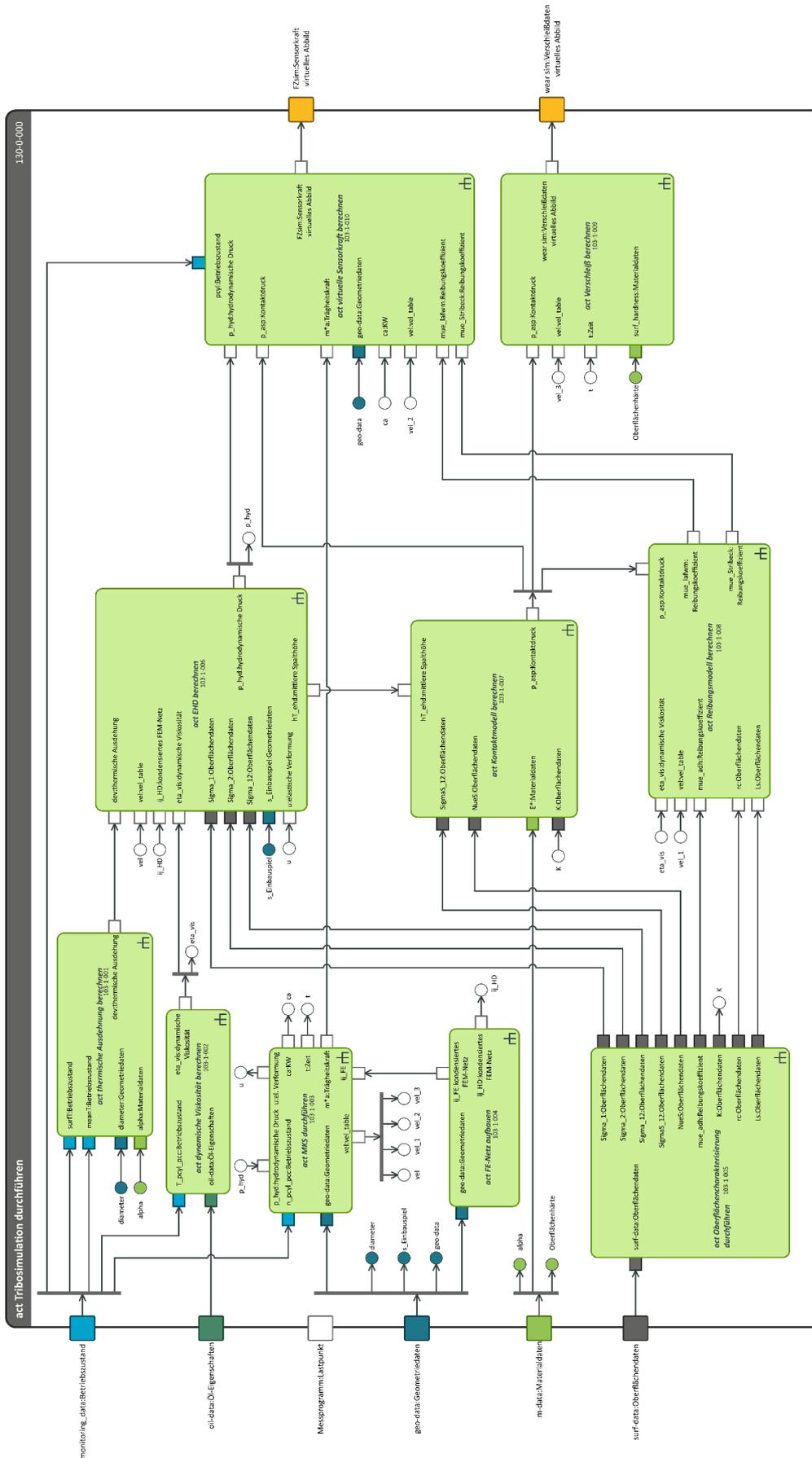


Abbildung 18: Aktivitätsdiagramm „Tribosimulation durchführen“ – siehe Anhang A.3

4.2.1. „Preprocessing“ der Tribosimulation

Bevor die generelle strukturelastische Berechnung (EHD) durchgeführt werden kann, müssen im „Preprocessing“ entsprechende Parameter bereitgestellt werden. Das „Preprocessing“ umfasst die Parameterbereitstellung für den zu untersuchenden Lastpunkt, wobei real vermessene Betriebsbedingungen als Eingangsparameter implementiert werden können, die Berechnung der thermischen Ausdehnung sowie der dynamischen Viskosität, den Aufbau eines regulären kondensierten Hydrodynamik-Netzes für die untersuchenden Wirkflächen und die Oberflächencharakterisierung. Diese Aktivitäten können parallel ablaufen.

Oberflächencharakterisierung durchführen:

Dreidimensionale Oberflächenprofile können durch Oberflächencharakterisierung und entsprechende Aufbereitungen in die Tribosimulation integriert werden, wobei Rauheitsparameter generiert und für das entsprechende Softwaretool verarbeitet werden. In **Abbildung 19** ist die Aktivität „Oberflächencharakterisierung durchführen“ abgebildet. Ihre Unteraktivitäten zeigen die Generierung eines Oberflächenprofils, das entweder messtechnisch erfasst oder synthetisch aufgebaut wird, sowie die Aufbereitung der Oberflächendaten für die Tribosimulation.

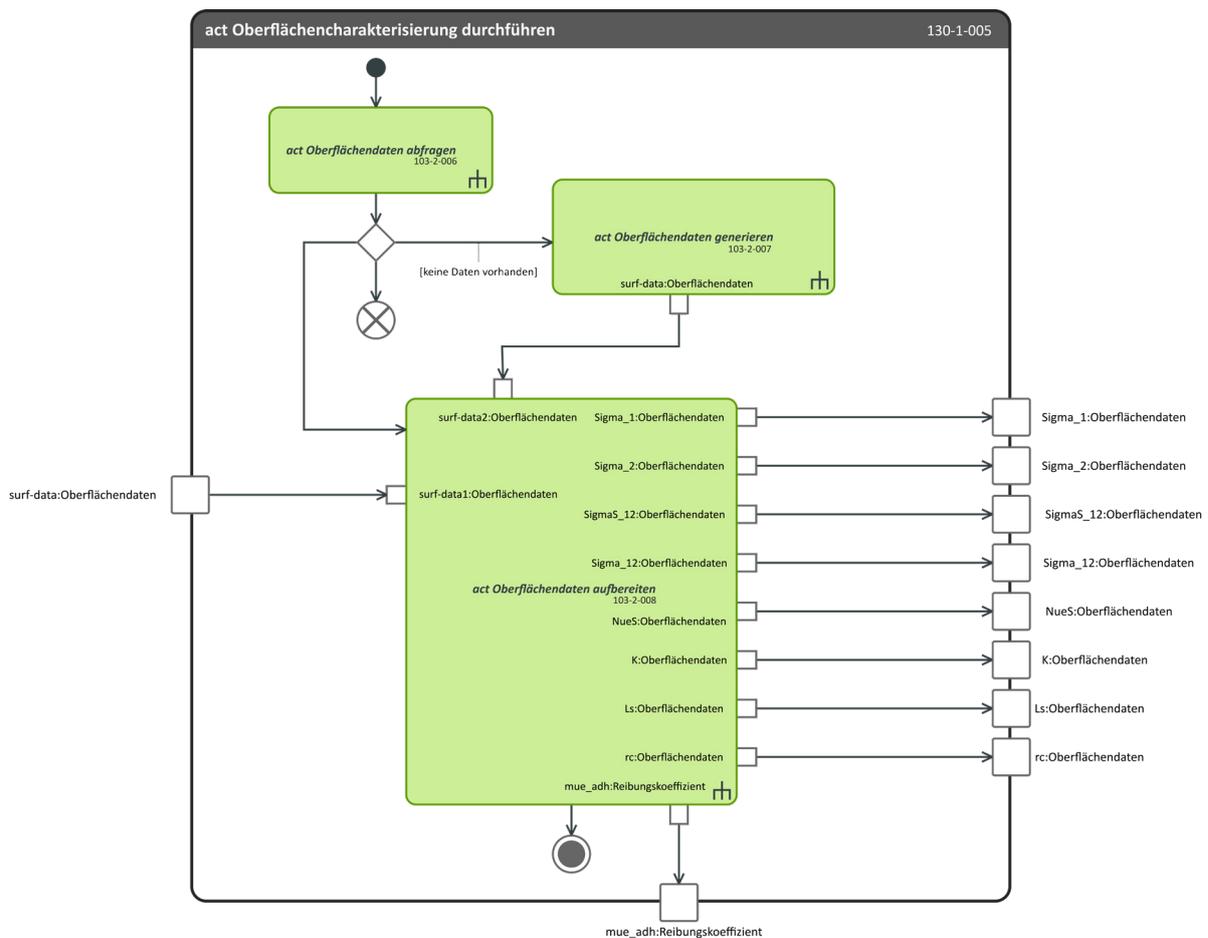


Abbildung 19: Aktivitätsdiagramm „Oberflächencharakterisierung durchführen“

Die charakterisierenden Daten der Oberflächenstrukturen dienen als Inputgrößen für die Berechnung der Mikrohydrodynamik (μ HD), des hydrodynamischen Drucks und des Kontaktmodells. Dabei bleiben die Rauheitstäler (Rvk-Werte) unberücksichtigt und nur qualitative Aussagen können diskutiert werden.

Thermische Ausdehnung berechnen:

Eine weitere Aktivität der Tribosimulation ist die Berechnung der thermischen Ausdehnung, welche die Schmierfilmdicke der Wirkflächen beeinflusst. Für die Berechnung werden im Rahmen dieser Arbeit ein analytisches und ein numerisches Modell (vgl. Kapitel 2.1.4) behandelt. Der Ablauf und die Eingangs- sowie Ausgangsparameter sind in der folgenden Abbildung dargestellt. Die Entscheidung, welches Modell zum Einsatz kommt hängt von verfügbaren messtechnisch oder angenommenen Eingangsparametern, der Berechnungsdauer und von der gewünschten Simulationsgenauigkeit ab.

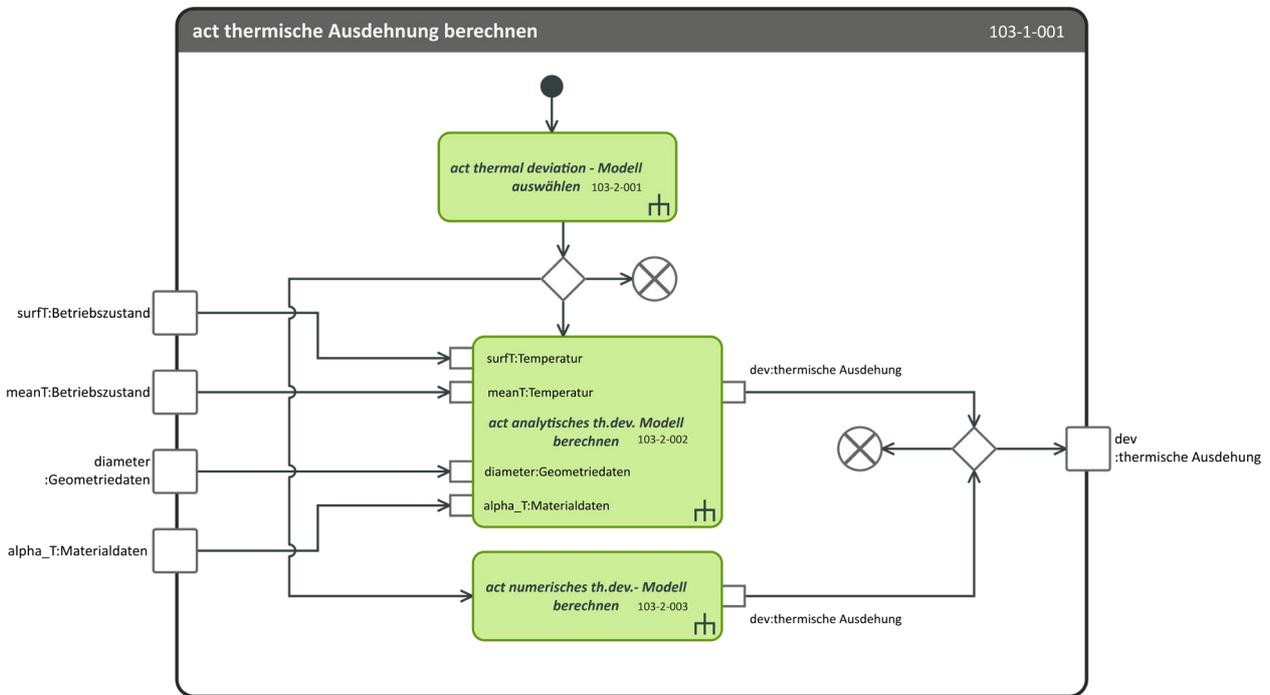


Abbildung 20: Aktivitätsdiagramm „thermische Ausdehnung“

Viskositatsermittlung des Zwischenmediums:

In der nachfolgend dargestellten **Abbildung 21** ist die Aktivität „dynamische Viskosität berechnen“ abgebildet. Die dynamische Viskosität wird für die Berechnung der Elastohydrodynamik und für die Ermittlung des Reibungskoeffizienten bezüglich des Zylinderlaufflächen/Kolben/Ringpaket-Kontakts benötigt.

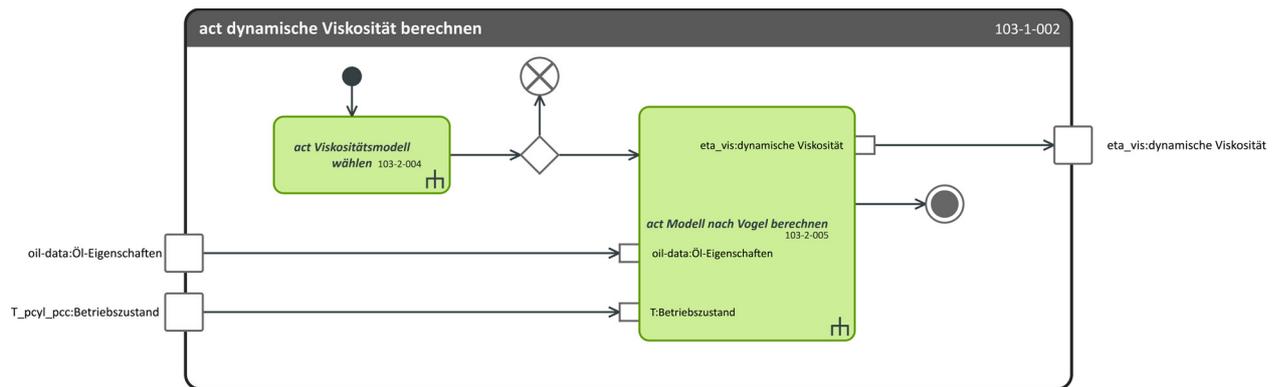


Abbildung 21: Aktivitätsdiagramm „dynamische Viskosität berechnen“

Gestartet wird mit der Wahl eines geeigneten Viskositätsmodelles. Die Entscheidungsabfrage kontrolliert, ob die Viskosität des Zwischenmediums eine dominierende Temperaturabhängigkeit aufweist oder der hydrodynamische Druck berücksichtigt werden muss, wobei bei Kenntnis einer nicht vernachlässigbaren Druckabhängigkeit die Aktivität abgebrochen wird. In diesem Fall muss die Aktivität um weitere Viskositätsmodelle erweitert werden.

Für die Viskositätsbestimmung ist die Schmierfilmtemperatur notwendig. Diese kann durch das Lösen der Energiegleichung des Schmierfilms berechnet werden oder sie wird experimentell abgeschätzt oder angenähert.

4.2.2. Berechnungsvorgang der elastohydrodynamischen Schmierung

Die primäre tribologische Simulation beginnt in der Aktivität „EHD berechnen“. In dieser Aktivität wird die von Patir & Cheng vorgestellte modifizierte Reynolds'sche Differentialgleichung [51] unter Berücksichtigung von Druckrandbedingungen mit Hilfe der Finite-Differenzen-Methode (FDM) iterativ für die Wirkflächen des tribologischen Systems gelöst.

Ein Überblick zur Lösung der modifizierten Reynolds'schen-Differentialgleichung, zur Ermittlung der Flussfaktoren (Mikrohydrodynamik), der mittleren Spalthöhe und des hydrodynamischen Drucks wird im Aktivitätsdiagramm „EHD berechnen“ in **Abbildung 22** dargestellt, wobei eine indirekte Koppelung der Mikro- und Makrodynamik erfolgt. Die einzelnen Aktivitäten der EHD-Berechnung sind:

- Deformierte Spalthöhe berechnen
- Mikrohydrodynamik lösen – Flussfaktorenberechnung
- Modifizierte Reynolds'sche-Differentialgleichung lösen

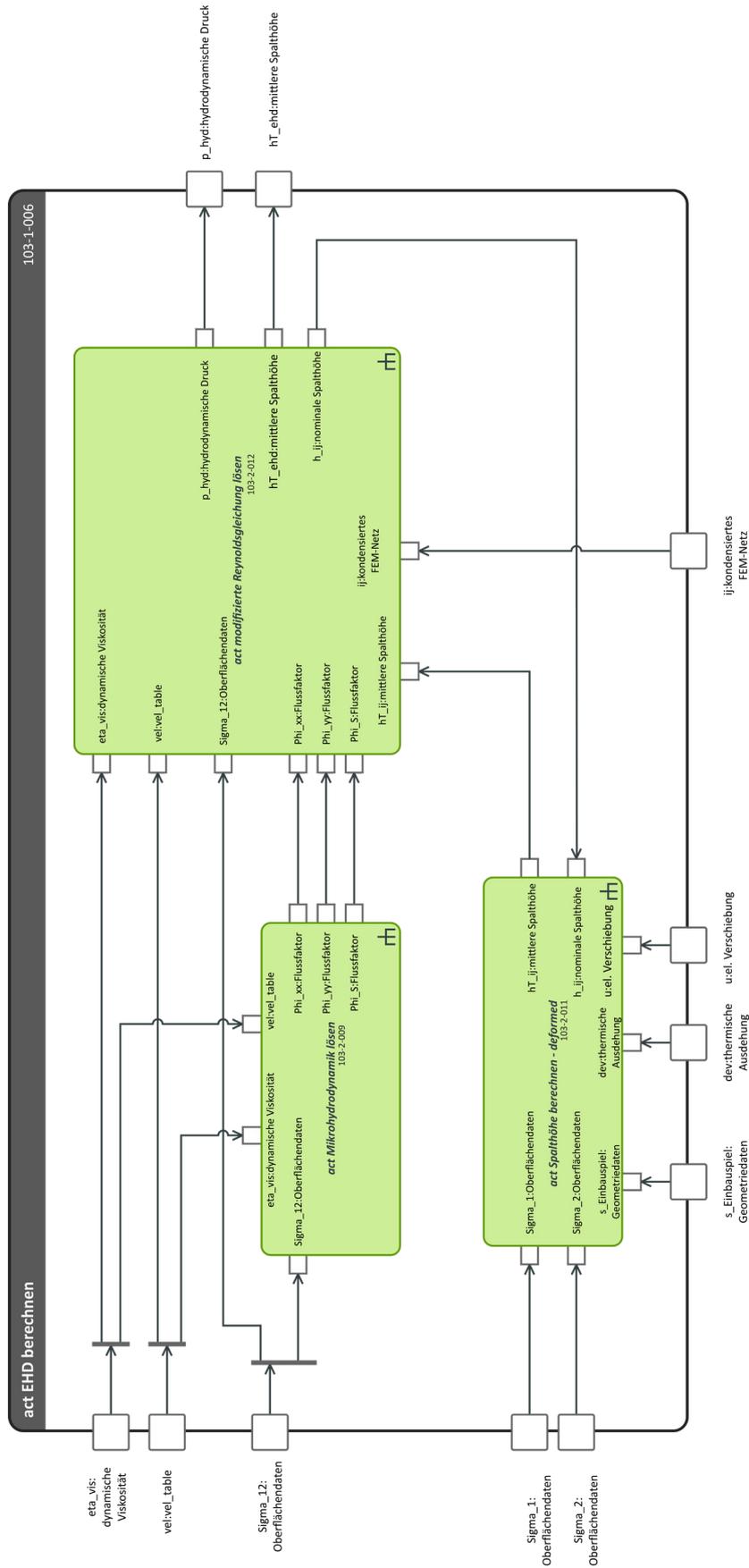


Abbildung 22: Aktivitätsdiagramm „Elastohydrodynamik berechnen“

Die Implementierung von Oberflächenkennwerten erfolgt über die nominale und mittlere Spalthöhe. Die nominale Spalthöhe h ist definiert als der theoretisch veränderliche Abstand zwischen den Wirkflächen und ändert sich unter Berücksichtigung des strukturelastischen Verhaltens infolge des hydrodynamischen Drucks. Daher auch die Rückführung des Objektflusses der nominalen Spalthöhe aus der Aktivität „mod. Reynoldsgleichung lösen“ zur Aktivität „Spalthöhe berechnen“. In **Abbildung 23** ist der Zusammenhang zwischen Schmier-spalthöhe, thermischer Ausdehnung, dynamischer Bauteilverschiebung und Rauheitshöhen veranschaulicht.

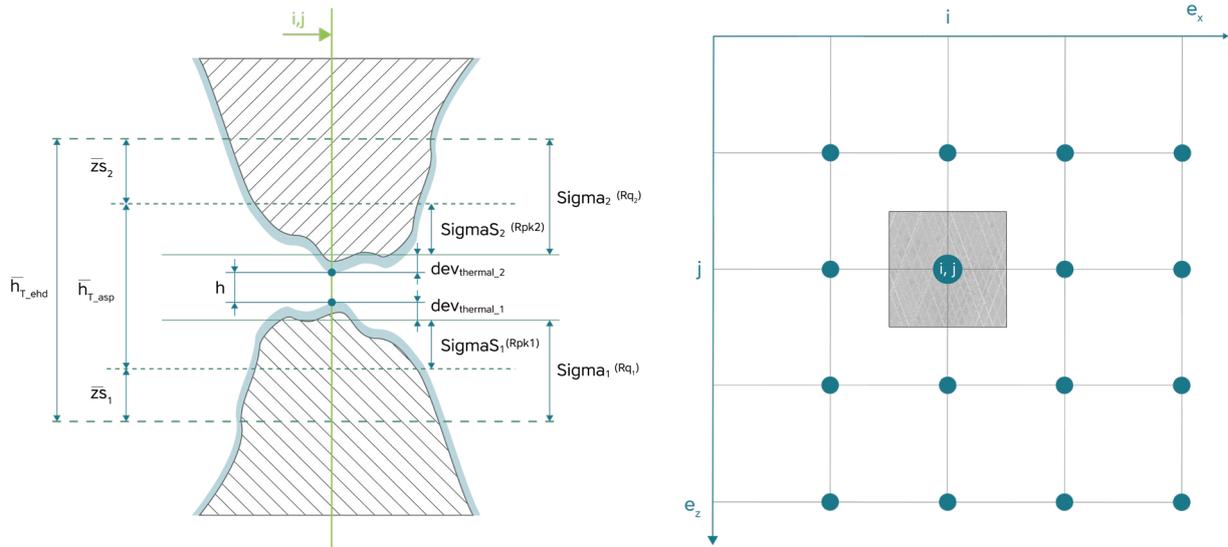


Abbildung 23: Schematische Darstellung eines mikroskopischen Rauheitshügels und die darin eingezeichneten oberflächenbezogenen Größen - nominaler Schmier-spalt, mittlere geometrische und statistische Größen an einer Position i, j im Schmier-spalt

Die mittlere Spalthöhe berechnet sich aus der nominalen Spalthöhe am Knotenpunkt i, j , der Standardabweichung des Rauheitsprofils $\sigma_{1,2}$, der thermischen Ausdehnungen $dev_{thermal_{1,2}}$ und der Bauteilverschiebungen $u_{ij_{1,2}}$. Die Beziehungen der Größen werden in der nachfolgenden Gleichung beschrieben.

$$\overline{h_{T_{i,j}}} = h_{i,j} + \sigma_1 + \sigma_2 + dev_{thermal_{1,2}} + u_{ij_1} + u_{ij_2} \quad (4-4)$$

Vereinfacht kann für die Oberflächenrauheiten der Wirkflächen die kombinierte Rauheit herangezogen werden, welche aus den Standardabweichungen der Rauheitsprofile ermittelt wird. Repräsentativ für die Oberflächenrauheit ist hierbei die quadratische Mittenrauheit R_q oder S_q innerhalb des Betrachtungsfeldes.

4.2.3. Berechnung der Kontaktdruckverteilung

Nach erfolgreicher Berechnung des hydrodynamischen Drucks kann der Festkörperkontakt unter Berücksichtigung der Spaltänderung ermittelt werden. Das Ergebnis der Kontaktmodellberechnung ist der Kontaktdruck (Asperitendruck). Durch die Überlagerung des Kontaktdrucks mit dem zuvor

ermittelten hydrodynamischen Druck kann eine realitätsnahe Beschreibung von Reibungsvorgängen im Schmierpalt der Kolbengruppe erzielt werden.

Der Vorgang zur Berechnung des Kontaktdrucks ist in **Abbildung 24** zu sehen:

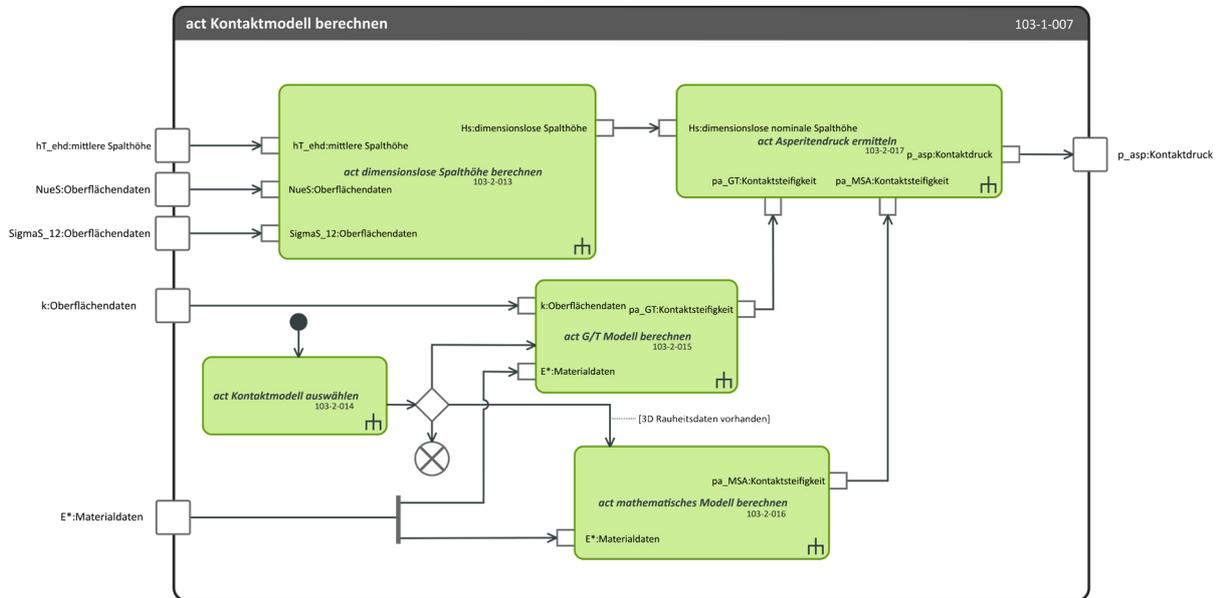


Abbildung 24: Aktivitätsdiagramm „Kontaktmodell berechnen“

Zu Beginn ist die Wahl eines geeigneten Kontaktmodells von Bedeutung. Die Entscheidung, welches Kontaktmodell zum Einsatz kommt, hängt von der Verfügbarkeit von dreidimensionalen Rauheitsdaten für die Reibungs- und Verschleißuntersuchung ab. Nach Auswahl des Kontaktmodells wird unter Berücksichtigung von Material- und Oberflächendaten die Kontaktsteifigkeit berechnet.

Nach Berechnung des Kontaktmodells wird die Kontaktsteifigkeit der dimensionslosen Spalthöhen der FE-Gitterpunkte in der Unteraktivität „Asperitendruck ermitteln“ zugeordnet. Das Ergebnis ist die Kontaktdruckverteilung im Schmierpalt. An dieser Stelle stehen für die Berechnung des Verschleißes, sowie für die Berechnung der Reibkoeffizienten alle nötigen Eingangsparameter bereit. Nach Beendigung der Aktivität „Kontaktmodell berechnen“ erfolgen die Aktivität „Reibmodell berechnen“, sowie die parallele Aktivität „Verschleiß berechnen“.

4.2.4. Ermittlung der Reibungskoeffizienten an der Kolbengruppe

Der Berechnungsvorgang bzw. die Parameterflüsse sind **Abbildung 25** zu entnehmen. Wie bei den anderen Aktivitäten in der Tribosimulation wird auch hier der Start der Reibwertermittlung durch die Auswahl eines geeigneten Reibungsmodells ausgelöst. Die Entscheidung wird über die maximale Geschwindigkeit der Triboelemente getroffen. Für Reibpaarungen an der Kolbengruppe, die einer höheren maximalen relativen Geschwindigkeit als 0,1 m/s ausgesetzt sind, wird das Reibmodell nach Offner

& Knaus [22] verwendet. Bei einer niedrigeren maximalen relativen Geschwindigkeit wird das Reibmodell nach Stribeck [52] empfohlen.

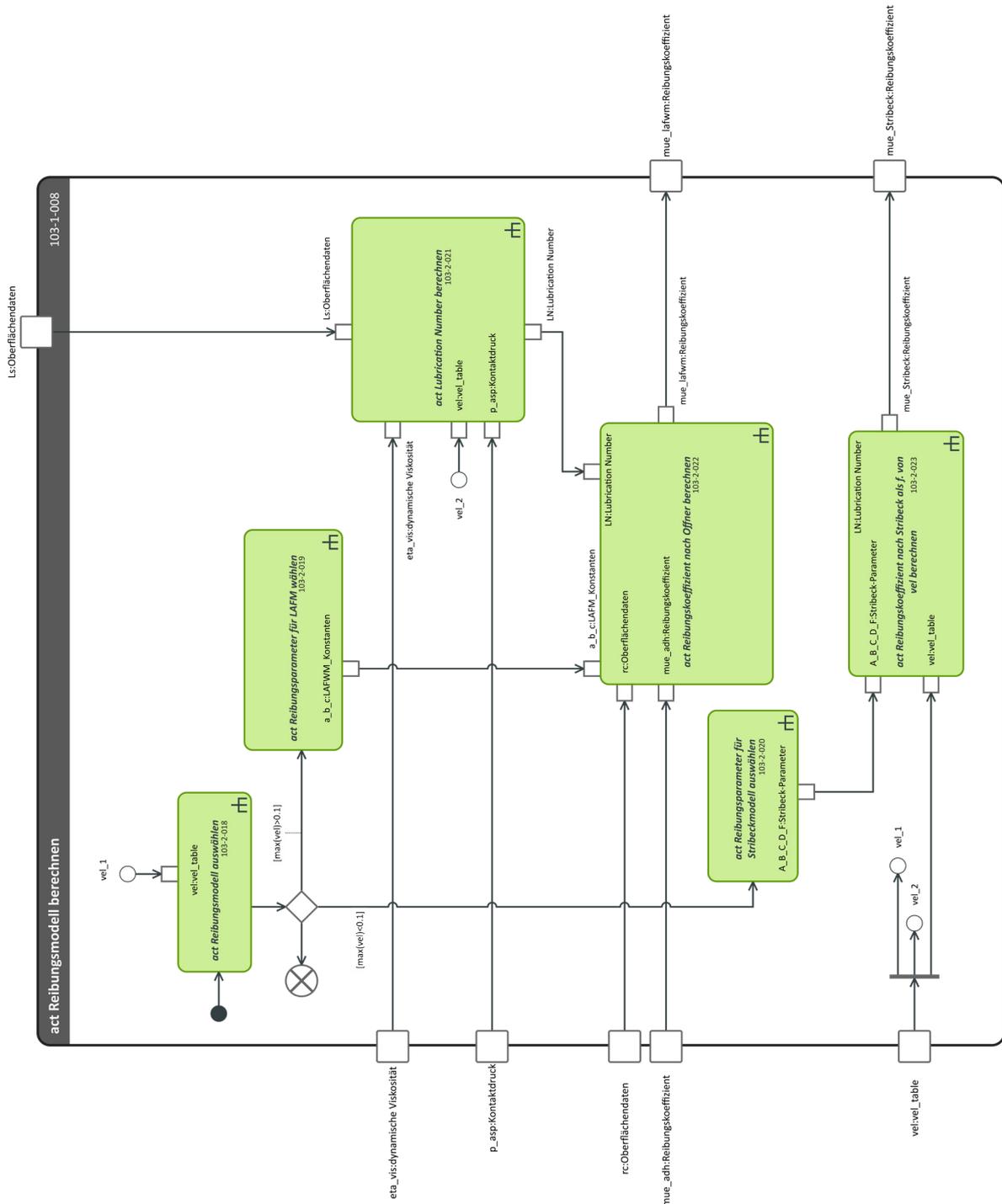


Abbildung 25: Aktivitätsdiagramm „Reibungsmodell berechnen“

Aufgrund des schwankenden zyklischen Verbrennungsprozesses und der Bauteilresonanz beweglicher Teile der Kolbengruppe, werden reibschlüssige Verbindungen, beispielsweise Dichtungen, ange-regt, sodass sie einer geringen Geschwindigkeit ausgesetzt sind. Dieses angrenzende tribologische System beeinflusst das zu untersuchende Sub-System wesentlich. Im Aktivitätsdiagramm „Reibungsmodell berechnen“ wurde dieser Fall verallgemeinert, sodass der Reibungseinfluss von angrenzenden

Verbindungen erfasst werden kann. Im Stribeck-Modell kann entweder die Geschwindigkeit oder auch die „Lubrication Number“ als Variable einfließen. Aufgrund von fehlenden Oberflächendaten liegt der Fokus bei der Berechnung des Reibungskoeffizienten nach Stribeck auf der Geschwindigkeit. Ein weiterer Grund für die Verwendung der Geschwindigkeit ist der tribologische Zustand einer Grenzflächenschmierung.

4.2.5. Berechnung der virtuellen Sensorkraft

Infolge der Berechnung des hydrodynamischen Druckfelds, des Kontaktdruckfelds und davon abhängenden Reibungskoeffizienten, werden die wirkenden Reibkräfte der Zylinderlaufbuchse des virtuellen Abbilds des *AVL FRISC*- Prüfstands durch Lösen des Kräftegleichgewichts ermittelt. Die letzte Subaktivität der Aktivität „Tribosimulation durchführen“ gibt einen Überblick zur Bestimmung der virtuellen Sensorkraft, wobei diese auf Basis der dynamischen Reaktionsgleichung aus [31 S.6] modelliert wurde. **Abbildung 26** zeigt den Berechnungsvorgang und die Parameterflüsse der Aktivität „virtuelle Sensorkraft berechnen“.

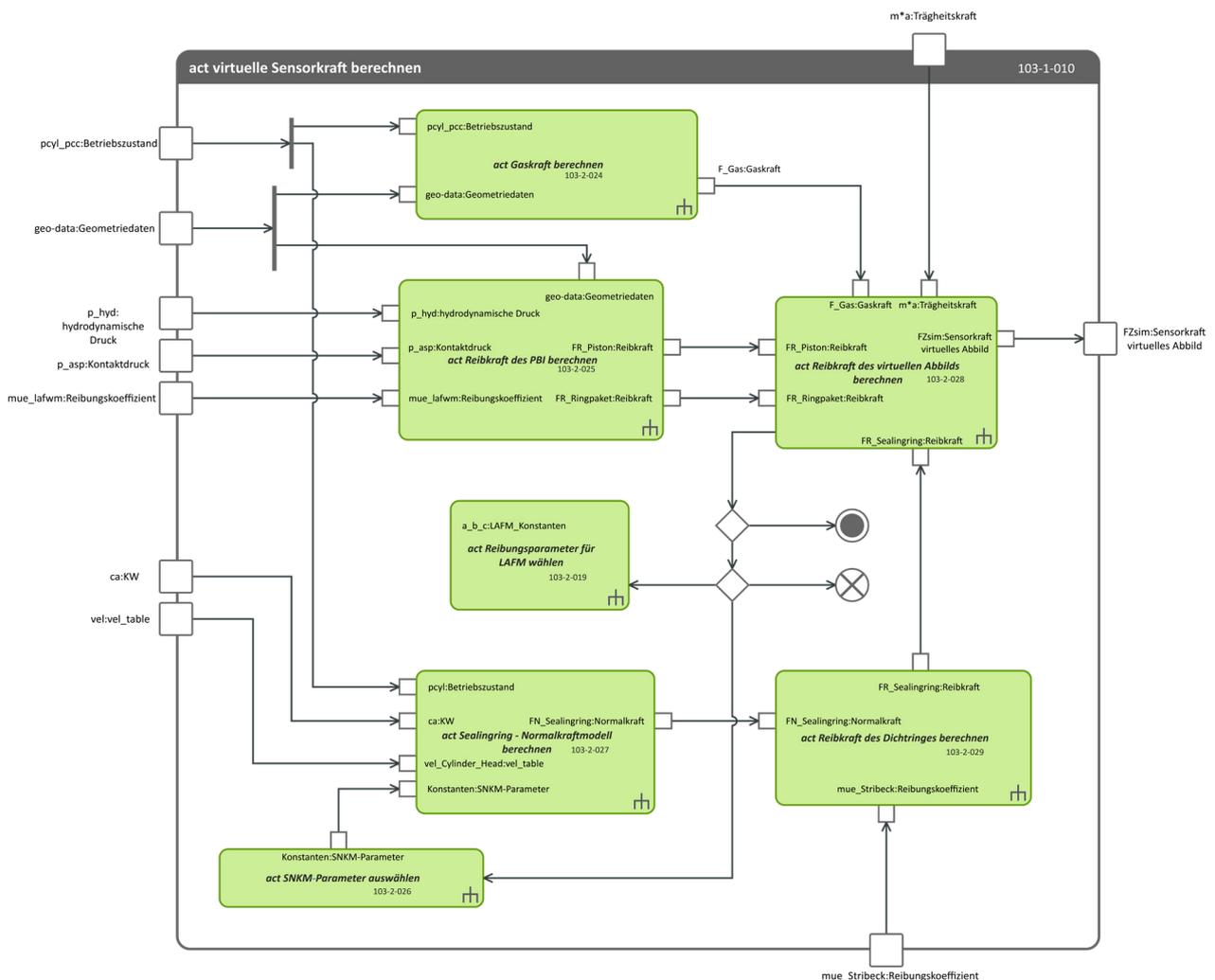


Abbildung 26: Aktivitätsdiagramm „virtuelle Sensorkraft berechnen“

Dieses Aktivitätsdiagramm ist mit den Komponenten der Kolbengruppe und speziell mit den auf die Zylinderlaufbuchse wirkenden Reaktionskräften assoziiert. Die Verlinkungen der Kolbengruppe mit der Aktivität sind in **Abbildung 27** visualisiert.

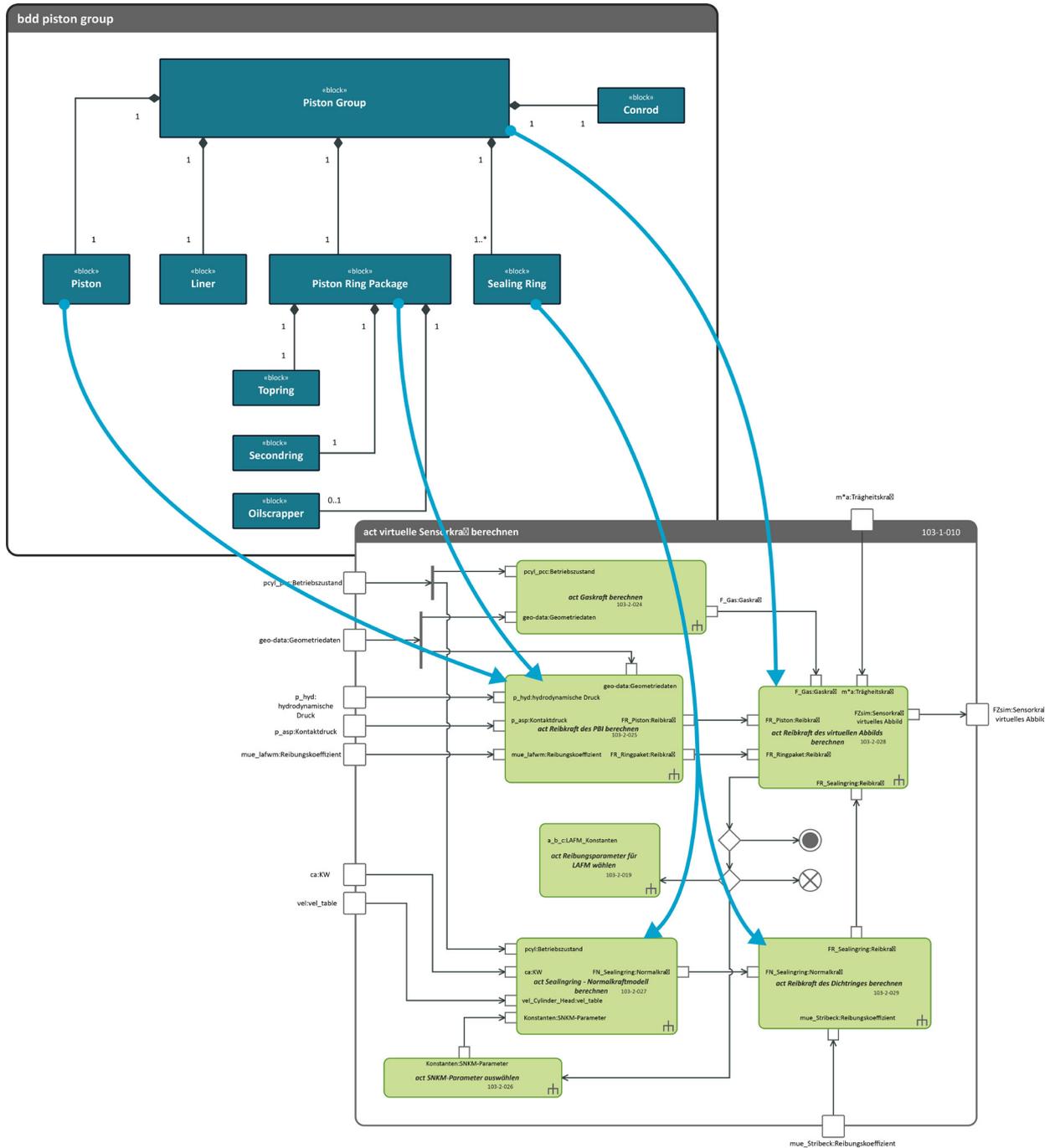


Abbildung 27: Strukturassoziation der Aktivität „virtuelle Sensorkraft berechnen“

Abhängig vom jeweiligen tribologischen System ist hier eine Modelladaption vorzunehmen. Im SysML-Systemmodell bedeutet das, dass für das jeweilige Tribosystem ein Strukturdiagramm und das dazugehörige Vorgehen zur Berechnung der virtuellen Sensorkraft in Form einer Aktivität zu modellieren ist. Außerdem sind die Assoziationen der vorher beschriebenen Aktivitäten neu zu verknüpfen.

Aus dem Aktivitätsdiagramm geht weiterhin die Vorgehensweise zur Ermittlung der Reibkraft des Dichtings hervor. Dabei wurde ein eigens aufgebautes Modell zur Ermittlung der Normalkraft des Dichtings verwendet, welches als „*Sealing Ring*“-Normalkraftmodell (SNKM) bezeichnet wird. Das SNK-Modell wird praxisorientiert in Kapitel 5 erläutert.

Weiters ist im Aktivitätsdiagramm ersichtlich, dass die virtuelle Sensorkraft von den verwendeten Modellen, aber noch stärker von den angenommenen Invarianten, wie beispielsweise der Konstanten aus dem Stribeck-, LAFW- und SNKM-Modell, abhängt. Ein Abgleich dieser Konstanten führt zu einem verbesserten Ergebnis und in weiterer Folge zu realitätsnäheren tribologischen Aussagen.

5. Reibungseinfluss verschiedener Laufflächenstrukturen

Im SysML-Systemmodell wurde die theoretische Vorgehensweise einer tribologischen Simulation samt Implementierung von rauen Oberflächen erörtert. In diesem Abschnitt der Arbeit wird eine praxisbezogene Anwendung einer Tribosimulation mit synthetischen Oberflächen dargelegt und knüpft an die, in der Einleitung beschriebene, Intention der Masterarbeit an. Auf Basis experimenteller Reibungsuntersuchungen verschiedener Laufflächenstrukturen wurde ein virtuelles Abbild des *AVL FRISC*- Prüfstands in Form eines Simulationsmodells übernommen. Im Zuge dieser Arbeit wurde eine Basiskonfiguration für die Untersuchung einer Zylinderlaufflächenstruktur erstellt, um die experimentell erfasste Sensorkraft desselben Lastpunkts simulativ zu rekonstruieren. Daraus wurden Erkenntnisse betreffend des Simulations- und Experimentabgleichs abgeleitet. Das Simulationsmodell wurde auf die experimentell erfassten Betriebszustandsdaten abgestimmt und um Oberflächendaten erweitert. Außerdem wurde ein Versuchsprogramm erstellt, um einen Technologie-Benchmark-Vergleich verschiedener Laufflächenstrukturen auf Grundlage des modifizierten Simulationsmodells durchzuführen. Der erforderliche Methoden- und Toolketteneinsatz der Tribosimulation wird in **Abbildung 28** dargestellt. (vgl. Kapitel 4.2)

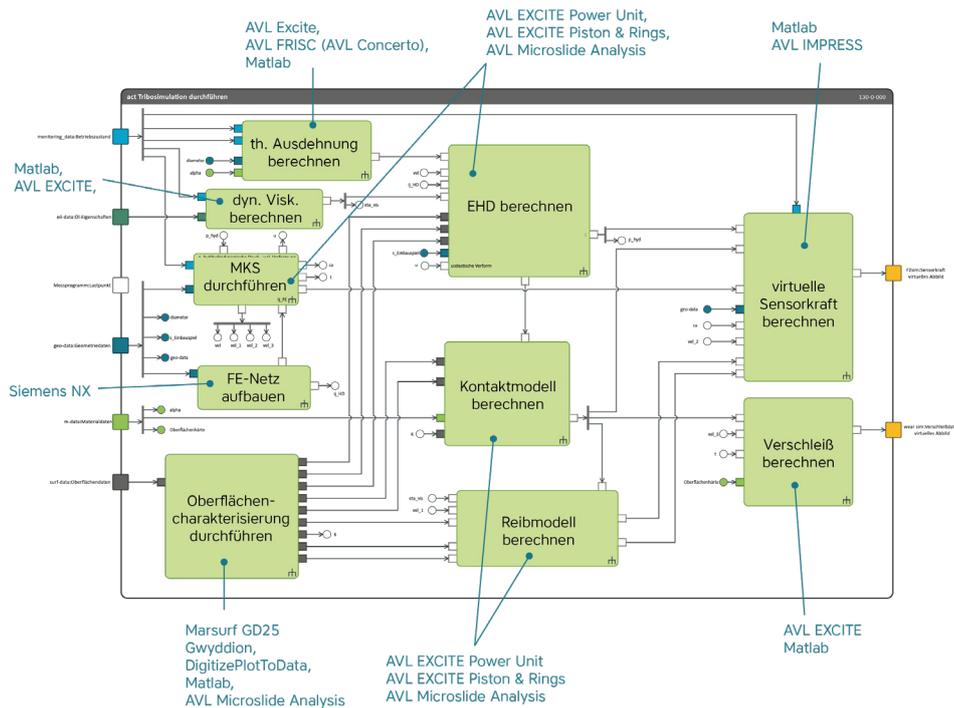


Abbildung 28: Verwendete Toolkette in der Tribosimulation

In weiterer Folge werden die Messmethodik und die Datengenerierung bzw. Datentransformation der messtechnisch erfassten Betriebszustandsdaten näher erläutert und ebenso wird auf die verwendeten Softwaretools eingegangen.

5.1. Messmethodik und Datengenerierung

Für den praxisbezogenen Abschnitt dieser Arbeit werden die am Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik der Technischen Universität Graz und speziell am AVL-TU Graz Transmission-Center eingesetzten Methoden für die Reibungs- und Verschleißanalyse beschrieben. Die Reibungsmessungen an der Kolbengruppe erfolgen am *AVL FRISC*- Forschungsmotor [53] und die Verschleißmessungen mittels der RIC-Methode („Radio Isotope Concentration“) [32].

Für prognostizierbare Analysen des tribologischen Systemverhaltens, für Validierungs- und Verifikationsmaßnahmen sowie für die Weiterentwicklung des *AVL FRISC*- Prüfstands werden tribologische Simulationen durchgeführt. **Abbildung 29** zeigt schematisch den *AVL FRISC* und die virtuelle Abstraktion des Prüfstands, wobei die Softwarepakete *AVL Excite Power Unit* [54] und *AVL Excite Piston& Rings* [55] zum Einsatz kommen.

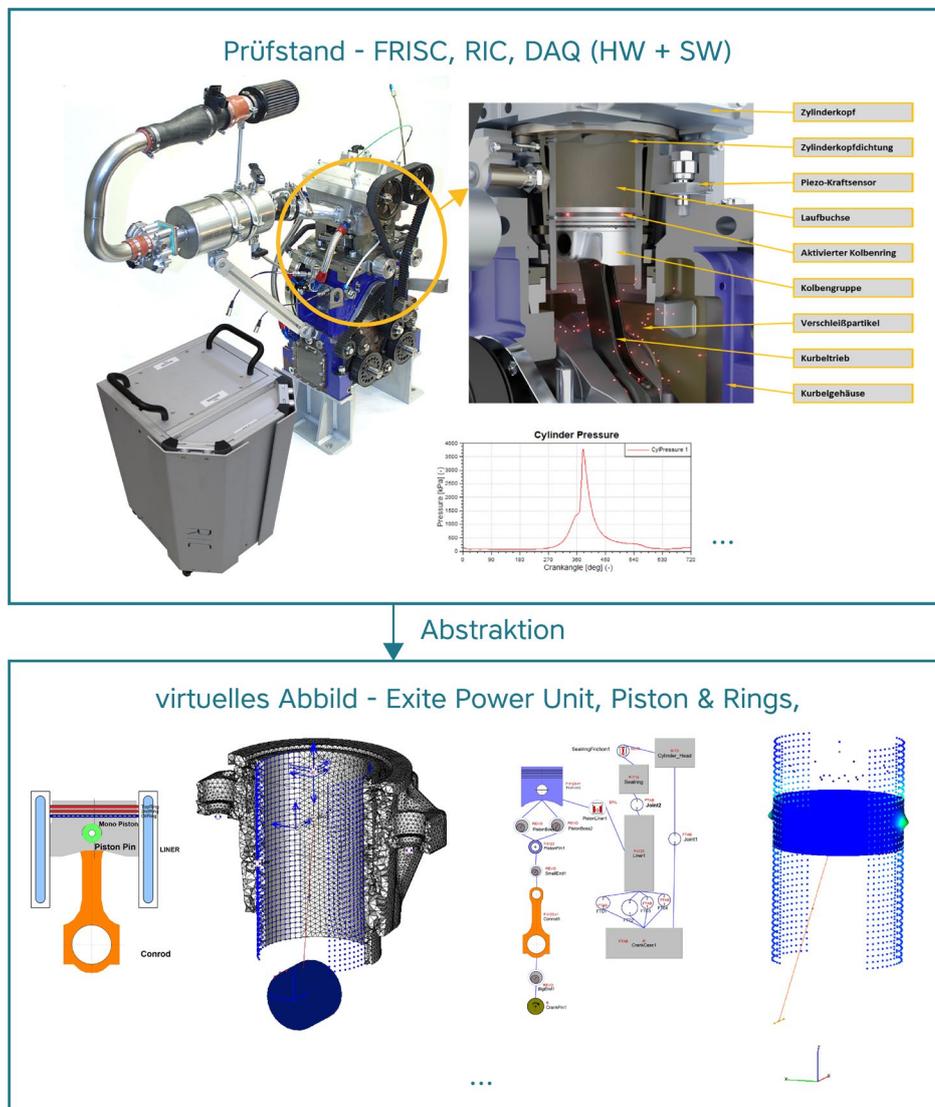


Abbildung 29: AVL FRISC & RIC versus AVL Excite [vgl.8]

Um ein Zusammenspiel zwischen Prüfstand und Simulation zu ermöglichen, bedarf es einer weiteren Datenformatierung. Die Prüfstandsteuerung erfolgt mittels *AVL PUMA* [56] und die Datenerfassung über *IndiModul* [57] (DAQ HW) . Durch die Datenverarbeitungssoftware *AVL IndiCom* [58] (DAQ SW) werden die Messdaten als *AVL IFile*- Datenformat aufbereitet. Die messtechnisch erfassten Betriebszustandsdaten werden in weiterer Folge über die Software *AVL Concerto* [59] als ASCII-Files exportiert und durch einen weiteren Formatierungsschritt für das Softwaretool *AVL Excite* aufbereitet. Die Excite-Simulationsmodelle aus [8] wurden für diese Arbeit übernommen und für weitere Untersuchungen adaptiert.

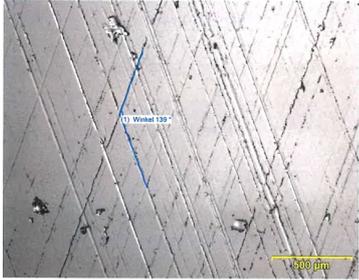
5.2. Rekonstruktion experimentell ermittelter Reibkraftverläufe

Wie im Aktivitätsdiagramm der Reibungs- und Verschleißanalyse ersichtlich (vgl. Kapitel 4.1), sind vorab einige Konfigurationen und Datenaufbereitungsschritte für die tribologische Simulation im *AVL Excite Piston&Rings* und *AVL Excite Power Unit* notwendig. Im *AVL Excite P&R* werden der hydrodynamische Druck sowie der Kontaktdruck bezüglich der tribologischen Systeme der Kolbenringpaket-Zylinderlaufflächen-Interaktion berechnet. Aus diesen Größen wird, wie in **Abbildung 26** (vgl. Kapitel 4.2.5) ersichtlich, die kurbelwinkelaufgelöste Ringpaketreibkraft ermittelt. Im *AVL Excite PU* werden die Drücke im Schmierpalt der Kolben-Zylinderlaufflächen-Interaktion und in weiterer Folge die Kolbenreibkraft analog zum Simulationsvorgang im *AVL Excite P&R* sowie die Reibkraft des Dichtrings errechnet. Bevor die Berechnung im *AVL Excite PU* erfolgt, muss die kurbelwinkelaufgelöste Ringpaketreibkraft im *AVL Excite Power Unit* an den dafür vorgesehenen Knotenpunkten der kondensierten FE-Netze zugeordnet werden, sodass die virtuelle Sensorkraft nach der Aktivität „Reibkraft des virtuellen Abbilds“ (vgl. Kapitel 4.2.5) ermittelt werden kann.

Der Grundaufbau des übernommenen *AVL Excite PR & PU*-Simulationsmodells und die Implementierung der geometrischen und werkstoffbezogenen Daten auf Basis der am Prüfstand verwendeten Hardware wurde bereits in [60] durchgeführt. Damit die Rekonstruktion der experimentellen Daten erfolgreich ist, wurden die gemessenen Betriebszustandsdaten einzelner Lastpunkte, die Schmierstoffdaten (Öl-Eigenschaften) und die Oberflächendaten der Basiskonfiguration implementiert. Damit 3D-Rauheitsdaten der Zylinderlauffläche in der Simulation berücksichtigt werden können, wurde die im *AVL Excite* integrierte Softwareerweiterung *AVL Mircoslide Analysis* (MSA) [61] verwendet. Die MSA umfasst den Oberflächenimport, die -filterung und eine Oberflächencharakterisierung („surface characteristics“) bezogen auf die importierten Oberflächen der Triboelemente. Des Weiteren beinhaltet sie eine Kontaktanalyse („contact analysis“) zur Bestimmung der Flussfaktoren (Kalkulation der Mikrohydrodynamik) und die Kontaktsteifigkeitsberechnung in Abhängigkeit der dimensionslosen Spaltvariation.

Die Daten der Basiskonfiguration der tribologischen Untersuchung sind der nachstehenden Tabelle zu entnehmen:

Tabelle 1: Basiskonfiguration der tribologischen Untersuchung

Basiskonfiguration			
Lastpunkt:	Drehzahl: $n = 1200 \text{ U/min}$	IMEP: $p_{mi} = 650 \text{ kPA}$	Konditionierung: $T_{oil} = 130^\circ\text{C}$ $T_{cw} = 100^\circ\text{C}$
Zylinderlauffläche:	Grundmaterial: Aluminium Spiral-Struktur-Honung mit porenreduzierter LDS-Beschichtung:  Honwinkel 140°		mittlere Rauheitskennwerte: $Ra = 0,267 \mu\text{m}$ $Rz = 3,630 \mu\text{m}$ mittlere Kernrauheitskennwerte: $Rpk = 0,083 \mu\text{m}$ $Rk = 0,169 \mu\text{m}$ $Rvk = 1,415 \mu\text{m}$ $Mr1 = 8,71 \%$ $Mr2 = 78,84 \%$
Kompressionsring:	nitrierter Stahling: 		mittlere Rauheitskennwerte: $Rq = 0,122 \mu\text{m}$ mittlere Kernrauheitskennwerte: $Rpk = 0,142 \mu\text{m}$ $Rk = 0,292 \mu\text{m}$ $Rvk = 0,138 \mu\text{m}$
Motoröl:	SAE 5W-30 ohne Additivzusatz		

In den *AVL Excite*-Simulationsmodellen erfolgt die Lastbeaufschlagung durch den gemessenen Zylinderdruckverlauf. Die experimentell ermittelten Betriebszustandsdrücke wurden dazu in die *AVL Excite* Simulationsumgebung implementiert. Bevor die Simulation gestartet werden kann, sind noch weitere Einstellungen in der Software *AVL Excite* zu treffen, wobei diese nachfolgend erläutert werden. Für die Berechnung der thermischen Ausdehnung wurde das in Kapitel 2.1.4 erläuterte analytische Modell verwendet. Außerdem wurde aufgrund der nicht gemessenen Zylinderwandtemperatur die Temperaturverteilung aus [8] übernommen. Die dynamische Viskosität wurde im *AVL Excite P&R* und *-PU* jeweils mit dem Modell nach Vogel bestimmt. Auch die dort implementierte Schmieröltemperatur wurde aus [8] übernommen.

Zur Implementierung von 3D-Rauheitsdaten in die *AVL MSA*- Umgebung wurden synthetische Oberflächen auf Basis von Tastschnittmessungen generiert. Der zugehörige Messbericht wurde vom Institut

für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik zur Verfügung gestellt. Die Teilenummer der Zylinderlaufbuchse der Basiskonfiguration wird als FL_160 bezeichnet.

In **Abbildung 30** ist ein Auszug der in *Gwyddion* [62] erstellten Zylinderlauffläche bezüglich der Basiskonfiguration dargestellt.

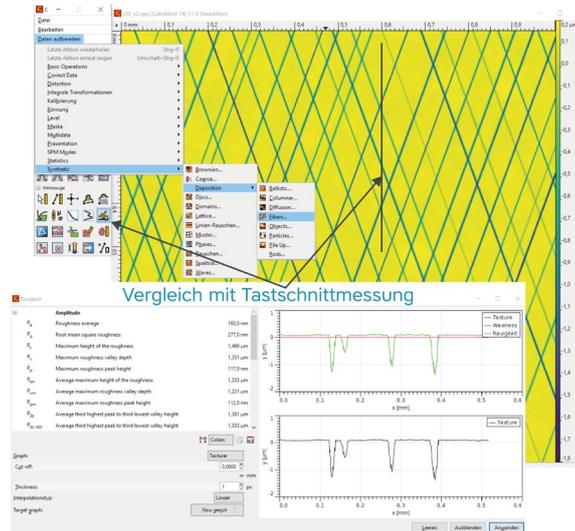


Abbildung 30: synthetischer Oberflächenpatch 1000x1000 µm der Basiskonfiguration

Da nur zweidimensionale Rauheitsmessungen der Oberfläche zur Verfügung standen, ist nur ein näherungsweise Abgleich der synth. Oberfläche mit der realen Oberfläche möglich. Weiters ist zu erwähnen, dass nur ein Bruchteil der gesamten Oberfläche anhand der Tastschnittmessung untersucht wurde. **Abbildung 31** zeigt eine relative Abweichung von circa 5-35% der Kernrauheiten eines Schnittes durch die synth. Oberfläche zu den gemittelten Tastschnitt-Kernrauheitskennwerten der vermessenen Oberfläche.

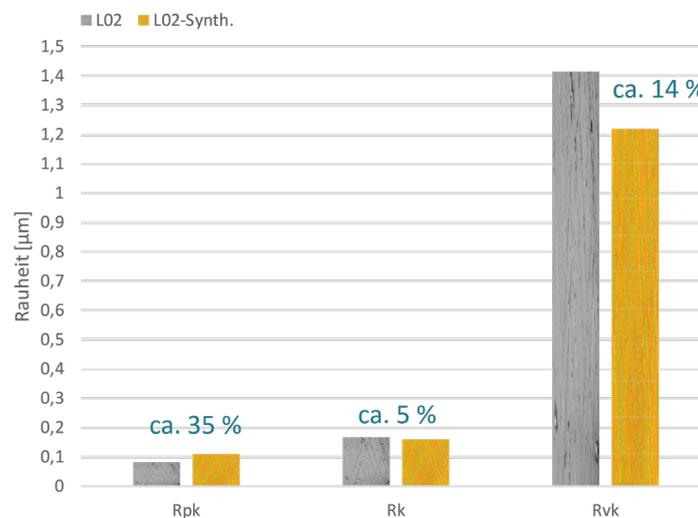


Abbildung 31: Vergleich von Linienkernrauheitskennwerten der Basiskonfiguration

Ein Materialanteilskurvenvergleich konnte aufgrund des fehlenden Messschriebs bezüglich des Rauheitsprofils der Basiskonfiguration nicht durchgeführt werden.

Die virtuellen Flächenrauheitskennwerte der Oberflächencharakterisierung hinsichtlich der Basiskonfiguration sind in Anhang A.1 ersichtlich und zeigen, im Vergleich zu den gemessenen Linienrauheitskennwerten, größere Unterschiede auf. Die relativen Abweichungen des Materialanteilvergleichs, wobei die virtuellen Flächenmaterial- mit den Linienmaterialanteile aus der Tastschnittmessung gegenübergestellt wurden, sind kleiner als 2%. Im Rahmen dieser Arbeit sind die Abweichungen der mittleren Kernrauheitskennwerte für weitere Untersuchungen zufriedenstellend, da die Oberflächenstruktur anhand der Materialanteile hinreichend nachgebildet wurde.

Für das Kolbenringpaket wurde gleichfalls eine Oberflächencharakterisierung durchgeführt, wobei für den Kompressionsring eine synth. Oberfläche generiert wurde. Aufgrund der ähnlichen Ausprägung der Kernrauheitstäler und -spitzen ist ein quantitativ besserer Abgleich der synth. Oberfläche bezüglich der gemittelten Kernrauheitskennwerte des nitrierten Stahlringes möglich. Auch hier sind die Resultate dem Anhang A.1 zu entnehmen. Da sich die Arbeit auf Zylinderlaufflächenstrukturen bezieht, wurden dieselben Oberflächenparameter für alle drei Kolbenringe angesetzt, sodass nur eine synth. Oberfläche generiert wurde. Dies entspricht nicht der Realität, ist jedoch für den Technologienvergleich im nächsten Kapitel ausreichend.

Nach erfolgreicher Berechnung der Flussfaktorenverläufe und des Kontaktsteifigkeitsverlaufs in der Kontaktanalyse der *AVL MSA*, wurden die Verläufe der Ringpaket-Zylinderlaufflächen-Paarung zugeteilt. Für den tribologischen Kontakt zwischen Kolbenhemd und Zylinderlauffläche wurden für das Kolbenhemd entsprechende Oberflächenkennwerte angenommen, da keine messtechnisch erfassten Kernrauheitskennwerte zur Verfügung standen. Aus diesem Grund wurden die Kontaktmodellberechnung nach Greenwood & Tripp und die Flussfaktorenberechnung ohne die Implementierung von 3D-Rauheitsdaten für die Kolbenhemd-Zylinderlaufbahn-Interaktion durchgeführt.

Neben Detailresultaten, wie dem Kolbenringverschleiß und dem Ölverbrauch des Kolbenringpakets, ist das maßgebliche Ergebnis der im *AVL Excite P&R* durchgeführten Tribosimulation der Verlauf der Kolbenringpaketreibkraft. In **Abbildung 32** ist der simulative Reibkraftverlauf des Kolbenringpakets für den ersten Testlauf der Basiskonfiguration abgebildet.

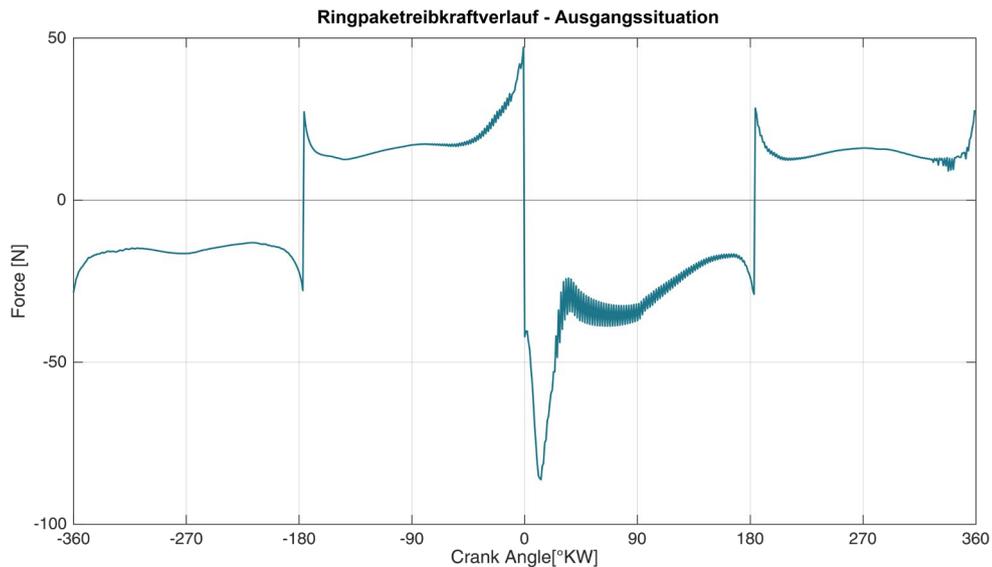


Abbildung 32: Ringpaketreibkraftverlauf der Basiskonfiguration als Ergebnis des ersten Testlaufs

Bei Betrachtung des Reibkraftverlaufs im Bereich der Kompressions- und Verbrennungsphase treten zum Teil starke Schwankungen auf. Im Vergleich zum gemessenen Summenkraftsignal, das in **Abbildung 33** ersichtlich ist, sind zyklische Schwankungen des Verbrennungsprozesses und der beweglichen Bauteile [vgl.31 S.3] zu sehen, jedoch keinesfalls in einer derartig hochfrequenten Form.

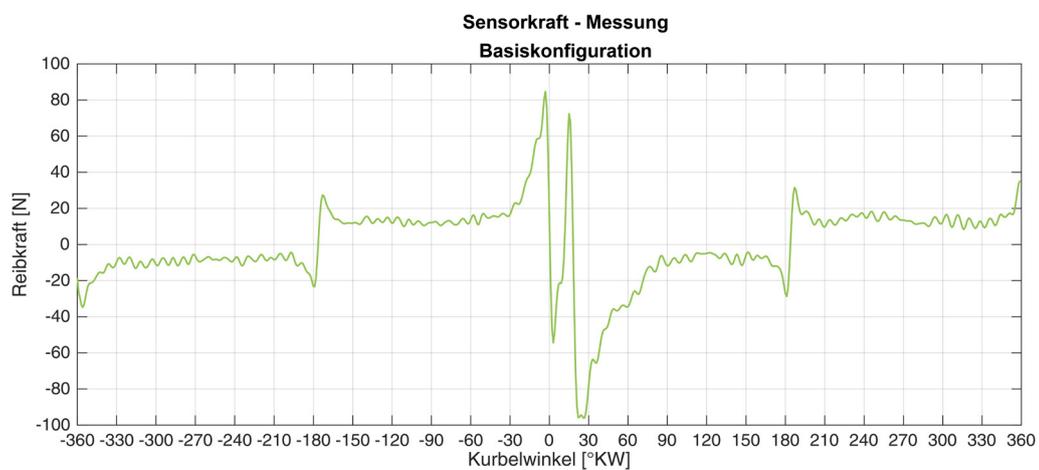


Abbildung 33: Am Prüfstand gemessene Sensorkraft der Basiskonfiguration

Um weitere Erkenntnisse über die Ringpaketreibkraft zu erlangen, wurden die einzelnen Ringkraftverläufe ausgewertet, welche in **Abbildung 34** ersichtlich sind.

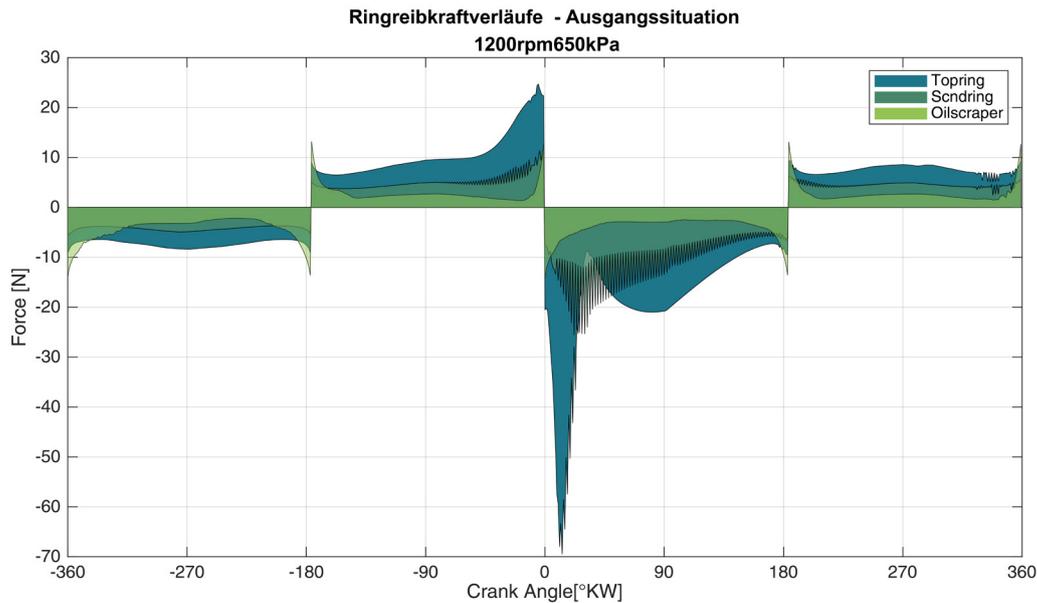


Abbildung 34: Ringreibkraftverläufe der Basiskonfiguration als Ergebnis des ersten Testlaufs

Anhand der einzelnen Ringreibkraftauswertungen ist zu erkennen, dass die Schwankungen der Ringpaketreibkraft aus dem 2. Kompressionsring („Secndring“) hervorgehen. Hier ist kritisch anzumerken, dass aufgrund eines resonanzarmen Zylinderdruckverlaufs nahezu keine zyklischen Verbrennungsschwankungen im Ringreibkraftsignal zu erwarten sind und ein Ringflattern ausgeschlossen wird. Infolgedessen wurden Ringreibkraftverläufe hinsichtlich des Kontaktdrucks und des hydrodynamischen Drucks untersucht. In den Einzelauswertungen der Ringreibkraftverläufe hinsichtlich des Kontaktdrucks und des hydrodynamischen Drucks sind zudem Unstetigkeiten zu erkennen. Diese Instabilitäten setzen sich auch in der Kontaktdruckverteilung fort.

Die Ringreibkraft des 1. Kompressionsrings ist innerhalb der erfahrungsgemäß hydrodynamisch ausgeprägten Bereiche im Vergleich zu den anderen Ringkraftverläufen verhältnismäßig zu hoch. Kennzeichnend dafür ist der konvexe Kurvenverlauf in den einzelnen Phasen des Verbrennungsprozesses. Aufgrund einer höheren tangentialen Vorspannkraft des Ölabbstreifings und des 2. Kompressionsrings, muss die Reibkraft des 1. Kompressionsrings gegenüber den anderen Kolbenringen in den hydrodynamischen Bereichen unterlegen sein.

Die aufgezeigten Abweichungen sind auf eine unzutreffende Modellkonfiguration im *AVL Excite P&R* zurückzuführen. Um dennoch die virtuelle Sensorkraft ermitteln zu können, wurde die Ringpaketreibkraft in das *AVL Excite PU* – Simulationsmodell integriert. Das Resultat dieser ersten Tribosimulation im *AVL Excite PU* ist in **Abbildung 35** dargestellt.

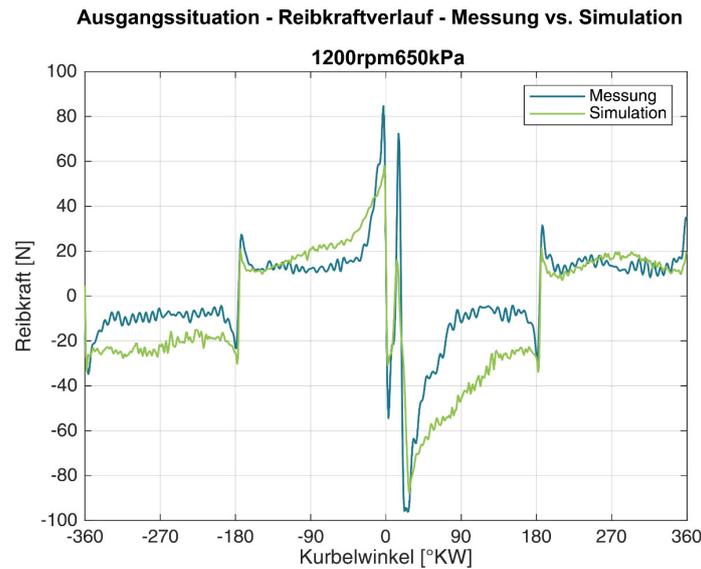


Abbildung 35: Vergleich des Reibkraftverlaufs zwischen der Messung am AVL FRISC und des virtuellen Abbilds bei einer Drehzahl von 1200 U/min und einem indizierten Mitteldruck von 650 kPa.

Die Berechnung der virtuellen Sensorkraft bestätigt die angenommene unzutreffende Modellkonfiguration im *AVL Excite P&R*. Die Reibkraftabweichungen innerhalb der Ladungswechsel- und Mischreibungsbereiche sind zum Teil dem Kolbenringpaket zuzuweisen. Zuzüglich der Reibkraftabweichungen des Kolbenringpakets treten noch weitere Modellabweichungen im Verbrennungsbereich auf. Um die Abweichungen genauer zu untersuchen, wurde die virtuelle Sensorkraft mittels der auf die Zylinderlauffläche wirkenden Kräfte rekonstruiert.

Im *AVL Excite PU* wird die virtuelle Sensorkraft an ideal steifen Knotenpunkten (virtuelle Sensoren) numerisch erfasst, weshalb keine detaillierte Auflösung der virtuellen Sensorkraft möglich ist. Die **rekonstruierte** virtuelle Sensorkraft des ersten Testlaufs und die Beziehung zwischen Ringreibungskraft und der Dichtringreibungskraft sind in **Abbildung 36** ersichtlich, wobei die Trägheitskraft der Zylinderlauffläche und die Kurbelgehäusekraft vernachlässigt wurden.

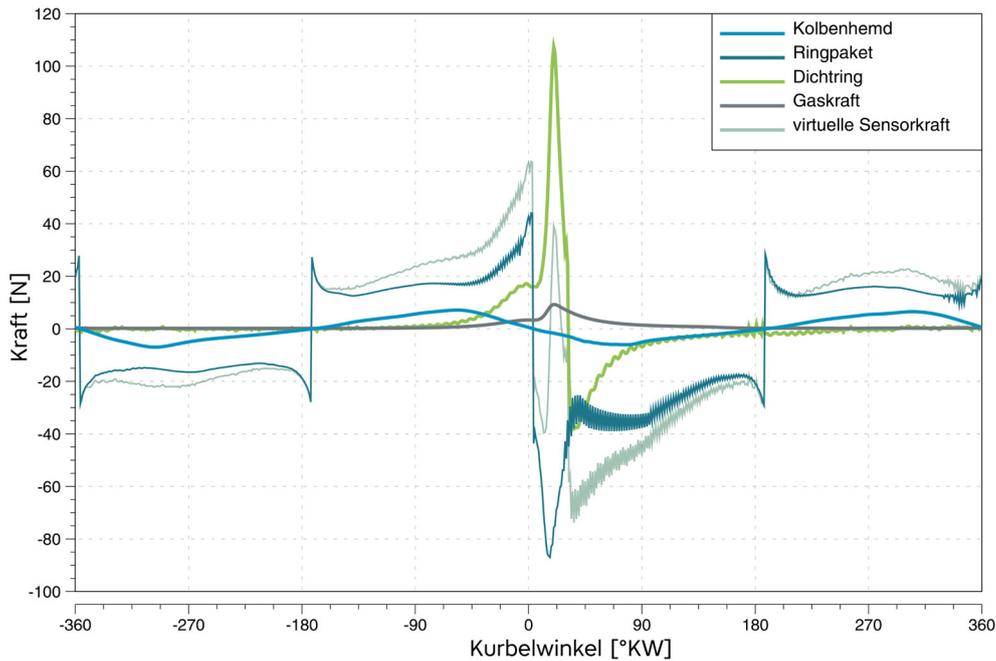


Abbildung 36: Rekonstruktion der virtuellen Sensorkraft der Erstsimulation

Durch die Rekonstruktion ist eine detaillierte Aufschlüsselung der virtuellen Sensorkraft möglich. Im Ladungswechselbereich wird die virtuelle Sensorkraft maßgeblich von den Reibkräften des Ringpakets und des Kolbenhemds beeinträchtigt. Im Kompressionsbereich kommt der Einfluss des Dichtrings hinzu. Im Verbrennungsbereich sind neben der Ringpaketreibkraft die Gaskraft und vor allem die Reibkraft des Dichtrings maßgeblich. Anhand dieser Erkenntnisse können folgende Schlussfolgerungen betreffend der Reibkraftabweichungen im Vergleich zur gemessenen Sensorkraft (vgl. **Abbildung 35**) getätigt werden:

- Der Ringreibkraftpeak im Bereich der Kompression ist im Vergleich zum Experiment zu schwach ausgeprägt. Dies bedeutet, dass der Kompressionsring einen geringeren Anpressdruck in der Simulation erfährt als im realen System.
- Die Reibkraftschwankungen im Kompressions- und Verbrennungsbereich sind dem Ringpaket zuzuordnen, wobei nach weiterer Auswertung der einzelnen Reibkraftverläufe, hinsichtlich des Kontaktdrucks und hydrodynamischen Drucks, Instabilitäten aufgetreten sind.
- Die Ringpaketreibkraft ist innerhalb der hydrodynamischen Bereiche zu hoch, wobei die Ringreibkraft des 1. Kolbenringes hinsichtlich der gewählten Modellkonfiguration dominierend ist.
- Im Bereich von -60° bis 0° KW wird die virtuelle Sensorkraft durch die Dichtringreibkraft angehoben, wodurch der Kurvenverlauf in diesem Bereich abgeflacht wird.
- Im Bereich von 0° KW bis $+180^\circ$ KW sind auch Modellabweichungen der virtuellen Sensorkraft, hinsichtlich der negativ ansteigenden Reibkraft sowie der lokalen Reibspitzen und des Reibkraftabfalles, zu verzeichnen. Diese Abweichungen sind mit der Reibkraft des Dichtrings in

Verbindung zu bringen. Ein Abgleich der Dichtring- und Ringpaketreibkraft wird benötigt, um die Abweichungen zu kompensieren.

Für den Abgleich wurde zunächst die Ringpaketreibkraft näher betrachtet. In verschiedenen Parameterstudien wurden mögliche Schwingungsauslöser untersucht. Dabei wurden die Kolbenringdiskretisierung, die Vorspannkraft, das Ölfüllungsverhältnis, der variable Kolbenringstoß, die Rauheitsparameter, die Eingangsparameter des EHD-Modells und des Kontaktmodells sowie die Steifigkeiten der Triboelemente untersucht.

Die anfangs vermuteten Diskretisierungsprobleme der Kolbenringflächen wurden nach ausführlicher Überprüfung ausgeschlossen. Dabei wurden die Solver-Einstellungen überprüft und ein Abgleich mittels der *AVL Excite P&R* – Demoversion durchgeführt. Weiters wurden auch unterschiedliche „Ring Dynamics Solver“ für die Berechnung erprobt. Der Reibkraftvergleich der Solver-Erprobung ist jedoch außerordentlich gering und hatte keinen signifikanten Einfluss auf die Instabilitäten.

Durch den Neuaufbau des *AVL Excite PR*- Modells konnte der Schwingungsauslöser verifiziert werden. Nicht die oben erwähnten veränderten Parameter verursachten die wesentlichen Instabilitäten der Ausgangssituation, sondern die Datenauflösung der Betriebszustandsgrößen. Die Problematik lag bei der zu hohen Auflösung des Zylinderdrucks. Der Zylinderdruckverlauf wurde im *AVL Excite Piston&Rings* korrekt dargestellt, konnte aber nicht erwartungsgemäß verarbeitet werden. Nach einer Dezimierung der messtechnisch erfassten 7200 Datenpunkte auf 720, wurden die Instabilitäten eliminiert. Das korrigierte Ergebnis der Tribosimulation ist in **Abbildung 37** ersichtlich.

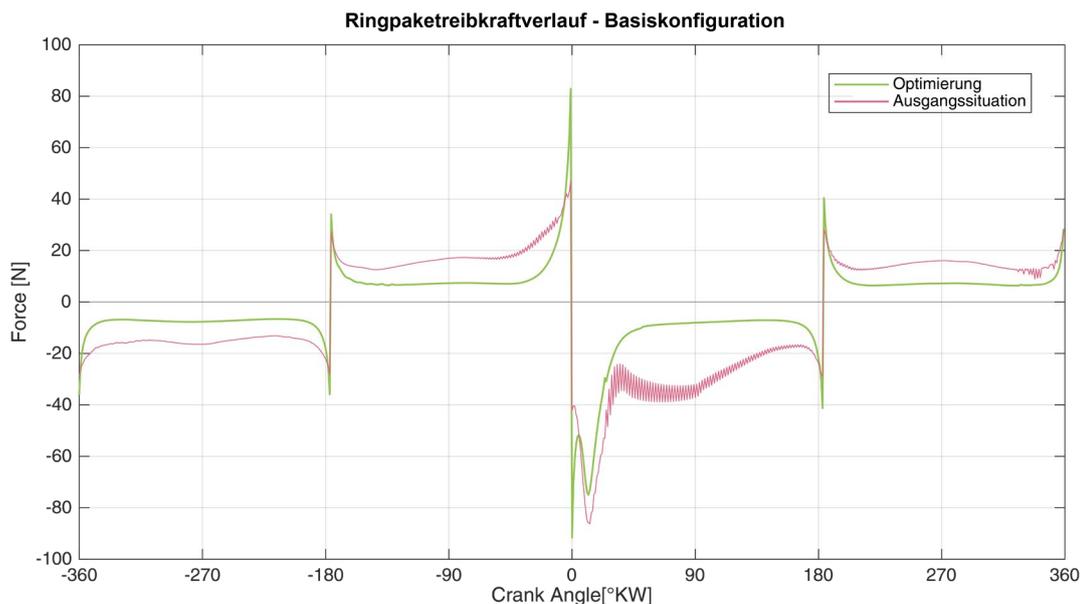


Abbildung 37: Vergleich des Ringpaketreibkraftverlaufs hinsichtlich der Ausgangssituation und der Modellanpassung

Neben dem Zylinderdruck wurden auch die Parameter des Kontakt- und Reibmodells angepasst. Durch Vergleiche von unterschiedlichen Kontaktmodellen hat sich herausgestellt, dass der Kontaktdruckgradient im Bereich der signifikanten Spalthöhe des GT-Modells steiler ist als beim mathematischen MSA-Kontaktmodell. Die Materialdatenannahme ist bei beiden Modellen dieselbe. Die unterschiedlichen Kontaktsteifigkeiten sind in **Abbildung 38** dargestellt.

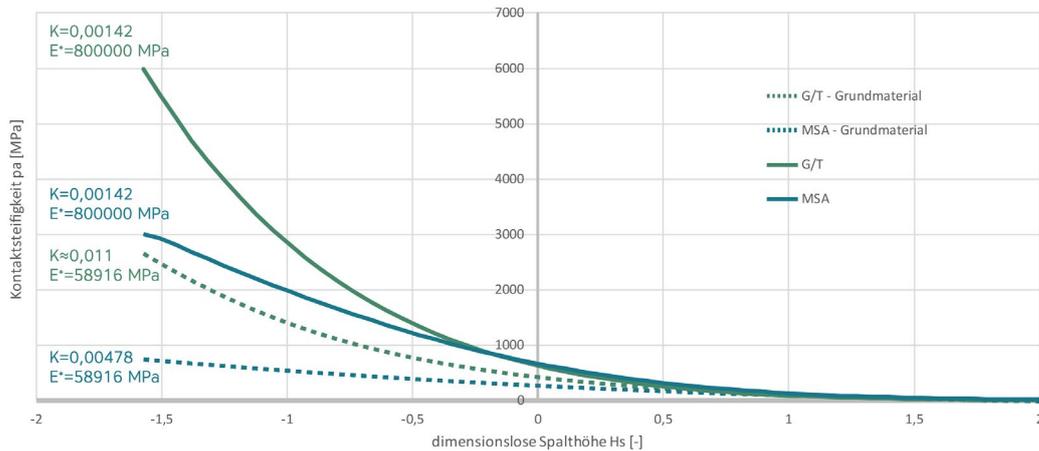


Abbildung 38: GT-Modell versus MSA-Modell

Für den Kontaktmodellabgleich zwischen dem GT- und dem mathematischen Kontaktmodell aus der Mikrokontaktanalyse muss der Elastizitätsfaktor des GT-Modells entsprechend verändert werden. Für die Kontaktsteifigkeitsanpassung der Rauheitsspitzen wurde zuerst das GT-Modell unter Berücksichtigung des EHD- und Reibmodells an den Reibkraftverlauf angepasst, da sich die Nachbildung der Kontaktsteifigkeit anhand der analytischen Gleichung nach Greenwood & Tripp als einfacher erweist, indem der Elastizitätsfaktor und die Oberflächenparameter direkt variiert werden können und keine Implementierung eines 3D-Rauheitsprofils erfolgen muss.

Die äußeren Materialgrenzschichten der Triboelemente weichen vom Grundwerkstoff ab. In der ersten Kontaktmodellberechnung wurde dies noch nicht berücksichtigt und es wurden für die Zylinderlauffläche ein E-Modul von 70.000 N/mm^2 und für den Kolbenring ein E-Modul von 210.000 N/mm^2 angenommen. Aufgrund der oberflächlichen LDS-Beschichtung der Zylinderlauffläche und der Nitrierung der Ringlaufflächen ist eine steifere Materialeigenschaft der äußeren Grenzschicht anzunehmen. Die E-Module und die Querkontraktionszahlen der äußeren Zylinderlaufflächengrenzschicht sowie der äußeren Kolbenringlaufflächengrenzschicht wurden daraufhin so angepasst, dass das Materialverhalten der Asperiten möglichst gut abgebildet werden kann. Dabei stellte sich ein Composite E-Modul von 800.000 N/mm^2 ein, welches für das Kontaktmodell der MSA übernommen wurde. Die Materialdaten, sowie die Kontaktsteifigkeitskurven sind dem Anhang A.2 zu entnehmen. Ein experimenteller Nachweis der oberflächenbezogenen Materialdaten wird empfohlen, um das Kontaktmodell auf Basis derer zu adaptieren.

Das Zusammenspiel der Reibmodelle des Ringpakets und des Dichtrings beeinflusst die Güte des Simulationsmodells wesentlich. Eine realitätsnahe Darstellung der Extremwertausprägung der Dichtring- und Ringpaketreibkraft in der Simulation kann nur durch Annäherung der Simulationsergebnisse an das Experiment, wobei die zugehörigen Invariablen der Reibmodelle anzupassen sind, erfasst werden. Durch Anpassen der Reibmodell-Invariablen wird zudem ein verbesserter Kurvenangleich ermöglicht.

Darauffolgend wurde das LAFWM-Reibmodell (vgl. Kapitel 2.1.4) der Kolbenring-Zylinderlaufflächen-Interaktion optimiert. Die LAFWM-Parameter der Ausgangssituation sind in der nachfolgenden Tabelle angeführt:

Tabelle 2: LAFWM-Parameter - Ausgangssituation

Kolbenringpaket	$\mu_{adhesive}$	a	b	c
1.Kompressionsring	0,18	2,71	2000	1000
2.Kompressionsring	0,18	2,71	2000	1000
Ölabstreifring	0,18	2,71	2000	1000

In Folge von Parameteruntersuchungen des LAFW-Modells wurden die Auswirkungen der Parametervariationen untersucht, um eine Optimierung für das Simulationsmodell in den Reibungseinflussbereichen der einzelnen Bewegungsphasen des Ringpakets vorzunehmen. Die Auswirkungen der Parameter a , b und c bei zunehmender Größe sind in **Abbildung 39** ersichtlich.

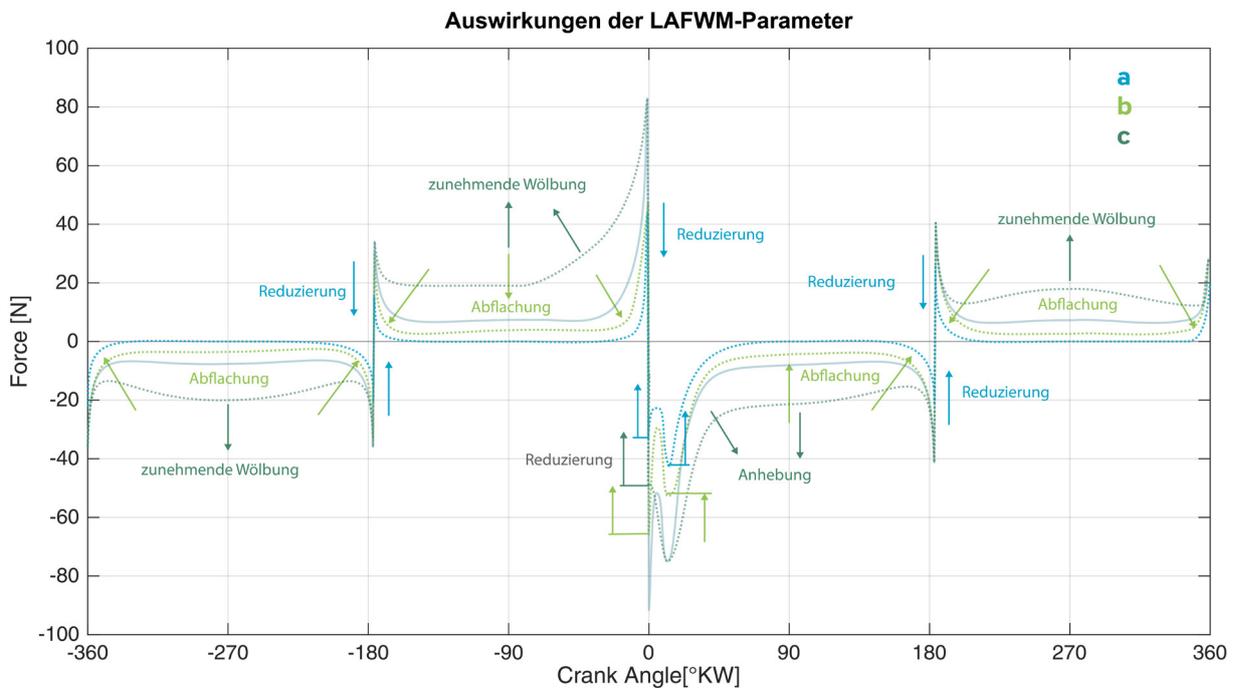


Abbildung 39: Auswirkung der LAFWM-Parameter bei Zunahme der Parameter anhand der Kolbenringpaketreibung

Die LAFWM-Parameter wurden auf Basis der Parameterstudie wie folgt adaptiert:

Tabelle 3: LAFWM-Parameter - modifiziert

Kolbenringpaket	$\mu_{adhesive}$	a	b	c
1.Kompressionsring	0,5	2,71	60.000	100
2.Kompressionsring	0,15	2,71	10.000	1000
Ölabstreifring	0,15	2,71	10.000	1000

Schließlich wurde anhand der modifizierten Kontakt- und Reibmodell-Invariablen die Ringpaketreibkraft in *AVL Excite Piston&Rings* berechnet. Eine komponentenbezogene Detailauflösung der Ringpaketreibkraft ist in **Abbildung 40** ersichtlich.

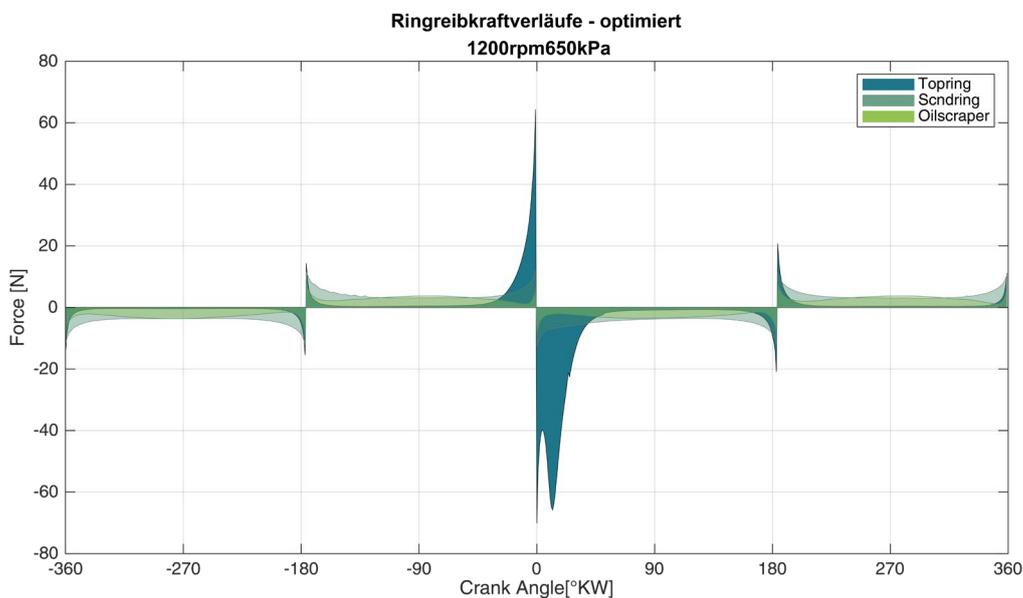


Abbildung 40: Optimierte Reibkraftverläufe der einzelnen Kolbenringe bezüglich der Basiskonfiguration

Das Diagramm zeigt die Auswirkung der modifizierten LAFWM-Parameter, wobei folgende Optimierungen durchgeführt wurden:

- Der erste Kompressionsring berücksichtigt die experimentell ermittelte, reibkraftbezogene Auswirkung der Kompressionsphase und jene der exothermen Expansionsphase.
- Die Reibkraftanteile der Kolbenringe des Ringpakets wurden in den geschwindigkeitshöheren Bereichen korrigiert; die Reibkraft des Ölabstreifrings und 2. Kompressionsrings ist neben der Kolbenhemdreibkraft die dominierende Kraft im hydrodynamischen Bereich.
- Durch die Erhöhung des adhäsiven Reibkoeffizienten wurden die Reibkraftspitzen und durch die Anpassung des Parameters b die Kurvenübergänge im Mischreibungsbereich entsprechend nachgebildet.

Für die Anpassung der virtuellen Sensorkraft bezüglich des Dichtringeinflusses wurde ein neues Modell zur Bestimmung der „Sealing Ring“-Reibkraft in die Simulationsumgebung implementiert. Das neue Modell wurde als „Sealing Ring – Normalkraftmodell“, kurz SNKM, bezeichnet. Mit Hilfe dieses mathematisch analytischen Modells kann die Normalkraft des Dichtrings auf die Zylinderlauffläche näherungsweise berechnet werden. Im Wesentlichen unterscheidet sich das SNK-Modell vom Ausgangsmodell durch die zusätzliche Berücksichtigung der Dichtringgeschwindigkeit. Die Normalkraft des Ausgangsmodells wurde über den Zylinderdruck und einen Skalierungsfaktor ermittelt. Mit dem Ausgangsmodell und der Anpassung der Stribeck-Parameter konnte kein zufriedenstellender Simulationsabgleich erzielt werden - das Stribeck-Reibmodell stößt hier an seine Grenzen.

Der Berechnungsvorgang und die Eingangsgrößen zur Bestimmung der „Sealing Ring“-Reibkraft sind im unteren Bereich des Aktivitätsdiagramms („Kräftegleichgewicht lösen“), welches in Kapitel 4.2.5 erläutert wurde, grafisch abgebildet. In erster Linie wird die Normalkraft über das SNK-Modell als Funktion des maximalen Zylinderdruckes, der Kurbelwinkelposition und der Position der größten positiven und negativen kurbelwinkelaufgelösten Geschwindigkeit des Dichtringgeschwindigkeitsverlaufs abgebildet. Der Kurvenverlauf dieses Modells ähnelt jenem des Zylinderdrucks und wurde mathematisch, mit Hilfe einer Gaußschen Verteilung und einer Exponentialfunktion, formuliert. Durch die Kurvenmodifikation kann der Anpressdruck des Dichtrings simuliert werden. Der Zylinderdruck hat zwar einen wesentlichen Einfluss auf den Anpressdruck, kann aber den tatsächlichen anliegenden Druck zwischen Zylinderlauffläche und Dichtring unzureichend genau beschreiben. Die Normalkraft aus dem SNK-Modell wird in der nachfolgenden Gleichung beschrieben:

$$F_{N_{seal}} = k_{scale} \cdot \left[c_1 \cdot p_{cyl_{max}} \cdot \left(e^{\left(\frac{x_{ca} - x_{m1}}{2b_1}\right)^2} + k_{seal} \cdot e^{\left(\frac{x_{ca} - x_{m2}}{-2b_2}\right)^2} \right) + c_2 \cdot (a_{seal} \cdot e^{(b_{seal} \cdot x_{ca})} + c_{seal} \cdot e^{(d_{seal} \cdot x_{ca})}) \right] \quad (5-5)$$

$F_{N_{seal}}$... Normalkraft des Dichtrings

$p_{cyl_{max}}$... globales Maximum des Zylinderdruckverlaufs

x_{ca} ... Kurbelwinkelposition [0, 720]

$a_{seal}, b_{seal}, c_{seal}, d_{seal}, k_{seal}, b_1, b_2$... SKNM – Parameter

Mit dem Skalierungsfaktor k_{scale} wird die Größe der Kontaktfläche abgeschätzt. Die Normalkraftkurve wird über die Korrekturfaktoren c_1 und c_2 begrenzt. Für c_1 und c_2 gilt:

$$c_1 = \begin{cases} 1 & \text{für } x_{ca_{shift}} < x_s = 386 \\ 0 & \text{für } x_{ca_{shift}} > x_s = 386 \end{cases} ; \quad c_2 = \begin{cases} 0 & \text{für } x_{ca_{shift}} < x_s \\ 1 & \text{für } x_{ca_{shift}} > x_s \end{cases}$$

Mit $x_{ca_{shift}} = x_{ca} - 360$ erfolgt ein Datenoffset der Kurbelwinkelposition. Die Größe x_s berechnet sich aus dem Kurbelwinkel des oberen Totpunktes und wird mit dem Zylinderdruckoffset summiert. Die Breiten der Gaußschen Glockenkurven werden über die konstanten Parameter b_1 und b_2 gesteuert.

Die Positionen der Geschwindigkeitsextremwerte und des Anpressdrucks des Dichtrings beeinflussen den verhältnismäßigen Abstand der Reibkraftextremwerte des Dichtrings. Um diesen Einfluss abzubilden, werden die Extremwerte der Dichtringgeschwindigkeit mit der Normalkraftmodellierung gekoppelt. Die Mittelwertpositionen x_{m1} und x_{m2} der einzelnen Gaußverteilungen berechnen sich aus den Extremwertpositionen des Geschwindigkeitssignals:

$$x_{m1} = \frac{x_{vel_max1} + x_{vel_max2}}{2} \tag{5-6}$$

$$x_{m2} = x_{vel_max1} - b_1 \tag{5-7}$$

$x_{vel_max1,2}$... Position der größten positiven/negativen Geschwindigkeit des Dichtrings

In **Abbildung 41** wird eine schematisch grafische Darstellung der Gleichungsterme aus (5-5) dargestellt und ebenso die Extremwertimplementierung der Dichtringgeschwindigkeit veranschaulicht.

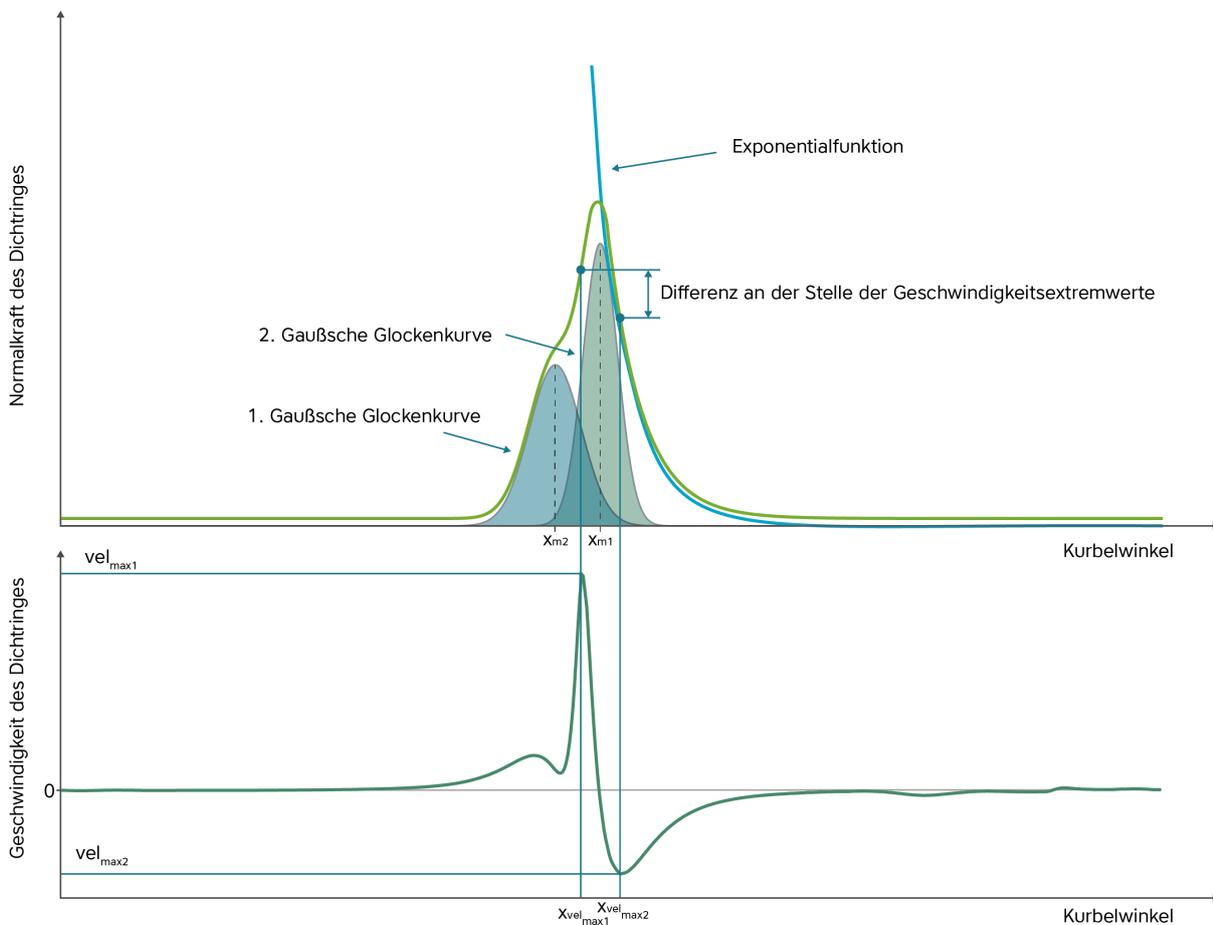


Abbildung 41: Schematische Darstellung der mathematischen Normalkraftmodellierung unter Berücksichtigung des Geschwindigkeitseinflusses des Dichtrings

Die SNKM-Parameter a_{seal} und c_{seal} werden iterativ bestimmt, sodass die Kurve des Exponentialterms bei $F_{N_{seal}}(x_{ca} = x_s)$ verläuft. Die anderen Gleichungsterme werden an dieser Stelle zu Null gesetzt (vgl. Gleichung (5-5)).

In der nachfolgenden Tabelle sind die Default-Werte des SNK-Modells für die Basiskonfiguration abgebildet:

Tabelle 4: SNKM - Parameter

a_{seal}	13534
b_{seal}	-0,05
c_{seal}	8000
d_{seal}	-0,05
k_{seal}	0,57
b_1	10
b_2	15

Die für die Berechnung der virtuellen Sensorkraft verwendete Lösung des Normalkraftmodells ist in der nachfolgenden Abbildung dargestellt.

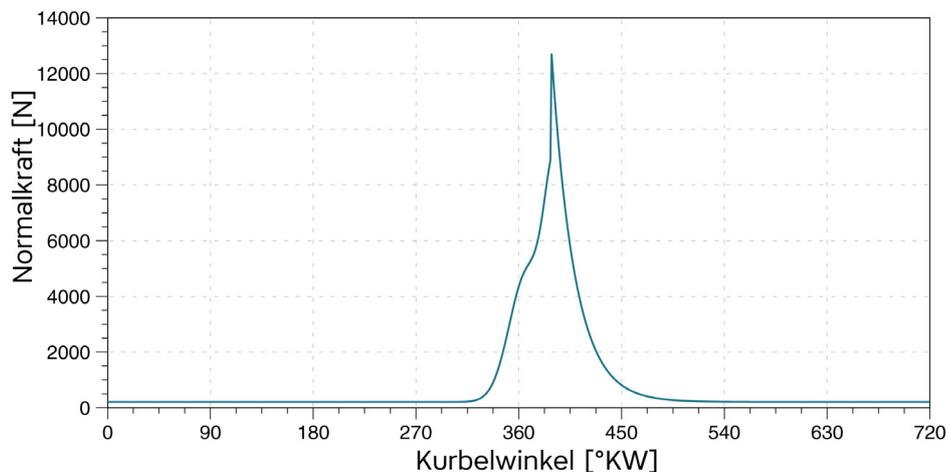


Abbildung 42: Normalkraftverlauf des Dichtrings

Für die Bestimmung geeigneter Stribeck-Parameter folgt ein iterativer Berechnungsschritt. Der Normalkraftverlauf wurde dabei mit dem Reibkoeffizienten des Stribeck-Modells multipliziert. Für den Iterationsprozess wurden zwei Reibkraftgrenzen unter Berücksichtigung der globalen Extremwerte der Ringpaketreibkraft und der gemessenen Sensorkraft eingeführt. Die Variation der Stribeck-Parameter erfolgt solange, bis eine Reibkrafttoleranz geringer als 1N erreicht wird. Die Toleranz berechnet sich aus der Differenz der Reibkraftgrenze und des berechneten Reibkraftmaximums. Variiert wurden dabei die Stribeck-Parameter C und D. Die Stribeck-Parameter A, B und F wurden als konstant angenommen. Für die Basiskonfiguration ergibt sich eine Abweichung von circa 0,8 N. Die kurbelwinkelaufgelöste

berechnete Reibkraft des Dichtrings und die zugehörigen Stribeck-Parameter sind in **Abbildung 43** ersichtlich.

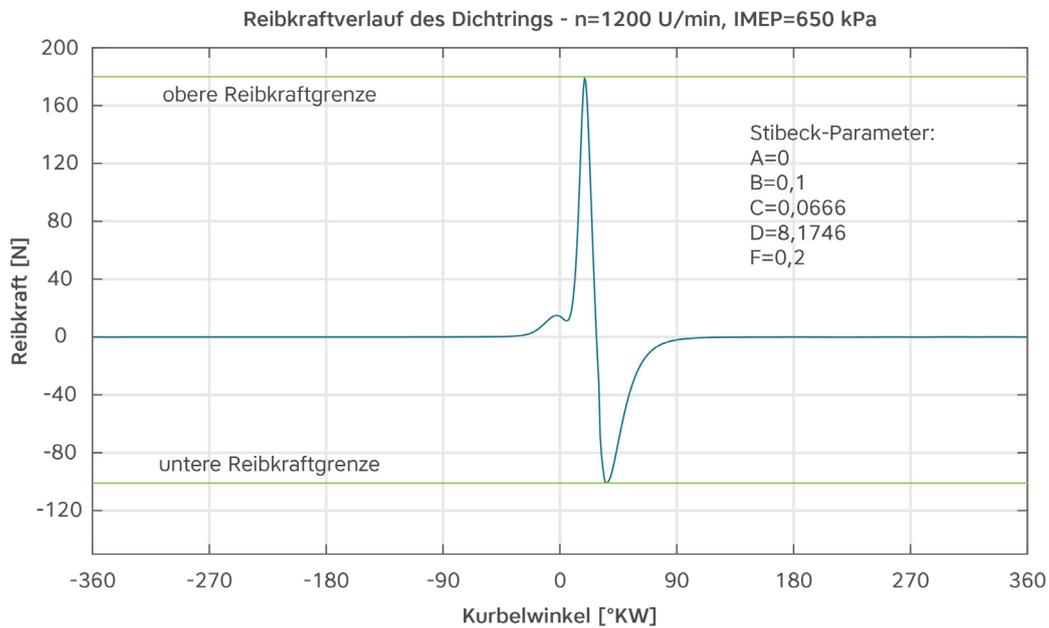


Abbildung 43: Reibkraftverlauf des Dichtrings

Die Ermittlung des Normalkraftverlaufs des SNKM sowie die iterative Berechnung der Stribeck-Parameter erfolgte im *Matlab* und wurde in weiterer Folge in die Simulationsumgebung importiert. Das optimierte Ergebnis der virtuellen Sensorkraft aus der Tribosimulation in *AVL Excite PU* ist in **Abbildung 44** dargestellt.

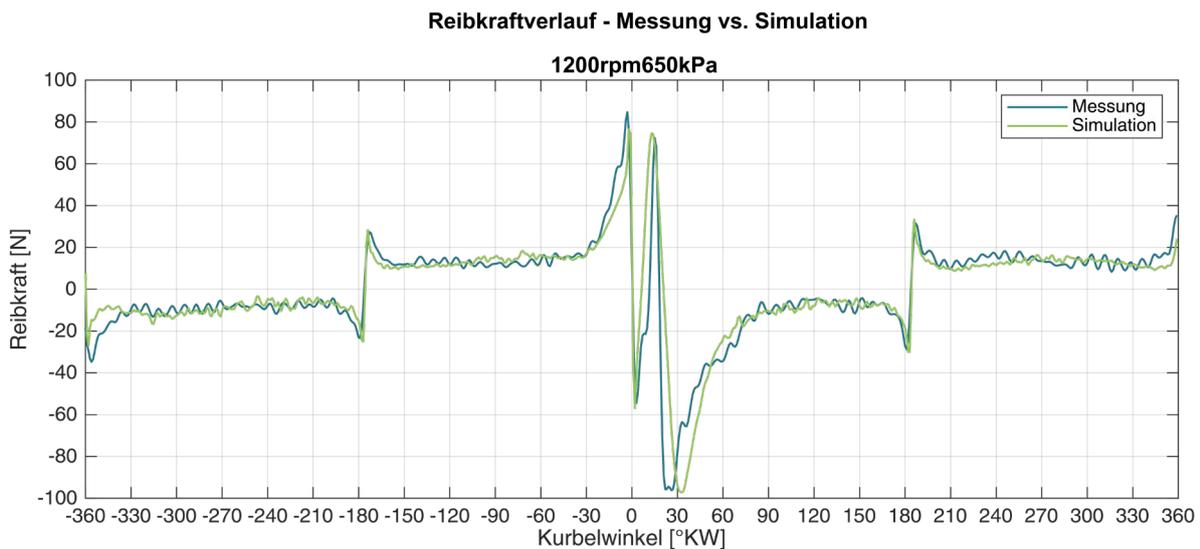


Abbildung 44: optimierte virtuelle Sensorkraft der Basiskonfiguration

Aus dem Diagramm geht hervor, dass im Ladungswechsel- und Mischreibungsbereich eine entsprechende Rekonstruktion der gemessenen Sensorkraft erreicht wurde. Durch den Aufbau eines

Normalkraftmodells und die iterative Abstimmung der Stribeck-Parameter ist zudem eine erhebliche Verbesserung der virtuellen Sensorkraft im Bereich der Kompressions- und Verbrennungsphase zu erkennen. Um den Reibeeinfluss des Dichtrings besser zu beschreiben, empfiehlt sich dennoch eine physikalische Modellierung des tribologischen Modells der Dichtring-Zylinderlaufflächen-Interaktion.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die virtuelle Sensorkraft für die Basiskonfiguration und deren Lastpunkt rekonstruiert wurde, dennoch kann das Ausmaß der „Sealing Ring“-Reibkraft und der Ringpaketreibkraft nur abgeschätzt werden. Die in der Rekonstruktion verwendeten Simulationsmodelle müssen für die Simulation höherer Lastpunkte adaptiert werden. Bei höheren Lastpunkten ist vor allem davon auszugehen, dass der Dynamikeinfluss hinsichtlich der Dichtringreibung stärker ausgeprägt ist.

5.3. Technologien-Benchmark-Vergleich von Laufflächenstrukturen

In diesem Kapitel werden systemische Simulationsauswertungen neuartiger Laufflächenstrukturen mit bereits am *AVL FRISC*-Prüfstand erprobten Laufflächenstrukturen in einem Technologien-Benchmark-Vergleich gegenübergestellt. Die experimentell validierten Laufflächenvarianten wurden durch die Generierung synthetischer Oberflächen- „Patches“ dabei in die Simulationsumgebung implementiert.

5.3.1. Versuchsprogramm und getroffene Modellannahmen

Die Oberflächendaten der bereits erprobten Zylinderlaufflächenvarianten sind in der nachfolgenden Tabelle aufgelistet, jene der synthetisch generierten Oberflächen sind dem Anhang A.1 zu entnehmen. Wie bei der Basiskonfiguration sind auch hier ähnliche Abweichungen zwischen der Tastschnittmessung und synthetisch generierten Oberfläche festzustellen.

Tabelle 5: Oberflächendaten der Zylinderlaufflächenvarianten

Variante:	L02	L03	L04
Teile-Nr.:	FL_160	FL_040_6	FL_050
Hontechnologie:	Spiralstrukturhonung	Polierhonung	Spiralstrukturhonung
Beschichtung:	LDS porenreduziert	LDS Serienbeschichtung	LDS Serienbeschichtung
Grundmaterial:	Aluminium		
Rpk [μm]:	0,083	0,033	0,065
Rk [μm]:	0,169	0,083	0,153
Rvk [μm]:	1,415	0,143	1,333
Mr1 [%]:	8,71	7,69	9,43
Mr2 [%]:	78,84	85,42	80,92
Honwinkel [Grad]	140	45	140

In Bezug auf die bereits erwähnten Reibungsvorteile von Laufflächenstrukturen (vgl. 1.2 & 2.2) wurden verschiedene Oberflächen- „Patches“ aneinandergereiht. Die Aneinanderreihung der Laufflächenstrukturen wird als Streifenhonung bezeichnet. Die nachfolgende Abbildung visualisiert schematisch die Anordnung der Laufflächenstrukturen an der Zylinderlaufbuchse.

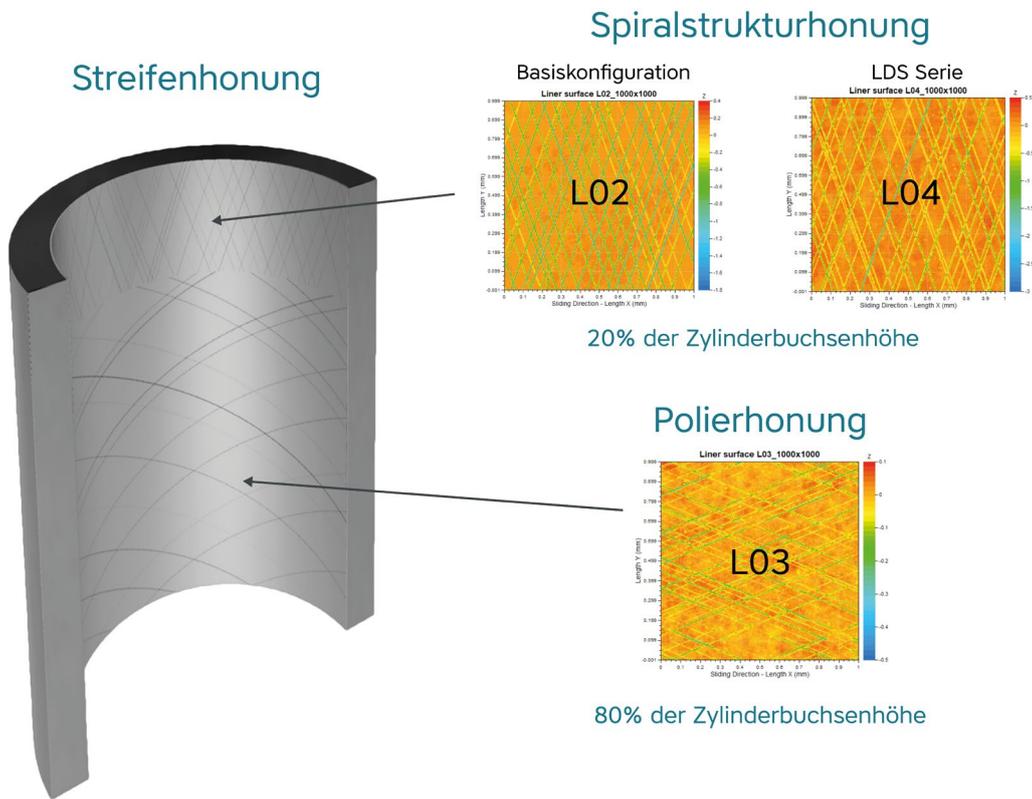


Abbildung 45: schematische Darstellung der gepaarten Honvarianten

Durch die Gegenüberstellung der Lauffächentechnologien werden die Auswirkungen der tribologischen Potenziale hinsichtlich der zusammengeführten Oberflächenstruktur simulativ überprüft. Die nachfolgende Tabelle zeigt eine Zusammenfassung des Versuchsprogramms.

Tabelle 6: Versuchsprogramm

Variante	Bezeichnung	Patch-Aufteilung bezüglich der „Liner“-Höhe
L02	Basiskonfiguration	100 %
L03	Polierhonung	100 %
L04	Spiralstrukturhonung – LDS serie	100 %
S01	Streifenhonung 1 – LDS porenreduziert	20 % L02, 80% L03
S02	Streifenhonung 2 – LDS serie	20 % L04, 80 % L03

In Abhängigkeit der „Liner“-Höhe werden die $1000 \times 1000 \mu\text{m}$ Oberflächen- „Patches“ den Knotenpunkten der kondensierten FE-Netze zugeteilt, wobei die tribologische Simulation auf Grundlage der im vorherigen Kapitel beschriebenen Rekonstruktionen durchgeführt wurde. Die **Reibkraftverläufe des „Piston-Bore-Interfaces“** wurden ausgewertet und in weiterer Folge der **Reibmitteldruck**, nach der Gleichung (2-3) (vgl. Kapitel 2.3), und die **Kolbenringverschleißrate** (vgl. Kapitel 2.1.4) mit Hilfe des in *AVL Excite P&R* implementierten Modells, basierend auf dem Verschleißmodell nach Holm-Archard [16 Chpt. 2.8], berechnet.

Auf den Oberflächeneinfluss der Zylinderlaufflächen hinsichtlich des Verschleißes kann im Rahmen dieser Arbeit nur begrenzt eingegangen werden, da experimentell ermittelte Verschleißraten für eine simulative Rekonstruktion des Verschleißmodells fehlen. Im Detail müssen daher die Verschleißkoeffizienten k_i der einzelnen Kolbenringe für quantitative Bewertungen angepasst werden, wobei auch der LAFWM-Parameter b die simulative Verschleißrate beeinflusst. Hier muss ergänzt werden, dass die Parameteroptimierung des LAFW-Modells in der Reibkraftrekonstruktion eine Verschleißratenänderung bewirkt hat, wobei diese durch die Anpassung der einzelnen Verschleißkoeffizienten der Kolbenringe kompensiert werden kann. Die Verschleißanalyse beschränkt sich daher auf qualitative Begutachtungen der summierten Kolbenring- Verschleißraten.

Der **Ölverbrauch** (LOC – „Lube Oil Consumption“) wurde aus der Gesamtheit des „Mono Component Oil Evaporation“-Modells [vgl. 16 Chpt. 3.1.1] und dem „Oil Throw-Off“-Modells [vgl. 16 Chpt. 3.2] ermittelt.

Die virtuelle Sensorkraft, der Reibmitteldruck der Kolbengruppe, die Verschleißrate des Kolbenringpakets und der Ölverbrauch der Kolbengruppe werden für jede Variante bei einem stationären Lastpunkt mit einer Drehzahl von 1200 U/min und einem indizierten Mitteldruck von 650 kPa berechnet. Anschließend der Reibkraftverlauf des Ringpakets wird für mehrere Lastpunkte ermittelt. Ausgehend davon wird mit Hilfe einer gewichteten, geglätteten, linearen Regression ein FMEP-Kennfeld des Ringpaketes für den „Patch“-Vergleich aufgebaut.

5.3.2. Ergebnisse des Technologien-Benchmark-Vergleichs

Für den systemischen Vergleich der Laufflächenvarianten wurden die tribologischen Verlustgrößen anhand der zuvor beschriebenen Methoden und Modelle ermittelt. Die über den Taktbereich summierten Ergebnisse der Simulation sind qualitativ in **Abbildung 46** abgebildet, wobei die Verlustgrößen der unterschiedlichen Laufflächenstrukturen miteinander verglichen werden.

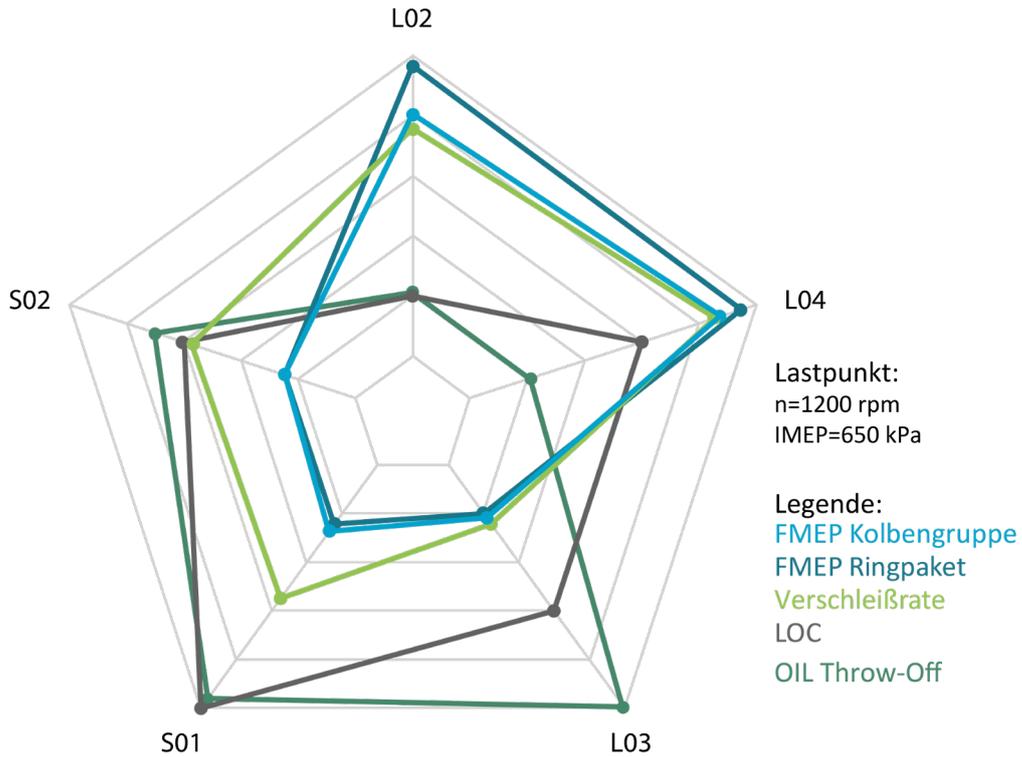


Abbildung 46: Systemische Bewertung der Verlustgrößen bezüglich des Zylinderlaufflächen-Technologie-Vergleichs

Anhand der Grafik ist zu erkennen, dass sich die Reibmitteldrücke der Polierhonung (L03), der porenreduzierten Streifenhonung (S01) und der LDS serienbeschichteten Streifenhonung (S02) geringfügig unterscheiden. Die dazugehörigen FMEP-Werte sind dem unten angeführten Balkendiagramm zu entnehmen.

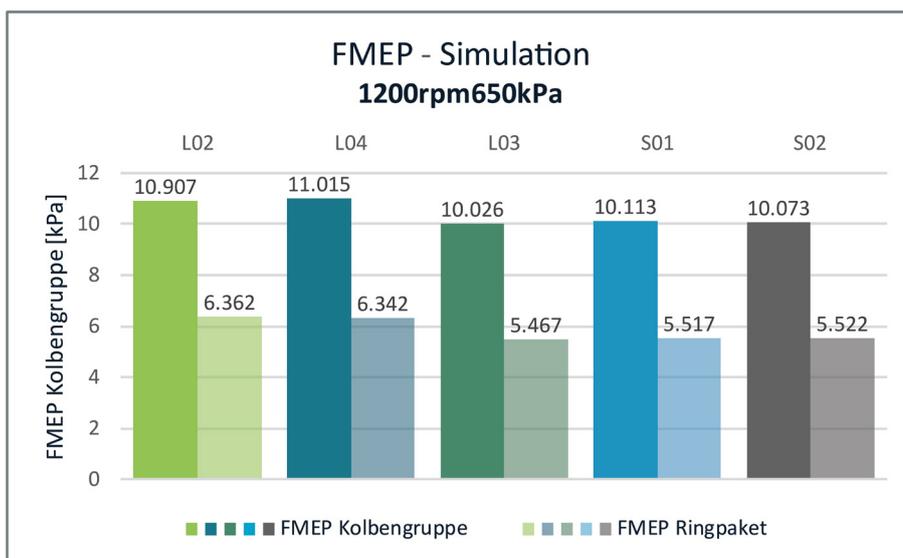


Abbildung 47: Simulativ erfasste Reibmitteldrücke der Laufflächenvarianten

Der relative Vergleich der Reibmitteldrücke in **Abbildung 47** zeigt eine Differenz der Variante S01 um 0,86 % und jener der Variante S02 um 0,47 % zur Variante L03. Im Gegensatz zur Basiskonfiguration kann eine gemittelte FMEP-Reduzierung der Streifenhonungen von 7,46 % erzielt werden.

Im Vergleich zu den messtechnisch erprobten Laufflächenstrukturen wurde eine ähnliche Tendenz der Reibmitteldrücke hinsichtlich des Oberflächeneinflusses in der Tribosimulation erzielt. (vgl. **Abbildung 47 & Abbildung 48**) Jedoch wirkt sich der Einfluss von rauen Oberflächen bezüglich der Polierhonung in der Simulation geringer aus als in der Messung ermittelt wurde. In **Abbildung 48** unterscheiden sich die FMEPs der Varianten V02/L02 um 0,381 kPa ($\cong 0,00381 \text{ bar}$), V03/L03 um 1,725 kPa ($\cong 0,01725 \text{ bar}$) sowie V04/L04 um 0,507 kPa ($\cong 0,00507 \text{ bar}$), wobei der Reibungsunterschied bei der Polierhonung am größten ist.

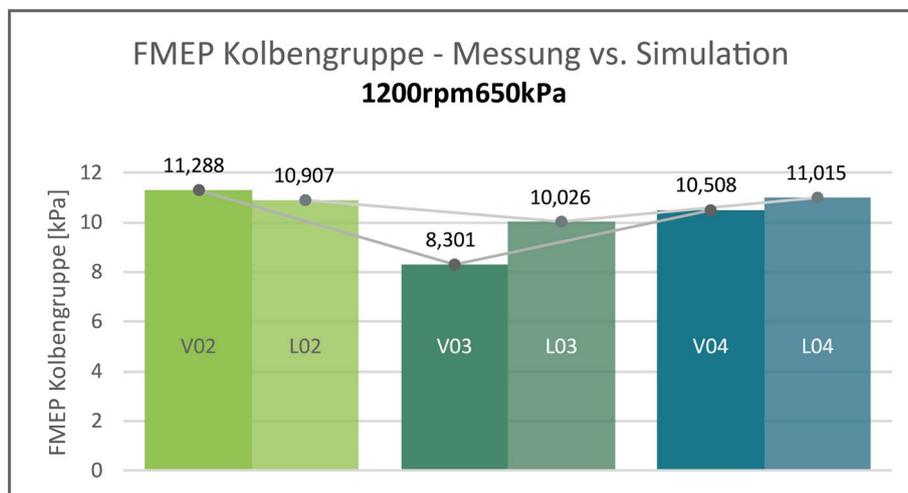


Abbildung 48: Messtechnisch erfasste Reibmitteldrücke der Laufflächenvarianten

Die zum Teil simulative höhere Reibung der Laufflächenvarianten und speziell die der Polierhonung ist auf die fehlende Berücksichtigung des Ölrückhaltevolumens der Rauheitstäler und der priorisierten Reibkraftrekonstruktion der Basiskonfiguration in der Tribosimulation zurückzuführen. An dieser Stelle werden neben der Basiskonfiguration mehrere simulative Rekonstruktionen unterschiedlicher experimentell ermittelter Reibkraftverläufe der Laufflächenstrukturen empfohlen, um mittels der korrigierten Invariablen ein empirisches Modell zur Berücksichtigung des Oberflächeneinflusses im Simulationsmodell zu generieren, sodass ein entsprechender Variantenvergleich erfolgen kann.

Da die Streifenhonung S01 & S02 großteils die Laufflächenstruktur der Polierhonung einschließt ist davon auszugehen, dass auch diese größere Reibungspotenziale aufweisen als in der Simulation abgebildet werden kann.

Vergleicht man dennoch die simulativen Reibkraftkurven der Streifenhonvarianten mit der Basiskonfiguration, so sind auch hier Reibkraftvorteile in den geschwindigkeitshöheren Bereichen zu erkennen. (siehe **Abbildung 49** und **Abbildung 50**)

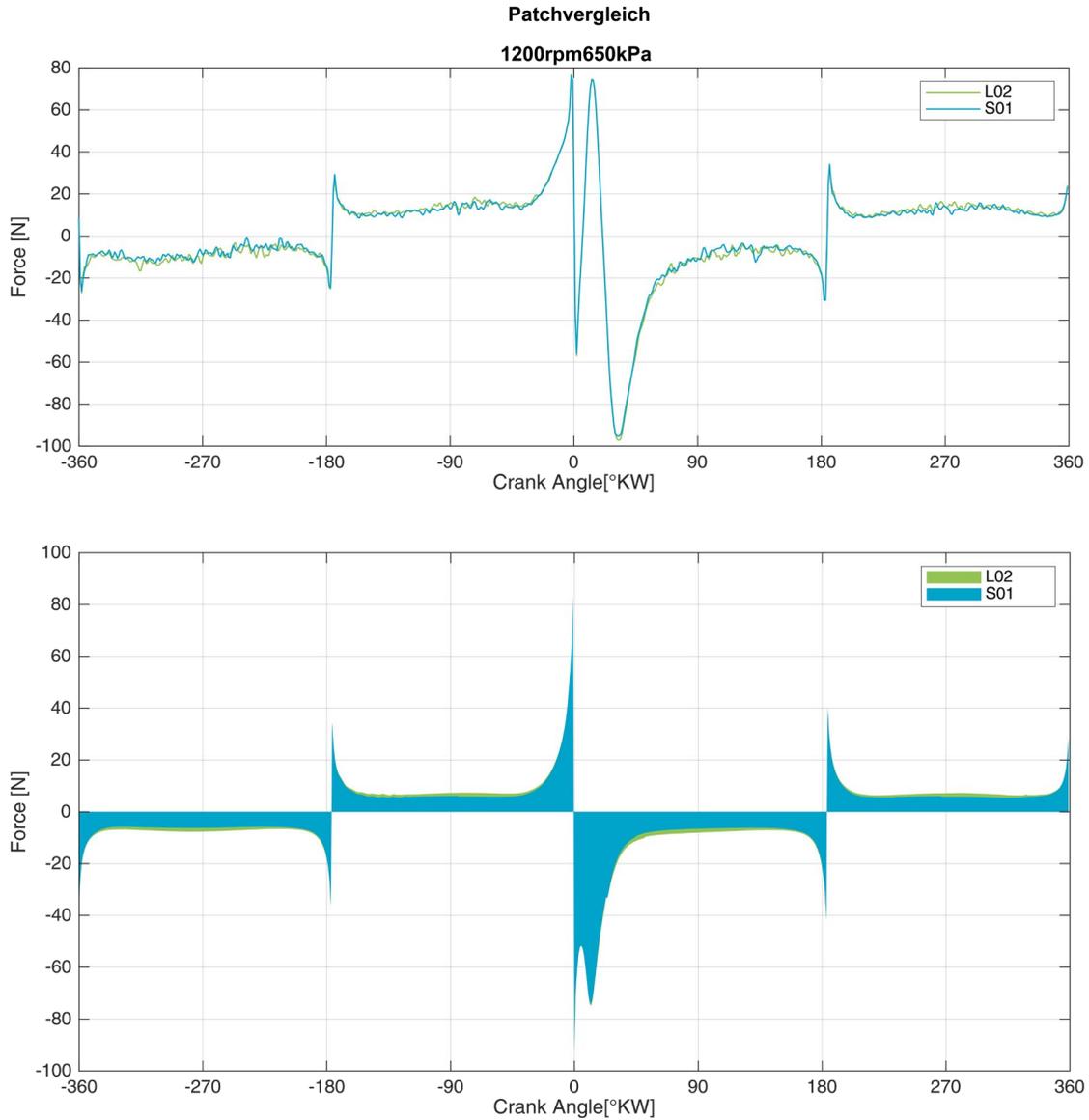


Abbildung 49: Vergleich der virtuellen Reibkraftverläufe – L02 vs. S01

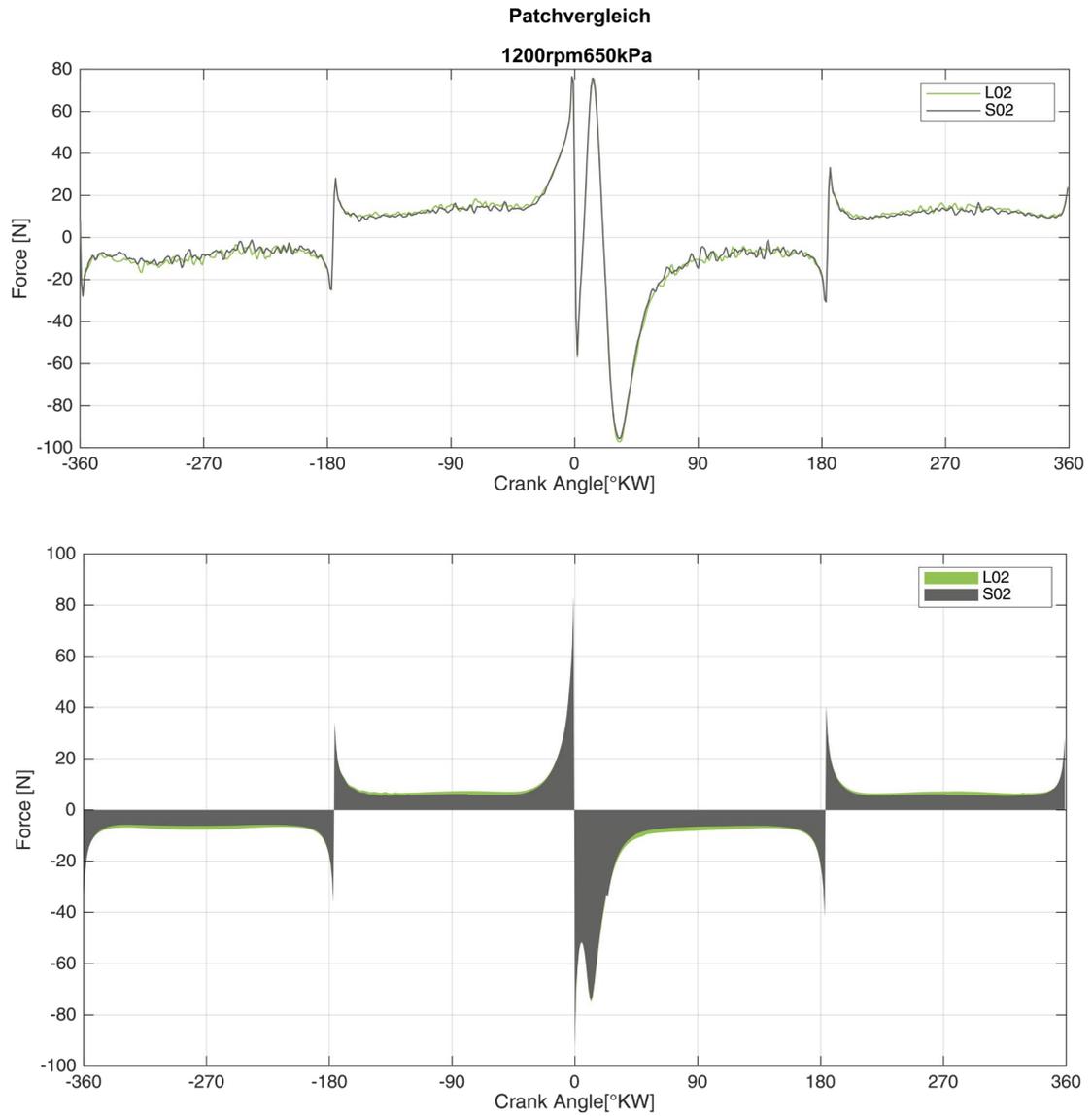


Abbildung 50: Vergleich der virtuellen Reibkraftverläufe – L02 vs. S02

Die Reibungsauswirkungen des Oberflächeneinflusses höherer Lastpunkte hinsichtlich des Kolbenringpakets werden in **Abbildung 51** in Form eines FMEP-Kennfeldes dargestellt.

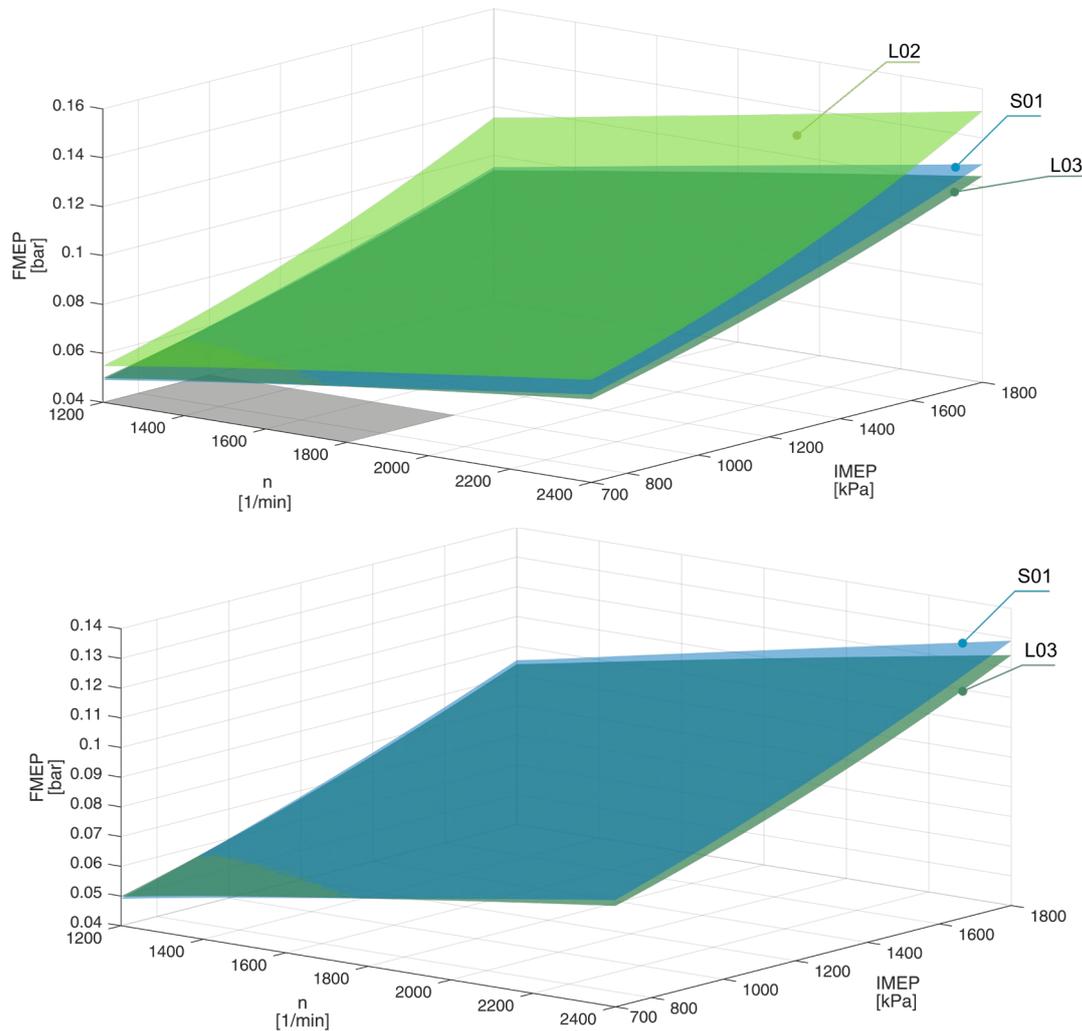


Abbildung 51: FMEP- Kennfeldvergleich der Varianten L02, S01 und L03 hinsichtlich des Kolbenringpakets

Im Kennfeld ist festzustellen, dass sich bei zunehmendem indiziertem Mitteldruck der Reibungsunterschied der simulativ untersuchten Laufflächenvarianten im Vergleich zur Basiskonfiguration vergrößert. Bei niedrigerer Last (grau markiert bzw. untere Grafik) sind geringfügige Reibungsvorteile der Streifenhonung im direkten Vergleich zur Polierhonung sichtbar.

Betrachtet man rückblickend die in **Abbildung 46** simulativ erfassten Verschleißraten, so sind auch hier signifikante Vorteile der Streifenhonungen im Vergleich zu den Spiralstrukturhonungen zu erkennen. Die geringste Verschleißrate hinsichtlich des Kolbenringpakets ist der Variante L03 mit dem glattesten Oberflächenplateau zuzuordnen. Die Streifenhonvarianten S01 & S02 unterscheiden sich hinsichtlich der Verschleißrate nur geringfügig voneinander.

Im Benchmark-Vergleich wurden auch die Ölverbräuche der einzelnen Zylinderlaufflächenvarianten gegenübergestellt. Der gesamte Ölverbrauch setzt sich aus der Schmierölverdunstung („Evaporation“)

an der Zylinderlauffläche und dem, in den Brennraum geführten, Schmieröl („Throw Off & Reverse Oil-Blow) zusammen. Im Netzdiagramm (siehe **Abbildung 46**) sind zudem der gesamte Ölverbrauch und der „Throw Off“ der tribologischen Systeme zu sehen. Es wurde festgestellt, dass die unterschiedlichen Zylinderlaufflächen keine signifikanten Unterschiede hinsichtlich des Ölverbrauchs aufweisen. Im direkten Schmierstoffverlustvergleich der Spiralstrukturhonungen L02/L04, Polierhonung L03 und Streifenhonungen S01/S02 (siehe **Abbildung 52**) macht sich lediglich ein geringer Vorteil der Variante L02 bemerkbar.

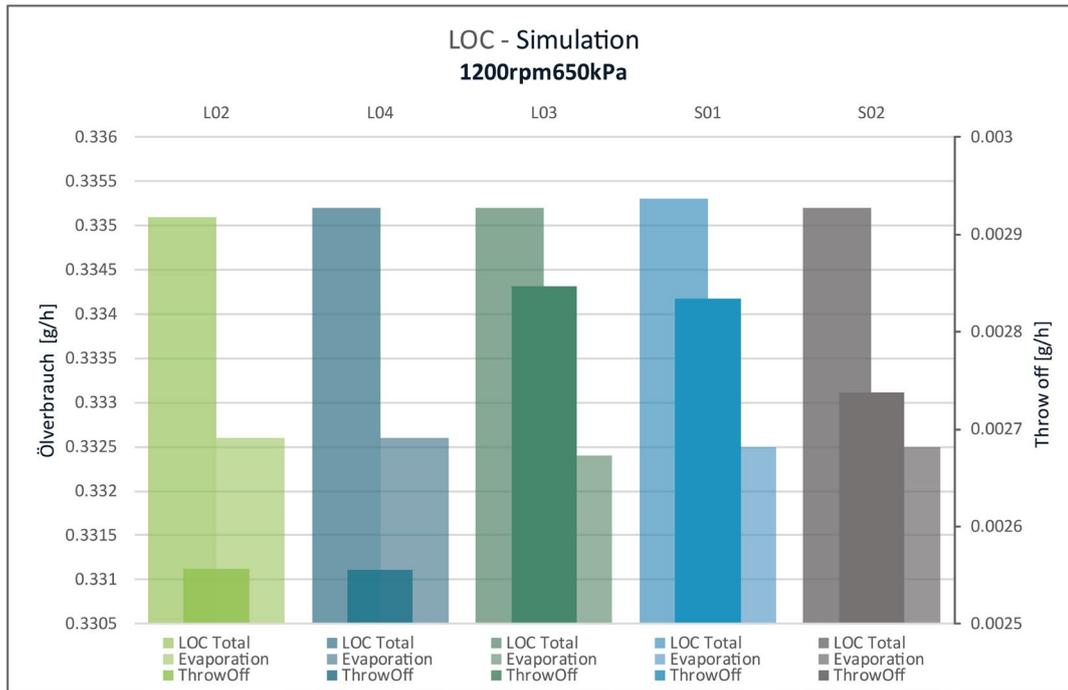


Abbildung 52: Vergleich des simulativ erfassten Ölverbrauchs der Zylinderlaufflächenvarianten

Die Variante L03 schneidet im Vergleich zu den anderen Varianten in Bezug auf den „Throw-Off“ am schlechtesten ab. Das ist möglicherweise auf die glattere Oberfläche zurückzuführen. Auch hier kann davon ausgegangen werden, dass die realen Auswirkungen der verglichenen rauen Oberflächen hinsichtlich des Ölverbrauches größer sind, da in der Simulation das Ölrückhaltevolumen nicht berücksichtigt wird.

Insgesamt zeigt sich, dass die Variante S02 ein ausgeglichenes Reibungs-, Verschleiß- und LOC-Verhalten auf Basis der simulativ berechneten Ergebnisse aufweist. Zudem wird eine physische Verifizierung und Validation der Streifenhonvarianten empfohlen, um infolgedessen die tatsächlichen tribologischen Auswirkungen zu bewerten. Das tribologische Potenzial, hinsichtlich der messtechnisch erfassten Reibkraftverläufe, kann durch die in dieser Arbeit behandelten Simulationen nur teilweise abgebildet werden. Daher sind entsprechende Modellerweiterungen und -adaptionen notwendig, um einen optimierten systemischen Vergleich zu ermöglichen.

6. Zusammenfassung & Ausblick

Im Zuge dieser Masterarbeit wurden die Interaktionen zwischen den Triboelementen der Kolbengruppe simulativ untersucht, wobei tribologische Untersuchungen neuer Laufflächenstrukturen im Vordergrund standen. Die am *AVL FRISC*-Prüfstand ermittelte Reibkraft einer Basiskonfiguration wurde dabei in der Software *AVL Excite PU* rekonstruiert. Die tribologischen Verlustgrößen hinsichtlich der Laufflächenvarianten einer Spiralstruktur-, Polier- und Streifenhonung wurden ermittelt und in einem Technologie-Benchmark-Vergleich auf Basis der Rekonstruktion gegenübergestellt.

Aufgrund der komplexen Thematik der simulativen und experimentellen Tribologie hinsichtlich des PBI in einem Verbrennungskraftmotor, wurde die Vorgehensweise einer Reibungs- und Verschleißanalyse mit Hilfe der Modellierungssprache SysML dokumentiert, wobei der Fokus auf die Vorgehensbeschreibung einer nachfolgenden Tribosimulation gelegt wurde. Das beschreibende SysML-Systemmodell wurde mit der Software *MID Innovator* [63] – Version 14.1 aufgebaut und dem Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik an der Technischen Universität Graz zur Verfügung gestellt. Durch die Systemarchitektur werden zusätzliche Verknüpfungen und Schnittstellenanbindungen zu weiteren technischen Disziplinen ermöglicht. Über das Tool *smartfacts* [64] sind ein Datenaustausch zwischen verschiedenen Toolketten sowie die Dokumentation von Testkonfigurationen und von tribologischen Erkenntnissen einer Untersuchung möglich. Die Ausführung eines solchen Datenaustausches wurde in der Masterarbeit nicht berücksichtigt. Mit diesem SysML-Systemmodell soll die Rückverfolgbarkeit tribologischer Berechnungen erleichtert werden, indem die verwendeten Eingangsparameter für die Reibungs- und Verschleißanalyse bzw. speziell für die simulative tribologische Untersuchung nachvollziehbar dokumentiert sind. Durch die modellbasierte Rückverfolgbarkeit soll auch die zukünftige Rekonstruktion experimentell ermittelter Größen erleichtert werden.

In weiterer Folge wurde die am *AVL FRISC*-Prüfstand experimentell erfasste Sensorkraft eines stationären Lastpunktes, welche den Reibkraftverlauf der Kolbengruppe repräsentiert, simulativ mit dem Softwarepaket *AVL Excite* rekonstruiert. Um den tatsächlichen Oberflächeneinfluss technischer Oberflächen zu berücksichtigen, wurde zusätzlich eine synthetische Oberfläche mittels der Software *Gwyddion* für die Rekonstruktion in Form von 3D-Rauheitsdaten generiert. Zusammengefasst ist diese Form der synthetischen Oberflächengenerierung sehr zeitintensiv und funktionsunabhängig, was den Abgleich mit gemessenen Rauheitsparametern erschwert. Da *Gwyddion* eine „Open Source“-Anwendung ist, die auf der Programmiersprache *Python* basiert, kann eine funktionsabhängige Erweiterung der Oberflächengenerierung durch die Integration von 2D-gemessenen Rauheitsparametern in *Gwyddion* implementiert werden. Eine weitere Möglichkeit wäre die Erstellung von synthetischen Oberflächen durch mikroskopische Bildaufnahmen. Dabei kann die reale Struktur erfasst werden, wobei die Höheninformation der Rauheitsprofile bekannt sein muss. Zu diesem Zweck müssten 3D-Oberflächenmessdaten für Validierungs- und Verifizierungsmaßnahmen zur Verfügung stehen. Die für die Rekonstruktion und für den Technologie-Benchmark erstellten gemittelten Flächenrauheitskennwerte der

synthetischen Oberflächen weisen im Vergleich zu den gemittelten Linienrauheitskennwerten der Tastschnittmessung eine Abweichung von circa 5-30% auf.

Eine erfolgreiche Rekonstruktion der virtuellen Reibkraft hinsichtlich des *AVL FRISC*-Prüfstandes bzw. einer Reibungs- und Verschleißverhaltensprognose hängt im Wesentlichen von den Invariablen der verwendeten Struktur- und Reibungsmodelle ab. Des Weiteren sind Datenmanipulationen der Simulationseingangsgrößen, die vom Prüfstand generiert wurden, notwendig. Die Datenauflösung spielt dabei eine wichtige Rolle, um mögliche Unstetigkeiten in den Ergebnissen zu vermeiden. Die gemessene Sensorkraft der Basiskonfiguration (Lastpunkt: $n = 1200 \text{ U/min}$, $p_{mi} = 650 \text{ kPa}$; Zylinderlaufflächenbearbeitung: Spiral-Struktur-Honung mit einer porenreduzierten LDS-Beschichtung) wurde adäquat nachgebildet. Jedoch konnte der Oberflächeneinfluss, aufgrund der fehlenden Berücksichtigung des Ölrückhaltevolumens, in der Simulation nur teilweise über die Korrektur von konstanten Modellparametern erfolgen. Durch den Technologien-Vergleich wird jedoch der Oberflächeneinfluss in Bezug auf die unterschiedlichen Laufflächenstrukturen in einer geringen Ausprägung aufgezeigt. Das aus dem experimentellen Technologien-Benchmark ersichtliche Potenzial konnte in der Simulation in einem vergleichbaren Ausmaß nicht dargestellt werden. Diesbezüglich sind weitere Maßnahmen zur Modellbildung hinsichtlich des Ölrückhaltevolumens in der Simulation zu treffen. Um die Simulationsgüte der Testkonfiguration zu erhöhen, müssen auch dreidimensional vermessene Rauheitsparameter der zu untersuchenden Wirkflächen zur Verfügung stehen. Hierfür wäre ein im Vorfeld definiertes Messprogramm für die Oberflächenvermessung erforderlich.

Zusammengefasst ist die Rekonstruktion der virtuellen Sensorkraft ein iterativer Prozess, wobei mehrere Toolketten zur Anwendung kommen. Das *AVL Excite PU*- Simulationsmodell wurde um ein mathematisches Modell zur Beschreibung der Dichtringreibkraft erweitert. Im Zuge der Erstellung des Dichtringmodells, wurden weitere Erkenntnisse über mögliche Zusammenhänge des Dichtringeinflusses aufgezeigt. Das im Ausgangsmodell implementierte Dichtringmodell konnte den Dichtringeinfluss nur beschränkt abbilden. Für weitere simulative tribologische Untersuchungen hinsichtlich des virtuellen Prüfstands und dessen Dichtringeinflusses wird ein Aufbau eines physikalischen Modells zur Bestimmung der Anpresskraft des Dichtrings empfohlen.

Im Technologie-Benchmark-Vergleich konnten Reibungskraftvorteile der Streifenhonvarianten im Vergleich zu den Spiralstrukturhonvarianten beobachtet werden. Vor allem im Bereich niedriger Lastpunkte machen sich Reibungsvorteile gegenüber der Polierhonung bemerkbar. Für zukünftige verbesserte Reibkraftprognosen sind Plausibilitätsversuche der Streifenhonvarianten unbedingt erforderlich. Aus systemischer Sicht kann der Einsatz einer LDS-serienbeschichteten Streifenhonung (S02) tribologische Vorteile aufweisen, wobei diese mit Ungenauigkeiten behaftet sind. Um das tatsächliche tribologische Potenzial herauszufinden, müssen systemische tribologische Messungen am Prüfstand unter gleichen Betriebsbedingungen erfolgen. Die daraus gewonnenen Daten können für weitere Simulationsmodelloptimierungen herangezogen werden.

Da die Betrachtung stationärer Lastpunkte nicht der Realität eines im Feld betriebenen Verbrennungskraftmotors entspricht, wird eine tribologische Untersuchung unter einem instationären Betrieb am Prüfstand und in der Simulation empfohlen. Dabei kann die „worldwide harmonized light-duty vehicles test procedure“ – WLTP als Vergleichsbasis tribologischer Untersuchungen am Kraftfahrzeug dienen. Bezogen auf die Gesamtfahrzeugebene können gewisse betriebszustandsbezogene Eingangsparameter, ausgehend von einer Testkonfiguration und einem Testzyklus, entweder über ein Simulink-Modell, wie es in **Abbildung 53** ersichtlich ist, oder über einen Rollenprüfstand ermittelt werden.

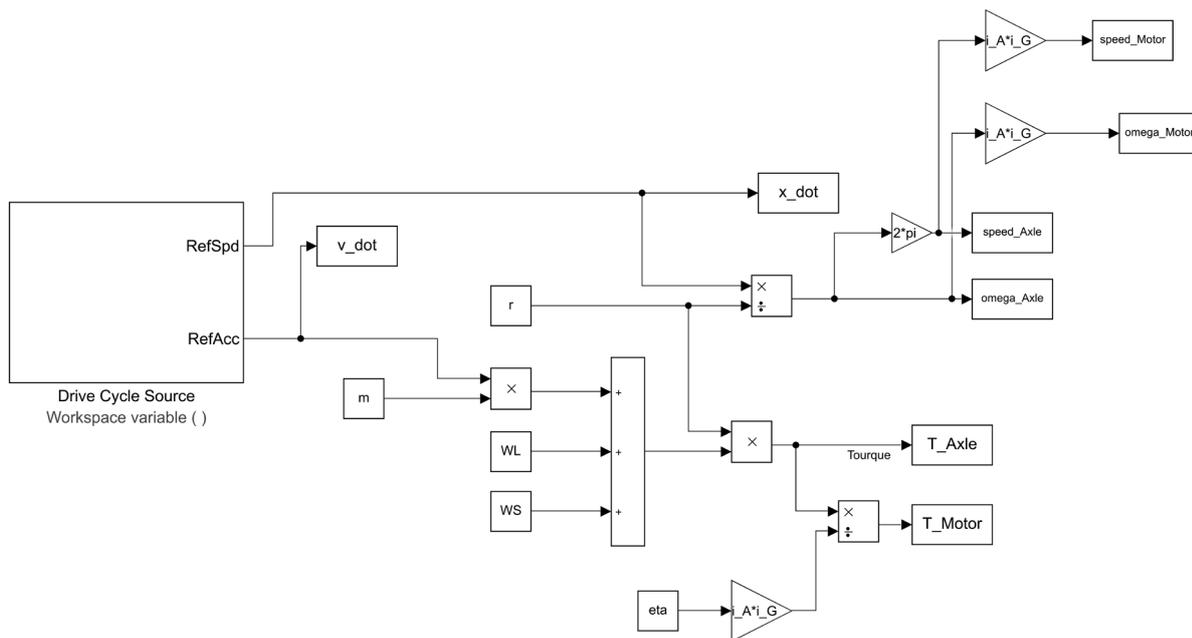


Abbildung 53: Ermittlung der Motordrehzahl und des Motormoments über einen Testzyklus in der Software Simulink

Der zeitaufgelöste Zylinderdruck kann entweder über den *AVL FRISC*- Prüfstand erfasst, oder durch eine 3D-CFD-Simulation ermittelt werden. In weiterer Folge wäre der Aufbau einer zeitlich aufgelösten FMEP-Kurve möglich. Dadurch wird ein systemischer Benchmark-Vergleich hinsichtlich eines Testzyklus ermöglicht.

7. Literaturverzeichnis

- [1] Österreich - Verbrauch von Erdölprodukten nach Produkt 2018 | Statista, <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/808627/umfrage/verbrauch-von-erdoelprodukten-in-oesterreich-nach-produkt/> [Zugriff am: 17.10.2019].
- [2] Pkw-Neuzulassungen in Deutschland - Kraftstoffverbrauch 2018 | Statista, <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/185831/umfrage/kraftstoffverbrauch-von-neuzugelassenen-pkw-in-deutschland/> [Zugriff am: 17.10.2019].
- [3] Das Übereinkommen von Paris, 2020, https://www.oesterreich.gv.at/themen/bauen_wohnen_und_umwelt/klimaschutz/1/Seite.1000325.html [Zugriff am: 05.03.2020].
- [4] Dipl.-Ing. Dipl.-Wirt. Ing. Christian Kehren, Dr.-Ing. M. Plettenberg, Dr.-Ing. T. Uhlmann, Dipl.-Ing. (FH) F.-G. Hermsen, M.Sc. S. Yadla: Hybridantriebe – kalte Herausforderung für die Reibungsreduzierung von Verbrennungsmotoren. *In: : Reibung in Antrieb und Fahrzeug 2018.*
- [5] Ökobilanz alternativer Antriebe, <https://www.umweltbundesamt.at/fileadmin/site/publikationen/REP0440.pdf> [Zugriff am: 20.11.2019].
- [6] Michael Howlett, Bernhard Enzi, Georg von Falck, Wolfgang Schoeffmann, Reinhold Haslinger and Mario Brunner: CO₂ Reduction Potential through Improved Mechanical Efficiency of the Internal Combustion Engine: Technology Survey and Cost-Benefit Analysis. *In: SAE International Journal of Engines (2013), Vol. 6, No. 1, 647-658 (12 pages).*
- [7] Josef Edtmayer, Hannes Hick, Simon Walch *et al.*: Kombinierte Tribosystemanalyse des Kontaktes Kolben-, Ringpaket/Zylinderlaufbahn auf Basis von Floating Liner Untersuchungen. *In: 58. Tribologie-Fachtagung: Reibung, Schmierung und Verschleiß - Forschung und praktische Anwendungen (2017).*
- [8] Hannes Hick, Josef Edtmayer, Simon Walch, Hans-Peter Böhm, Siegfried Lösch, Martin Jech, Thomas Wopelka: Emissionsreduktion und Reibungs- und Verschleißverhalten, 2018, https://doi.org/10.1007/978-3-658-25302-8_7 [Zugriff am: 15.01.2020].
- [9] *Czichos, H.; Habig, K.-H.: Tribologie-Handbuch.* Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2015.
- [10] Power train | Vibracoustic, <https://www.vibracoustic.com/de/node/231> [Zugriff am: 13.11.2019].
- [11] Thomas Hellwig: Simulation der Kolbengruppe und deren Interaktion mit der Zylinderlaufbahn. Fakultät für Maschinenwesen, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen - Technische Universität München, 2015.
- [12] Brütsch/Rüegger Gruppe: Oberflächenkenngrößen und Messbedingungen.
- [13] *Bartel, D.: Simulation von Tribosystemen – Grundlagen und Anwendungen.* Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, Wiesbaden, 2010.
- [14] Dipl.-Ing. G. v. Tardy: Berechnung elastohydrodynamischer Systeme mit 1ex127-.45ex51275u-berlagertem Wandkontakt.

- [15] *Offner, G.*: Mathematische Modellierung des Kolben-Zylinder-Kontakts in Verbrennungskraftmaschinen und numerische Simulation des durch mechanischen Kolbensschlag angeregten Körperschalls, 2000.
- [16] AVL List GmbH - AST: Advanced Simulation Technologies - Software Documentation – EXCITE™ Piston&Rings Theory 2018.
- [17] AVL List GmbH - AST: Advanced Simulation Technologies - Software Documentation – EXCITE™ Power Unit User Guide 2018.
- [18] H. Vogel: Das Temperaturabhängigkeitsgesetz der Viskosität von Flüssigkeiten. *In: Physikalische Zeitschrift* vol. 22 (1921), S. 645.
- [19] Richard van Basshuysen, Fred Schäfer Hrsg.: Handbuch Verbrennungsmotor. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2015.
- [20] Heinrich Hertz: Über die Berührung fester elastischer Körper. *In: Journal für die reine und angewandte Mathematik* (1881), S. 156-171.
- [21] *Greenwood, J.A.; Tripp, J.H.*: The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces. *In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 185 (1970), Heft 1, S. 625-633.
- [22] *Offner, G.; Knaus, O.*: A Generic Friction Model for Radial Slider Bearing Simulation Considering Elastic and Plastic Deformation. *In: Lubricants* 3 (2015), Heft 3, S. 522-538.
- [23] J.F. Archard: Wear theory and mechanisms. *In: Wear control handbook* (1980).
- [24] *J.F. Archard, W.H.*: The wear of metals under unlubricated conditions. *In: Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences* 236 (1956), Heft 1206, S. 397-410.
- [25] Stefan Riedel, Roman Viets, Bin Lao: Aluminium versus Gusseisen mit Lamellengrafit – Werkstoff-Konkurrenten in der Zylinderkurbelgehäuse-Fertigung (2015), Heft 102, S. 40-47.
- [26] Mahle GmbH: Kurbelgehäuse und Zylinderlaufbuchsen, https://link.springer.com/content/pdf/10.1007%2F978-3-658-09546-8_5.pdf, 2015.
- [27] Gehring Technologies GmbH: Nanohonen – Aufrauen - Beschichten - Honen, 2018 [Zugriff am: 20.01.2020].
- [28] Florian Welzel: Tribologische Optimierung von Zylinderlaufflächen in Verbrennungsmotoren aus fertigungstechnischer Sicht. Fakultät für Maschinenbau der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2014.
- [29] Thomas Hoen, Josef Schmid, Walter Stumpf: Weniger Verschleiß und Ölverbrauch durch Spiraleithonung bei Deutz-Motoren. *In: MTZ* (2009), Heft 70.
- [30] Elgan: Neue Honwerkzeuge mit einem Design für die Zukunft, 2020, <https://www.fertigung.de/messe-specials/emo/elgan-neue-honwerkzeuge-mit-einem-design-fuer-die-zukunft-212.html> [Zugriff am: 05.03.2020].
- [31] *Lösch, S.; Priestner, C.; Thonhauser, B. et al.*: Advances in Determination of Piston Group Friction Losses at High Speeds and Loads using the AVL FRISC Single-Cylinder Engine (Zuverlässige Messung der Kolbengruppenreibung bei hohen Drehzahlen und Lasten mit dem AVL-FRISC-Einzylindermotor). *In: Liebl, J.* (Hrsg.): Reibungsminimierung im Antriebsstrang 2015 – Effiziente

- Wege finden 4. ATZ-Fachtagung, Proceedings. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2018, S. 179-197.
- [32] *Walch, S.; Hick, H.; Edtmayer, J. et al.*: Multimethod Concept for Continuous Wear-Analysis of the Piston Group. *In*: : SAE Technical Paper Series, SAE Technical Paper Series. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2018.
- [33] AVL: AVL Kraftstoffverbrauchs-messung am Motorenprüfstand und im Fahrzeug, https://www.avl.com/html/static/ITS_ONLINE/PDFs/D/7_TESTING_EQUIPMENT_5_D.pdf [Zugriff am: 06.03.2020].
- [34] AVL List GmbH: Ernst Winkelhofer, Siegfried Lösch, Stefan Satschen, Bernhard Thonhauser: Reduction of Friction Losses by Means of Cylinder Liner Offset in a Floating Liner Single Cylinder Engine. *In*: SAE Japan (2017).
- [35] Mahle GmbH (*Hrsg.*): Kolben und motorische Erprobung. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2015.
- [36] *Stachowiak, H.*: Allgemeine Modelltheorie. Springer, Wien, 1973.
- [37] *Eigner, M.; Gerhardt, F.; Gilz, T. et al.*: Informationstechnologie für Ingenieure. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2012.
- [38] *Eigner, M.; Roubanov, D.; Zafirov, R.*: Modellbasierte virtuelle Produktentwicklung. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2014.
- [39] *Hick, H.; Bajzek, M.; Faustmann, C.*: Definition of a system model for model-based development. *In*: SN Applied Sciences 1 (2019), Heft 9, S. 15.
- [40] Friedenthal, S., Greigo, R., Sampson, M.: INCOSE MBSE Roadmap – in „INCOSE Model Based Systems Engineering (MBSE) Workshop Outbrief“ (2008), S. 6.
- [41] Eigner, M., Gilz, T. and Zafirov, R.: Proposal for functional product description as part of a PLM solution in interdisciplinary product development. *In*: Proceedings of DESIGN 2012, the 12th international design conference (2012), S. 1667-1676.
- [42] Jeff A. Estefan: Survey of MBSE Methodologies. California Institute of Technology, 2008.
- [43] About the OMG System Modeling Language Specification Version 1.0, <https://www.omg.org/spec/SysML/1.0> [Zugriff am: 28.01.2020].
- [44] *Schamai, W.*: Application of a Model Based Specification Approach in an Industrial Environment.
- [45] Capella MBSE Tool - Arcadia, 2020, <https://www.eclipse.org/capella/arcadia.html> [Zugriff am: 28.01.2020].
- [46] *Scaglioni, B.*: ModelicaML - A UML Profile for Modelica - OpenModelica, 2020, <https://openmodelica.org/?id=139:modelicaml&catid=10:main-category> [Zugriff am: 13.03.2020].
- [47] *Dastani, M.; Sirjani, M.*: Fundamentals of Software Engineering, Heft 9392, Springer International Publishing, Cham, 2015.
- [48] Tim Weilkens: Systems Engineering mit SysML/UML. dpunkt.verlag, 2014.
- [49] *Merker, G.P.; Teichmann, R.*: Grundlagen Verbrennungsmotoren. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2019.

- [50] IME - Tribologische Untersuchungen, 2020, <https://www.tugraz.at/institute/ime/forschung/tribologie-und-antriebstechnik/tribologische-untersuchungen/> [Zugriff am: 09.03.2020].
- [51] *Patir, N.; Cheng, H.S.*: An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication. *In: Journal of Lubrication Technology* 100 (1978), Heft 1, S. 12-17.
- [52] Richard Stribeck: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. *In: Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiet des Ingenieurwesens, insbesondere aus den Laboratorien der technischen Hochschulen* (1903), Heft 7.
- [53] Hannes Hick; Simon Walch; Josef Edtmayer *et al.*: Implementierung einer kombinierten Verschleiß- und Reibanalyse an einem Einzylinder Forschungsmotor. *In: Reibungsminimierung im Antriebsstrang* 2016 (2016).
- [54] AVL List GmbH: AVL EXCITE POWER UNIT Version 2018 [Software], <https://www.avl.com/de/excite> [Zugriff am: 24.03.2020].
- [55] AVL List GmbH: AVL EXCITE PISTON & RINGS, Version 2018 [Software], <https://www.avl.com/de/excite> [Zugriff am: 24.03.2020].
- [56] AVL List GmbH: AVL PUMA, https://www.avl.com/html/static/ITS_ONLINE/PDFs/D/13_TESTING_TOOLS_1_D.pdf [Zugriff am: 26.03.2020].
- [57] AVL List GmbH: AVL IndiModul, https://www.avl.com/documents/10138/885893/DataSheet_622.pdf [Zugriff am: 26.03.2020].
- [58] AVL List GmbH: AVL IndiCom, <https://www.avl.com/documents/10138/885893/IndiCom+Product+Folder.pdf> [Zugriff am: 26.03.2020].
- [59] AVL List GmbH: AVL CONCERTO 5™ - Enterprise Data Management, 2020, <https://www.avl.com/web/guest/-/avl-concerto-5-> [Zugriff am: 26.03.2020].
- [60] *Edtmayer, J.; Lösch, S.; Hick, H. et al.*: Comparative study on the friction behaviour of piston/bore interface technologies. *In: Automotive and Engine Technology* 4 (2019), 3-4, S. 101-109.
- [61] AVL List GmbH: Sliding Contact Analysis, Mixed Lubrication Contact, Friction & Wear.
- [62] Gwyddion – Free SPM (AFM, SNOM/NSOM, STM, MFM, ...) data analysis software, 2020, <http://gwyddion.net/> [Zugriff am: 08.05.2020].
- [63] MID GmbH: Innovator Enterprise Modeling Suite | MID GmbH, <https://www.mid.de/leistungen/tools/innovator> [Zugriff am: 30.01.2020].
- [64] MID GmbH: smartfacts, 2020, <https://www.smartfacts.com/> [Zugriff am: 08.05.2020].

A. Anhang

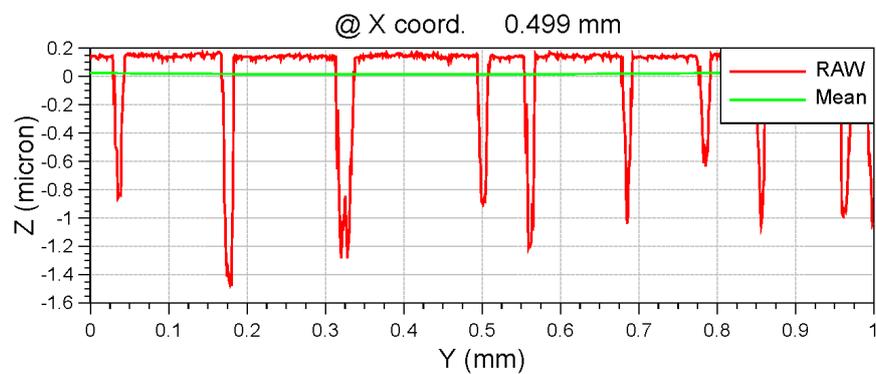
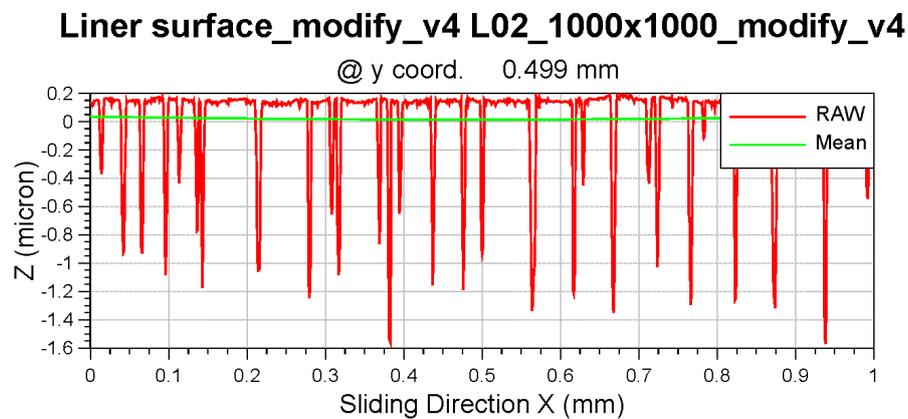
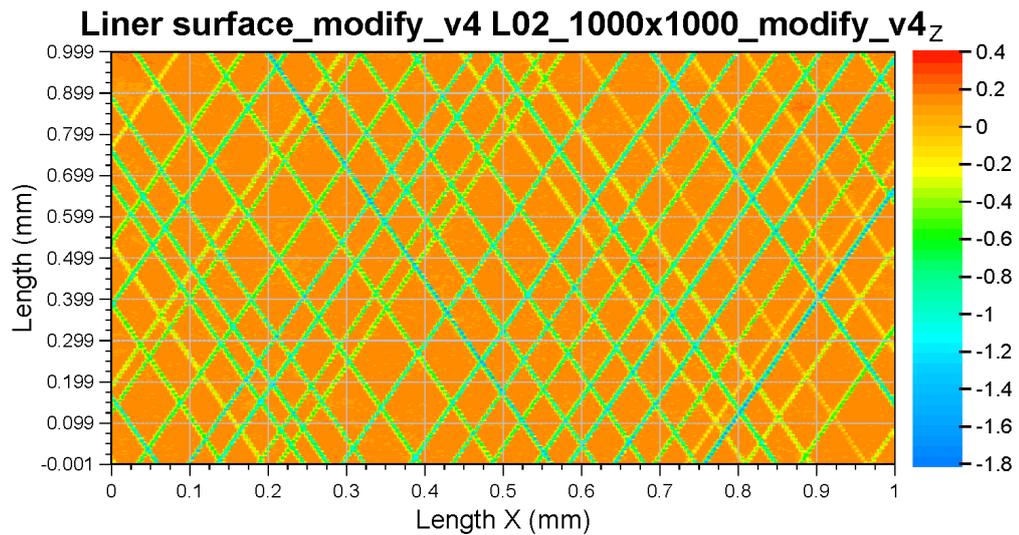
A.1. Ergebnisse aus der Oberflächencharakterisierung

A.1.1. Zylinderlauffläche - Variante L02

Category: Liner

Measuring Point:

Surface : Liner surface_modify_v4



Category: Liner

Measuring Point: L02_1000x1000_modify_v4

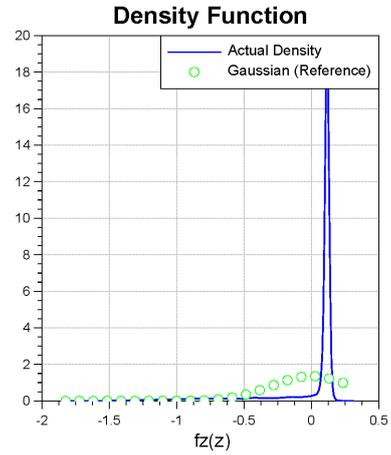
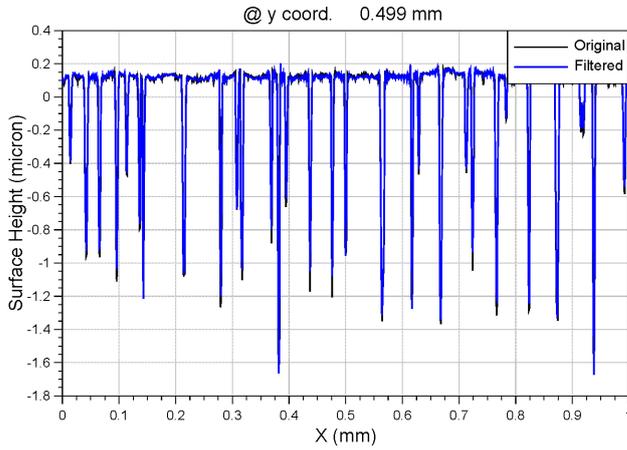
Surface: Liner surface_modify_v4

Low Pass: f2: 400.000E+00 (cycle/mm) L2: 2.500E-03 (mm)
High Pass: f1: 2.000E+00 (cycle/mm) L1: 500.000E-03 (mm)

Std. Dev. 0.294 micron
Skewness -2.812E+00 -

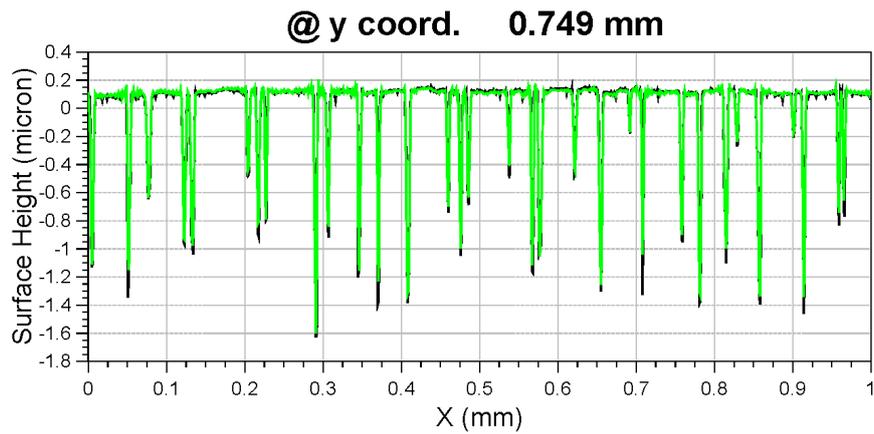
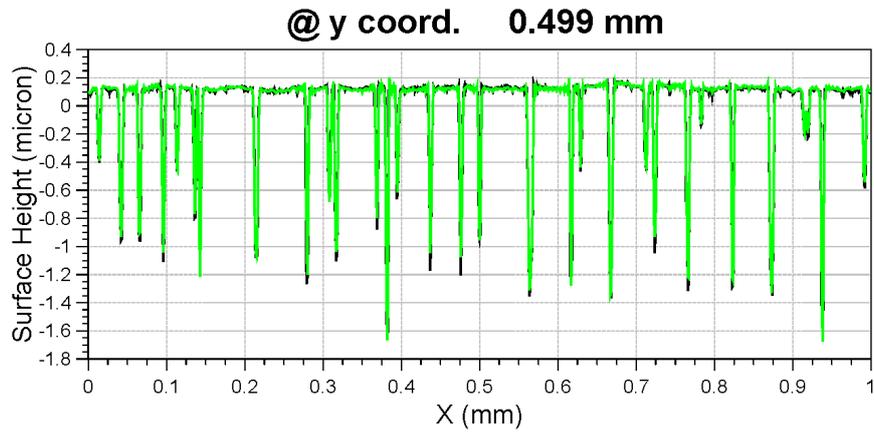
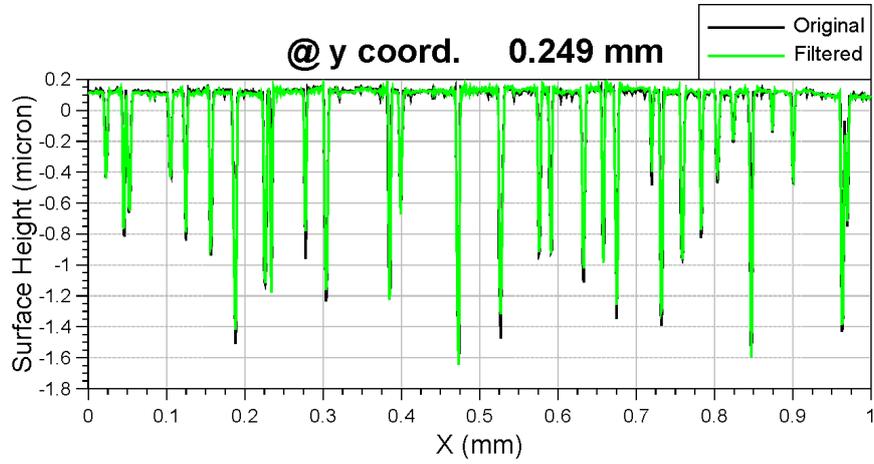
Roughness zMax[micron]: 0.203188
zMin[micron]: -1.67274

2D Auto-correlation
Lambda 0.5X: 2.221E-03 mm
Lambda 0.5Y: 6.034E-03 mm
Gamma : 0.368 -



Category: **Liner**

Measuring Point:
Surface: **Liner surface_modify_v4**

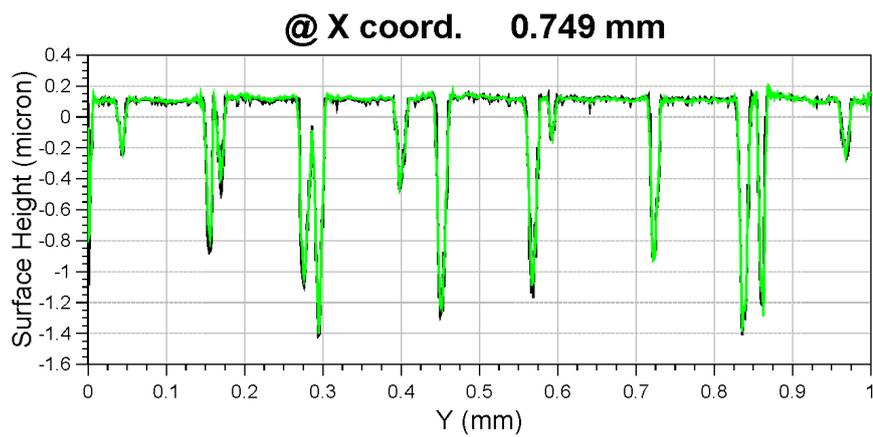
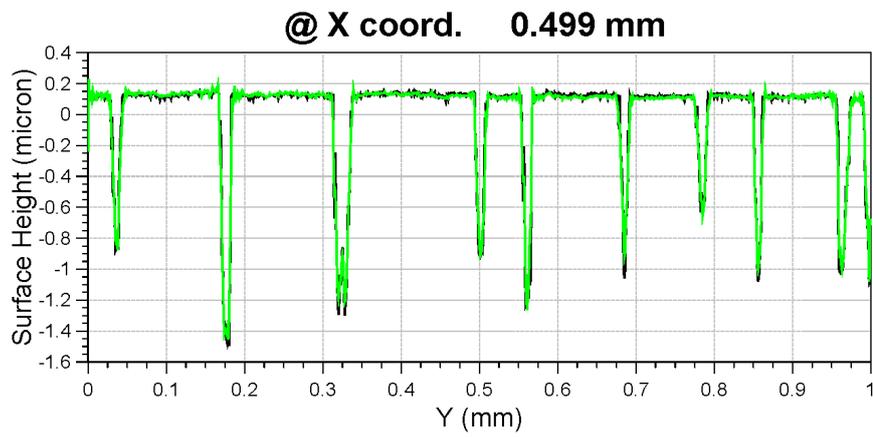
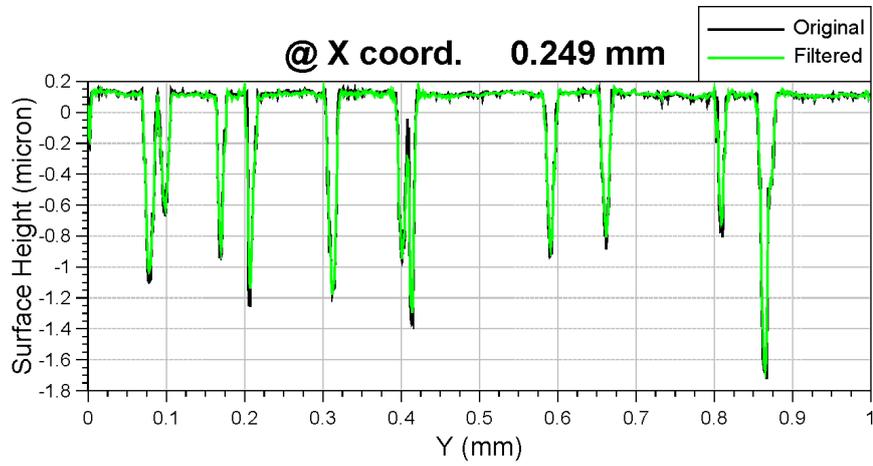


Oberflächencharakteristik L02 – Seite 3

Category: **Liner**

Measuring Point:

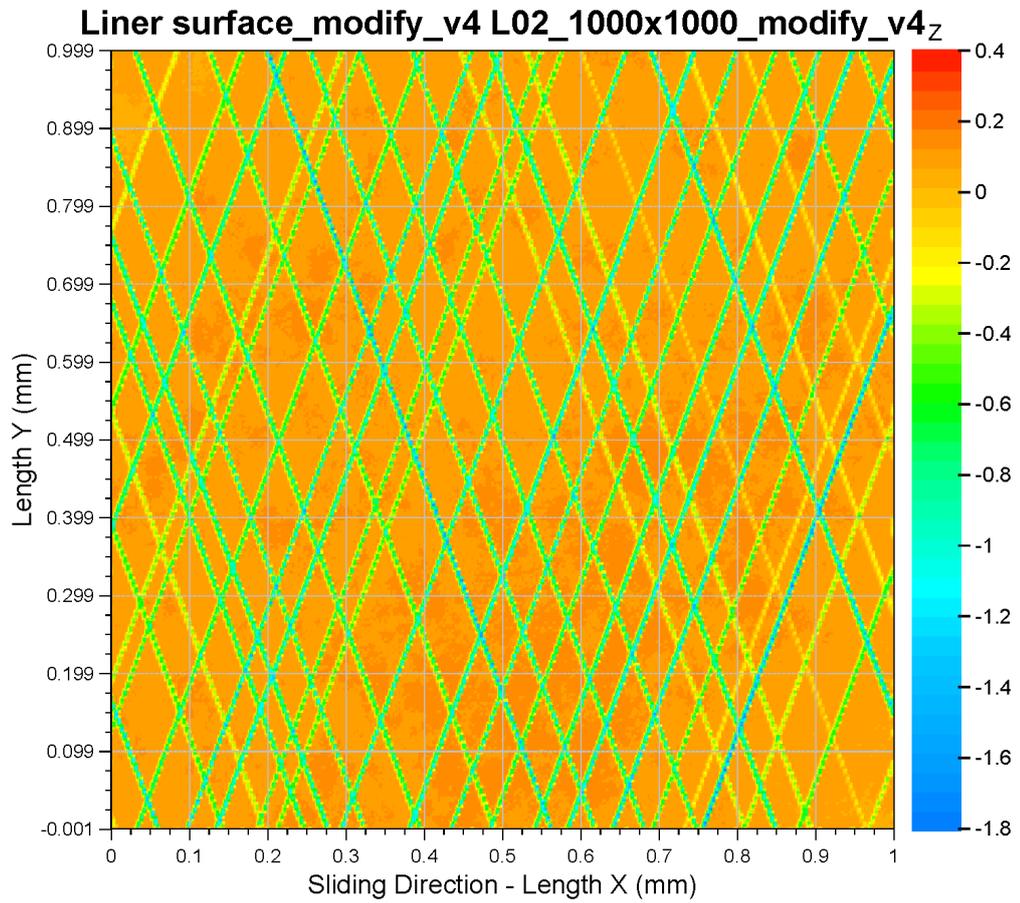
Surface: **Liner surface_modify_v4**



Oberflächencharakteristik L02 – Seite 4

Category: **Liner**

Measuring Point:
Surface: **Liner surface_modify_v4**



Roughness (Root Mean Square) R_q : 0.294 micron
Orientation Γ : 0.37 -
Roughness (Arithmetic Mean) R_a : 0.187 micron

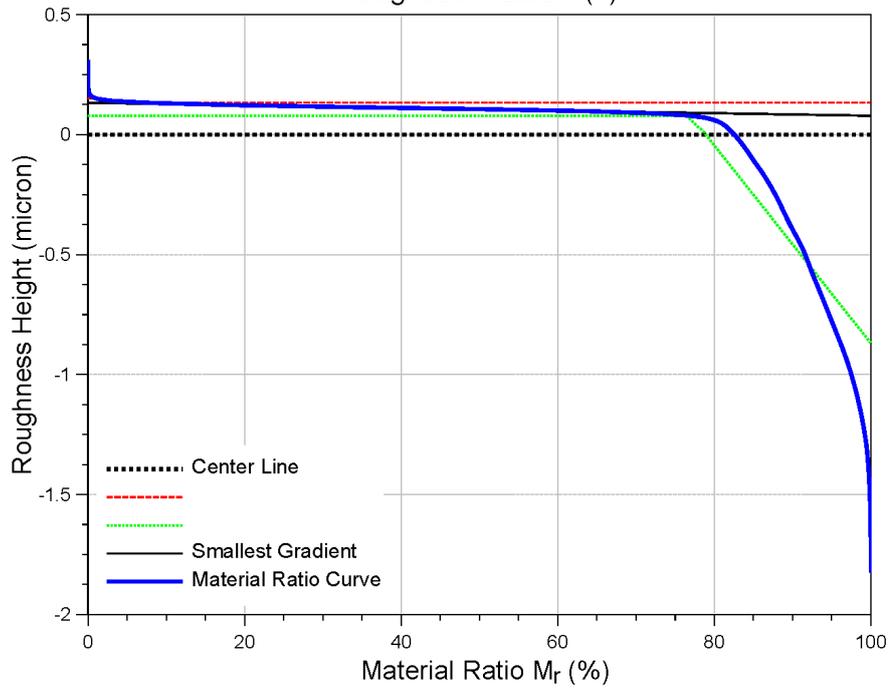
Category: **Liner**

Measuring Point:

Surface: **Liner surface_modify_v4**

Liner surface_modify_v4 L02_1000x1000_modify_v4

Assigned to FLOOR (1)



Rq:	0.294 micron
Ra:	0.187 micron
Γ :	0.368 -
σ_s :	0.019 micron
Zs:	0.129 micron

Rk:	0.054 micron
Rpk:	0.019 micron
Rvk:	0.948 micron
M _{r1} :	7.411 %
M _{r2} :	77.014 %

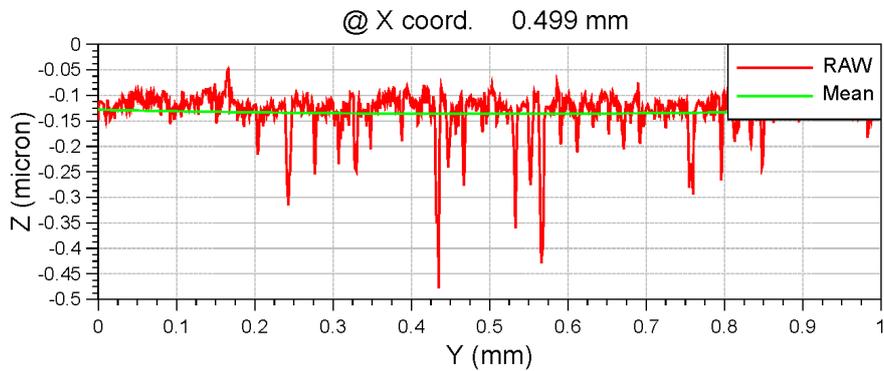
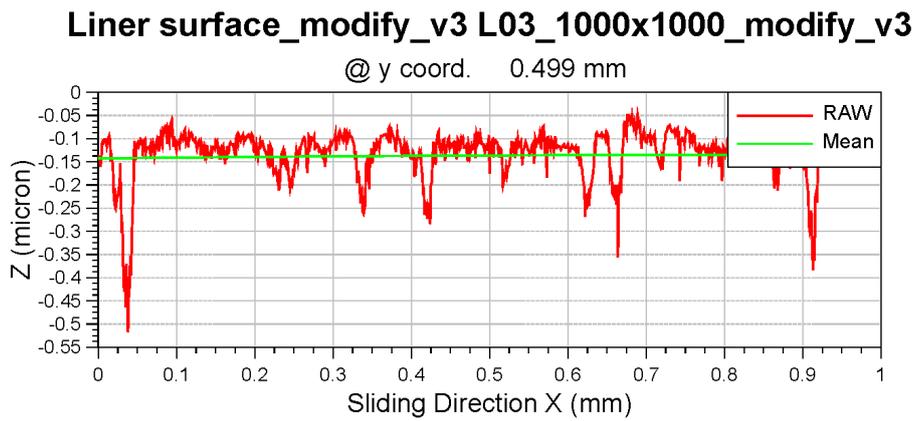
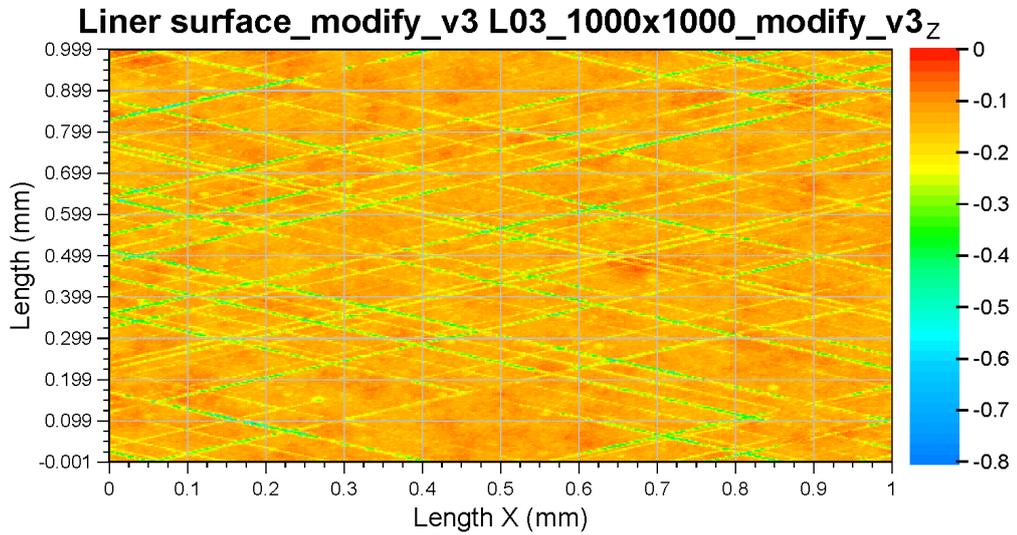
Note: Filtering not according ISO 13565-1

A.1.2. Zylinderlauffläche - Variante L03

Category: Liner

Measuring Point:

Surface : Liner surface_modify_v3



Category: Liner

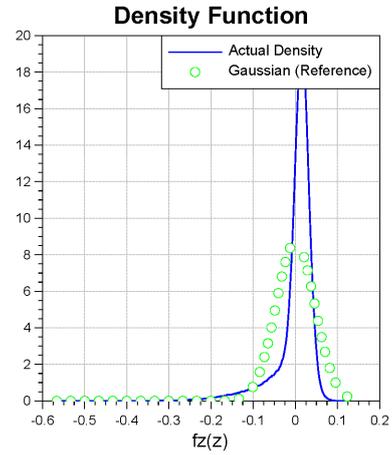
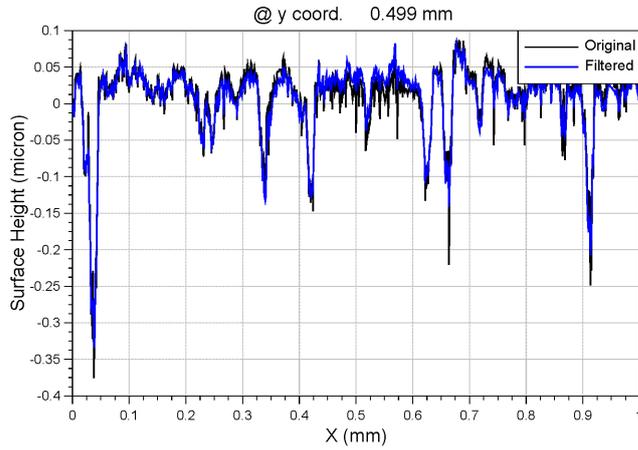
Measuring Point: L03_1000x1000_modify_v3
Surface: Liner surface_modify_v3

Low Pass: f2: 400.000E+00 (cycle/mm) L2: 2.500E-03 (mm)
High Pass: f1: 5.000E+00 (cycle/mm) L1: 200.000E-03 (mm)

Std. Dev. 0.046 micron
Skewness -2.747E+00 -

RoughnesszMax[micron]: 0.082377
zMin[micron]: -0.333694

2D Auto-correlation
Lambda 0.5X: 5.856E-03 mm
Lambda 0.5Y: 2.541E-03 mm
Gamma : 2.304 -

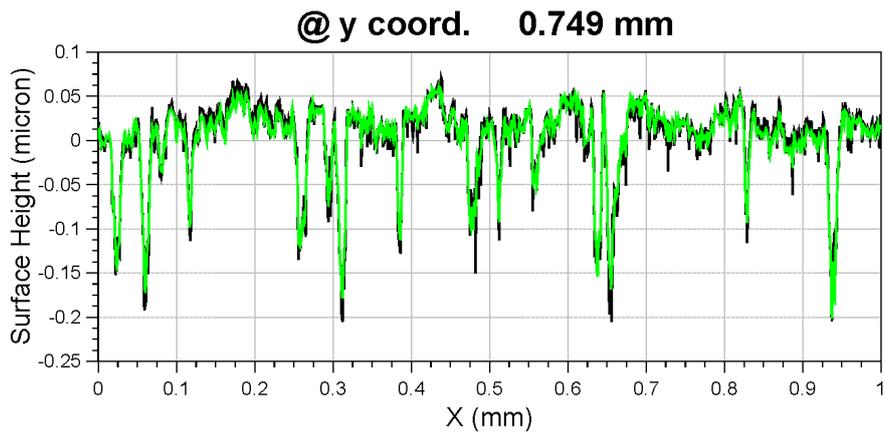
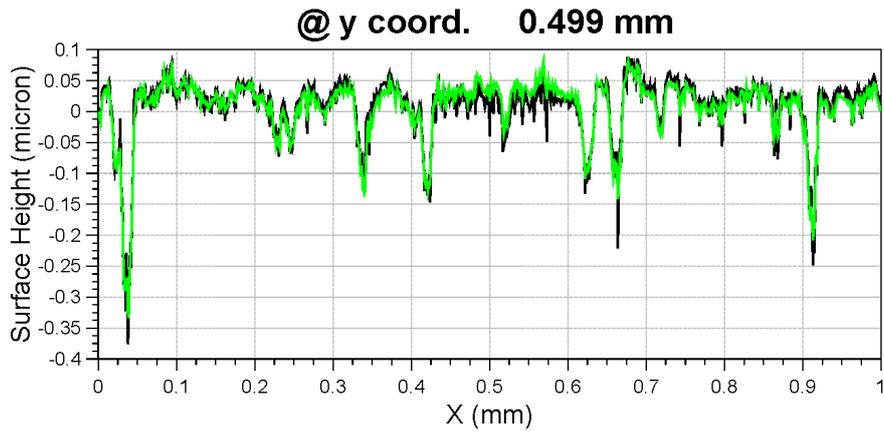
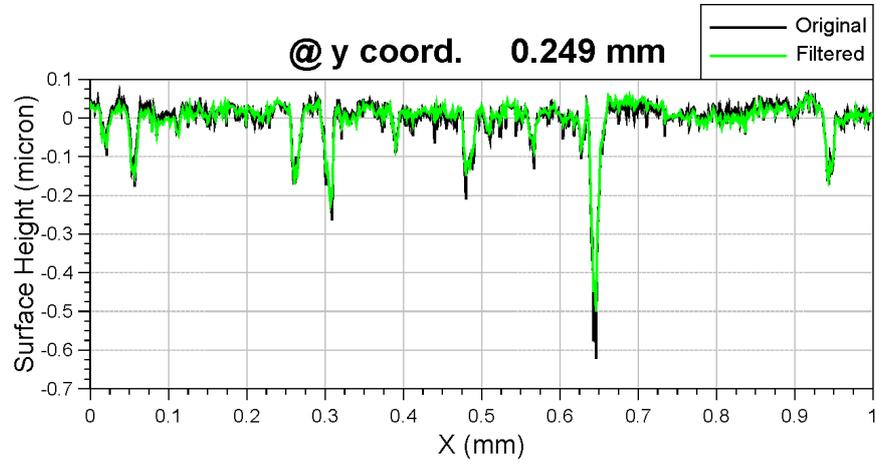


Oberflächencharakteristik L03 – Seite 2

Category: **Liner**

Measuring Point:

Surface: **Liner surface_modify_v3**

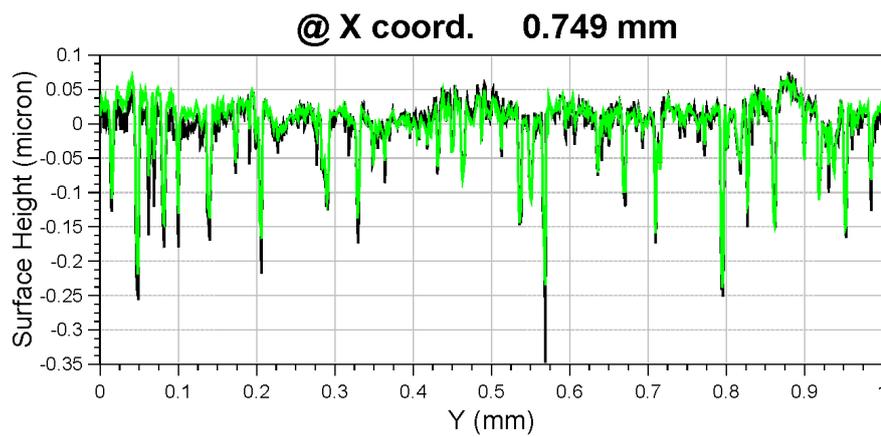
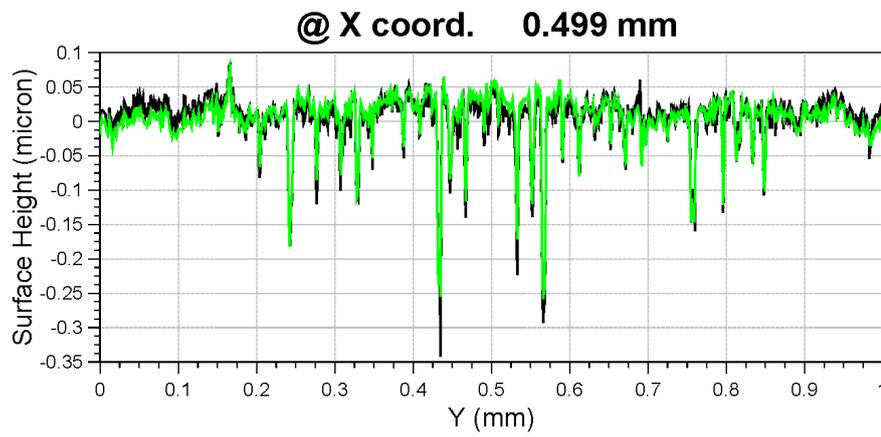
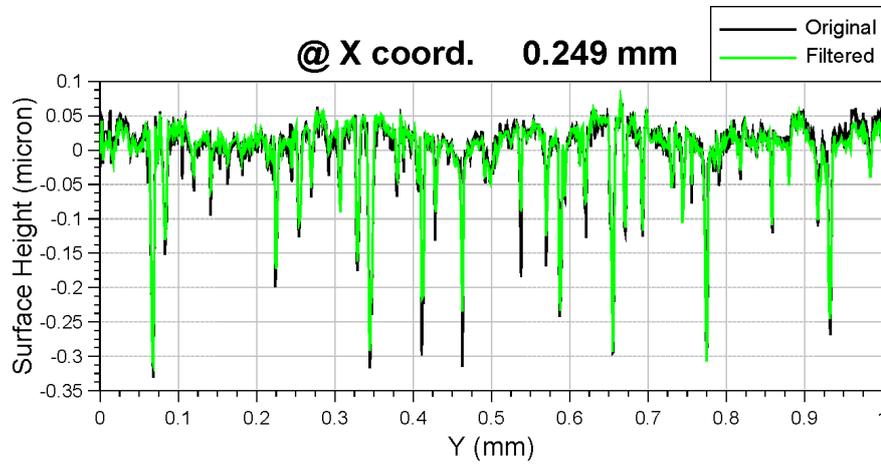


Oberflächencharakteristik L03 – Seite 3

Category: **Liner**

Measuring Point:

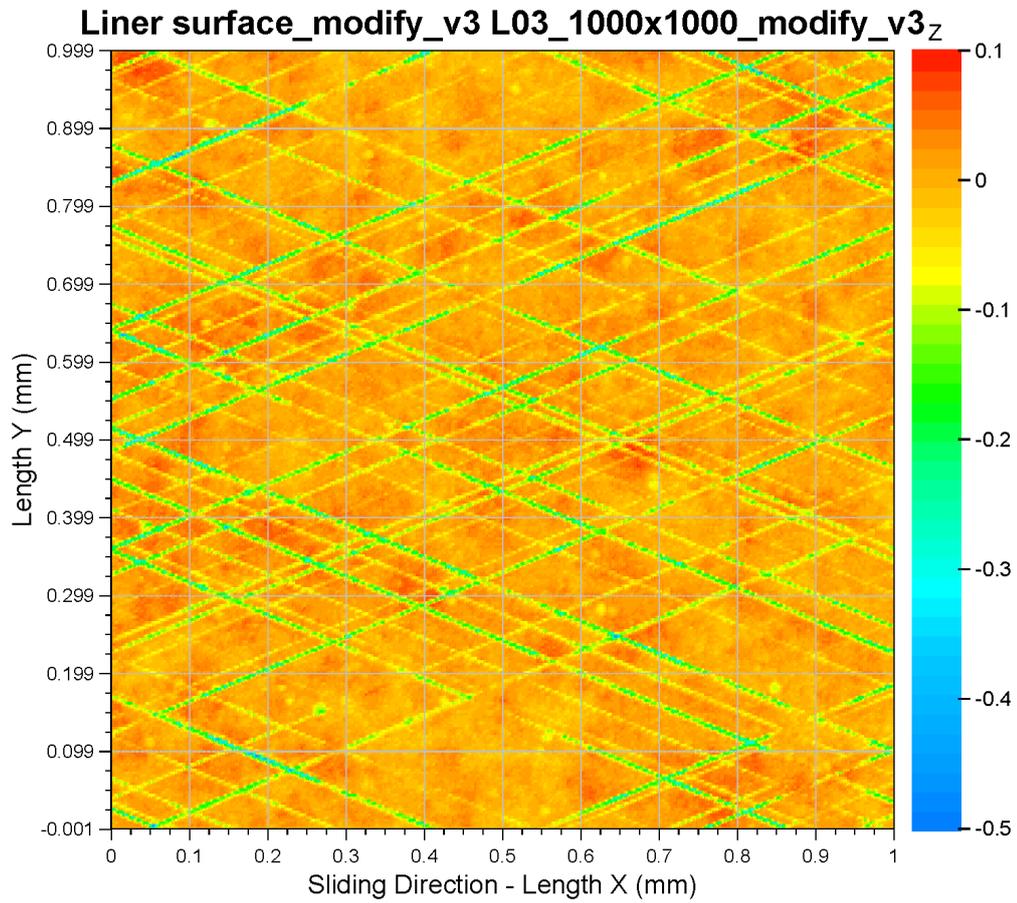
Surface: **Liner surface_modify_v3**



Oberflächencharakteristik L03 – Seite 4

Category: **Liner**

Measuring Point:
Surface: **Liner surface_modify_v3**



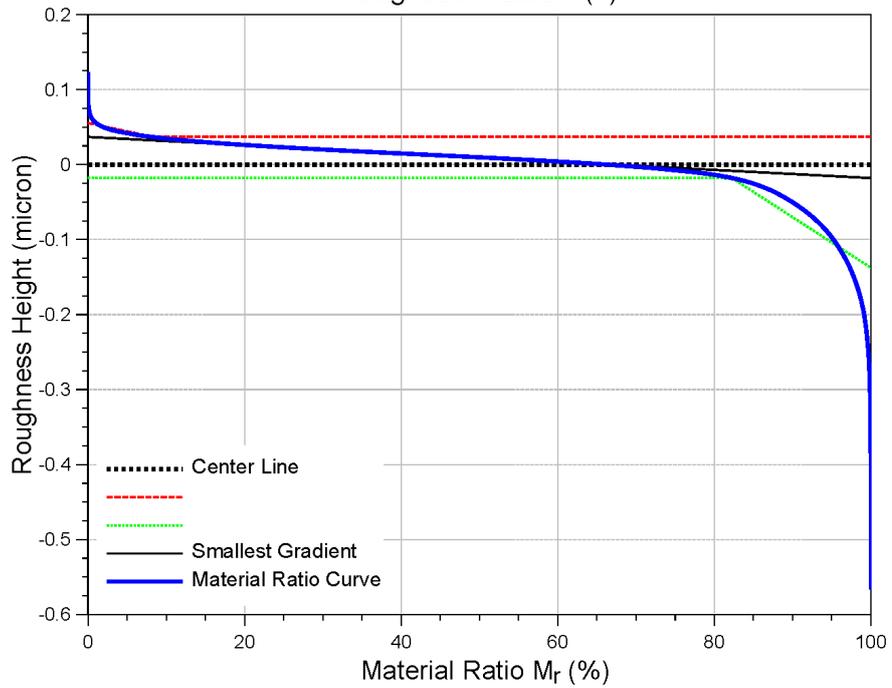
Roughness (Root Mean Square) R_q : 0.046 micron
Orientation Γ : 2.30 -
Roughness (Arithmetic Mean) R_a : 0.029 micron

Category: **Liner**

Measuring Point:
 Surface: **Liner surface_modify_v3**

Liner surface_modify_v3 L03_1000x1000_modify_v3

Assigned to FLOOR (1)



Rq:	0.046 micron
Ra:	0.029 micron
Γ :	2.304 -
σ_s :	0.017 micron
Zs:	0.027 micron

Rk:	0.055 micron
Rpk:	0.019 micron
Rvk:	0.119 micron
Mr1:	8.271 %
Mr2:	82.277 %

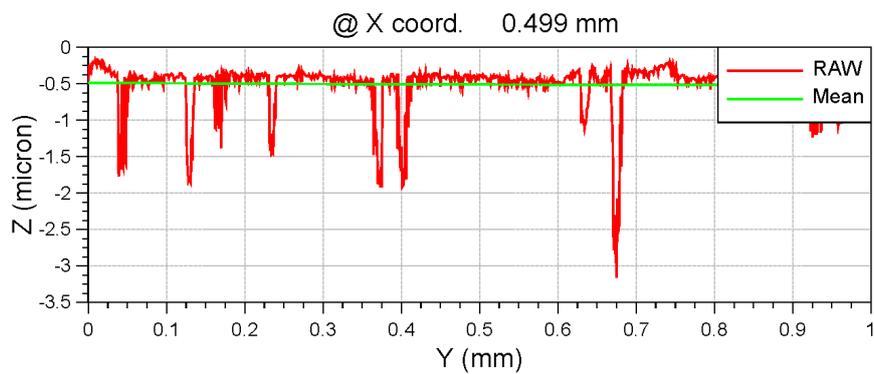
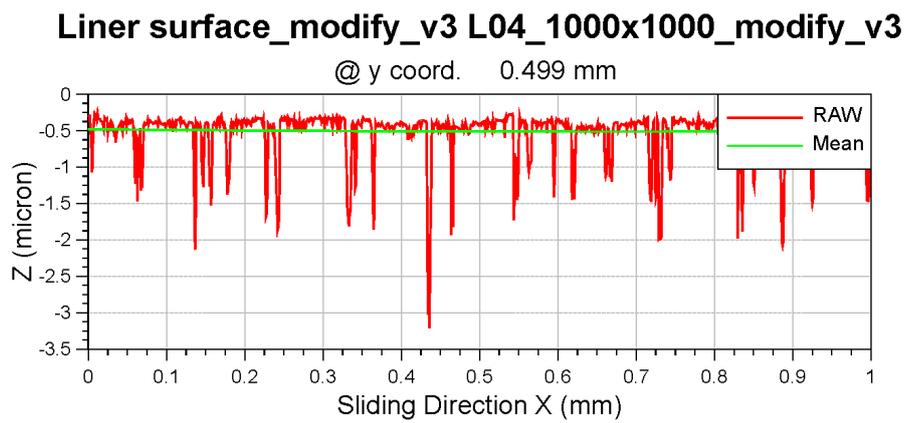
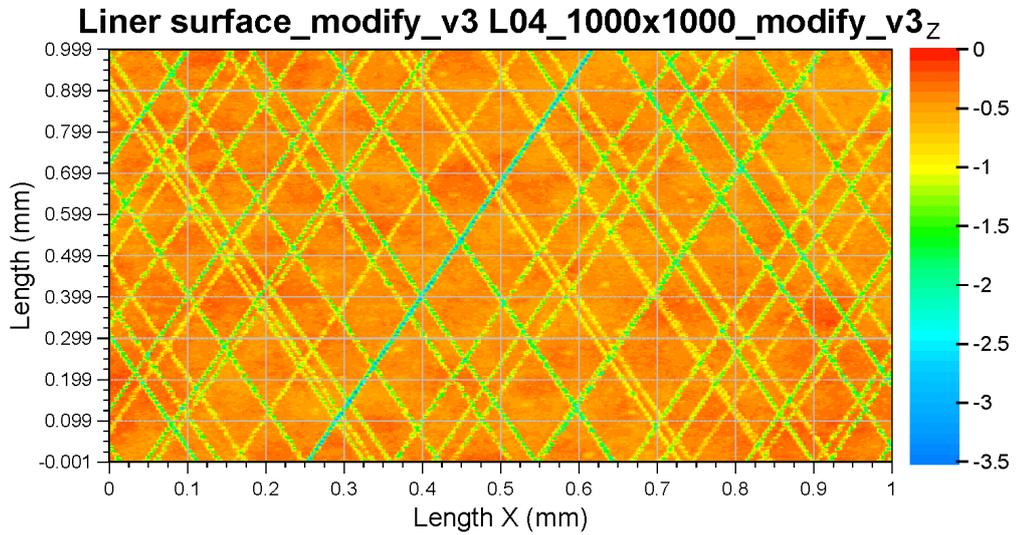
Note: Filtering not according ISO 13565-1

A.1.3. Zylinderlauffläche - Variante L04

Category: Liner

Measuring Point:

Surface : Liner surface_modify_v3



Oberflächencharakteristik L04 – Seite 1

Category: Liner

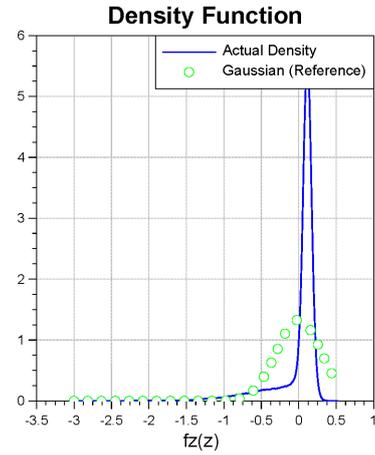
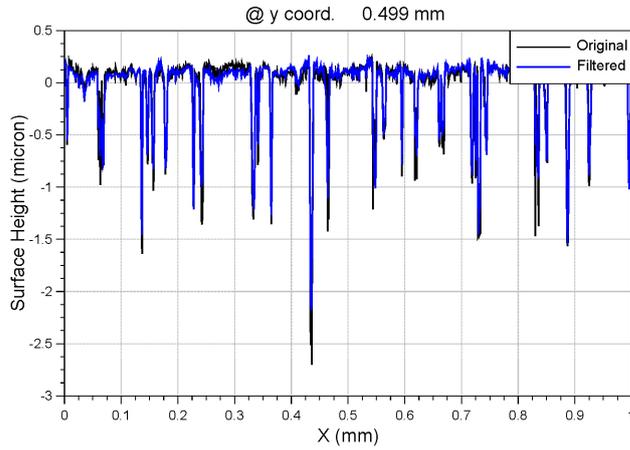
Measuring Point: L04_1000x1000_modify_v3
Surface: Liner surface_modify_v3

Low Pass: f2: 400.000E+00 (cycle/mm) L2: 2.500E-03 (mm)
High Pass: f1: 5.000E+00 (cycle/mm) L1: 200.000E-03 (mm)

Std. Dev. 0.300 micron
Skewness -3.114E+00 -

RoughnesszMax[micron]: 0.262383
zMin[micron]: -2.18019

2D Auto-correlation
Lambda 0.5X: 2.273E-03 mm
Lambda 0.5Y: 6.092E-03 mm
Gamma : 0.373 -

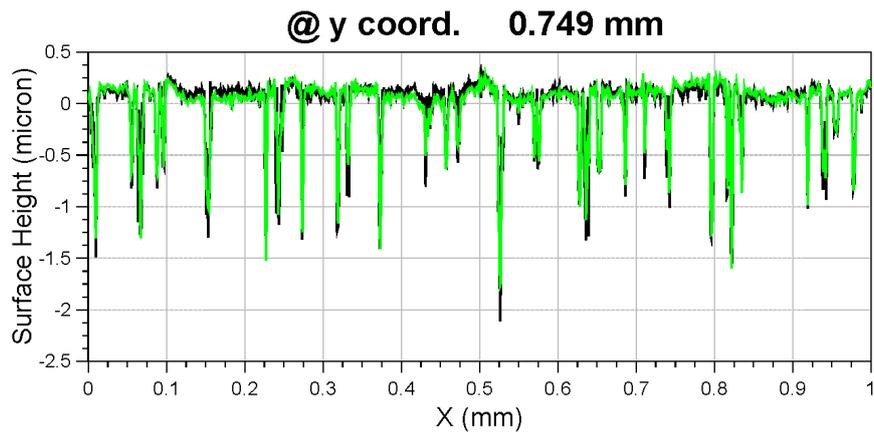
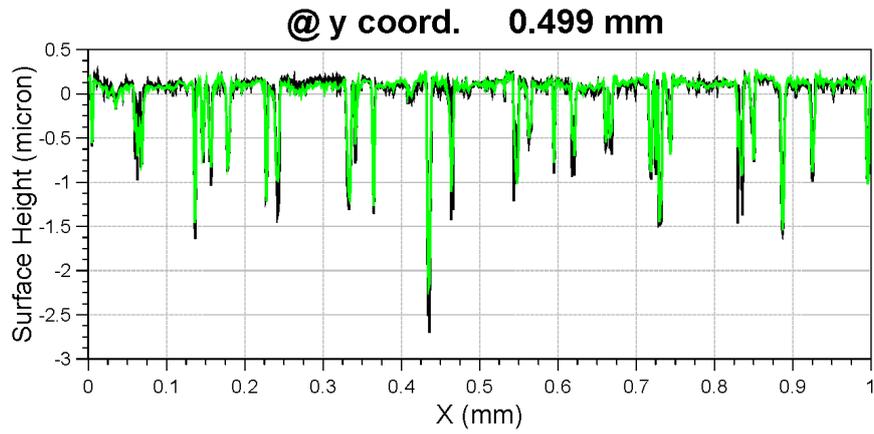
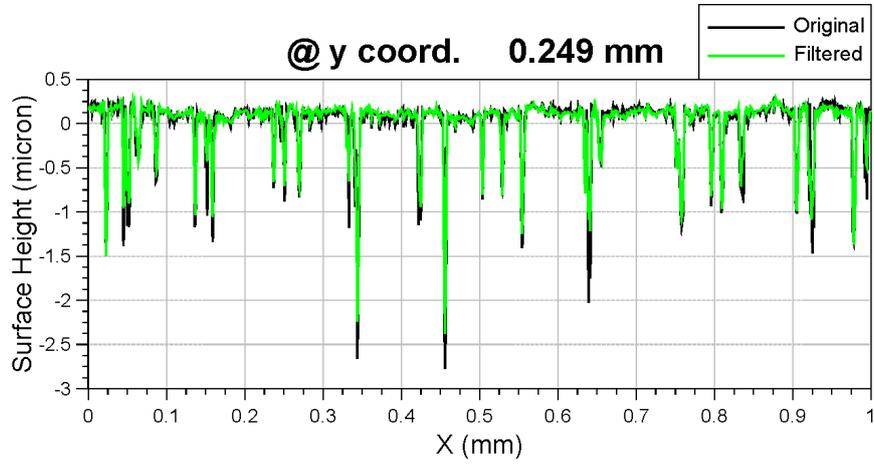


Oberflächencharakteristik L04 – Seite 2

Category: **Liner**

Measuring Point:

Surface: **Liner surface_modify_v3**

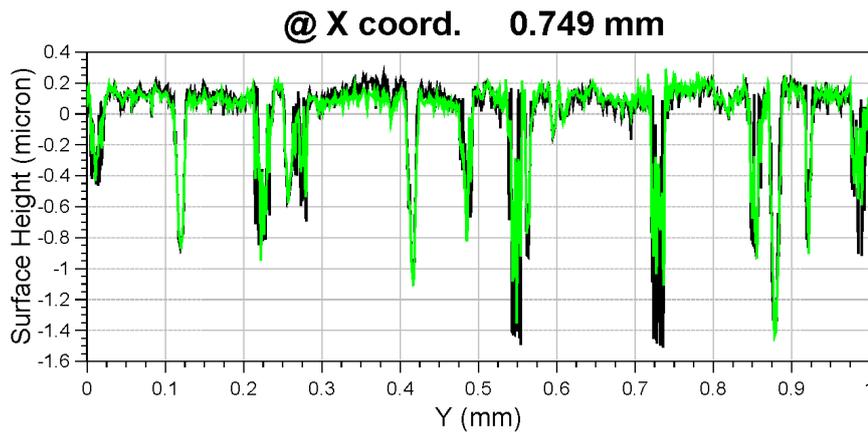
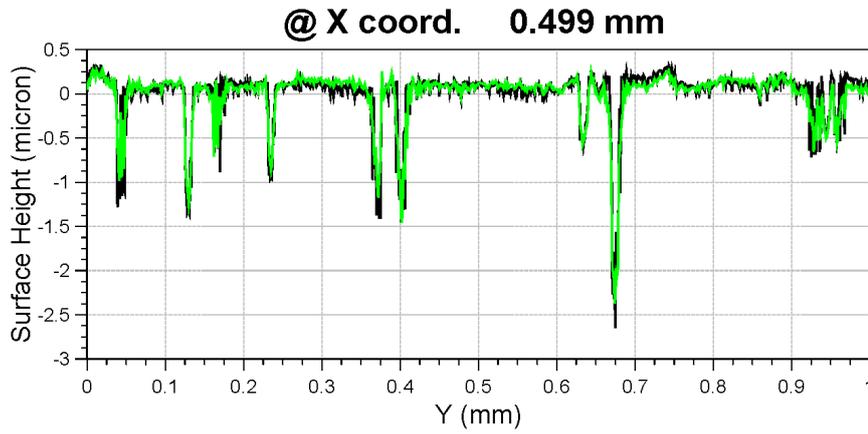
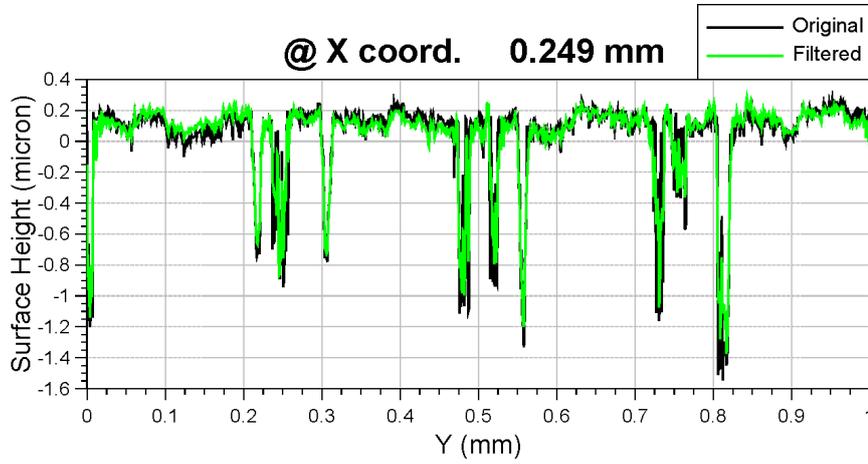


Oberflächencharakteristik L04 – Seite 3

Category: **Liner**

Measuring Point:

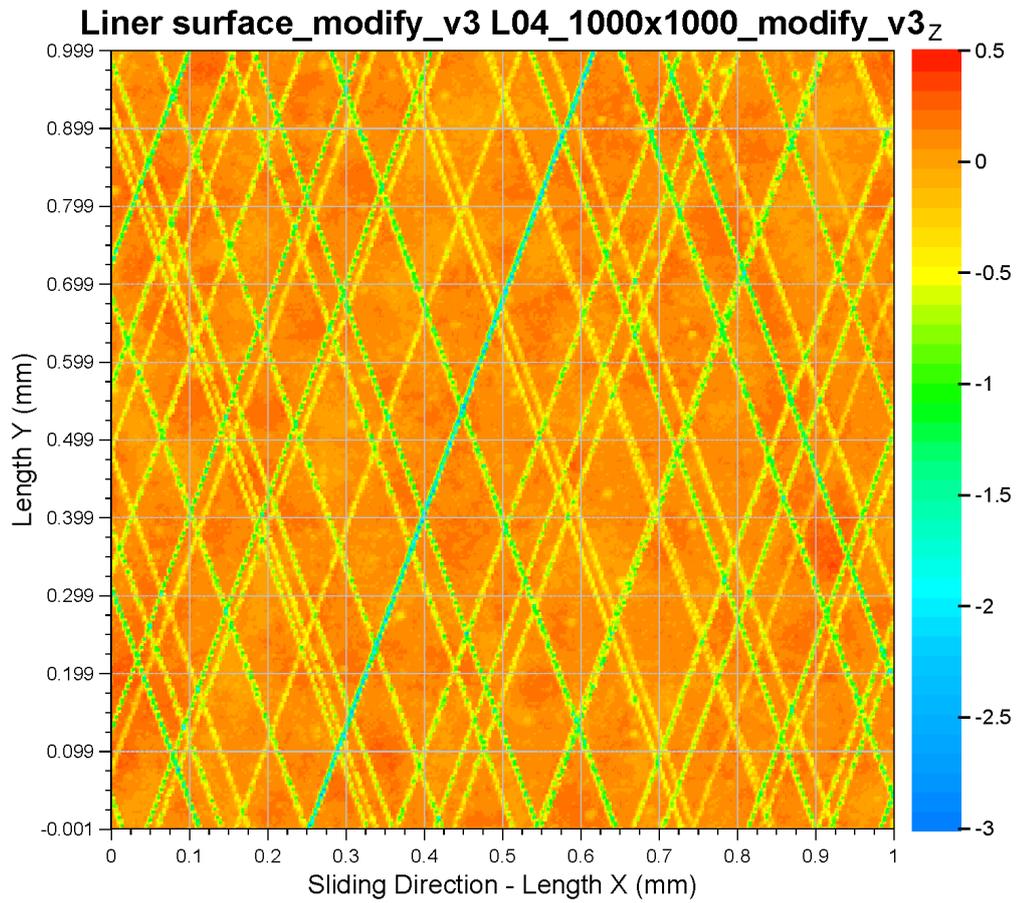
Surface: **Liner surface_modify_v3**



Oberflächencharakteristik L04 – Seite 4

Category: **Liner**

Measuring Point:
Surface: **Liner surface_modify_v3**



Roughness (Root Mean Square) R_q : 0.300 micron
Orientation Γ : 0.37 -
Roughness (Arithmetic Mean) R_a : 0.186 micron

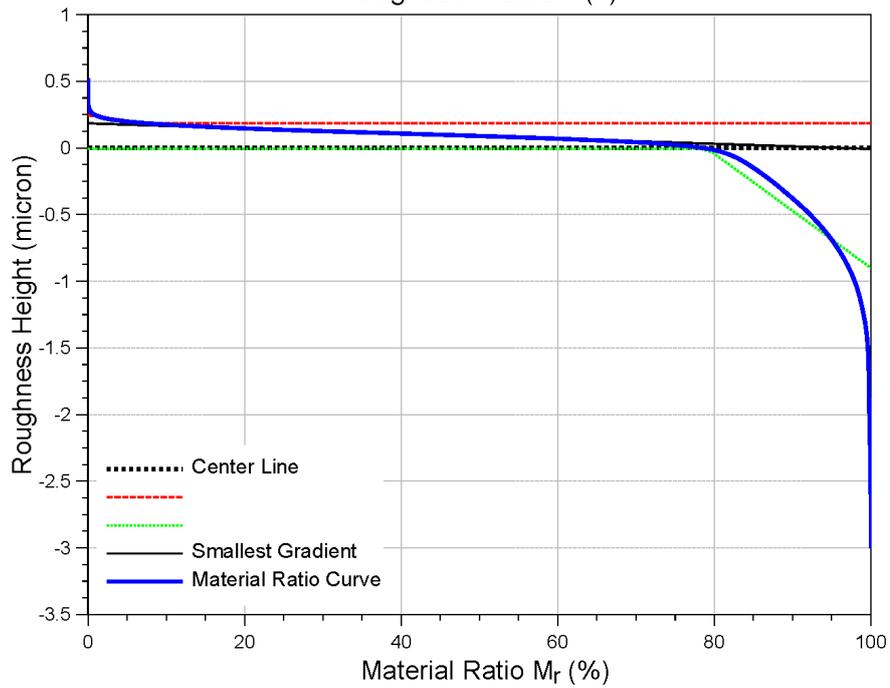
Category: **Liner**

Measuring Point:

Surface: **Liner surface_modify_v3**

Liner surface_modify_v3 L04_1000x1000_modify_v3

Assigned to FLOOR (1)



Rq:	0.300 micron
Ra:	0.186 micron
Γ :	0.373 -
σ_s :	0.080 micron
Zs:	0.152 micron

Rk:	0.192 micron
Rpk:	0.061 micron
Rvk:	0.893 micron
Mr1:	7.626 %
Mr2:	79.162 %

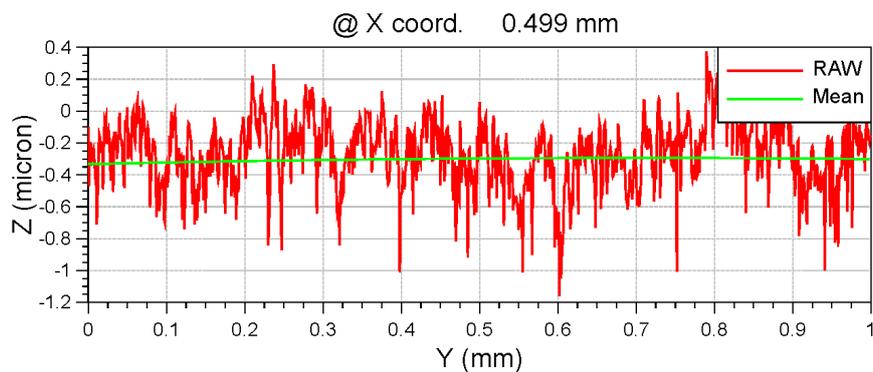
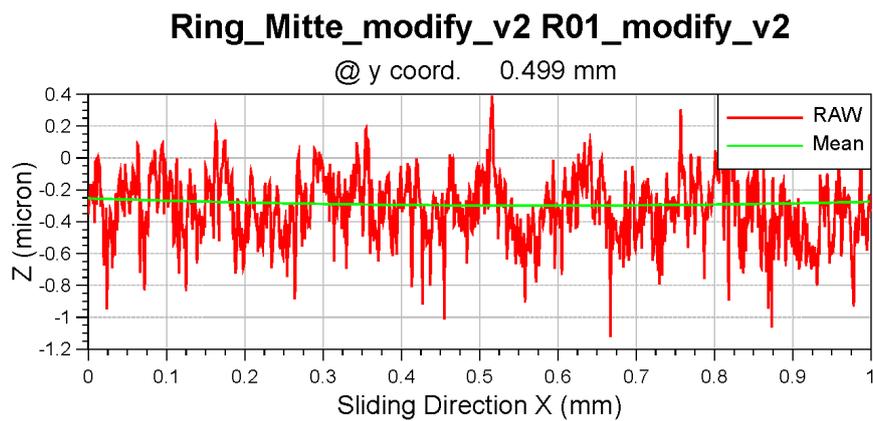
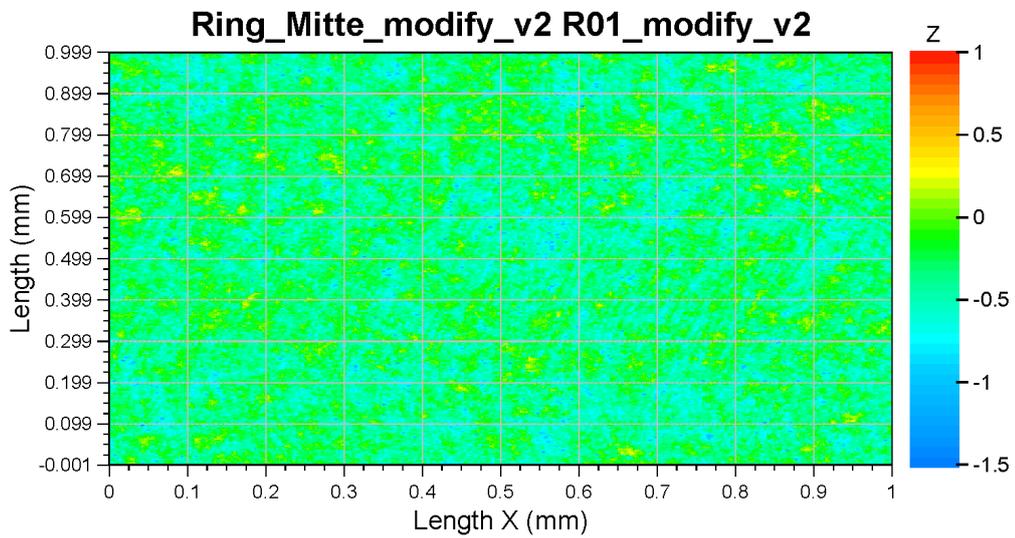
Note: Filtering not according ISO 13565-1

A.1.4. Kolbenringlauffläche – Variante R01

Category: Ring

Measuring Point: R01_modify_v2

Surface : Ring_Mitte_modify_v2



Oberflächencharakteristik R01 – Seite 1

Category: Ring

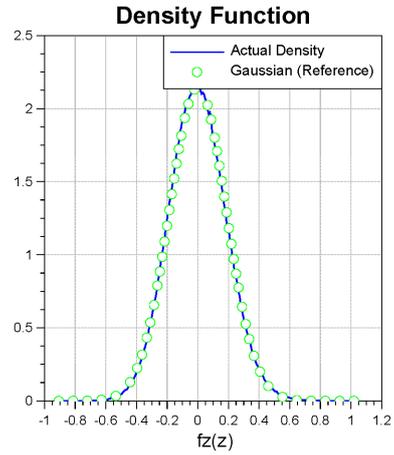
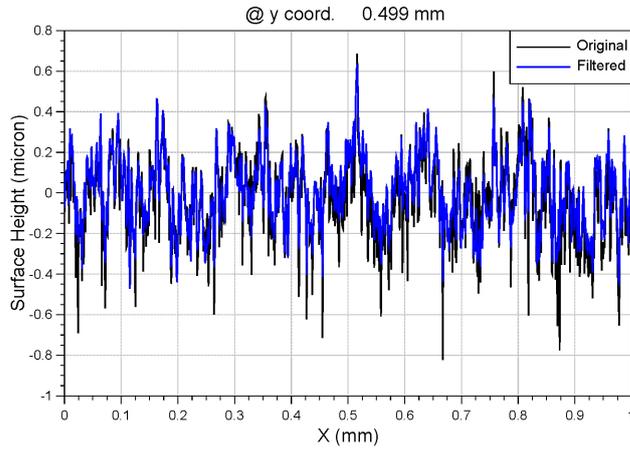
Measuring Point: R01_modify_v2
Surface: Ring_Mitte_modify_v2

Low Pass: f2: 400.000E+00 (cycle/mm) L2: 2.500E-03 (mm)
High Pass: f1: 5.000E+00 (cycle/mm) L1: 200.000E-03 (mm)

Std. Dev. 0.186 micron
Skewness 116.602E-03 -

RoughnesszMax[micron]: 0.636731
zMin[micron]: -0.472748

2D Auto-correlation
Lambda 0.5X: 3.632E-03 mm
Lambda 0.5Y: 5.623E-03 mm
Gamma : 0.646 -

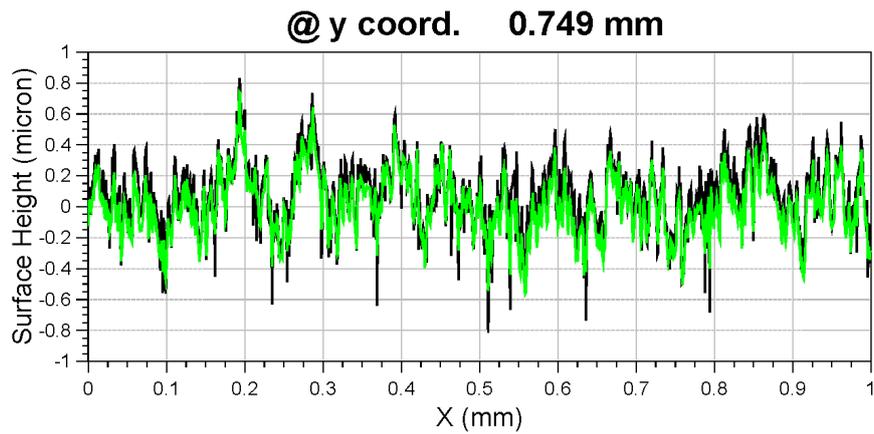
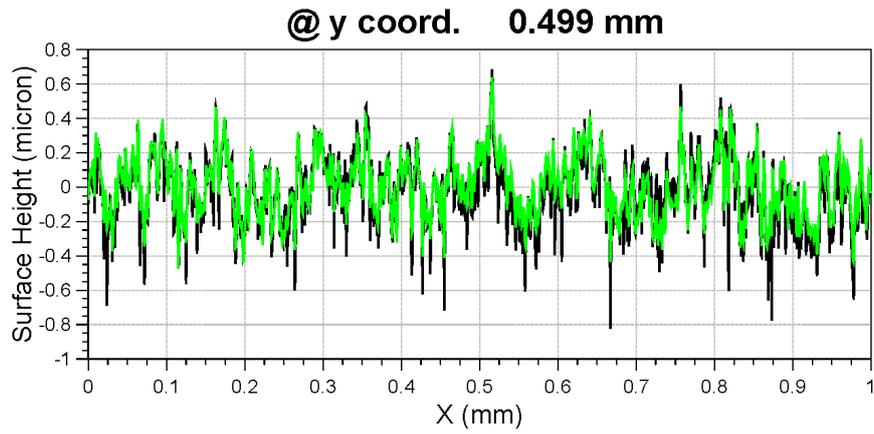
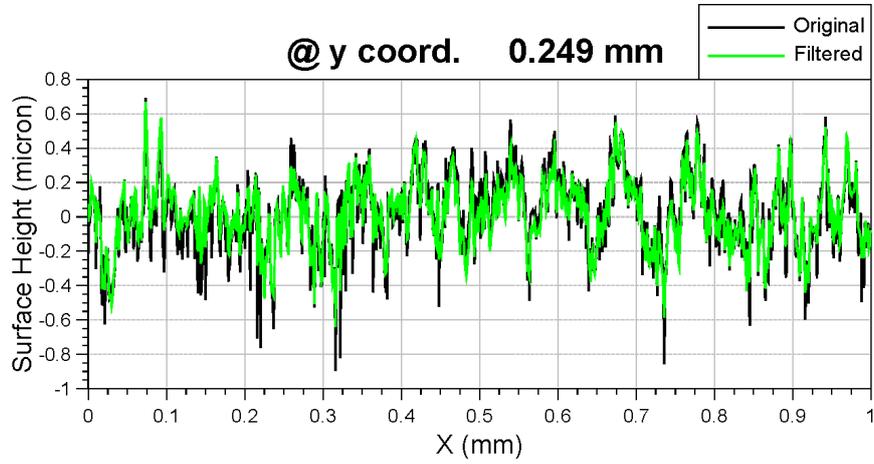


Oberflächencharakteristik R01 – Seite 2

Category: Ring

Measuring Point: R01_modify_v2

Surface: Ring_Mitte_modify_v2

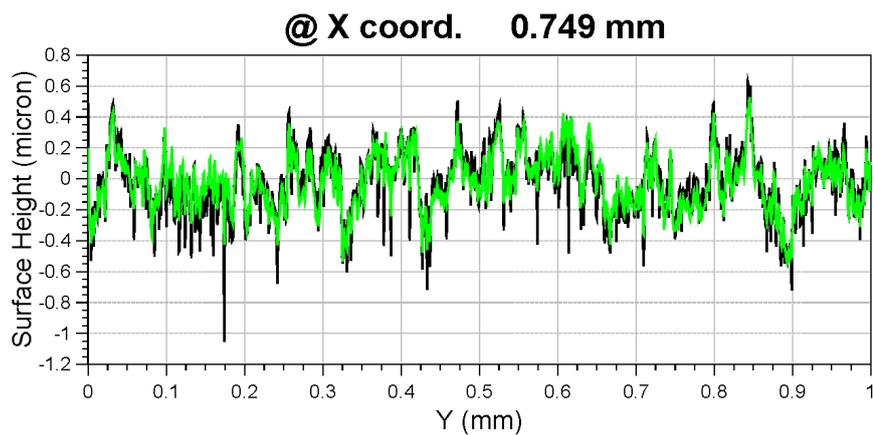
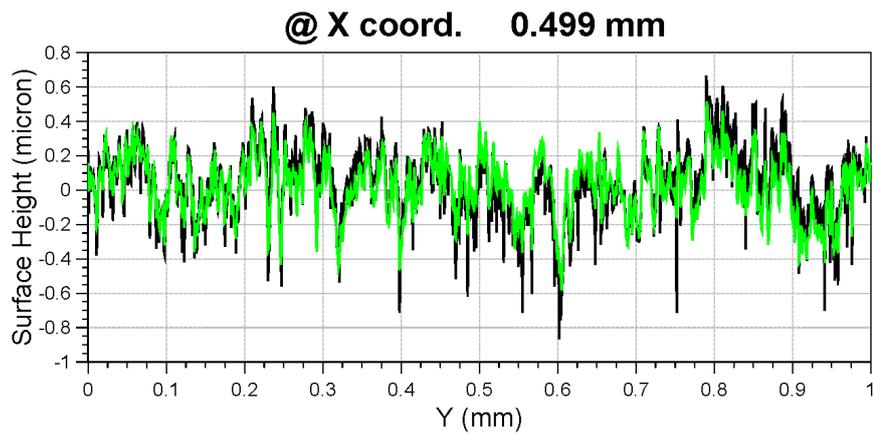
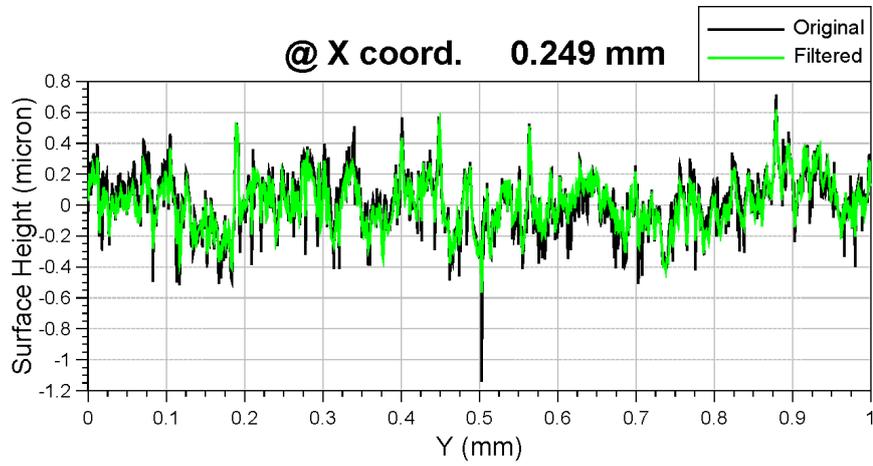


Oberflächencharakteristik R01 – Seite 3

Category: **Ring**

Measuring Point: **R01_modify_v2**

Surface: **Ring_Mitte_modify_v2**

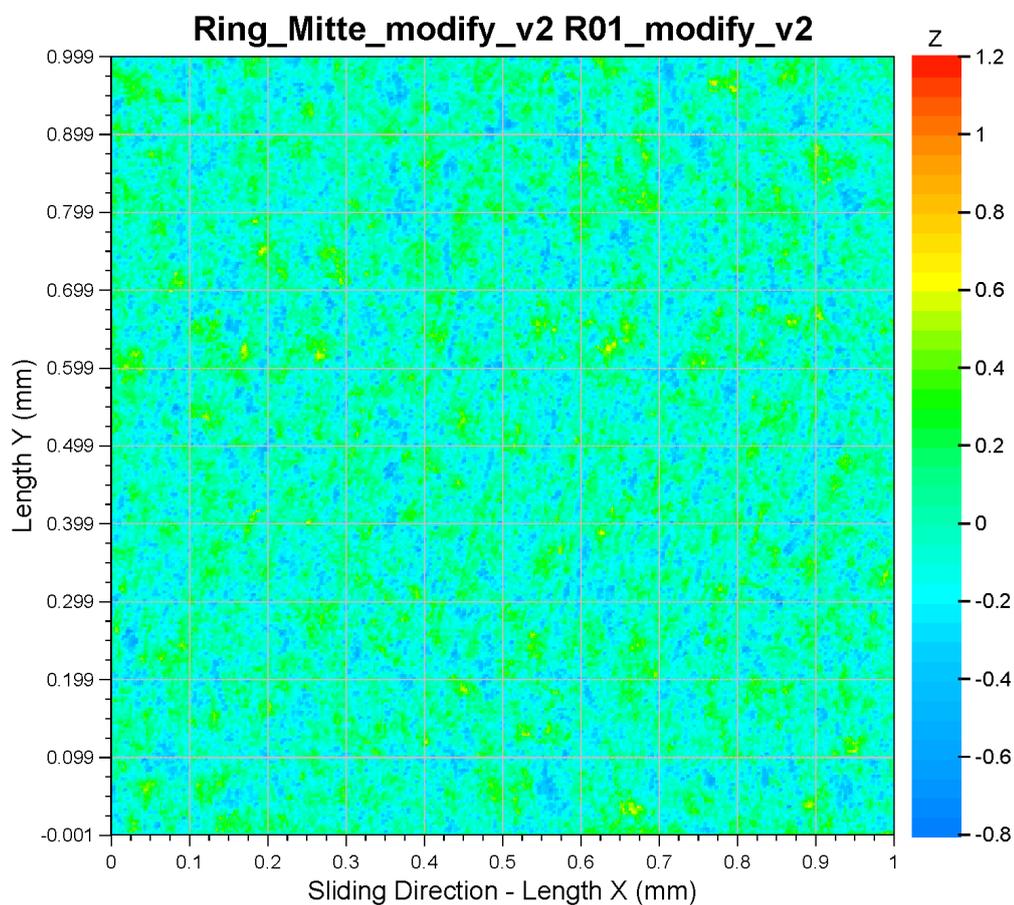


Oberflächencharakteristik R01 – Seite 4

Category: Ring

Measuring Point: R01_modify_v2

Surface: Ring_Mitte_modify_v2



Roughness (Root Mean Square) R_q : 0.186 micron
Orientation Γ : 0.65 -
Roughness (Arithmetic Mean) R_a : 0.148 micron

Oberflächencharakteristik R01 – Seite 5

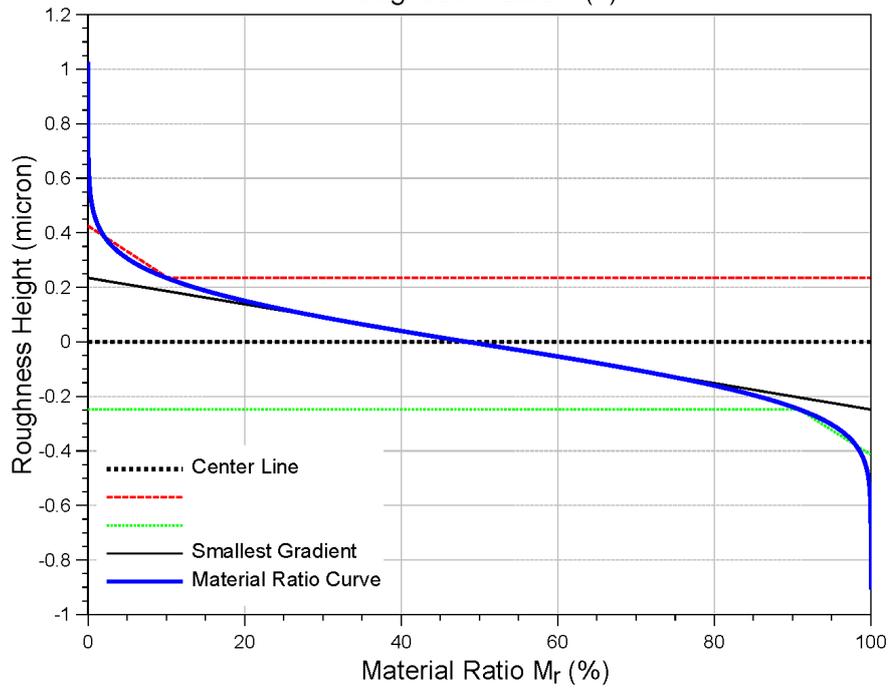
Category: **Ring**

Measuring Point: **R01_modify_v2**

Surface: **Ring_Mitte_modify_v2**

Ring_Mitte_modify_v2 R01_modify_v2

Assigned to FLOOR (1)



Rq:	0.186 micron
Ra:	0.148 micron
Γ :	0.646 -
σ_s :	0.171 micron
Zs:	0.157 micron

Rk:	0.483 micron
Rpk:	0.191 micron
Rvk:	0.166 micron
M_{r1} :	10.204 %
M_{r2} :	90.870 %

Note: Filtering not according ISO 13565-1

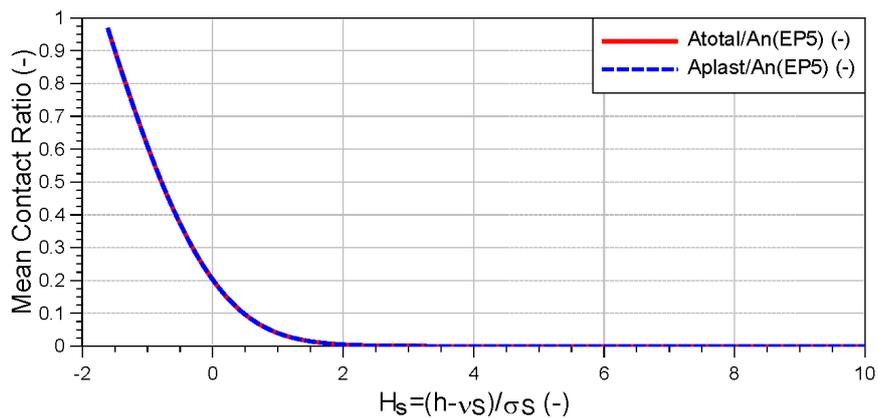
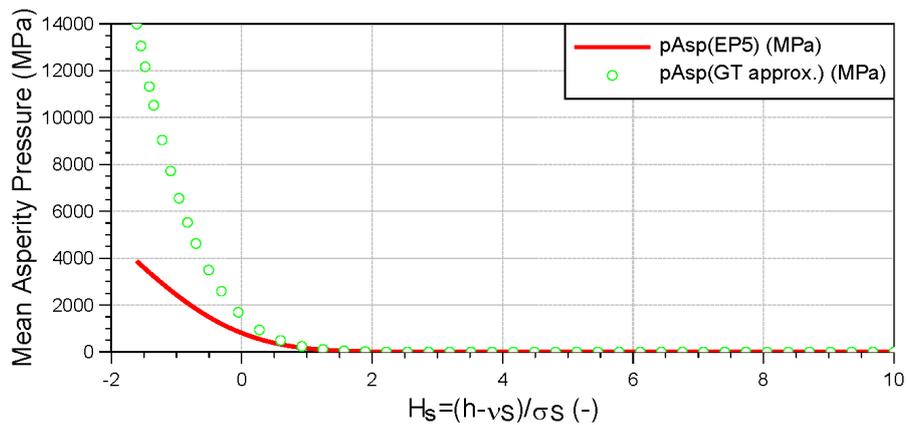
A.2. Ergebnisse aus der Kontaktanalyse

A.2.1. „Patch“ - Variante – L02/R01

Analysis: -

-

	Surface 1	Surface 2	(1) + (2)
Summit Roughness σ_S	0.174 micron	0.019 micron	0.175 micron
Mean Summit Height v_S	0.145 micron	0.119 micron	0.264 micron
Young's Modulus E	210000.000 MPa	500000.000 MPa	800000.000 MPa
Elastic Factor			0.003 -

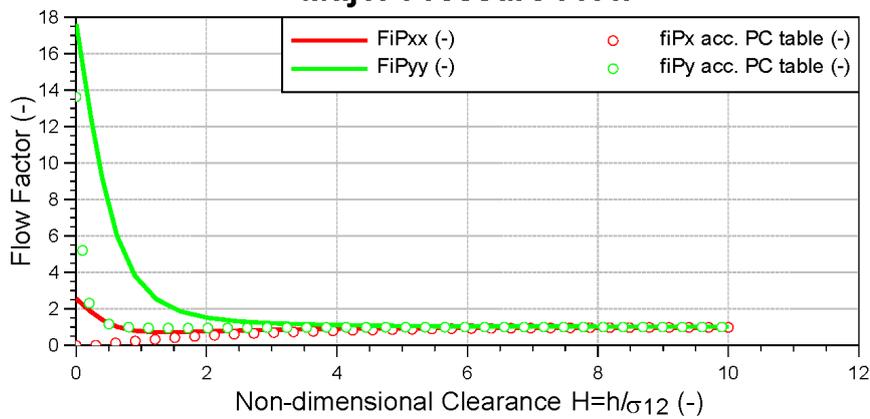


Analysis:

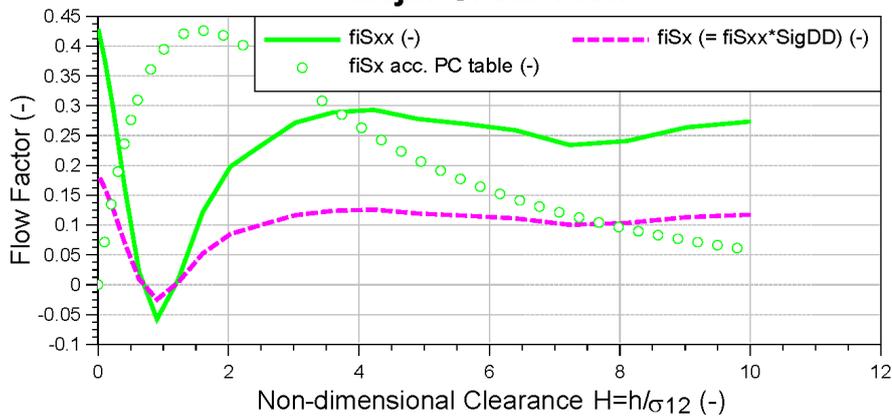
-
-

	Surface 1	Surface 2	(1) + (2)
Roughness σ	0.186 micron	0.294 micron	0.348 micron
Orientation γ	0.646 -	0.368 -	---
σ_{DD}			0.429 -
Orientation (PartirCheng)	0.646 -	0.368 -	0.437 -

Major Pressure Flow

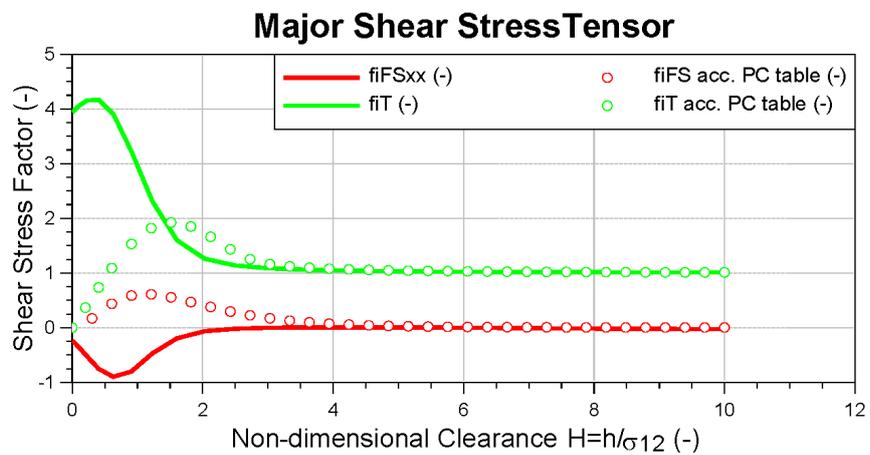
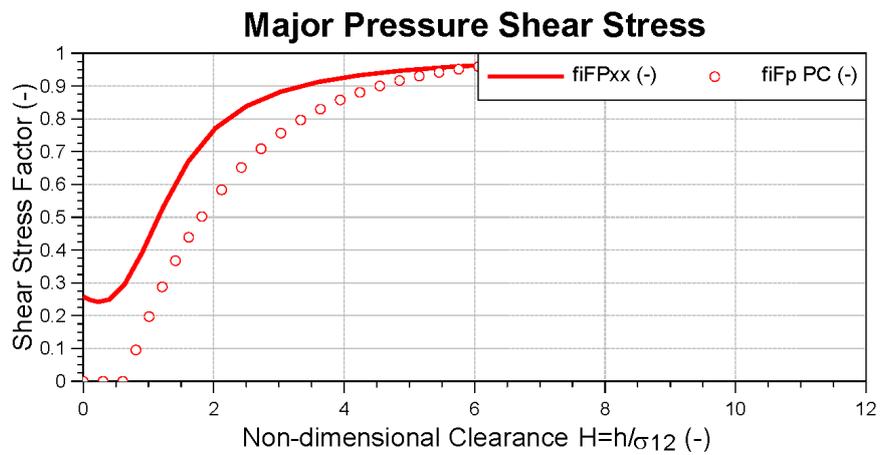


Major Shear Flow



Analysis: -
 -

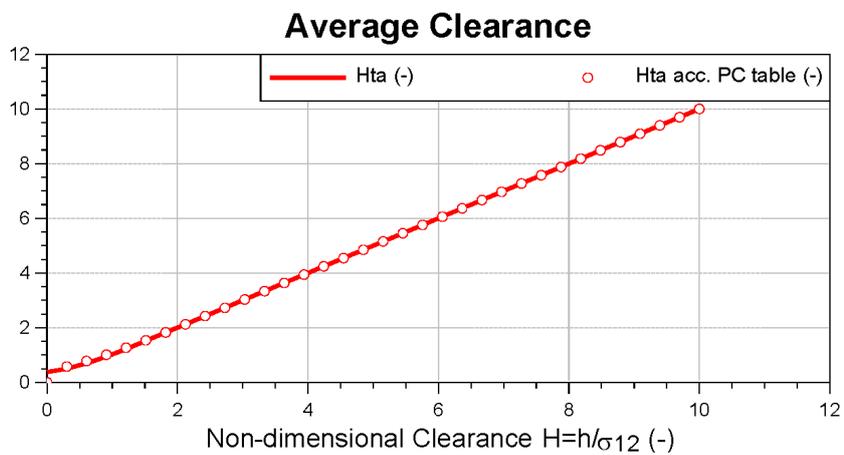
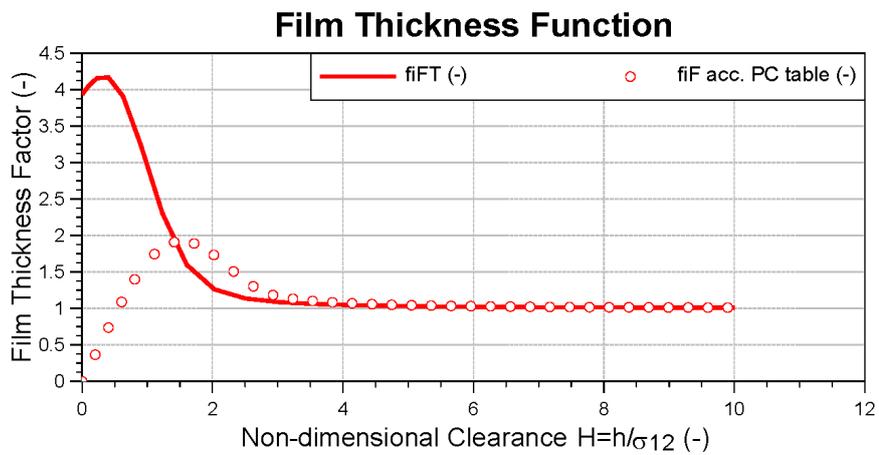
	Surface 1	Surface 2	(1) + (2)
Roughness σ	0.186 micron	0.294 micron	0.348 micron
Orientation γ	0.646 -	0.368 -	---
σ^{DD}			0.429 -
Orientation (PartirCheng)	0.646 -	0.368 -	0.437 -



Analysis:

-
-

	Surface 1	Surface 2	(1) + (2)
Roughness σ	0.186 micron	0.294 micron	0.348 micron
Orientation γ	0.646 -	0.368 -	---
σ_{DD}			0.429 -
Orientation (PartirCheng)	0.646 -	0.368 -	0.437 -

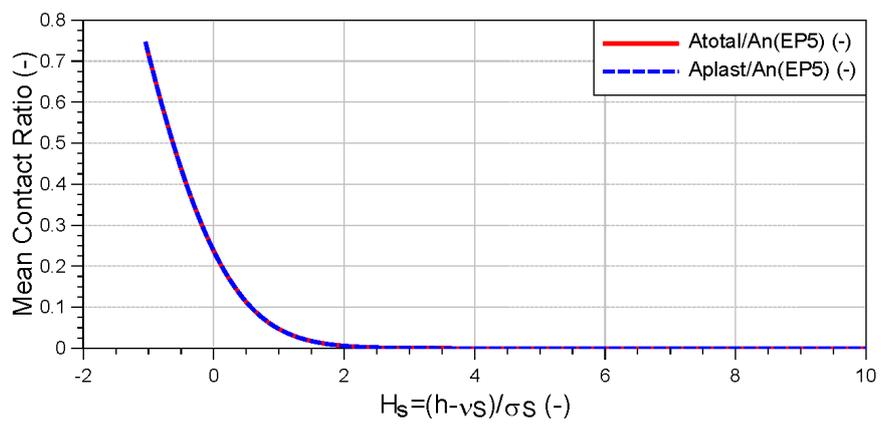
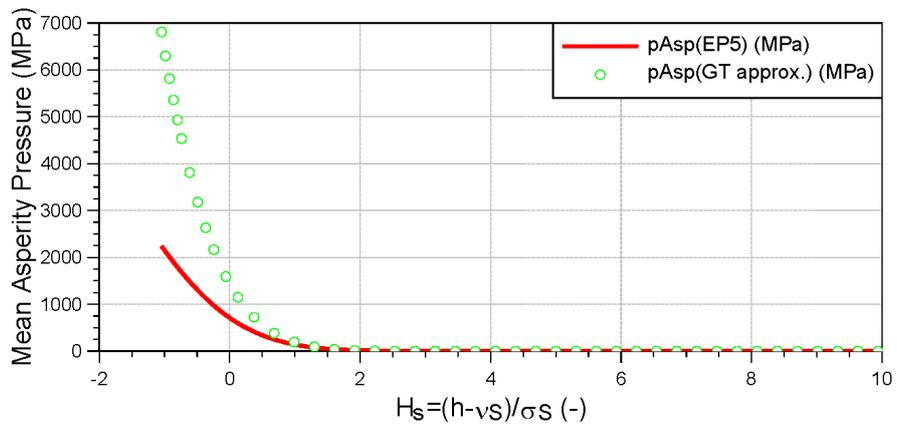


A.2.2. „Patch“ - Variante – L03/R01

Analysis:

-
 -

	Surface 1	Surface 2	(1) + (2)
Summit Roughness σ_s	0.173 micron	0.017 micron	0.174 micron
Mean Summit Height v_s	0.140 micron	0.024 micron	0.164 micron
Young's Modulus E	210000.000 MPa	500000.000 MPa	800000.000 MPa
Elastic Factor			0.003 -

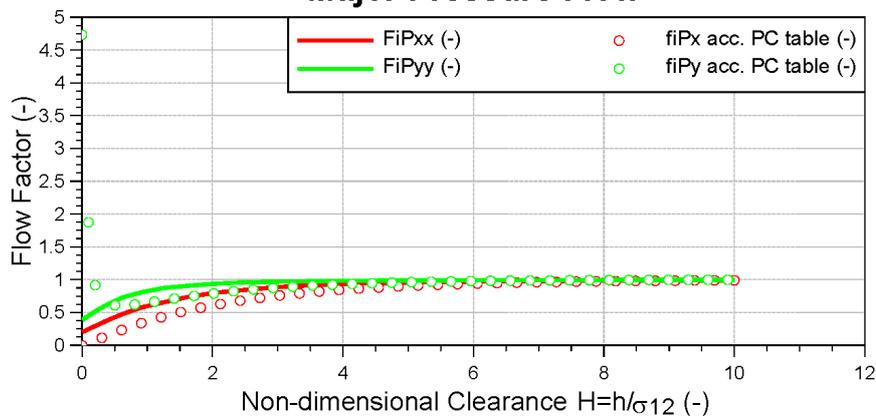


Analysis:

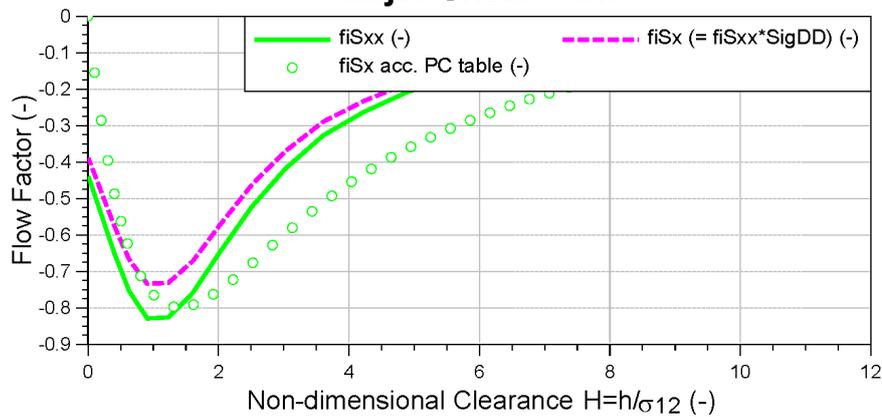
-
-

	Surface 1	Surface 2	(1) + (2)
Roughness σ	0.186 micron	0.046 micron	0.192 micron
Orientation γ	0.646 -	2.304 -	---
σ_{DD}			-0.885 -
Orientation (PartirCheng)	0.646 -	2.304 -	0.695 -

Major Pressure Flow



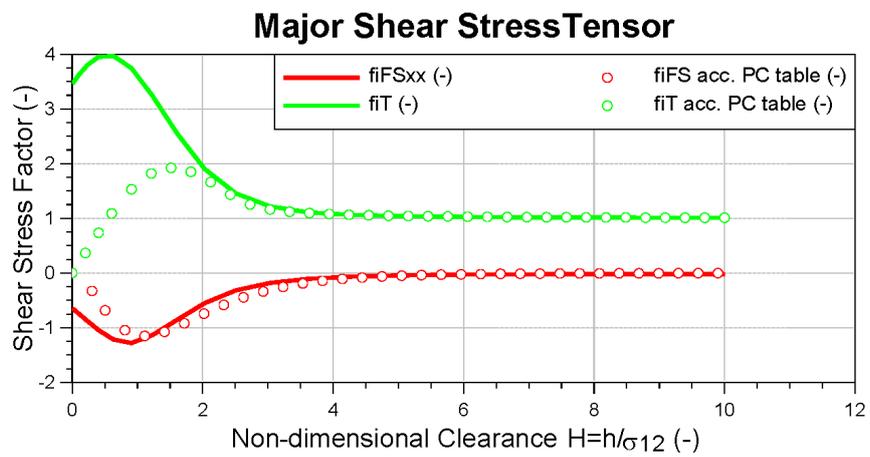
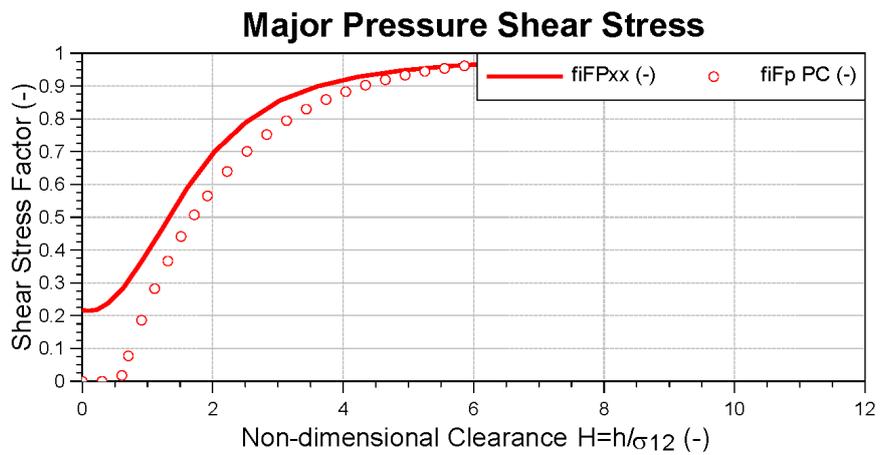
Major Shear Flow



Analysis:

-
 -

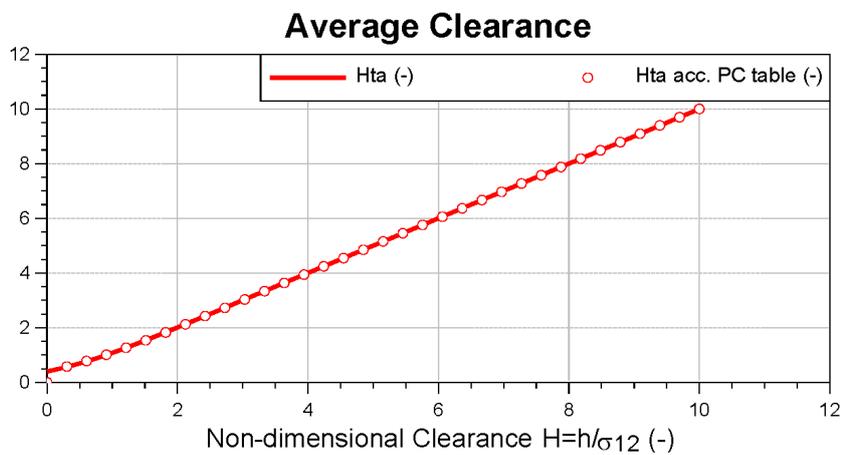
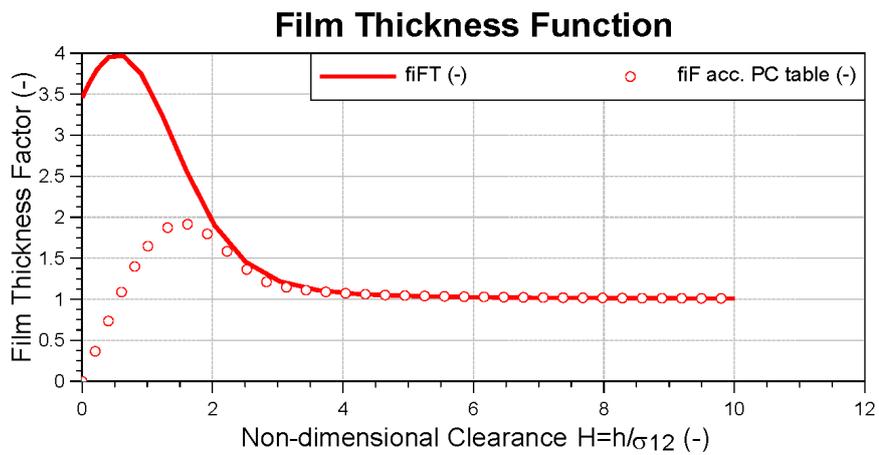
	Surface 1	Surface 2	(1) + (2)
Roughness σ	0.186 micron	0.046 micron	0.192 micron
Orientation γ	0.646 -	2.304 -	---
σ^{DD}			-0.885 -
Orientation (PartirCheng)	0.646 -	2.304 -	0.695 -



Analysis:

-
-

	Surface 1	Surface 2	(1) + (2)
Roughness σ	0.186 micron	0.046 micron	0.192 micron
Orientation γ	0.646 -	2.304 -	---
σ_{DD}			-0.885 -
Orientation (PartirCheng)	0.646 -	2.304 -	0.695 -

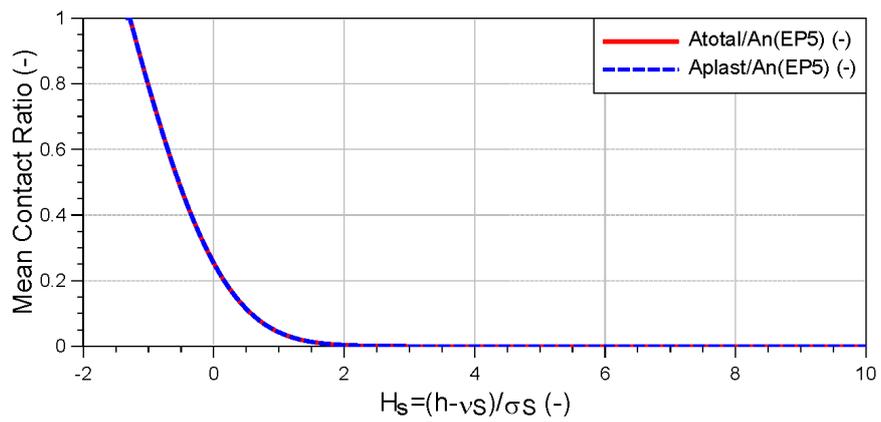
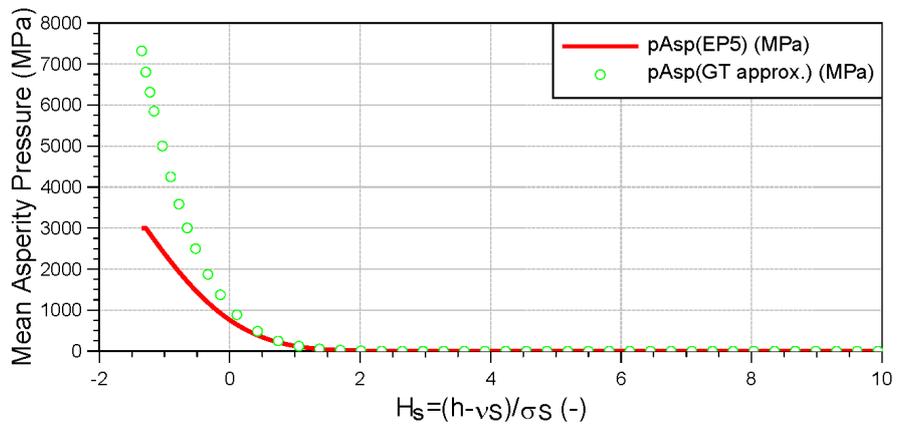


A.2.3. „Patch“ - Variante – L04/R01

Analysis: Liner_L04_Ring_R01_modify

-
 -

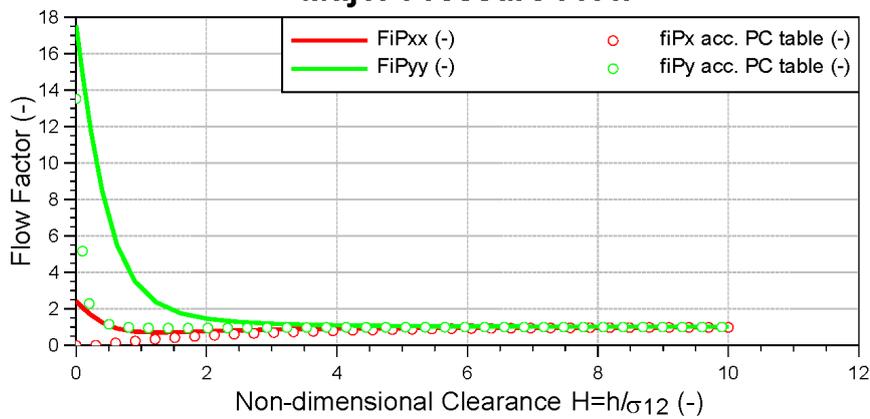
	Surface 1	Surface 2	(1) + (2)
Summit Roughness σ_s	0.182 micron	0.085 micron	0.201 micron
Mean Summit Height v_s	0.128 micron	0.123 micron	0.251 micron
Young's Modulus E	210000.000 MPa	500000.000 MPa	800000.000 MPa
Elastic Factor			0.002 -



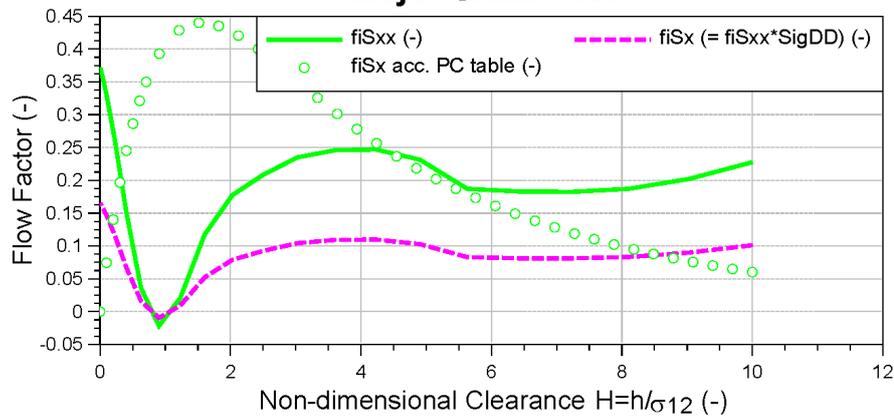
Analysis: Liner_L04_Ring_R01_modify

	Surface 1	Surface 2	(1) + (2)
Roughness σ	0.186 micron	0.300 micron	0.353 micron
Orientation γ	0.646 -	0.373 -	---
σ_{DD}			0.444 -
Orientation (PartirCheng)	0.646 -	0.373 -	0.439 -

Major Pressure Flow



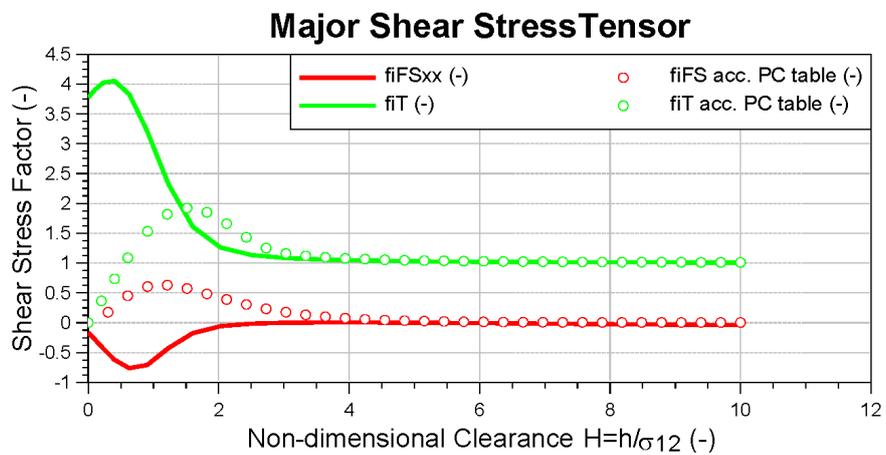
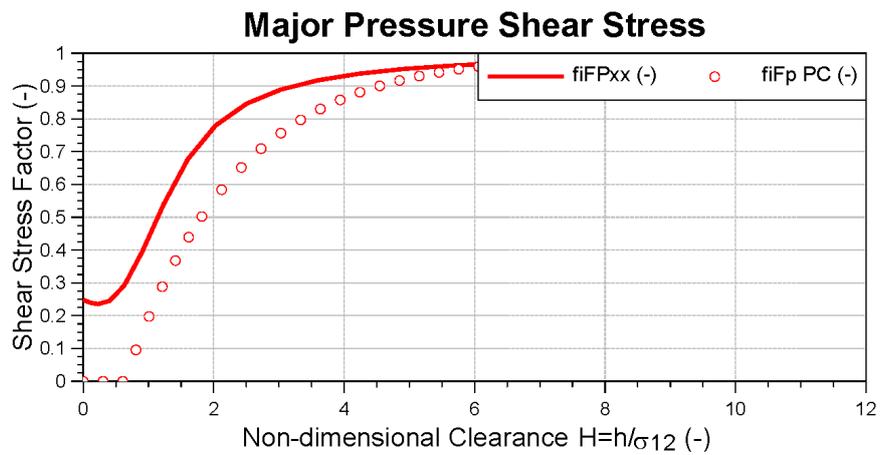
Major Shear Flow



Analysis: **Liner_L04_Ring_R01_modify**

-
 -

	Surface 1	Surface 2	(1) + (2)
Roughness σ	0.186 micron	0.300 micron	0.353 micron
Orientation γ	0.646 -	0.373 -	---
σ^{DD}			0.444 -
Orientation (PartirCheng)	0.646 -	0.373 -	0.439 -

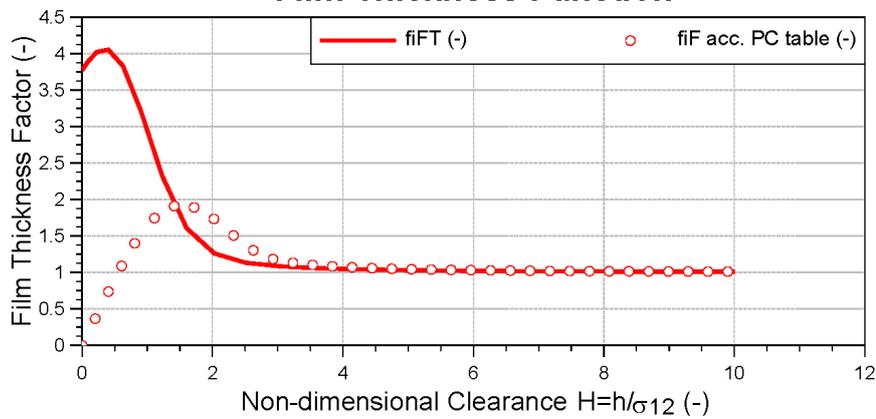


Analysis: Liner_L04_Ring_R01_modify

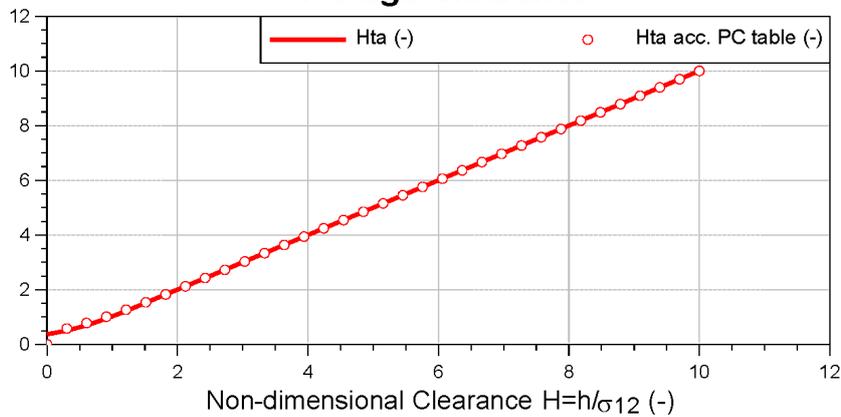
-
 -

	Surface 1	Surface 2	(1) + (2)
Roughness σ	0.186 micron	0.300 micron	0.353 micron
Orientation γ	0.646 -	0.373 -	---
σ_{DD}			0.444 -
Orientation (PartirCheng)	0.646 -	0.373 -	0.439 -

Film Thickness Function



Average Clearance



A.3. Aktivitätsdiagramm „Tribosimulation durchführen“

