

Simulative Betrachtung der Kolbenbolzenlagerung

**Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung**

Vorgelegt von

**Dennis Liebmann
aus Karlsruhe**

Hauptberichter:	Prof. Dr.-Ing. M. Bargende
Mitberichter:	Prof. Dr.-Ing. A. Rienäcker
Mitberichter:	Prof. Dr.-Ing. A. C. Kulzer

Tag der mündlichen Prüfung: 26.10.2023

Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart
der Universität Stuttgart

2023

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter der Mercedes-Benz AG. Die Betreuung seitens der Universität wurde durch das Institut für Fahrzeugtechnik der Universität Stuttgart übernommen. Dem Inhaber des Lehrstuhls Fahrzeugantriebe Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Bargende danke ich sehr herzlich für die Betreuung dieser Arbeit. Seine wertvollen Hinweise und intensive Unterstützung haben wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Herrn Prof. Dr.-Ing. A. Rienäcker und Herrn Prof. Dr.-Ing. A. C. Kulzer danke ich für die Übernahme des Mitberichts.

Besonders bedanken möchte ich mich bei Herrn Dr.-Ing. Volker Lagemann, der mich während meiner Zeit im Konzern betreut, stets unterstützt und gefördert hat. Die wertvollen Gespräche und seine sachdienlichen Anmerkungen trugen maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit bei. Außerdem war er stets Ansprechpartner für fachliche Themen.

Ebenso bedanke ich mich bei Herrn Dr. Martin Stroeer, der mir die Thematik der Kolbenbolzenlagerung näher gebracht hat und mir wertvolle Hilfestellungen gegeben konnte. Herrn Dr.-Ing. Jochen Lang sei für die Unterstützung seitens der IST GmbH gedankt. Ebenso gebührt der Dank Herrn Dr.-Ing. Sascha Umbach von dem Institut für Antriebs- und Fahrzeugtechnik der Universität Kassel für die wertvolle Unterstützung bei allen prüfstandseitigen Themen. Meinen Kollegen um Herrn Christian Ohlenschläger, Rayk Gutsche, Dr. Matthias Martin und Dr.-Ing. Soeren Herweg danke ich für die fachliche Unterstützung in allen Bereichen.

Diese Arbeit ist meiner Frau und meinem Sohn gewidmet. Besonders meine Frau Paula hat mich in allen Belangen unterstützt.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	V
Abbildungsverzeichnis	XI
Tabellenverzeichnis.....	XVII
Abkürzungsverzeichnis.....	XIX
Symbolverzeichnis	XXI
Abstract	XXV
Kurzfassung	XXXIII
1 Einleitung	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Stand der Technik	2
1.3 Ziele der Arbeit	6
2 Theoretische Grundlagen	9
2.1 Tribologische Grundlagen.....	9
2.1.1 Tribologie der Kolbenbolzenlagerung	9
2.1.2 Reibung, Schmierung und Verschleiß.....	16
2.1.3 Stribeck-Kurve für Gleitlager	20
2.1.4 Schmierung und Verschleiß	22
2.2 Viskosität	24
2.2.1 Druckabhängigkeit der Viskosität.....	24
2.2.2 Temperaturabhängigkeit der Viskosität.....	24
2.3 Hydrodynamik	27
2.3.1 Navier-Stokes-Gleichungen	27
2.3.2 Reynoldssche Differentialgleichung.....	28
2.3.3 Flusstenoren-Methode	32
2.4 Festkörper-Kontaktmechanik	34
2.4.1 Glatter Kontakt nach Hertz	34
2.4.2 Rauer Oberflächenkontakt nach Greenwood-Tripp	35
2.5 Mehrkörpersimulation.....	36
2.5.1 Freiheitsgradbegrenzung	36

3	Modellbildung	41
3.1	Aufbau Berechnungsmodell	41
3.1.1	Gleitreibungskoeffizienten	41
3.1.2	Makrogeometrie	42
3.1.3	Oberflächencharakterisierung	47
3.1.4	Flussfaktoren und Kontaktdrücke	50
3.1.5	Prüfstandsmodell	53
3.2	Unterschiede zu vorherigen Berechnungsmethodiken	57
3.2.1	Ovalisierung, Durchbiegung	57
3.2.2	Strukturreduktion und Netzgröße	60
3.2.3	Schmierfilmeinfluss	60
3.3	Möglichkeiten der Nutzung	65
4	Experimentelle Validierung	67
4.1	Kolbenbolzenprüfungen	67
4.2	Berechnungsseitige Anforderungen an außermotorische Prüfung	68
4.2.1	Randbedingungen	68
4.2.2	Messgrößen	69
4.3	Kolbenbolzenprüfstand	70
4.3.1	Aufbau	70
4.3.2	Antrieb	71
4.3.3	Kolbenlagerung	72
4.3.4	Schmierung	76
4.3.5	Messtechnik	79
4.3.6	Schwingungsanalyse	81
4.4	Datenerhebung/-aufbereitung	82
4.4.1	Ablauf der Prüfungen	82
4.4.2	Aufbereiten der Daten	84
5	Reibungsmessung und -berechnung der Kolbenbolzenlagerung	87
5.1	Reibungsmessungen am Kolbenbolzenprüfstand	88
5.1.1	Messergebnisse der Dieselmotor-Teile	88
5.1.2	Messergebnisse der Ottomotor-Teile	96

5.2	Simulationsergebnisse des Prüfstandmodells.....	106
5.2.1	Berechnungen der Dieselmotor-Teile	107
5.2.2	Berechnungen der Ottomotor-Teile.....	114
6	Anwendung am Vollmotor.....	131
6.1	Motorsimulationsmodell.....	131
6.1.1	Kolbenbolzendrehung Einzylinderaggregat	131
6.1.2	Auswirkung der Kolbennabenform/-ausführung	136
7	Fazit und Ausblick	147
	Literaturverzeichnis	151

Abbildungsverzeichnis

1	Principle sketch of the test bench [35]	XXVI
2	Hydrostatic bearing (HB) [35]	XXVI
3	Reproducibility of the torque measurement on the piston pin test bench [35]	XXVII
4	Comparison of the contact pattern of the piston boss at a maximum load of 5kN with the pressure distribution from the calculation, legend in MPa [36]	XXVII
5	Correlation of the maximum torque of a load cycle MDPS/ MDPL from calculation and test over the stages of the drying test of K011 at 25 kN maximum load	XXVIII
6	Influence of the lubrication direction on the piston pin test bench [36]	XXIX
7	Contact patterns of a maximum dynamic load of 5kN, lubrication from the inside on the left and from the outside on the right [36] .	XXIX
8	Measured coefficients of friction of gasoline engine parts in new and used condition	XXX
2.1	Komponenten der Kolbenbolzenlagerung [34]	10
2.2	Kraftverläufe am Kolbenbolzen [2]	11
2.3	Kräfte am Kurbeltrieb [2]	12
2.4	Spannungszustände des Kolbenbolzens und des kleinen Pleuelauges bei motorischer Last [34]	15
2.5	Schema eines tribologischen Systems [60]	16
2.6	Stribeck-Kurve [15]	21
2.7	Wesentliche Verschleißmechanismen [15]	23
2.8	Druck-Viskositäts-Verhalten des Schmieröls nach Barus (Gleichung Gl. 2.14) und Roelands (Gleichung Gl. 2.15)	25
2.9	Viskositäts-Temperatur-Verhalten nach Vogel (Gleichung Gl. 2.16) ..	26
2.10	Bilanz der Massenströme am infinitesimalen Volumenelement [78] ..	30
2.11	Rauheitsstruktur im Schmierpalt	32
3.1	Gemessene Reibkoeffizienten der Ottoteile im Neu- und Ausbauzustand	43

3.2	Beispiele veränderter Kolbennabenformen [42]	44
3.3	Makrogeometrie der Kolbennabe [36]	45
3.4	Temperaturberechnung (Heat Transfer) ©ABAQUS und Messungen mit μ Epsilon Pyrometer (SF22-C3)	48
3.5	Prinzip eines konfokalen Mikroskops (links) und Weißlichtinterferometer (rechts) [52].....	49
3.6	Aufnahmen der Kolbennabe und der Bolzenoberfläche des Konfokalmikroskops.....	51
3.7	Kenngößen der Materialanteilkurve [8] nach DIN EN ISO 13565-2 [16].....	52
3.8	Kontaktdrücke über der Spaltweite des Kontaktes Kolben-Kolbenbolzen im Neu- und Ausbausezustand bzw. Korrelation des Mischreibungsubergang zu R_{pk} -Werten der Kolbennabe.....	52
3.9	Kontaktdrücke über der Spaltweite des Kontaktes Pleuelstange-Kolbenbolzen im Ausbausezustand.....	53
3.10	Druck- und Scherflussfaktoren in Lagerquerrichtung und -umlaufriichtung über der Spaltweite des Kontaktes Kolben-Kolbenbolzen im Neuzustand	54
3.11	Druck- und Scherflussfaktoren in Lagerquerrichtung und -umlaufriichtung über der Spaltweite des Kontaktes Kolben-Kolbenbolzen im Ausbausezustand	55
3.12	Druck- und Scherflussfaktoren in Lagerquerrichtung und -umlaufriichtung über der Spaltweite des Kontaktes Pleuelstange-Kolbenbolzen im Ausbausezustand	56
3.13	Prüfstandmodell: Für die Berechnung verwendete Kraft- und Drucksignale.....	58
3.14	Prüfstandmodell: Zusammenfassung der Eigenschaften.....	58
3.15	Ovalisierung des Kolbenbolzens (stark überhöht) und deren Auswertungslinien.....	59
3.16	Vergleich der Kolbenbolzen-Biegung und -Ovalisierung zwischen der FEM-Berechnung aus ABAQUS und der MKS-Berechnung aus FIRST	61
3.17	Einfluss der Strukturreduktion auf das Reibmoment und die Rechenzeit	62
3.18	Einfluss der Netzgröße des Hydronetzes auf das Reibmoment und die Rechenzeit.....	62

3.19	Schmierfilmeinfluss innerhalb der Kolbenbolzenlagerung	64
4.1	Prüfstandaufbau Prinzip [35]	72
4.2	Hydrostatische Lagerung (HB) [35]	73
4.3	Kraft-Druck-, Kraft-Weg-Verlauf im HB [35].....	74
4.4	Darstellung der Differenz von überlagertem hydrodynamischen Druck und Festkörperkontaktdruck von HB und PB des Prüfstand- modells der Dieselteile [35].....	75
4.5	Vergleich von berechneten Festkörperkontakt- und hydrodynamischen Drücken innerhalb PIBo und KoBo mit Prüfstandmodell an Teilen des Dieselmotors [35]	76
4.6	Ölversorgung am Kolbenbolzenprüfstand	77
4.7	Beölungsvarianten der Diesel-Teile am Prüfstand [35]	78
4.8	Messungen des MDPL der verschiedenen Beölungsvarianten [35]	80
4.9	Fast Fourier Transformation: Frequenzanteile gemessener Signale des Drehmomentes und der Kraft	82
4.10	Reproduzierbarkeit der Drehmomentmessung am Kolbenbolzen- prüfstand [35]	83
4.11	Ablauf der Prüfungen	84
4.12	Ungefiltertes Drehmomenten-Messsignal	85
4.13	Filterung: Reibenergie über der gewählten Cutoff-Frequenz eines Tiefpassfilters einer Messung der Diesel-Teile [35].....	86
5.1	Ungefiltertes Drehmomenten-Messsignal des Einlaufverhaltens eines Diesel-Teilesets, MGDPL links oben, Rest zeitkontinuierlich [35].....	89
5.2	Messungen des zeitkontinuierlichen Drehmoment-Verlaufs mit den Parametern: 1.8 ml/min, 50 min ⁻¹ , 100 kN, 80 °C, 33.33 Hz	91
5.3	Haupteffekte der Parameterstudie am Kolbenbolzenprüfstand [35]....	95
5.4	Einfluss der Beölungsmenge am Kolbenbolzenprüfstand [35]	96
5.5	Einfluss der Beölungsrichtung am Kolbenbolzenprüfstand [36].....	97
5.6	Messungen des maximalen Drehmoments und dem Druckkraftma- ximum pro Lastzyklus (MDPL und KMPL), Lasttreppe, verschie- dene Kolbennabenvarianten.....	100
5.7	Messungen des maximalen Drehmoments und dem Druckkraftma- ximum pro Lastzyklus (MDPL und KMPL), Lasttreppe, verschie- dene Kolbennabenvarianten (2)	101

5.8	Messung des MDPL und KMPL, Slotkolben vs. Standard-Profil, Belastung dynamisch bis 50 kN Druck	102
5.9	Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der Messung des K008, Ausschnitte bei 5,10 und 15 kN, ungefiltertes Signal	102
5.10	Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der Messung des K011, Ausschnitte bei 5,10,15,20 und 25 kN, ungefiltertes Signal.....	103
5.11	Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der Messung des K012, Ausschnitte bei 5,10,15,20 und 25 kN, ungefiltertes Signal.....	103
5.12	Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der Messung des K016, Ausschnitte bei 5,10,15,20 und 25 kN, ungefiltertes Signal.....	104
5.13	Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der Messung des K017, Ausschnitte bei 5,10,15,20 und 25 kN, ungefiltertes Signal.....	104
5.14	Gemessenes MDPS des Austrocknungsversuchs des K011 bei 25kN KMPL.....	106
5.15	Messungen und Berechnungen zeitkontinuierlicher Drehmomentenverläufe (1).....	108
5.16	Messungen und Berechnungen zeitkontinuierlicher Drehmomentenverläufe (2).....	110
5.17	Messungen und Berechnungen zeitkontinuierlicher Drehmomentenverläufe (3) mit den Parametern: 1.8 ml/min, 50 min ⁻¹ , 100 kN, 80 °C, 33.33 Hz; Einsatz einer Verschleißberechnung nach Fleischer	111
5.18	Standardabweichungen über der Verschleißtiefe der Kontakte KoBo und PIBo bzw. Verschleißbedingte Anpassung der Rautiefe.....	112
5.19	Verschleißberechnung: Verschleiß	112
5.20	Verschleißberechnung: Standardabweichungen.....	113
5.21	Messung und Berechnungen der Haupteffekte der Kolbenbolzenlagerung am Kolbenbolzenprüfstand (Parameterstudie) [35]	115
5.22	Einfluss der Beölungsrichtung am Kolbenbolzenprüfstand, Messung und Berechnung des Drehmomentes [36]	116
5.23	Einfluss der Beölungsrichtung am Kolbenbolzenprüfstand, Schmierstofftransport im Inneren der Lagerung [36].....	116

5.24	Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der ungefilterten Messung und der Berechnung des K008, Ausschnitte bei 5,10,15,20 und 25 kN.....	119
5.25	Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der ungefilterten Messung und der Berechnung des K011, Ausschnitte bei 5,10,15,20 und 25 kN.....	120
5.26	Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der ungefilterten Messung und der Berechnung des K012, Ausschnitte bei 5,10,15,20 und 25 kN.....	121
5.27	Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der ungefilterten Messung und der Berechnung des K016, Ausschnitte bei 5,10,15,20 und 25 kN.....	122
5.28	Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der ungefilterten Messung und der Berechnung des K017, Ausschnitte bei 5,10,15,20 und 25 kN.....	124
5.29	Kontaktdissipation über der letzten erreichten Last im Laststufen-test und Aufnahmen der Oberflächen nach der Prüfung	125
5.30	Berechnetes zeitkontinuierliches Drehmoment bzw. MDPS, Austrocknungsversuch von K011 bei 25 kN KMPL	126
5.31	Berechnetes MDPL über der eingestellten Schmierfilmdicke, Austrocknungsversuch von K011 bei 25 kN KMPL	127
5.32	Korrelation des MDPL/MDPS aus Berechnung und Versuch über den Stufen des Austrocknungsversuchs von K011 bei 25 kN KMPL	127
5.33	Tragbilder dynamische Belastung mit einem KMPL von 5kN, links Innenbeölung, rechts Außenbeölung [36]	128
5.34	Vergleich des Tragbilds der Kolbennabe bei einem KMPL von 5kN mit Druckverteilung aus der Berechnung, Skala in MPa [36]	129
5.35	Vergleich des Tragbilds der Kolbennabe bei einem KMPL von 45kN mit Druckverteilung aus der Berechnung	129
5.36	Vergleich des Tragbilds des kleinen Pleuelauges bei einem KMPL von 45kN mit Druckverteilung aus der Berechnung	130
6.1	Aufbau Laser-Optischer Transparent Tribologie-Einzylindermotor [45].....	133
6.2	Zylinder mit Glasfenster des Laser-Optischen Transparent Tribologie-Einzylindermotors [65]	133

6.3	Drehbewegung innerhalb eines Arbeitsspiels, Optische Aufnahmen am Laser-Optischen Transparent Tribologie-Einzylindermotor, 4000min ⁻¹ Schubetrieb	134
6.4	Auswertung der mittleren Drehbewegung über 50 Arbeitsspiele, 4000 min ⁻¹ 6 bar pme	135
6.5	Brennraumdrücke des Laser-Optischen Transparent Tribologie-Einzylindermotors über ein Arbeitsspiel.....	135
6.6	Berechnete resultierende Kräfte des Kontaktes KoBo über ein Arbeitsspiel (LOTTE)	137
6.7	Berechnete Bolzenrotation über ein Arbeitsspiel bei verschiedenen Betriebspunkten (LOTTE)	137
6.8	Berechnete Reibmomente der Kontakte KoBo und PIBo über ein Arbeitsspiel bei verschiedenen Betriebspunkten (LOTTE)	138
6.9	Brennraumdrücke der ausgewählten Lastfälle über ein Arbeitsspiel .	139
6.10	Resultierende Kräfte in KoBo über ein Arbeitsspiel	140
6.11	Maximale Kontaktdissipation pro Kurbelwinkel in einem Arbeitsspiel am Kolbenhemd bei Nennlast verschiedener Kolbennaben-Ausführungen	141
6.12	Mittlere Kontaktdissipation pro Kurbelwinkel in einem Arbeitsspiel am Kolbenhemd bei Nennlast verschiedener Kolbennaben-Ausführungen	143

Tabellenverzeichnis

3.1	Verwendete Kolbennabenausführungen, interne Bezeichnung und Beschreibung	45
3.2	Einstellungen am Konfokalmikroskop	50
4.1	Einstellbare Parameter/Messgrößen am Prüfstand	70
4.2	Messgröße und Abtastfrequenzen des Prüfstand	79
4.3	Measuring principle and accuracy of the sensors [35]	81
5.1	Parametereinstellungen und Stützstellen der Parameterstudie.....	92
5.2	p- und T-Werte der Parameter aus der Regressionsanalyse, Parameterstudie, ergänzend zu [35]	93
5.3	Stufen des Austrocknungsversuchs, Druck-Menge-Relation	105
5.4	Randbedingungen der Berechnungen der Haupteffekte der Parameterstudie [35]	113
6.1	Daten Laser-Optischer Transparent Tribologie-Einzyliermotor	132
6.2	Gemittelte Reibleistung [W], hydrodynamischer und Festkörper-Anteil, über ein Arbeitsspiel, Teil- und Nennlast (T- und NLP)	145
6.3	Gemittelte Reibleistung [W] aus Festkörperreibung über ein Arbeitsspiel, Teil- und Nennlast (T- und NLP)	145

Abkürzungsverzeichnis

BDC	Bottom Dead Center
CCD	Charge-coupled device
CFD	Computational Fluid Dynamics
DLC	Diamond-Like Carbon
DMS	Dehnmessstreifen
DS	Druckseite
EHD	Elastohydrodynamik
EMCCD	Electron-multiplying charge-coupled device
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFT	Fast Fourier Transformation
FHG	Freiheitsgrade
FKFS	Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart
GDS	Gegendruckseite
HB	Hydrostatische Lagerung des Kolbens am Prüfstand, engl. hydrostatic bearing
HPD	Heavy Power Duty
HTHS	High Temperature High Shear
ICE	Verbrennungsmotor, engl. Internal Combustion Engine
IST	Ingenieurgesellschaft für Strukturanalyse und Tribologie
IVK	Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen
KMPL	Kraftmaximum pro Lastzyklus
KoBo	Kolbennabe-Kolbenbolzen

KW	Kurbelwinkel
MDPL	Maximales Drehmoment pro Lastzyklus
MGDPL	Maximales gemittelttes Drehmoment pro Lastzyklus
MKS	Mehrkörpersystem
MRMPL	Maximales Reibmoment pro Lastzyklus
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
OT	Oberer Totpunkt des Kolbens im Brennraum
PB	Plattenlagerung des Kolbens am Prüfstand, engl. plate bearing
PID	Proportional–integral–derivative
PIBo	Pleuelbuchse-Kolbenbolzen
PIKw	Pleuelstange-Kurbelwelle
PMT	Photovervielfacher, engl. photomultiplier tube
Steg	Ringstege
TDC	Top Dead Center
UT	Unterer Totpunkt des Kolbens im Brennraum
VTC	Viskositäts-Temperatur-Konstante

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

A_c	Deformationsbedingte Spaltweitenänderungen	m^2
A_{real}	Wahre Kontaktfläche	m^2
a, b	Schwerpunktabstände	m, m
a_R	Radius der Kontaktfläche	m
$a_{s,des}$	Summe aus Desachsierung und Schränkung	m
a_T	Temperaturleitfähigkeit	m^2/s
a, b, c	Schmierstoffspezifische Größen	-, -, -
C_i	Integrationskonstanten	-
c_T	Spezifische Wärmekapazität	J/(kg · K)
D	Durchmesser	m
D, D^{red}	Dämpfungsmatrix, reduzierte Dämpfungsmatrix	-, -
dx, dy, dz	Kantenlängen des infinitesimalen Volumenelements	m, m, m
E, E_i	E-Modul, E-Modul des i-ten Körpers	Pa
E'	Ersatz E-Modul	Pa
F_G	Gaskraft	N
$F_G(\alpha)$	Gaskraft des jeweiligen Kurbelwinkels	N
F_{Gb}	Gleitbahnkraft	N
F_K	Kraft am Kolbenbolzen	N
$F_{K,osz}$	Oszillierende Massenkraft des Kolbens (inkl. Kolbenbolzen und Ringe)	N
F_{max}	Maximale Kraft	N
F_{mittel}	Mittlere Kraft	N
F_N	Normalkraft	N
F_{osz}	Oszillierende Massenkraft	N
$F_{Pl,osz}$	Oszillierende Massenkraft des Pleuel	N
F_R	Reibkraft	N
F_S	Stangenkraft	N

$\mathbf{f}(t), \mathbf{f}^{\text{red}}$	Äußere Belastung abhängig von der Zeit, reduzierte äußere Belastung	N
h	Tatsächliche Spaltweite	m
h_d	Deformationsbedingte Spaltweite	m
$h_{\partial w}$	Lokale mikrogeometrische Spaltweite mit Verformungsanteil	m
h^*	Nominelle Spaltweite	m
u_i	Geschwindigkeiten der Oberflächen	m/s
K	Kontaktdruckfaktor	-
$\mathbf{K}, \mathbf{K}^{\text{red}}$	Steifigkeitsmatrix, reduzierte Steifigkeitsmatrix	N/m, N/m
k_p	Druckkonstante	GPa
l	Länge des Pleuels	m
$\mathbf{M}, \mathbf{M}^{\text{red}}$	Massenmatrix, reduzierte Massenmatrix	kg, kg
M_r	Reibmoment	Nm
M_{R1}, M_{R2}	Materialverhältnis, den Kernbereich begrenzend	%, %
m_{osz}	Oszillierende Masse	kg
$m_{Pl,osz}$	Oszillierende Masse des Pleuel	kg
$m_{Pl,rot}$	Rotierende Masse des Pleuel	kg
m_{vt}	Richtungskonstante der V-T-Geraden	-
P	Leistung	W
p	Druck	bar
$p(\alpha)$	Druck des jeweiligen Kurbelwinkels	bar
p_c	Kontaktdruck	bar
$p_{c,max}$	Maximaler Kontaktdruck	bar
$p_{c,mittel}$	Mittlerer Kontaktdruck	bar
q_{rau}, q_{glatt}	Flussbilanzen rauert/ glatter Oberflächen	m ³ /s
q_x, q_y	Volumenströme	m ³ /s
R, R_i	Krümmungsradius, Krümmungsradius des i-ten Körpers	m
R'	Ersatzradius	m
R_k	Kernrauriefe	m
R_{pk}	Reduzierte Spitzenhöhe	m
R_{yk}	Reduzierte Riefentiefe	m
r	Kurbelwellenradius	m
r_{KB}	Radius Kolbenbolzen	m

r_M	Abstand zum Kontaktmittelpunkt	m
Re_{krit}	Kritische Reynoldszahl, Übergang zwischen laminarer und turbulenter Strömung	-
s, \dot{s}, \ddot{s}	Weg, Geschwindigkeit und Beschleunigung des Kolbens	m, m/s, m/s ²
t	Zeit	s
T_i	Temperatur des i-ten Fluids/Körpers	K
T	Transformationsmatrix	-
u_m, v_m, u_i^Σ	Mittlere Strömungsgeschwindigkeiten	m/s
upm	Umdrehungen pro Minute	min ⁻¹
u, \dot{u}, \ddot{u}	Bewegungsgrößen	m, m/s, m/s ²
u, v, w	Fluidgeschwindigkeiten	m/s, m/s, m/s
V	Volumen	m ³
v, \dot{v}, \ddot{v}	Bewegungsgrößen mit neuer Anzahl an Freiheitsgraden	m, m/s, m/s ²
w_1, w_2	Deformationsbedingte Spaltweitenänderungen	m
\dot{W}	Leistungsdichte	W/m ³
x, y, z	Raumrichtungen	m, m, m
z_{DVI}	Druck-Viskositäts-Index	-

Griechische Buchstaben

α	Kurbelwinkel	°KW
α_E	Kleinstmöglicher Winkel einer Ebene durch den ein Körper zu rutschen beginnt	°
α_{SG}	Steigung der Geraden auf der logarithmischen Skala (Barus-, Roelandsgleichung)	-
α_T	Ausdehnungskoeffizient	$\mu\text{m}/(\text{K} \cdot \text{m})$
δ, δ_i	Rauigkeitsamplituden der Oberflächen	m
η, η_0	Dynamische Viskosität, dynamische Viskosität bei Atmosphärendruck	Pa · s
λ_P	Pleuelstangenverhältnis	-
λ_T	Temperaturleitfähigkeit	W/(m · K)
μ, μ_r	Reibkoeffizient, Gleitreibungskoeffizient	-, -
μ_k, μ_{pl}	Gleitreibungskoeffizient der Kontaktstelle KoBo und PlBo	-, -

ν	Kinematische Viskosität	m^2/s , cSt
ν_i	Querkontraktionszahl des i-ten Körpers	-
ν_{40}, ν_{100}	Kinematische Viskosität bei 40°C und 100°C	m^2/s , cSt
Ω	Gebiet	-
ω	Konstante Drehgeschwindigkeit der Kurbelwelle	min^{-1}
Φ, Φ^P, Φ^S	Flusstensor, Druckflussfaktor, Scherflussfaktor	-, -, $-\mu\text{m}$
π	Kreiszahl	-
ρ	Massendichte	kg/m^3
σ	Standardabweichung	-
$\sigma_{\text{innen}}, \sigma_{\text{außen}}$	Mechanische Spannungen	N/m^2
τ	Schubspannung (Fluid)	N/m^2
τ	Pleuelschwenkwinkel	$^\circ$
ϑ	Temperatur	K

Indizes

const	Konstant
des	Desachsierung
dyn	Dynamisch
krit	Kritisch
mech	Mechanisch
norm	Normiert
osz	Oszillierend
red	Reduziert
rot	Rotierend
s	Schränkung

Abstract

In this study, a simulation-based analysis of the piston pin bearing is presented to enable digital evaluation of error patterns and preliminary design considerations for material selection, lubrication, shape, surface condition, and other factors. To accomplish this, component tests of the piston, piston pin, and connecting rod are conducted on a specially developed test bench equipped with movable oil spray nozzles and a newly developed hydrostatic piston bearing, s. figure 1 and figure 2. This test bench is used to analyze friction within the piston pin bearing, which allows for elastic deformation of the components and approximates the combustion chamber pressure of an internal combustion engine. The variable parameters of the test bench include the frequency and amplitude of the force, the piston pin angular velocity, and the oil temperature and quantity. The measured torque of the piston pin serves as a measure of friction, and the piston pin is driven by an electric motor with a constant angular velocity. The time-continuous torque measurements are checked for reproducibility, s. figure 3. The signals are analyzed for interference frequencies, which are then filtered for further use.

Friction measurements of the piston pin bearing using components from a diesel and a gasoline engine are carried out on the test bench to validate a multi-body simulation with lubricating film coupling. A parameter study is conducted to investigate the main effects of storage when varying the variable parameters on the test bench. The time-continuous torque measurements for the diesel engine components are used to complete the study, while the gasoline engine components are analyzed using an advanced test program that includes a running-in procedure, a load ladder, and drying tests.

To gain a deeper understanding of the behavior of the piston pin bearing, all measurements are accompanied by simulations. The development of damage patterns can be traced using the simulation, and the pressure distribution correlates well with the optical wear patterns of the bearing, s. figure 4. During the drying tests, the amount of oil supplied is gradually reduced, and the lubrication of the bearing is examined in terms of the required oil supply and the mini-

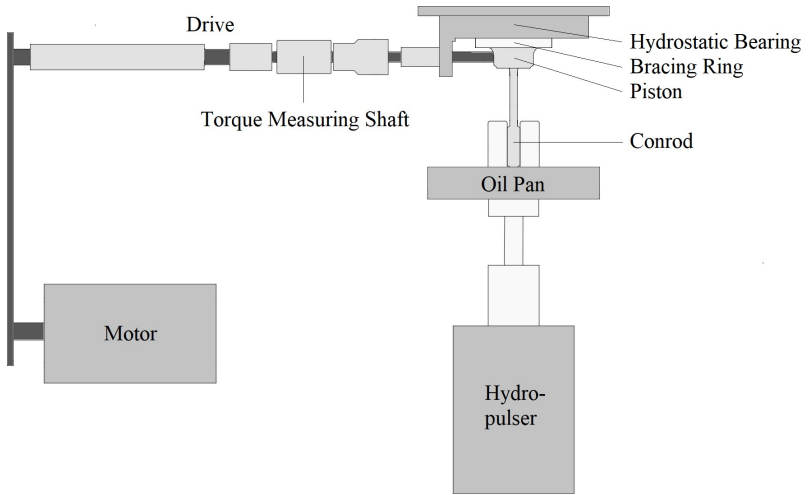


Abbildung 1: Principle sketch of the test bench [35]

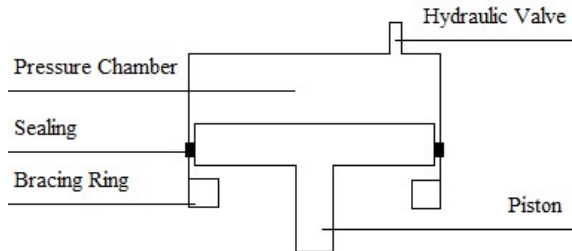


Abbildung 2: Hydrostatic bearing (HB) [35]

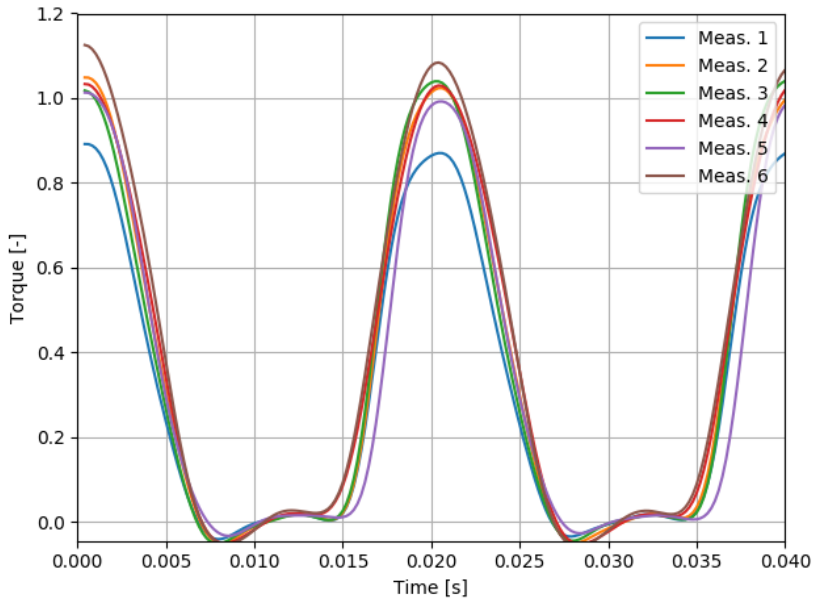


Abbildung 3: Reproducibility of the torque measurement on the piston pin test bench [35]

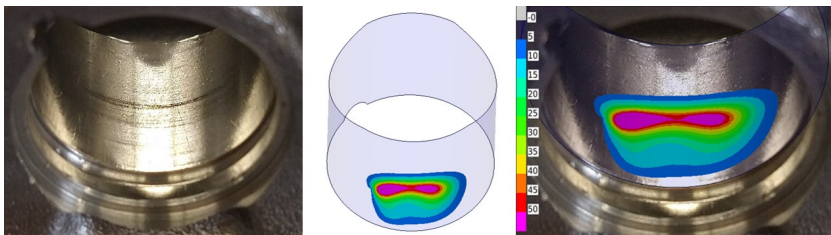


Abbildung 4: Comparison of the contact pattern of the piston boss at a maximum load of 5kN with the pressure distribution from the calculation, legend in MPa [36]

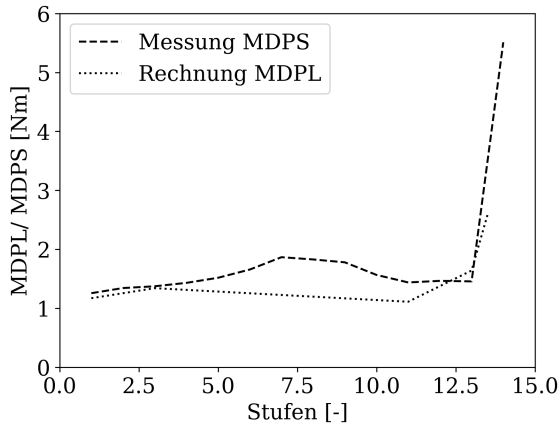
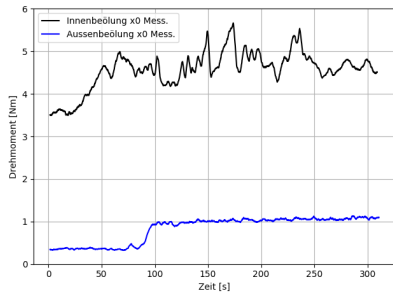


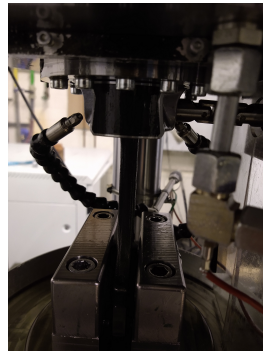
Abbildung 5: Correlation of the maximum torque of a load cycle MDPS/ MDPL from calculation and test over the stages of the drying test of K011 at 25 kN maximum load

imum lubricating film thickness in the calculation, s. figure 5. The calculated minimum lubricating film thickness and the amount of lubricant required are correlated, and lubricant transport within the bearing is described using a partial filling algorithm.

As a result, it is possible to simulate the lubrication effect of the test bench, s. figure 6. Lubricating from the outside (toward the circlip groove) leads to low friction measurements, while lubricating from the inside (toward the connecting rod) increases friction due to insufficient lubrications, s. figure 7. The measurements serve to validate a newly developed calculation model of the test bench, which is then extended to a full engine model. Both models are based on a multi-body simulation with lubricating film coupling and elastic bodies, which allows for the simulation of non-linear elastohydrodynamic effects of plain bearings. To optimize the model for computing time and accuracy, a mixed static-modal reduction according to Craig-Bampton is applied, and an appropriate discretization of the surfaces and number of degrees of freedom is selected. The model is then validated through numerous comparisons with measured data, and a time-constant viscosity is used, considering the tempe-



(a) Measurements of the MDPL with lubrication from the in- and outside at 5 kN dynamic load



(b) Lubrication from the outside at the test bench

Abbildung 6: Influence of the lubrication direction on the piston pin test bench [36]

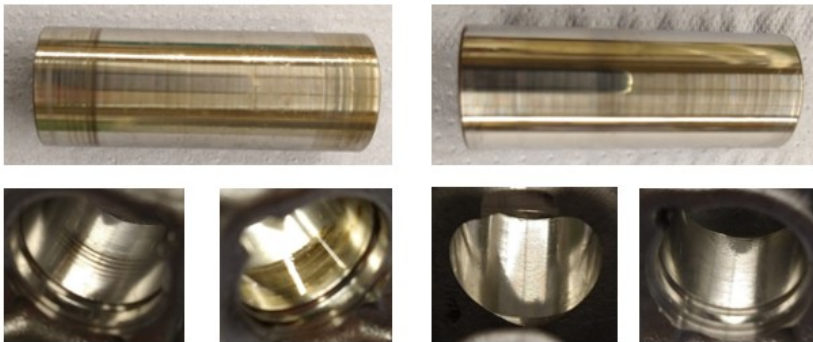


Abbildung 7: Contact patterns of a maximum dynamic load of 5kN, lubrication from the inside on the left and from the outside on the right [36]

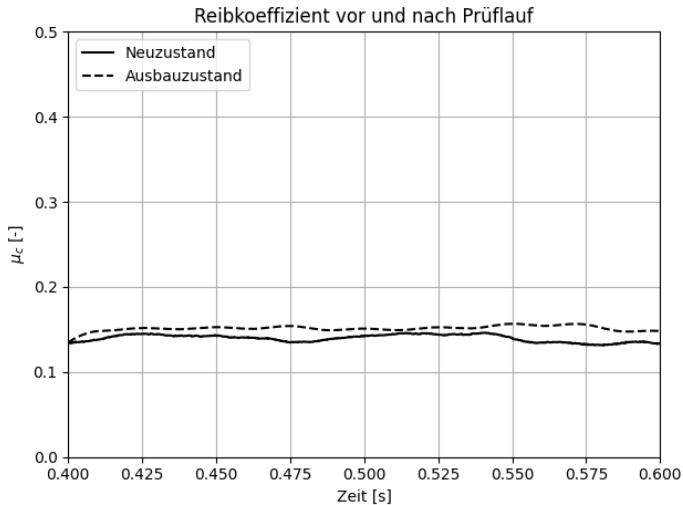


Abbildung 8: Measured coefficients of friction of gasoline engine parts in new and used condition

perature dependency. Additionally, a pressure-dependent viscosity according to Roelands is partially employed.

Material parameters, friction coefficients, and gap filling degrees must be specified as boundary conditions for the calculation. However, it can be demonstrated that the bearing requires a minimal amount of oil supply, and that the lubrication situation can be improved using a partial filling algorithm (Kumar-Booker) in simulation. Friction coefficients can also be determined on the test bench, s. figure 8. The presented calculation method allows for digital analysis of the piston pin bearing during engine operation, including preliminary design, damage analysis, and optimization measures, which can significantly reduce material usage.

The developed methodology for calculation is valid for both the test bench and engine operation and can be incorporated into a model of the piston secondary motion. Additionally, it is possible to study the piston pin friction during engine operation and its effect on other frictional contacts in the internal combustion engine, such as the piston skirt.

Finally, the piston pin rotation is simulated on a single-cylinder unit, and the effects of different piston boss variants on the piston skirt friction are evaluated through simulation.

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit wird eine umfassende simulative Analyse der Kolbenbolzenlagerung vorgestellt, um eine digitale Bewertung von Fehlerbildern und Vorauslegung der Gestaltung mit Rücksicht auf die Werkstoffauswahl, der Beölungssituation, die Formgebung, der Oberflächenbeschaffenheit etc. zu ermöglichen.

Zu diesem Zwecke werden Komponententests des Kolbens, des Kolbenbolzens und der Pleuelstange auf einem außermotorischen Prüfstand durchgeführt. Der zu diesem Zwecke entwickelte Prüfstand besitzt bewegliche Ölspritzdüsen und eine neuartige hydrostatische Kolbenlagerung. Er wird zur Analyse der Reibung innerhalb der Lagerstellen der Kolbenbolzenlagerung eingesetzt. Die Kolbenlagerung erlaubt dabei eine brennraumnahe Deformation der Bauteile. Variable Parameter des Prüfstands sind unter anderem die Frequenz und Amplitude der Kraft, die Kolbenbolzendrehzahl, sowie die Öltemperatur und -menge. Als Maß für die Reibung dient das gemessene Drehmoment des Kolbenbolzens. Dieser wird durch einen Elektromotor mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit angetrieben. Die Messungen des zeitkontinuierlichen Drehmomentes werden auf Reproduzierbarkeit geprüft und die Signale auf Störfrequenzen analysiert und zur weiteren Benutzung entsprechend gefiltert.

Auf dem Prüfstand werden Reibungsmessungen der Kolbenbolzenlagerung von Komponenten eines Diesel- und eines Otto-Motors durchgeführt. Sie dienen der Validierung einer Mehrkörpersimulation mit Schmierfilmkopplung. Eine Parameterstudie zeigt die Haupteffekte der Lagerung bei Variation der variablen Parameter am Prüfstand. Gemessene zeitkontinuierliche Drehmomente runden die Betrachtung der Dieselmotor-Teile ab. Die Komponenten des Ottomotors werden mit einem weiterentwickelten Prüfprogramm analysiert. Dies besteht aus einem Einlaufprozedere, einer Lasttreppe und Austrocknungsversuchen. Alle Messungen werden zum tieferen Verständnis des Verhaltens der Kolbenbolzenlagerung simulativ begleitet. Die Entstehung der Schadensbilder kann mittels der Simulation detailliert nachvollzogen werden, da die Druckverteilung

eine sehr gute Übereinstimmung mit den optischen Fehlstellen der untersuchten Lagerung aufweisen.

Es werden Prüfstandversuche durchgeführt, während denen die zugeführte Beölungsmenge stetig reduziert wird. Die Schmiersituation der Lagerung wird in der Folge bezüglich dem benötigten Ölangebot und der erforderlichen minimalen Schmierfilmdicke in der Berechnung bzw. Mindestschmierstoffmenge im Versuch beleuchtet. Die minimale berechnete Schmierfilmdicke und die von außen benötigte Schmierstoffmenge im Versuch werden in Relation zueinander gebracht. Schmierstofftransporte innerhalb der Lagerung können mit Hilfe eines Teilfüllungsalgorithmus beschrieben werden. In der Folge ist es möglich einen Beölungseffekt am Prüfstand simulativ zu analysieren. Denn es zeigt sich, dass aufgrund der Profilgebung der Kolbennabe eine bevorzugte Beölungsrichtung während der Prüfstandversuche entsteht. Eine Beölung an der Innenseite (Richtung Pleuelstange) erhöht die Reibung innerhalb der Kontaktstelle durch auftretende Mangelschmierung.

Die Messungen dienen der Validierung eines neu entwickelten Berechnungsmodells des Prüfstands. Im nachfolgenden Schritt wird diese Validierung auf ein Vollmotormodell erweitert. Dieses basiert auf einer Mehrkörpersimulation mit Schmierfilmkopplung und elastischen Körpern. Hierdurch können nicht-lineare elastohydrodynamische Effekte von Gleitlagerungen simuliert werden. Eingesetzt wird eine gemischt statisch-modale Reduktion nach Craig-Bampton. Das Modell wird hinsichtlich der Rechenzeit und Abbildungsgenauigkeit optimiert. Dies geschieht durch Auswahl einer geeigneten Diskretisierung der Oberflächen und Freiheitsgradanzahl. Es werden zahlreiche Abgleiche mit gemessenen Daten zur Validierung vorgenommen. Eine zeitlich konstante Viskosität wird unter Berücksichtigung der Temperatur verwendet. Zusätzlich wird partiell eine druckabhängige Viskosität nach Roelands eingesetzt.

Werkstoffparameter, Reibungskoeffizienten und Spaltfüllgrade müssen der Berechnung als Randbedingungen vorgegeben werden. Es kann jedoch gezeigt werden, dass die Lagerung ohnehin wenig Öl benötigt und mit einem Teilfüllungsalgorithmus (Kumar-Booker) eine Verbesserung der Schmiersituation simulativ nachgestellt und unterstützt werden kann. Ebenso können Reibkoeffizienten am Prüfstand ermittelt werden.

Die vorgestellte Berechnungsmethodik erlaubt eine digitale Analyse der Kolbenbolzenlagerung im Motorbetrieb. Dies umfasst Vorauslegung, Schadensanalyse und Optimierungsmaßnahmen. Somit können Materialien weitestgehend eingespart werden.

Die Integration der erarbeiteten Methodik in die umfangreiche Kolbensekundärbewegungsberechnung erlaubt es, Abhängigkeiten der wesentlichen Einflussgrößen innerhalb der Kolbennabe und deren Wirkung auf andere Reibkontakte des Verbrennungsmotors zu betrachten. Abschließend wird die Kolbenbolzendrehbewegung an einem Einzylinderaggregat nachgestellt und die Auswirkungen verschiedener Kolbennabenvarianten auf die Hemdreibung simulativ bewertet.

1 Einleitung

1.1 Motivation

Steigende Leistungsdichten im Zuge des Downsizings heutiger Verbrennungsmotoren führen zu immer größeren spezifischen Bauteilbelastungen. Damit einher gehen gestiegene Brennraumdrücke und niedrigviskose Öle, welche einen Leistungs- und Verbrauchsvorteil mit sich bringen, jedoch die tribologische und mechanische Belastung bis an die Auslegungsgrenzen erhöhen. Der Verbrennungsmotor, obgleich er für viele Menschen und Industriezweige gegenwärtig essentiell wichtig ist, steht in der Kritik den Klimawandel und seine Folgen maßgeblich mit zu beschleunigen.

Aufgrund der parallelen Entwicklung mehrerer Antriebstechnologien und der zunehmenden Verschiebung der Entwicklungsschwerpunkte sinkt die Anzahl der Prototypen, Versuchsträger und Aggregate des Verbrennungsmotors. Ein immer wichtiger werdender Baustein der Entwicklung ist demnach die Simulation. Sie ist in der Lage den Rückgang der Aggregate zu kompensieren. Dafür wird jedoch eine exakte Vorhersagequalität simulativer Auslegungsverfahren benötigt. Ein essentieller Bestandteil des Verbrennungsmotors ist die Kolbenbolzenlagerung, welche zugleich eine der höchstbelastetsten Lagerungen ist. Ihre Auslegung bzw. Funktionssicherheit beeinflusst maßgeblich die Lebensdauer des Gesamtsystems [34].

Die zur Auslegung der Kolbenbolzenlagerung verwendeten Berechnungsgrundlagen gehen noch heute auf die Formulierung von Schlaefke [62] aus dem Jahre 1940 zurück. Zudem haben Kolbenhersteller durch Vergleiche von empirischen und simulativen Daten Grenzwerte für die mechanische Beanspruchung des Kolbens formuliert. Ein Grenzwert für das Fressereignis innerhalb der Kolbenbolzenlagerung existiert zum jetzigen Zeitpunkt nicht. Meist werden die tribologischen Eigenschaften der Kolbenbolzenlagerung durch eine Festkörperkontakt-Berechnung (Finite-Elemente-Methode (FEM), statisch) mit angepassten Kontaktdruckkurven angenähert, um die Schadensbilder innerhalb

der Lagerung mit einem entstehenden mittleren Kontaktdruck abzugleichen. Obgleich die Ergebnisse eine gute Übereinstimmung zeigen, wird die Wirkung dieser Maßnahmen auf die hydrodynamischen Eigenschaften des Schmierfilms und dessen Verhalten außer Acht gelassen. In der Folge wird versucht diesen mittleren Kontaktdruck durch geometrische Anpassungen zu reduzieren.

Zur besseren Auslegung in der digitalen Produktphase sind erweiterte Berechnungsmodelle unbedingt notwendig. Dafür muss zunächst die Physik der geschmierten Lagerstellen besser abgebildet werden. Die Berücksichtigung des Schmierfilms, seiner Eigenschaften (druck- und temperaturabhängige Viskosität) und die gleichzeitige Verwendung realer Kontaktdruckkurven, welche den Mischreibungübergang definieren, bringt einen entscheidenden Bewertungsvorteil. So kann nach der Modellvorstellung von Vogelpohl [71] die Mischreibung durch Addition von Festkörper- und Flüssigkeitsreibung beschrieben werden. Durch zusätzliche Berücksichtigung der Makrogeometrie kann im Auslegungsprozess der Einfluss der Flüssigkeitsreibung gezielt erhöht werden. Beispiele sind unterschiedliche Balligkeiten, Ovalitäten und Nuten. Zur erweiterten Bewertung sollten die Werkstoffkombinationen, Härtung und die Oberflächenbeschaffenheit, wie z.B. bearbeitungsbedingte Topographie und Beschichtungen herangezogen werden. Zudem sollte das Bewegungsverhalten der Komponenten auf den Prüfständen und im Motor abbildbar sein. Zugleich sind erweiterte validierende Messungen notwendig, um die wesentlichen Eigenschaften bzw. tribologischen Belastungen der Kolbenbolzenlagerung abzubilden. Diese sind z.B. die mechanische Deformation, Last, Kolbenbolzenrotation, Ölversorgung, etc. Dabei sollte die Komplexität des Gesamtsystems auf eine geringe Anzahl an Parametern reduziert werden, um die Anzahl an möglichen Störgrößen bereits vorab zu verringern. Denkbar sind Komponenten-Prüfstände mit dem Fokus auf Kolben, Kolbenbolzen und Pleuelstange.

1.2 Stand der Technik

Wird ein stationäres Gleitlager in Betrieb genommen, durchläuft es verschiedene Reibungsarten bis es zu seinem endgültigen Betriebszustand gelangt: von der Grenz-, zu der Festkörper-, der Misch-, der Elastohydrodynamischen- (EHD-)

bis hin zu der Flüssigkeitsreibung. Aufgrund steigender Ansprüche an dynamisch belastete Gleitlagerungen, die meist im Übergangsbereich zwischen der Misch und der Flüssigkeitsreibung betrieben werden, wird die EHD-Reibung immer bedeutsamer. Sie basiert auf sehr engen Spaltweiten und einem vollständig tragenden Flüssigkeitsfilm, begünstigt durch lokale Deformation des Mikrokontaktes und steigender Viskosität aufgrund hoher Drücke im Schmierfilm. Gleitlagerungen wie die des Kolbenbolzens sehen sich verschiedenen Herausforderungen gegenüber. Dazu zählen eine undefinierte Schmierstoffzufuhr, die stark und zeitlich schnell alternierenden Kräfte und die veränderten Spaltsituationen aufgrund der Wechselwirkung mechanischer und thermischer Belastungen. Diese Lagerung befindet sich laut Ligier und Ragot [38] zwar meist in der Flüssigkeitsreibung, zeigt jedoch Phasen der Mischreibung. Nimmt dieser Anteil aufgrund von stärkeren Belastungskollektiven zu, kommt es nicht selten zu Problemen und demnach zu Ausfällen der gesamten Lagerung bzw. des Gesamtsystems.

Es gibt verschiedene Herangehensweisen zur Betrachtung des Systemverhaltens der Kolbenbolzenlagerung. In allen Fällen muss eine geeignete Beschreibung der Kontaktsituation, der Bauteilverformung, des Schmierfilmverhaltens und der Bauteilbewegung gefunden werden. Die Aufgabe ist interdisziplinär und setzt sich aus den folgenden Bereichen der Physik zusammen: Der Kontakt- und Kontinuumsmechanik, der Strömungslehre und der Dynamik als Teilgebiet der technischen Mechanik.

Die Lösung der Festkörpermechanik nichtkonformer Kontakte wird durch Hertz in seiner Ausarbeitung [25, 26] niedergeschrieben. Eine weitere Lösung des Problems präsentierte Boussinesq [13]. Er ermittelt die mechanischen Spannungen bei gegebenen Verformungen ebenfalls auf Basis der Potentialtheorie. Seine Lösung gilt für die Verformung am Rande eines elastischen Halbraums der mit gleichmäßig verteilter Pressung belastet wird. Noch heute wird dies in der EHD-Theorie genutzt. Die entsprechende Lösung nichtkonformer Kontakte mit Schmierfilmeinfluss unter Verwendung des Finite-Differenzen-Verfahrens wird durch Dowson und Higginson erst deutlich später im Jahre 1959 beschrieben. Sie führen die dimensionslosen Parameter für die Schmierfilmdicke, dem Material, der Geschwindigkeit und der Belastung zur Charakterisierung eines EHD-Kontaktes ein.

Im Bereich kleiner Spaltweiten nimmt die Bedeutung der Oberflächenbeschaffenheit zu, welche durch verschiedene geometrische und rauheitsspezifische Ausführungen vorhanden ist. Geeignete Modelle, welche den Einfluss der Rauheitsstruktur auf die Mikrohydrodynamik und deren Einfluss auf die makrogeometrischen elasto-hydrodynamischen Eigenschaften der Kontakte beschreiben, sind notwendig um eine sichere Beschreibung des Problems erreichen zu können.

In der Folge werden Verfahren entwickelt, die die reale Oberflächentopographie mit in die Berechnung einbeziehen. So erweitern Berthe und Godet [9] die Reynoldssche Differentialgleichung mittels sogenannter Flussfaktoren, deren Wirkung einer Viskositätsänderung des Schmierfilms entsprechen. Die Flussfaktoren beschreiben die Änderungen des Schmierstofftransport aufgrund der Rauigkeitsstrukturen und werden durch Anwendung der Reynoldsschen Differentialgleichung auf eine 3D-Oberflächentopographie ermittelt [48]. Um Festkörperkontakteigenschaften und Hydrodynamik innerhalb der Lagerstellen voneinander abzugrenzen, bietet sich die Modellvorstellung von Vogelpohl [71] an. Derzufolge kann die Mischreibung in zwei Reibungsanteile geteilt werden: Der Flüssigkeitsreibung und der Festkörperreibung. Beide Größen können additiv zur Mischreibung zusammengesetzt werden. Zur Beschreibung der Festkörpertraganteile existieren sowohl Kontaktdruckmodelle unter Berücksichtigung der Topographie der Kontaktkörper als auch der elasto-plastischen Wechselwirkung der Rauheitsstrukturen [13, 21, 22, 33].

Mit steigender Rechenleistung ist es möglich geworden Bewegungen komplexer Systeme mit mehreren Körpern zu berechnen. Neben der Betrachtung starrer Körper, welche lange Zeit nur durch die FEM betrachtet werden konnte, bieten heutige Programme wie z.B. FIRST oder Simpack die Möglichkeit elastische Strukturen zu verwenden. Die mathematischen Grundlagen der Mehrkörperdynamik lieferten Newton, Euler, d'Alembert, Lagrange und Hamilton. Die ersten Mehrkörperprogramme wurden zwischen 1970 und 1980 entwickelt [57].

Wichtig für den Einsatz elastischer Strukturen in Mehrkörpersystemen sind die statischen bzw. modalen Reduktionsverfahren zur Freiheitsgradbegrenzung [20]. Mit deren Hilfe ist es möglich, die benötigte Rechenleistung zu reduzieren ohne wesentliche Informationen bzgl. der wichtigen ersten Bewegungsmoden zu vernachlässigen.

Das Mehrkörpersimulationsprogramm FIRST der IST GmbH aus Aachen wird in dieser Arbeit zu simulation verwendet. Es ermöglicht eine Integration im Zeitbereich und kann somit nichtlineare Effekte von EHD-Gleitlagerungen abbilden. Zur erweiterten Betrachtung der Kolbenbolzenlagerung im Motorbetrieb kann die erarbeitete Methodik in ein bestehendes Kolbensekundärbewegungsmodell nach [32] integriert werden.

Vorherige Arbeiten konnten bereits einige Erkenntnisse über die Kolbenbolzenlagerung sammeln. So ist bekannt, dass etwa 30 % bis 40 % der gesamten Reibung auf die Kolbengruppe inkl. deren Ringe entfällt. Abhilfe schafft der Einsatz von Beschichtungen wie Diamond-Like Carbon (DLC), der die Reibung minimieren kann und sich positiv auf die Hemdreibung auswirkt [11, 28]. Zusätzlich analysieren Schneider et al. [64] Reibungskoeffizienten der Paarung Kolben-Kolbenbolzen bei kleiner Drehgeschwindigkeit des Bolzens und kleinen Kräften bei versch. Beschichtungen auf einem außermotorischen Prüfstand. Dabei wird der Kolbenbolzen einseitig eingespannt und von der anderen Seite beölt. Die Autoren verwenden die Messergebnisse für ein EHD-Berechnungsmodell mit lokal veränderlichen Reibkoeffizienten. Weitere außermotorische Prüfungen werden durch Zhang et al. [80, 81] und Zhang et al. [83] durchgeführt. Dabei werden bereits eine Vielzahl an Parametern untersucht wie z.B. hohe Lasten, die entweder statisch oder dynamisch aufgebracht werden, die Beölungssituation, verschiedene Rauigkeiten, Einbauspiele und verschiedene Drehzahlen des Kolbenbolzens [80].

Am Vollmotor wird die Kolbenbolzendrehbewegung durch Wachtmeister und Hubert [73] und zusätzlich die Reibungszustände durch Lazarra [34] gemessen. Lazarra [34] und Knoll et al. [27] verwenden die Bewegungsdaten, um ein EHD-Modell bestehend aus Mehrkörpersystem (MKS) inkl. Schmierfilmkopplung zu validieren. Dabei müssen Teilfüllungszustände und Festkörperreibwerte als Randbedingungen vorgegeben werden. Zudem sind die Messungen sehr aufwendig und die Messdauer aufgrund der Lebensdauer der Messaufnehmer begrenzt.

Abed et al. [1] und Knoll et al. [27] zeigen durch experimentelle und simulative Analyse, welchen Einfluss die Normalkraft und die Beölung auf das Reibverhalten der Kolbenbolzenlagerung hat und analysieren die Drehbewegung des Kolbenbolzens. Dabei gelingt es die Messaufnehmer, welche den Abstand der

Oberflächen messen, sehr gut durch die Simulation nachzustellen. Ligier und Ragot [39] finden heraus, dass die Beölung des kleinen Auges abhängig von Einbauspiel und dem Anlagenwechsel des Pleuels ist. Ferretti et al. [18] zeigt, dass angepasste Greenwood-Tripp Parameter geeignet sind, das kleine Auge und dessen Mischreibungsbeginn zu beschreiben. Beölungsmechanismen werden von Meng et al. [43] und Shi [67] beschrieben. Sie deuten einen Saugeffekt und eine Schmierung aufgrund der Bolzenrotations- und -translationsbewegung an. Darüber hinaus können Meng et al. [43] den Einfluss der elastischen Deformation zeigen. Mittels Compliance Matrix wird die Antwort der Struktur auf Einheitslasten an den definierten Knoten ermittelt und zu einer Gesamtverformung zusammengeführt. Ba et al. [4] verwendet ein MKS-Modell mit vorgeschalteter thermischer Verzugsrechnung und Kavitation sowie struktureller Deformation. Die thermische Deformation verschiebt die Belastung innerhalb der Kolbennabe und muss deshalb mit einbezogen werden. Berechnungen eines Heavy Power Duty (HPD) Diesel Kolbenbolzen wird simulativ mittels Reynoldsgleichung und Fast Fourier Transformation-Methode (FFT-Methode) durch Zhang und Han [82] und Wang et al. [75] analysiert. Dabei werden zahlreiche Einflussfaktoren betrachtet, mitunter die Relation zwischen Druck und Viskosität des Schmiermittels. Allmaier und Sander [3] betrachtet die Kolbenbolzenlagerung mittels elastischer EHD-Simulation mit vorgeschalteter thermischer Verzugsberechnung. Analysiert werden die Einflüsse des Kolbennabenspiels und der Oberflächenrauheit auf die Kolbenbolzenrotation. Die Kolbenbolzenrotation ist dieser Ausarbeitung nach eine Überlagerung aus einer mittleren Bolzendrehgeschwindigkeit und einem oszillierenden Anteil.

1.3 Ziele der Arbeit

Die Simulation hat sich im Laufe der letzten Jahre bzw. Jahrzehnte zu einer sinnvollen Ergänzung entwickelt, um die physikalischen Zusammenhänge von dynamisch belasteten Gleitlagerungen eingehend zu studieren. Berechnungsseitig entstand eine Vielzahl verschiedener Herangehensweisen zum Zwecke des besseren Systemsverständnisses der Kolbenbolzenlagerung im Motorbetrieb. Die hohe Komplexität der Messung und der Simulation erschwert jedoch die Va-

lidierung. Sie reduziert zudem die Einsatzfähigkeit dieser Modelle zur sicheren Auslegung der Komponenten. In dieser Arbeit wird deshalb ein abgewandeltes Vorgehen vorgeschlagen. Zunächst wird eine Reduzierung der Einflussgrößen durch Komponententests angestrebt. Unterscheidende Merkmale wie z.B. die Oberflächenbeschaffenheit, Werkstoffauswahl und Spielsituation sollen abbildbar und hinsichtlich ihrer Wirkung auf das Verhalten der Lagerung analysiert werden. Danach wird eine Validierung der Simulation des Prüfstandverhaltens der Lagerung vorgenommen. Diese wird nachfolgend auf ein Vollmotormodell übertragen.

Für die Simulation bieten sich komplexe Berechnungsmodelle an, welche die Newtonsche Bewegungsgleichung, flexible Körper auf Basis reduzierter Strukturen und eine Lösung für die Hydrodynamik bei gleichzeitiger Berücksichtigung der Festkörpereigenschaften der definierten Lager bereitstellen. Eine große Herausforderung ist es, die Reibung innerhalb der Kolbenbolzenlagerung zu beschreiben, da sie auf der Wechselwirkung des Kontaktes Kolbennabe-Kolbenbolzen (KoBo) und Pleuelbuchse-Kolbenbolzen (PIBo) beruht. Jede Kontaktstelle muss dabei als separate Lagerung betrachtet werden. Oberflächenmessungen zur Definition der Kontaktdruckkurven beschreiben den Mischreibungsbegins. Zur Einbindung der Mikrohydrodynamik der gemessenen Oberflächen werden sog. Scher- und Druckflussfaktoren verwendet. Um die Wirkung des Schmieröls zu beschreiben wird die druck- und temperaturabhängige Viskosität nach Roelands und Vogel eingesetzt.

Um eine neue Berechnungsmethodik aufzubauen, wird das neue Modell zunächst mit der alten Methodik verglichen. Somit kann sichergestellt werden, dass die Verformung der Bauteile trotz einer Reduzierung der Freiheitsgrade (FHG) hinreichend genau abgebildet werden kann. Dabei wird der Einfluss der Strukturreduktion auf die Berechnung analysiert.

Um verlässliche Aussagen bezüglich der Belastung und Belastbarkeit der Kolbenbolzenlagerung treffen zu können, sind Messungen zur Validierung der gewählten Berechnungsmethodik notwendig. In der Vergangenheit konnten bereits Messungen rund um die Kolbenbolzenlagerung am Vollmotor und auf Komponentenprüfständen durchgeführt werden. Die Messungen am Vollmotor sind meist für wenige Lastfälle gültig und in ihrer Umsetzung sehr zeit- und kostenintensiv. Zusätzlich sind Parameter nicht ohne Weiteres einstellbar. Diese

Messungen sind nur teilweise Reproduzierbar. Sie eignen sich nur bedingt zur Validierung einer gewählten Berechnungsmethodik.

Die Ergebnisse der außermotorischen Komponentenprüfstände sind entweder sehr genau bei geringen Lasten oder analysieren das Verhalten bei sehr hohen Lasten. Zudem werden manche Messungen ohne den Einsatz von Schmiermitteln durchgeführt. Durch Einsatz starrer Bauteillagerungen wird das Verformungsverhalten des Kolbens beschränkt. Diese reduzierten Freiheitsgrade führen zu einem veränderten Systemverhalten der Lagerung. Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit eine neuartige hydrostatische Kolbenlagerung eingesetzt. Sie approximiert den Verbrennungsdruck des Motors und erlaubt elastische Deformationen der Bauteile.

Nach Validierung des Prüfstandmodells mit Hilfe der Messungen wird die Berechnungsmethodik der Lagerung für den Motorbetrieb verwendet. Zunächst wird die Kolbenbolzendrehbewegung an einem Einzylinderaggregat berechnet und abschließend werden Messungen von Meiser et al. [42] zur Überprüfung der Aussagefähigkeit bezüglich des realen Motorbetriebs verwendet. Entlang des Prozesses werden die Beölung und der Ölhaushalt der Lagerung analysiert und neue Erkenntnisse gewonnen.

2 Theoretische Grundlagen

2.1 Tribologische Grundlagen

2.1.1 Tribologie der Kolbenbolzenlagerung

Die tribologische Belastung eines dynamisch belasteten Gleitlagers, wie der Kolbenbolzenlagerung, setzt sich aus den geometrischen Gegebenheiten, den mechanischen Belastungen, der Temperatur und der Schmiersituation des Lagers zusammen. In diesem Kapitel wird deshalb auf den Aufbau, die Belastungen und die Schmierung von Kolbenbolzenlagerungen eingegangen.

Aufbau und Komponenten der Kolbenbolzenlagerung

Bei der Kolbenbolzenlagerung handelt es sich um eine der höchstbelastetsten Lagerungen des Verbrennungsmotors. Sie ist maßgeblich für die Lebensdauer des Gesamtsystems verantwortlich. Ausgeführt wird die Kolbenbolzenlagerung aufgrund der hohen, wechselnden Lasten, als Gleitlager, wahlweise mit oder ohne Lagerbuchsen. Vorteile der Gleitlager sind die hohe Stoßbelastbarkeit, Dämpfung, niedrige Bauräume sowie die geringen Kosten. Ein Nachteil gegenüber anderen Lagerungen wie bspw. der Wälzlagerung ist die höhere Reibung und folglich der erhöhte Ölbedarf [34].

Es gibt verschiedene Ausführungen der Kolbenbolzenlagerung. Diese Arbeit beschränkt sich auf einen schwimmend gelagerten Kolbenbolzen, der durch Sicherungsringe am seitlichen Herausrutschen gehindert wird. Weitere Varianten sind der Literatur zu entnehmen [29].

Die wesentlichen Komponenten der Lagerung sind der Kolben, der Kolbenbolzen und die Pleuelstange, s. Abbildung 2.1. Die Aufgaben des Kolbens im Motor sind die Übertragung der Gaskraft, Begrenzung und Gestaltung des Brennraums, eine bestmögliche Vermeidung des Ölflusses in den Brennraum

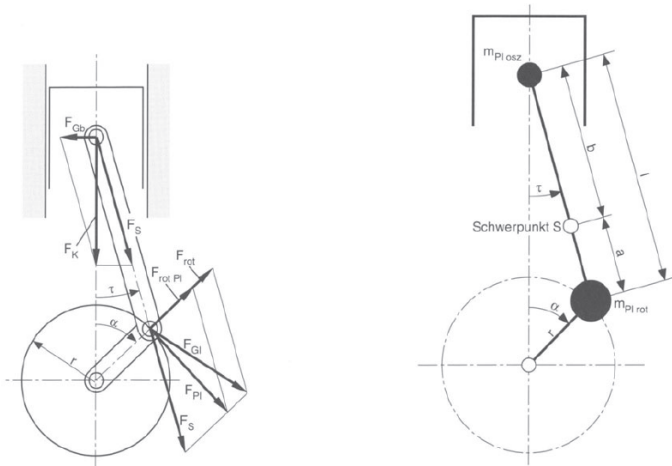


Abbildung 2.3: Kräfte am Kurbeltrieb [2]

Belastungen ausgesetzt. Sie beeinflussen die Kontaktsituationen am Pleuellauge, in der Pleuellauge und im Pleuellauge. Dies wirkt sich auf das Reibverhalten der Lagerung aus.

Der Pleuelstange verformt sich unter der Gas- und der Pleuelstangekraft. Sie bilden zusammen mit der Reibkraft am Pleuellauge und der Pleuelstangekraft in der Pleuellauge die gesamte Pleuelstangekraft des Pleuelstanges. Der Pleuelstangebolzen wird durch Pleuelstange, Pleuelstange, Pleuelstange und Pleuelstange beansprucht [34].

Im Folgenden wird die Kräftezerlegung am Pleuelstange eines Pleuelstanges erläutert, welche in Abbildung 2.3 dargestellt ist. Die Pleuelstange ist dabei ohne Pleuelstange und der Pleuelstange ohne Pleuelstange ausgeführt. Auf Besonderheiten bei der Pleuelstange (z.B. Pleuelstange) bzw. Pleuelstange (z.B. Pleuelstange) wird nicht eingegangen. An dieser Stelle wird auf Pleuelstange und Pleuelstange [53] verwiesen, welche einen guten Überblick über die verschiedenen Pleuelstangen und Pleuelstangen geben.

Nachstehende Gleichung definiert die Gaskraft, die auf einen Kolben des Durchmessers D in Folge des Drucks in Abhängigkeit des Kurbelwinkels $p(\alpha)$ wirkt:

$$F_G(\alpha) = p(\alpha) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}. \quad \text{Gl. 2.1}$$

Die Gaskraft wirkt in Zylinderlängsachse, genau wie die oszillierende Trägheitskraft F_{osz} , die zusätzlich entgegen der Beschleunigung des Kolbens wirkt. Sie besteht aus den oszillierenden Massenträgheiten des Kolbens (inkl. Kolbenbolzen und Kolbenringe) $F_{K,osz}$ und des Pleuels $F_{Pl,osz}$. Üblicherweise wird die Pleuelmasse in einen oszillierenden Anteil

$$m_{Pl,osz} = \frac{m_{Pl} \cdot a}{l} \quad \text{Gl. 2.2}$$

und einen mit dem Hubzapfen rotierenden Anteil

$$m_{Pl,rot} = \frac{m_{Pl} \cdot b}{l} \quad \text{Gl. 2.3}$$

aufgeteilt. Die Terme a und b bezeichnen die jeweiligen Schwerpunktabstände. Für die Kolbenbeschleunigung \ddot{s} gilt nach Entwicklung aus einer Potenzreihe in guter Näherung:

$$\ddot{s} = r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha) + \frac{r}{2} \cdot \omega^2 \cdot \lambda_p \cdot \cos(2\alpha). \quad \text{Gl. 2.4}$$

Dabei ist r der Kurbelwellenradius, ω die konstante Drehgeschwindigkeit der Kurbelwelle und λ_p das Pleuelstangenverhältnis aus dem Kurbelwellenradius und der Pleuellänge nach folgender Gleichung:

$$\lambda_p = \frac{r}{l}. \quad \text{Gl. 2.5}$$

Für die Beschleunigung des Kolbens eines geschränkten Kurbeltriebs gilt

$$\ddot{s} = \omega^2 \left(r \cos(\alpha) + \frac{(r^2 \cos(\alpha) + a_{s,des} r \sin(\alpha)) \cdot \sqrt{l^2 - (r \sin(\alpha) - a_{s,des})^2}}{l^2 - (r \sin(\alpha) - a_{s,des})^2} + \frac{\frac{r^2}{2} \sin(2\alpha) - a_{s,des} r \cos(\alpha) (r \sin(\alpha) - a_{s,des}) r \frac{\cos(\alpha)}{\sqrt{l^2 - (r \sin(\alpha) - a_{s,des})^2}}}{l^2 - (r \sin(\alpha) - a_{s,des})^2} \right) \quad \text{Gl. 2.6}$$

mit der Summe aus Desachsierung und Schränkung $a_{s,des}$. Die resultierende Kolbenkraft F_K ergibt sich zu:

$$F_K = F_G - F_{osz} \quad \text{Gl. 2.7}$$

$$= p(\alpha) \frac{\pi \cdot D^2}{4} - m_{osz} \cdot r \omega^2 \left(\cos(\alpha) + \frac{1}{2} \cdot \lambda_P \cdot \cos(2\alpha) \right). \quad \text{Gl. 2.8}$$

In Abbildung 2.3 ist dargestellt, wie sich die Kolbenkraft am Kolbenbolzen in die Gleibahnkraft F_{Gb} und die Stangenkraft

$$F_S = \frac{F_K}{\cos(\tau)} \quad \text{Gl. 2.9}$$

aufteilt. Der Pleuelschwenkwinkel wird nach

$$\sin(\tau) = \frac{r}{l} \cdot \sin(\alpha) \quad \text{Gl. 2.10}$$

definiert und verläuft entgegen des Kurbelwinkels α . Die entstehenden Spannungszustände des Kolbenbolzens und des kleinen Auges aufgrund der Verformung unter den auftretenden Kräften sind in Abbildung 2.4 dargestellt.

Der Kolbenbolzen ist horizontal auf Zug und vertikal auf Druck belastet. Im Inneren ergibt sich somit ein komplexer Spannungszustand aus Druck- und Zugbelastung. Dieser ist ein möglicher Auslosер von Schadensfällen und es wird dementsprechend versucht diesen bestmöglichst zu reduzieren. Das kleine Pleuelaugewird vertikal auf Zug und horizontal auf Druck belastet. Es entsteht eine elliptische Verformung, wenn zuvor eine kreisrunde Ausführung vorlag. Durch die Belastungen am Kolbenbolzen entsteht eine Verformung, die sich aus Ovalisierung und Biegung zusammensetzt. Diese werden in Kapitel 3.2.1 zum Vergleich der herkömmlichen FEM-Berechnung mit einer MKS-Berechnung mit Schmierfilmkopplung herangezogen.

Schmiermechanismen der Kolbenbolzenlagerung

Die Schmierung des Kolbenbolzens bzw. der Kolbenbolzenlagerung ist ein Nebeneffekt der Kolbenkuhlung. In Verbrennungsmotoren wird zumeist eine Ölumlaufschmierung verwendet, bei der das Schmieröl aus dem Ölsumpf des Kurbelgehäuses durch eine Pumpe in Druckleitungen gefördert wird. Vor dort

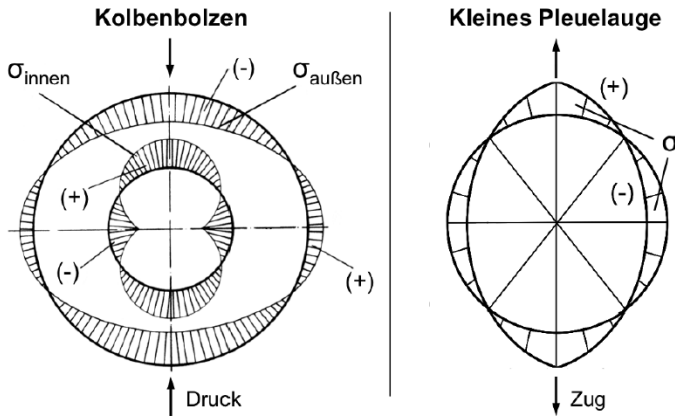


Abbildung 2.4: Spannungszustände des Pleuellagers und des kleinen Pleuellagers bei motorischer Last [34]

aus werden Düsen bedient, die auf den Pleuellager gerichtet sind, um diesen zu kühlen. Dabei gelangt Spritzöl oder am Pleuellager herabfließendes Öl in die Pleuellagerung. In den meisten Pleuellagern sind sog. Kühlkanäle eingebracht. Durch gezieltes einspritzen des Öls von der Pleuellager in die Öffnung im Pleuellager, wird ein größerer Kühleffekt erzielt. Das Spritzöl zur Schmierung der Pleuellagerung reduziert sich dementsprechend. Diese wird dann lediglich durch den Ölnebel oder Spritzöl der Pleuellager geschmiert.

Zusätzlich wirkt sich die undefinierte Pleuellagerbewegung auf den Schmierzustand der Lagerung aus. Es ist davon auszugehen, dass lediglich ein Ein- und Ausschleppen des Öls durch den Wechsel des Anlagepunktes des Pleuellagers entsteht. Dies führt zu unterschiedlichen Schmierzuständen bzw. Reibungszuständen bei verschiedenen Betriebspunkten [34, 40, 68]. Während des Anlagewechsels gelangt Öl, welches am Lagerort anliegt, senkrecht nach innen in die Lagerung [63]. Der Hauptschmiereffekt ist demnach der Druckunterschied durch Kavitation. Die Transportmechanismen des Öls innerhalb der Lagerung sind von ihrer geometrischen Gestaltung abhängig [4].

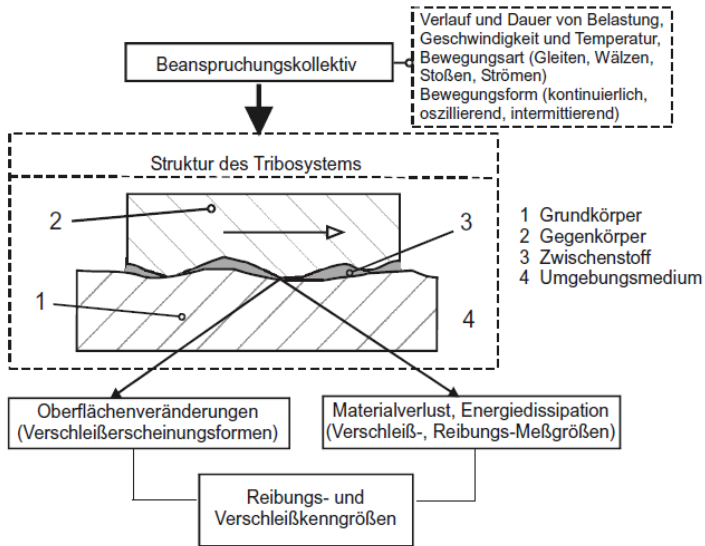


Abbildung 2.5: Schema eines tribologischen Systems [60]

2.1.2 Reibung, Schmierung und Verschleiß

Aufbau eines Tribosystems

Die Gesellschaft für Tribologie hat in ihrem Arbeitsblatt Nr. 7 [60] Begriffe der Tribologie zusammengetragen um Verständnisprobleme auf dem komplexen Gebiet zu reduzieren. Laut des Arbeitsblattes ist Tribologie: „[...] die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiß, einschließlich Schmierung, und schließt entsprechende Grenzflächenwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen ein“ ([60] S.3). Zur Systembetrachtung bei Verschleißereignissen wird die Struktur auf die unmittelbaren beteiligten Bauteile und Stoffe (Elemente) reduziert. Sie werden von der restlichen Konstruktion gedanklich abgegrenzt. Das resultierende tribologische System wird Tribosystem genannt. Der Aufbau eines Tribosystems ist in Abbildung 2.5 dargestellt. Ein Tribosystem besteht aus einem Grund- und einem Gegenkörper, zwischen denen ein Zwischenstoff vorhanden ist. Die Körper und der Zwischenstoff befinden sich in einem

Umgebungsmedium. Das Belastungskollektiv vereint alle auftretenden Belastungen. Die durch das Belastungskollektiv auftretenden Verschleiße werden in Verschleißkenngrößen gegliedert [8, 15, 34, 60].

Reibung

Laut Definition handelt es sich bei Reibung um „[...] eine Wechselwirkung zwischen sich berührenden Stoffbereichen von Körpern. Sie wirkt einer Relativbewegung entgegen. Bei äußerer Reibung sind die sich berührenden Stoffbereiche verschiedenen Körpern, bei innerer Reibung ein und demselben Körper zugehörig“ ([60], S.29). Reibung hängt vom Bewegungszustand (statisch, dynamisch), von der Art der Bewegung der Reibpartner (Haft-, Gleit- Wälz-, Bohr- und Rollreibung) und vom Aggregatzustand der beteiligten Stoffbereiche (Festkörper-, Flüssigkeits-, Gas-, und Mischreibung) ab [15].

Erste systematische Untersuchungen zur Reibung stammen von Leonardo da Vinci (1452-1519). Er beobachtete, dass die Reibung unabhängig von der geometrischen Kontaktfläche ist und etwa einem Viertel der Normalkraft entspricht. Erst Guillaume Amontons (1663-1705) widmete sich anschließend dem Thema der Reibung. Er folgerte, dass die Reibkraft etwa einem Drittel der Normalkraft entspricht und unabhängig von der Fläche der Reibpartner ist. Ein paar Jahre später entdeckte Leonard Euler (1707-1783) den Zusammenhang

$$\mu = \tan \alpha_E. \quad \text{Gl. 2.11}$$

Dabei ist α_E der kleinstmögliche Winkel einer Ebene, auf der ein Körper zu rutschen beginnt. Er erkannte als Erster einen Unterschied zwischen Haft- und Gleitreibung. Letztlich stellte Charles Augustin Coulomb (1736-1806) im Rahmen eines Wettbewerbes der Akademie der Wissenschaften in Paris das gleichnamige Reibungsgesetz für Trocken- bzw. Grenzschichtreibung

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad \text{Gl. 2.12}$$

auf. Im deutschen Sprachgebrauch wird das „entdeckte“ Gesetz als *Coulombsches* Reibungsgesetz und im englischen Sprachgebrauch als *Amontonsches* Reibungsgesetz bezeichnet [2, 70]. Umbach [70] zitiert Zima [84] als historisch ausführliche Darstellung der geschichtlichen Hintergründe.

Reine Festkörperreibung, Grenzschichtreibung, Trockenreibung

Laut Bauer [8] gibt es sechs differenzierbare Reibungszustände, die vom Aggregatzustand des beteiligten Zwischenstoffes abhängen. Die ersten drei sind, die reine Festkörperreibung, die Grenzschichtreibung und die Grenzreibung (Trockenreibung).

Die reine Festkörperreibung beschreibt einen Zustand ohne Zwischenstoff. Die beiden Körper berühren sich direkt. Bei Grenzschichtreibung befindet sich kein flüssiger oder gasförmiger Zwischenstoff zwischen den beiden Körpern, es können zusätzlich Festschmierstoffe oder Grenzschichtkontakte von Beschichtungen (Oxide, andere Reaktionsschichten) vorhanden sein. Diese beiden Reibungsarten treten vornehmlich in Reindräumen bzw. Hochvakuum-Umgebungen auf und sind für die ingenieurtechnische Anwendung nicht relevant.

Die Trockenreibung auch Grenzreibung genannt ist ein Zustand bei hohen Lasten und sehr geringen Relativgeschwindigkeiten der beiden Körper zueinander. Der Schmierpalt ist „mit flüssigen oder pastösen Schmierfilmen der Adsorptions- oder der Verunreinigungsschicht“ ([8], S.83) gefüllt, die aus dem Umgebungsmedium stammen (Luftfeuchtigkeit) oder durch Berührung auf die Reibflächen gelangt (Fette, Schweiß).

Aufgrund des geringen Schmierstoffangebots und des Belastungskollektivs entsteht keine hydrodynamische Tragwirkung des Schmierfilms [8]. Bauer [8], Lazarra [34] sowie Czichos und Habig [15] beschreiben den Vorgang eines Reibvorgangs mit drei Bestandteilen, die Energieeinleitung durch die tribologische Belastung, die Energieumsetzung durch Adhäsion und Scheren, plastische Deformation, Furchung, elastische Deformation und Dämpfung (Hysterese) und die Energiedissipation durch thermische Prozesse, durch Energieabsorption und Energieemission.

Die Bildung und Zerstörung von Adhäsionsbindungen (Verschweißungen) wird als Adhäsion oder Scheren bezeichnet. Durch Eindringen der Rauigkeitsspitzen oder harten Partikel entstehen Furchungen, also eine geometrische Veränderung der Oberfläche. Bei Festkörperreibung summieren sich die Energieumsetzungsanteile auf. Furchung, plastische Deformation und elastische Deformation können als Deformation zusammengefasst werden. So teilt sich die Reibkraft in einen Adhäsions- und einen Deformationsanteil auf.

Hydrodynamische Reibung

Issac Newton (1643-1727) definierte die Viskosität (Zähigkeit) eines Schmierstoffes mit Hilfe seines Schubspannungsansatzes als

$$\tau_F = \eta \cdot \frac{\partial v}{\partial h}. \quad \text{Gl. 2.13}$$

Bei Relativbewegung zweier durch ein Fluid getrennter Platten entsteht ein Widerstand gegenüber der Bewegung, die sog. Schubspannung. Diese ist proportional zum Verhältnis aus Geschwindigkeit und Spalthöhe. Die dynamische Viskosität η ist dabei die Proportionalitätskonstante [2, 6].

Nikolei Pawlowitsch Petroff (1836-1920) erkannte, dass sich die Oberflächen bei der flüssigen Reibung voneinander trennen und die Zähigkeit des Schmierstoffes wesentlichen Einfluss hat. Er stellte eine einfache Gleichung zur Bestimmung des Reibkoeffizienten bei Flüssigkeitsreibung auf. Er differenzierte die innere Reibung des Schmierstoffes von der Reibung des Schmierstoffes an den Reibpartnern [51, 70].

Der hydrodynamische Tragdruck wurde eher zufällig durch Beauchamp Tower (1845-1904) entdeckt. Tower wollte eine Bohrung, aus der Öl austrat, im Scheitel eines im Ölbad laufenden Gleitlagers durch einen Stopfen verschließen. Als dies nicht gelang, verwendete er ein Manometer und maß den Druck. Der gemessene Druck überstieg die spezifische Lagerbelastung um mehr als das Doppelte [44].

Auftretende Reibkoeffizienten bei Flüssigkeitsreibung sind klein und abhängig von der Temperatur, dem mittleren Druck, der Relativbewegung der beiden Lagerflächen und der Schmiermittelbeschaffenheit [30, 34]. Die Reibung findet in Gänze im Schmierstoff statt und deshalb entstehen keine Verschleiß durch direkte Berührung der Flächen. Lager mit hydrodynamischer/ flüssiger Reibung haben eine deutlich höhere Lebensdauer als jene mit Mischreibungszuständen.

Elastohydrodynamische Reibung

Wenn sich in Folge von elastischer Deformation und der Zunahme von Ölviskosität bei steigendem Druck eine tragfähige Mindestschmierfilmdicke einstellt, wird dies als elastohydrodynamische Reibung bezeichnet. Die entstehende

Schmierfilddicke ist in der Regel gering. Im Gegensatz zur flüssigen Reibung sind hohe Belastungen und geringe Relativbewegungen charakteristisch für diese Reibungsform [15, 34].

Mischreibung

Als Mischreibung bezeichnet man alle Mischformen der Reibung, in erster Linie die zwischen Festkörper- und Flüssigkeitsreibung. Sie entsteht, wenn der Schmierpalt eine kritische Höhe unterschreitet und Festkörperkontakt der Rauigkeiten bei gleichzeitigem Vorliegen der Flüssigkeitsreibung vorliegt [6]. Ein Teil der Last wird durch den Kontakt der Asperitäten und nicht mehr komplett durch den Schmierfilm aufgenommen.

Laut den Modellvorstellungen von Vogelpohl [71] ist durch das gemeinsame Vorliegen von Festkörper- und Flüssigkeitsreibung eine getrennte Modellbeschreibung beider Reibungsarten erforderlich, um die Mischreibung mathematisch zu beschreiben. Dies wird mit den verschiedenen Lastübertragungsmechanismen begründet. Durch Einbinden dieses Modell in die EHD-Simulationstechnik wird neben den Reibungsverlusten eine Reibenergiedichte ermittelt. Diese kann als Maß für die Verschleißgefährdung verwendet werden [15].

2.1.3 Stribeck-Kurve für Gleitlager

Ein hydrodynamisches Gleitlager durchläuft während des Anfahrprozesses alle oben beschriebenen Reibungsarten. Richard Stribeck (1861-1950) konnte die Reibungsarten versuchstechnisch darstellen und fasste die Änderung des Reibkoeffizienten über der Relativgeschwindigkeit in der sog. Stribeck-Kurve für Gleitlager zusammen. Abbildung 2.6 zeigt eine Stribeck-Kurve bei konstanter Temperatur, Viskosität und Lagerbelastung.

Bei Stillstand herrscht Festkörperreibung. Mit steigender Drehzahl durchläuft das Lager zunächst die Grenzreibung und dann die Mischreibung. Während der Mischreibung entsteht durch entgegengesetzt steigende bzw. fallende Anteile an Festkörper- und Flüssigkeitsreibung ein Minimum (Reibungsminimum). Nach dem Minimum bzw. mit erneut steigender Drehzahl steigt die Reibungszahl

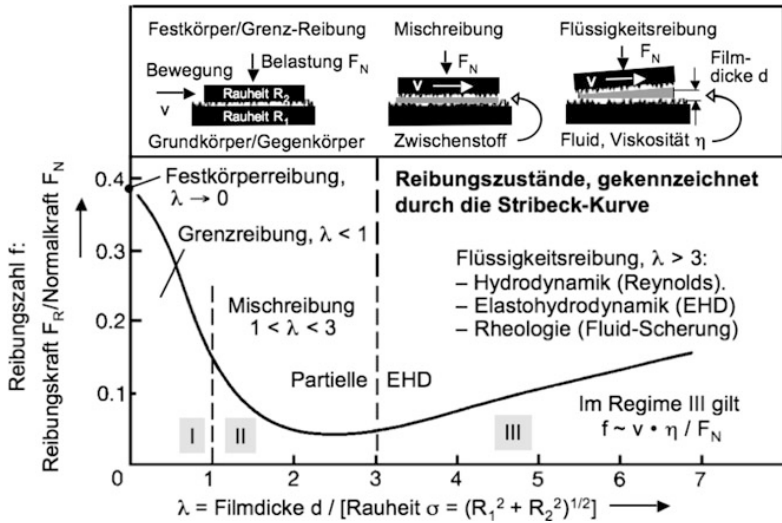


Abbildung 2.6: Stribeck-Kurve [15]

wieder an und das Lager verlässt allmählich das Mischreibungsgebiet hin zum Gebiet der Flüssigkeitsreibung. Der Übergang zwischen Misch- und Flüssigkeitsreibung wird als Ausklinkpunkt bezeichnet. Die Kurve ist abhängig von Druck und Temperatur [2, 15, 34, 70].

Die Kolbenbolzenlagerung wird allgemein als dynamisch belastetes Gleitlager mit undefinierter Schmierstoffzufuhr bezeichnet. Durch die Abhängigkeit der Relativbewegung des Bolzens von den Motor-Belastungen stellt sich kaum eine konstante Geschwindigkeit ein. Ein Gleitlager durchläuft somit die Reibungsarten Festigkeits-, Flüssigkeits- und Mischreibung, welche von Vogelpohl mathematisch beschrieben werden [72]. Messungen des Reibzustandes und Simulationen ergaben, dass die Kolbenbolzenlagerung im Bereich der Flüssigkeitsreibung mit zeitweisem Übergang in den Mischreibungsbereich betrieben wird [38]. Im Bereich des Ausklinkpunktes in Abbildung 2.6 herrscht EHD-Reibung [15]. Sie liegt an der Grenze zur Mischreibung. Durch die unterschiedliche Belastung des Kolbenbolzens befindet sich dieser abwechselnd in diesen beiden Bereichen der Reibung, vornehmlich jedoch in der EHD-Reibung [27].

2.1.4 Schmierung und Verschleiß

Als Schmieren wird das Aufbringen eines Schmiermittels in die Kontaktzone zweier Reibpartner bezeichnet. Dabei kann die Oberfläche vollständig oder partiell benetzt sein. Ziel der Schmierung ist es, durch das Schmiermittel Verschleiß zu reduzieren. Analog den Reibungsarten wird die Schmierung in Voll-, Teil-, Grenz- und Trockenschmierung unterteilt. Bei Vollschmierung führt das Schmiermittel zusätzlich die entstehende Wärme in die Umgebung ab [34, 70]. Per Definition ist Verschleiß „der fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers, hervorgerufen durch mechanische Ursachen, d.h. Kontakt und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers“ [60]. In der Regel ist Verschleiß in technischen Anwendungen unerwünscht; Eine Ausnahme bildet der Einlaufprozess, bei dem der Verschleiß durchaus gewollt ist, um eine bzgl. der Reibung günstigere Reibfläche zu generieren. Es werden vier wesentliche Verschleißmechanismen unterschieden. Diese sind:

- Adhäsion
- Abrasion
- Oberflächenzerrüttung (Ermüdung)
- Tribochemische Reaktionen

Rissbildung und Materialabtrennungen sind den Verschleißmechanismen Oberflächenzerrüttung und Abrasion zuzuordnen, wohingegen Adhäsion (Triboschmelzen) und Tribochemische Reaktionen auf einem Materialabtrag unter Einwirkung atomarer und molekularer Wechselwirkungen von Reibpartner und Schmierstoffen basieren. Abbildung 2.7 zeigt die wesentlichen Verschleißmechanismen [8, 34, 70]. Zu den häufigsten Ausfallursachen der Kolbennabe gehören die Adhäsionsverschleiß z.B. das Fressen (engl. seizure), der Fressverschleiß (engl. scuffing) und der Abrasionsverschleiß Furchungverschleiß (engl. scouring abrasion).

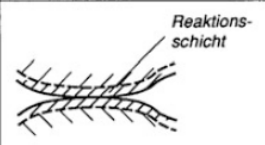

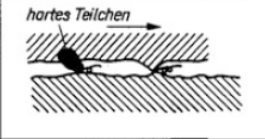

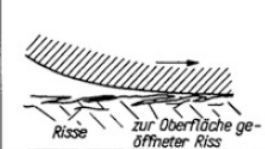

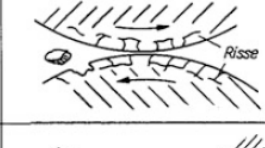


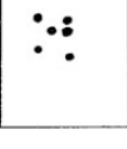
Verschleißmechanismus	Entstehungsprozess	Partikel- form	Partikel- kennzeichnung
Tribochemische Reaktionen (+ Abtrennprozesse)			pulverförmig bzw. amorph
Abrasion (Mikrospanen)			spiral- bzw. spanförmig
Oberflächenzerrüttung (Delamination)			schuppen- bzw. lamellenförmig
Oberflächenzerrüttung (Ermüdung)			splitterförmig
Kontaktdeformation Triboschmelzen			kugelförmig

Abbildung 2.7: Wesentliche Verschleißmechanismen [15]

2.2 Viskosität

Zur Berechnung der Verhältnisse am eingesetzten Kolbenbolzenprüfstand müssen die Eigenschaften des Schmiermediums/-öls berücksichtigt werden. Als Eingangsgröße dient die Viskosität. Es wird im Allgemeinen zwischen der kinematischen Viskosität ν und der dynamischen Viskosität η unterschieden. Sie eignet sich jedoch weniger, um die Viskosität zu beschreiben. Es wird deshalb auf die dynamische Viskosität $\eta = \nu \cdot \rho$ mit der Einheit Pa·s zurückgegriffen.

2.2.1 Druckabhängigkeit der Viskosität

Bei einer Druckerhöhung reagieren Schmieröle mit einer Viskositätssteigerung. Der Betrag hängt dabei von Struktur des Öls (chemischen Verbindungen) ab. Dieses Verhalten wird als Viskositäts-Druck-Verhalten (V-D-Verhalten) beschrieben. Im Jahre 1893 veröffentlichte Barus [7] folgende Gleichung zur Beschreibung des V-D-Verhaltens:

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha_{SG} \cdot p}. \quad \text{Gl. 2.14}$$

Dabei gibt α_{SG} die Steigung der Geraden auf der logarithmischen Skala an, p ist der Überdruck und η_0 ist die dynamische Viskosität bei Atmosphärendruck. α wird auch Viskositätsdruckkoeffizient genannt. Eine empirische Gleichung wurde 1960 durch Roelands [58] ermittelt, s. Gl. 2.15

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\frac{\alpha_{SG} \cdot k_p}{z_{DVI}} (-1 + (1 + \frac{p}{k_p})^{z_{DVI}})}. \quad \text{Gl. 2.15}$$

k_p ist eine Druckkonstante, die bei etwa 0.198 GPa liegt. z_{DVI} ist der Druck-Viskositäts-Index und liegt für Motorenöle bei etwa 0.68. Die sich ergebenden Kurven nach Barus und Roelands sind in Abbildung 2.8 (bis 3000 bar) dargestellt. Bei sehr großen Drücken muss zusätzlich die Dichteänderung berücksichtigt werden. Ein möglicher Ansatz wäre die Gleichung von Dowson / Higginson.

2.2.2 Temperaturabhängigkeit der Viskosität

Eine Temperaturänderung eines Schmieröls hat i.d.R. eine Viskositätsänderung zur Folge. Dieses Verhalten wird als Viskositäts-Temperatur-Verhalten

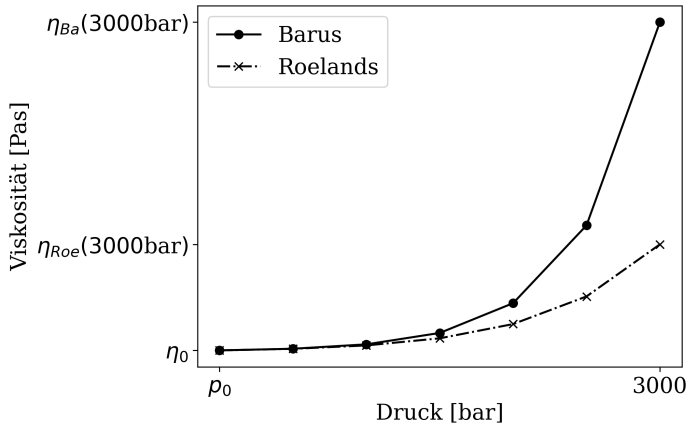


Abbildung 2.8: Druck-Viskositäts-Verhalten des Schmieröls nach Barus (Gleichung Gl. 2.14) und Roelands (Gleichung Gl. 2.15)

(V-T-Verhalten) bezeichnet. Die durch Messungen ermittelte Werte können interpoliert werden und bilden so das V-T-Verhalten in einem genau definierten Temperaturbereich ab. Da dieses Vorgehen für die meisten Anwendungen zu aufwendig ist, werden Potenzansätze herangezogen wie jene von Poiseuille (1840), Slotte (1892) und Falz (1931) bzw. Exponentialansätze wie von Reynolds (1886) und Vogel (1912) zur Beschreibung. Die Verwendung des Ansatzes von Vogel hat sich, aufgrund der guten Approximationsfähigkeit, in der Praxis durchgesetzt [30, 70]:

$$\eta = a \cdot e^{\left(\frac{b}{\vartheta+c}\right)}, \tag{Gl. 2.16}$$

bzw.

$$\ln(\eta) = \ln(a) + \frac{b}{\vartheta + c}. \tag{Gl. 2.17}$$

Hierbei sind a , b und c schmierstoffspezifische Größen und ϑ die jeweilige Temperatur [30]. Das V-T-Verhalten nach Vogel ist in Abbildung 2.9 dargestellt. Nach DIN 51536 kann das von Ubbelohde [69] und Walther [74] empirisch gefundenen V-T-Verhalten in sehr guter Näherung durch die Richtungskonstante

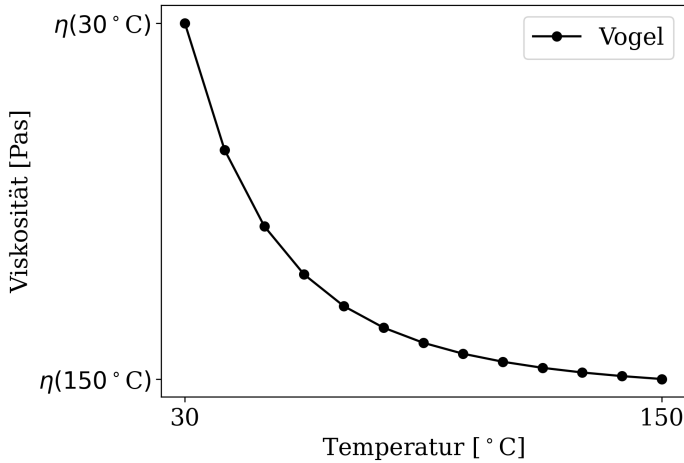


Abbildung 2.9: Viskositäts-Temperatur-Verhalten nach Vogel (Gleichung Gl. 2.16)

m_{vt} ausgedrückt werden. Diese wird mittels zwei Temperaturen T_1 und T_2 und den dort gemessenen kinematischen Viskositäten ν_1 und ν_2 mittels

$$m_{vt} = \frac{W_1 - W_2}{\log(T_2) - \log(T_1)} \quad \text{Gl. 2.18}$$

ermittelt. Dabei sind m_{vt} die Richtungskonstante der V-T-Geraden,

$$W = \log(\log(\nu + 0.8)), \quad \text{Gl. 2.19}$$

ν die kinematische Viskosität in cSt und T die Temperatur in K. Die beiden Temperaturen sollten im Abstand von 50 K liegen und die Viskosität nach DIN 51550 gemessen werden [30]. Um den Einfluss bei geringen Temperaturen differenzieren zu können, wurde darüber hinaus die Viskosität-Temperatur-Konstante VTC als weitere Größe eingeführt. Sie ist definiert als:

$$VTC = \frac{\nu_{40} - \nu_{100}}{\nu_{40}}. \quad \text{Gl. 2.20}$$

Des Weiteren muss bei der Umrechnung der kinematischen Viskosität in die dynamische Viskosität die Temperaturabhängigkeit der Dichte berücksichtigt

werden, da die Dichte meist bei 15 °C angegeben wird. Bei Nichtberücksichtigung entsteht ein Fehler von etwa 5 %, sofern die Ölttemperaturen 100 °C betragen. Der VTC für ein 0W30 Motorenöl beträgt 0.8 und für ein 15W40 Motorenöl resultiert ein Wert von 0.85 [30, 70].

2.3 Hydrodynamik

2.3.1 Navier-Stokes-Gleichungen

Die nach Leonard Euler (1707-1783) benannte Gleichung der Fluidmechanik, die aus der Impulserhaltung unter Verwendung der Kontinuitätsgleichung hervorgeht, beschreibt reibungsfreie Strömungen und bildet die Grundlage für die Navier-Stokes-Gleichungen. Zur Betrachtung viskoser Strömungen wird ein zusätzlicher Spannungstensor in die Impulsbilanz aufgenommen. Daraus ergeben sich die Reibungsterme, welche die viskose Kraft des Fluides wiedergeben. Dieser Spannungstensor definiert eine Oberflächenkraft und kann mit Hilfe des Satzes von Gauss in eine Volumenkraft umgeformt werden. Wird die Euler-Gleichung um die Reibungsterme erweitert ergeben sich die Navier-Stokes-Gleichungen für kompressible Fluide. Für inkompressible Fluide ohne Volumenkräfte (z.B. Gravitationskraft) ergeben sich die Gleichungen zu:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \left(u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z}\right)u = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}\right)u \quad \text{Gl. 2.21a}$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \left(u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z}\right)v = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}\right)v \quad \text{Gl. 2.21b}$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \left(u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z}\right)w = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}\right)w \quad \text{Gl. 2.21c}$$

Durch die Gleichungen Gl. 2.21a-c werden die Fließgeschwindigkeiten (u, v, w) in die drei Raumrichtungen (x, y, z) bilanziert. Die Navier-Stokes-Gleichungen (Impulsgleichung) bilden mit der Kontinuitätsgleichung und Energiegleichung ein System nichtlinearer partieller Differentialgleichungen zweiter Ordnung [31].

2.3.2 Reynoldssche Differentialgleichung

Bei der Ableitung der Reynoldsschen Differentialgleichung aus den Navier-Stokes-Gleichungen werden folgende Annahmen getroffen [6, 31, 78]:

1. Der atomare Aufbau der Materie kann vernachlässigt werden, weil in konzentrierten Kontakten die Abmessungen des Strömungs- bzw. Spannungsfeldes gegenüber den molekularen Entfernungen groß sind. Es ist zulässig, die phänomenologischen Feldtheorien (z.B. Kontakt- und Strömungsmechanik) anzuwenden und somit die Materie als Kontinuum anzusehen.
2. Die Annahme einer laminaren Strömung ist gegeben, da die Reynoldszahl (dimensionslose Ähnlichkeitszahl, Verhältnis Trägheits- und Zähigkeitskraft) viel kleiner als 1 und somit weit entfernt vom kritischen Wert $Re_{krit} = 2300$ ist. Daraus geht auch hervor, dass die Trägheitskräfte vernachlässigbar gegenüber den Reibungskräften sind.
3. Das Fluid ist eine newtonsche Flüssigkeit (Schubspannung proportional zum Schergradienten).
4. Es wird kein Druckgradient in Höhenrichtung über den Schmierfilm berücksichtigt (Abmessungen der Lagergeometrie sind viel größer als die Schmierfilmdicke). Vernachlässigt wird zusätzlich die Geschwindigkeitskomponente in Spalthöhenrichtung v .
5. Bereits getroffene Annahmen sind die Inkompressibilität des/ der Schmiermittels/ Flüssigkeit und die Vernachlässigung der Volumenkräfte. Zweiteres kann angenommen werden, weil keine freien Oberflächen vorhanden sind.
6. Die Abmessung des Schmierpalts in Höhenrichtung ist klein gegenüber der Längen- und Breitenrichtung (u und v). Deshalb verschwinden im Reibungsterm die Geschwindigkeiten in u - und v -Richtung. Die Krümmungsradien der Oberflächen sind viel größer als die Höhe des Schmierfilms, weshalb die Krümmung vernachlässigt werden kann (Sinus des Neigungswinkels = 0 und der Cosinus = 1).

Damit ergeben sich die reduzierten Navier-Stokes-Gleichungen für inkompressible Fluide zu:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial u}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad \text{Gl. 2.22a}$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad \text{Gl. 2.22b}$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad \text{Gl. 2.22c}$$

Da der Druck unabhängig von der Höhenrichtung ist, können die Gleichungen Gl. 2.22a und Gl. 2.22b zweifach über die Schmierfilmhöhe (0 bis z) integriert werden. Somit ergeben sich die Geschwindigkeiten u und v zu:

$$u = \frac{\partial p}{\partial x} \frac{z^2}{2\eta} + C_1 z + C_2 \quad \text{Gl. 2.23}$$

und

$$v = \frac{\partial p}{\partial y} \frac{z^2}{2\eta} + C_3 z + C_4. \quad \text{Gl. 2.24}$$

Die Integrationskonstanten folgen aus der Stokesschen Haftbedingung ($z = 0, u = u_1, v = v_1$ und $z = h, u = u_2, v = v_2$). Nach Einsetzen der Konstanten ergeben sich folgende Geschwindigkeiten:

$$u = \frac{\partial p}{\partial x} \frac{z(z-h)}{2\eta} + \left(1 - \frac{z}{h} \right) u_1 + \frac{z}{h} u_2 \quad \text{Gl. 2.25}$$

und

$$v = \frac{\partial p}{\partial y} \frac{z(z-h)}{2\eta} + \left(1 - \frac{z}{h} \right) v_1 + \frac{z}{h} v_2. \quad \text{Gl. 2.26}$$

Die Geschwindigkeitsprofile aus den Gleichungen Gl. 2.25 und Gl. 2.26 sind parabelförmig.

Die Massenflüsse des infinitesimalen Volumenelementes müssen der Kontinuitätsbedingung genügen. Demnach ist die Volumenänderung die Differenz der

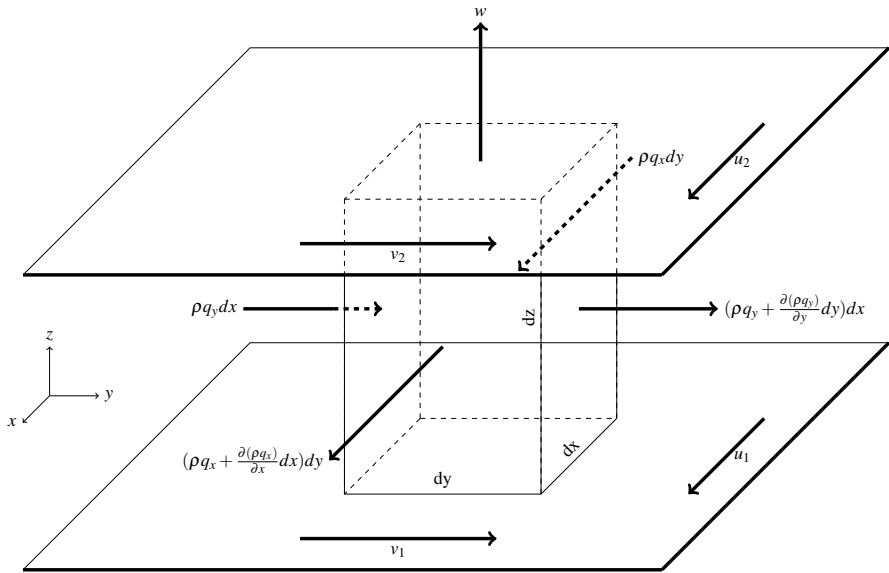


Abbildung 2.10: Bilanz der Massenströme am infinitesimalen Volumenelement [78]

ein- und ausfließenden Massenströme. Abbildung 2.10 zeigt eine graphische Bilanz der Massenströme [31, 78]. Wird die Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = 0 \tag{Gl. 2.27}$$

über das Volumen $dx dy dz$ integriert, ergibt sich die Kontinuitätsgleichung für das infinitesimale Volumenelement aus Abbildung 2.10. Dabei kann angenommen werden, dass die Geschwindigkeit der oberen Wand der zeitlichen Änderung der Schmierfilmhöhe $\frac{\partial h}{\partial t}$ entspricht. Da es sich bei den Geschwindigkeiten u und v integriert über die Schmierfilmhöhe um Volumenströme handelt, können q_x und q_y direkt in die Gleichung eingetragen werden. Daraus folgt:

$$\frac{\partial(\rho q_x)}{\partial x} dx dy + \frac{\partial(\rho q_y)}{\partial y} dx dy + \frac{\partial(\rho h)}{\partial z} dx dy + \frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz = 0. \tag{Gl. 2.28}$$

Die Volumenströme q_x und q_y können durch Integration von Gleichung Gl. 2.25 und Gl. 2.26 ausgewertet werden. Diese ergeben sich zu:

$$q_x = \int_0^h u dz = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{u_2 + u_1}{2} h \quad \text{Gl. 2.29}$$

und

$$q_y = \int_0^h v dz = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{v_2 + v_1}{2} h. \quad \text{Gl. 2.30}$$

Die Volumenströme Gl. 2.29 und Gl. 2.30 setzen sich aus einer Druckströmung (Poiseuille-Anteil) und einer Scherströmung (Couette-Anteil) zusammen. Werden diese Gleichungen in Gl. 2.28 eingesetzt und die mittleren Geschwindigkeiten $u_m = \frac{u_1 + u_2}{2} = u$ und analog $v_m = \frac{v_1 + v_2}{2} = v$ ohne Indizes verwendet, ergibt sich die Reynoldssche Differentialgleichung

$$\frac{\partial p}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial p}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{\partial(\rho u h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v h)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t}. \quad \text{Gl. 2.31}$$

Sie beschreibt den hydrodynamischen Druckaufbau im Schmierespalt, der sich aus einem Couette-, Poiseuille- und Squeeze-Anteil unter Einhaltung der Kontinuitätsgleichung (Gl. 2.27) zusammensetzt. Die Reynoldsgleichung nimmt dabei eine Vollfüllung des Schmierespalt und konstante Stoffkennwerte (η, ρ) über die Spalthöhenrichtung an. Abgekürzt lässt sich Gleichung (Gl. 2.31) in Indexnotation schreiben:

$$\frac{\partial p}{\partial x_i} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x_i} \right) = u_i^\Sigma \frac{\partial(\rho h)}{\partial x_i} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad i = 1, 3 \quad \text{Gl. 2.32}$$

mit

$$u_i^\Sigma = \frac{u_{1i} + u_{2i}}{2}. \quad \text{Gl. 2.33}$$

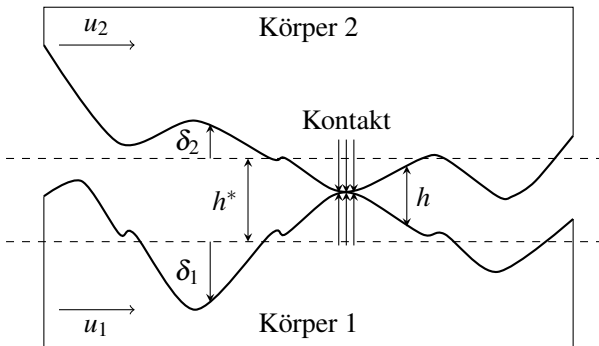


Abbildung 2.11: Rauheitsstruktur im Schmierpalt

2.3.3 Flusstensoren-Methode

Die Abmessungen der betrachteten Schmierpalte in Höhenrichtung sind sehr klein, sodass die Einflüsse der Rauheitsstrukturen wie in Abbildung 2.11 nicht mehr vernachlässigt werden können. Die Abbildung zeigt die nominelle Spaltweite h^* , die tatsächliche Spaltweite h , die Rauheitsamplituden δ_1 und δ_2 sowie die Geschwindigkeiten der Oberflächen u_1 und u_2 . Die Rauheitsstruktur bedingt bei sehr kleinen Spaltweiten eine Berührung der Oberflächen durch Kontakt der Rauheitsspitzen und Flußänderungen des Schmiermittels im Schmierpalt. Die Reynoldsgleichung (Gl. 2.31) aus dem vorangegangenen Kapitel schließt die Annahme ideal glatter Oberflächen ein. Um raue Oberflächen modellieren zu können, kann entweder die Diskretisierung an die rauen Oberflächen angepasst oder die Reynoldsgleichung um Scher- und Druckflusstensoren erweitert werden. Ersteres würde aufgrund der steigenden Anzahl an Stützstellen einen deutlich ansteigenden Rechenaufwand zur Folge haben, denn um die Rauigkeit im Rechengebiet zu berücksichtigen müsste die komplette Lagerfläche und ihre Rauigkeit diskretisiert werden. Der Einsatz der Flusstensoren auf Basis eines repräsentativen Ausschnitts der Lagerfläche charakterisiert den Einfluss der Struktur auf die Mikrohydrodynamik in Form von Scher- und Druckflussfaktoren.

Das Konzept der Flusstensoren wird durch Patir und Cheng [46, 47, 48, 49] als Average Flow Model beschrieben. Dabei definiert ein Flusstensor das Verhältnis der Flussbilanz der rauen zur ideal glatten Oberfläche ($\Phi = q_{rau}/q_{glatt}$).

Das Modell wurde in verschiedenen Arbeiten erweitert und verbessert wie beispielsweise durch [33, 50, 56]. Ein Beispiel ist hier die Einbeziehung der kontaktbedingten Deformation unter Mischreibungsverhältnissen. Werden diese berücksichtigt, ergibt sich der modifizierte Druckflussfaktor zu

$$\Phi^P = \frac{1}{\bar{\rho} h_d^3 \frac{\partial \bar{p}}{12 \bar{\eta} \partial x}} \left(\frac{1}{\Omega} \int_{(\Omega)} \frac{h_{\partial w}^3}{12 \bar{\eta}} \frac{\partial p}{\partial x} d\Omega \right). \quad \text{Gl. 2.34}$$

Dieser ist mit dem rauheitsbedingten Spaltweitenverlauf h aus Abbildung 2.11 definiert, welcher mit den kontaktbedingten Spaltweitenänderungen w_1 und w_2 zu $h_{\delta w}$ erweitert wird. $\bar{\rho}$, \bar{p} und $\bar{\eta}$ sind die transversalen Mittelwerte der Massendichte, des Druckes und der dynamischen Viskosität. h_d ist die deformationsbedingte Spaltweite, die sich aus der nominellen Spaltweite und einer mittleren Verschiebung der Spaltweite durch die kontaktbedingten Spaltweitenänderungen aufgrund der elastoplastischen Deformation ergibt. Für eine detaillierte Beschreibung sei auf die Literatur verwiesen [33]. In der folgenden Arbeit werden ausschließlich gemessene Oberflächen verwendet. Damit ergibt sich der Scherflussfaktor zu

$$\Phi^S = \frac{1}{u} \left(\frac{1}{\Omega} \int_{(\Omega)} \frac{h_{\partial w}^3}{12 \bar{\eta}} \frac{\partial p}{\partial x} d\Omega \right), \quad \text{Gl. 2.35}$$

der für reale Strukturen in der Einheit μm angegeben wird. Die Einbindung der Kontaktdeformation auf Mikroebene hat eine Aufweitung des Spaltes bei kleinen Spaltweiten zur Folge. Dadurch entsteht eine reduzierte Drosselwirkung des Druckflusses und eine erhöhte Förderwirkung des Scherflusses.

In [33] wird die erweiterte Reynoldsche Differentialgleichung für gemessene Oberflächen analog zum Average Flow Model hergeleitet. Diese ist durch Verwendung der deformationsbedingten Spaltweite h_d unabhängig von σ und ergibt sich zu:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\Phi_{ij}^P \frac{\rho h_d^3}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial x_j} \right] = u_i^\Sigma \frac{\partial (\rho h_d)}{\partial x_i} - \frac{u_{2i} - u_{1i}}{2} \frac{\partial [\rho \Phi_{ij}^S]}{\partial x_j} + \frac{\partial \rho h_d}{\partial t}. \quad \text{Gl. 2.36}$$

2.4 Festkörper-Kontaktmechanik

2.4.1 Glatter Kontakt nach Hertz

Während seiner Arbeit im Laboratorium von Helmholtz schuf Heinrich Hertz die Grundlagen der Kontaktmechanik von gekrümmten, elastischen Festkörpern im Jahre 1881, welche 1882 veröffentlicht wurden [25, 26]. Damit beschrieb er eine Beobachtung, die eine rege Diskussion in der physikalischen Gesellschaft Berlin auslöste. Zwar konnte eine Verschiebung von optischen Interferenzstreifen beim Zusammenpressen zweier Glaslinsen beobachtet werden, jedoch fehlte die theoretische Beschreibung des Phänomens. Wird ein Kugelkontakt mit den konstanten Krümmungsradien R_1 und R_2 , mit einer Normalkraft F_N belastet, ergibt sich im Zentrum des Kontaktes ein maximaler Kontaktdruck $p_{c,max}$ zu:

$$p_{c,max} = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{6E'^2 F_N}{R'^2}} \quad \text{Gl. 2.37}$$

mit

$$\frac{1}{E'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad \text{Gl. 2.38}$$

und dem Ersatzradius

$$\frac{1}{R'} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}. \quad \text{Gl. 2.39}$$

Durch die elastische Deformation bzw. Abplattung der Kugelkonturen resultiert eine kreisförmige Kontaktfläche

$$A_c = \pi a^2 \quad \text{Gl. 2.40}$$

mit dem Radius

$$a_R = \sqrt[3]{\frac{3F_N R'}{4E'}}. \quad \text{Gl. 2.41}$$

Für die deformationsbedingte Gesamtdeformation gilt:

$$w = \left(\frac{9F_N^2}{16E'^2 R'} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad \text{Gl. 2.42}$$

Der Kontaktdruckverlauf kann als Funktion des Abstands r_M zum Kontaktmittelpunkt ausgedrückt werden.

$$p = p_{c,max} \sqrt{1 + \frac{r_M^2}{a_R^2}} \quad \text{Gl. 2.43}$$

Es ergibt sich eine parabolische Druckverteilung. In der Hertzschen Kontaktzone stehen der maximale und der mittlere Kontaktdruck im Verhältnis $2/3$ ($\frac{2}{3}p_{c,max} = p_{c,mittel}$).

2.4.2 Rauer Oberflächenkontakt nach Greenwood-Tripp

Zur Berücksichtigung des Festkörpertraganteils in elasto-hydrodynamischen Berechnungen kann das Kontaktdruckmodell von Greenwood und Tripp [21] verwendet werden. Basierend auf der Arbeit von Greenwood und Williamson [22] lösten sie das Kontaktproblem zweier sich berührender Paraboloiden mittlerer Krümmung analytisch, unter der Voraussetzung gaußverteilter Rauigkeitsamplituden [33]. Greenwood und Tripp können aus ihren mathematischen Analysen folgende Ergebnisse gewinnen [15]:

- die Gesamtzahl der Mikrokontakte ist etwa der Normalkraft F_N proportional,
- die wahre Kontaktfläche nimmt mit der Anzahl der Mikrokontakte zu, d. h., die wahre Kontaktfläche ist näherungsweise der Normalkraft proportional:
 $A_{real} \propto F_N$,
- die mittlere Größe eines Mikrokontaktes ist nahezu von der Normalkraft unabhängig.

Diese führen zu einer Beschreibung des gemittelten Kontaktdruckes p_c der Oberfläche in Abhängigkeit der nominellen Spaltweite h^* , der Standardabweichung σ und einem Kontaktdruckfaktor K und Materialkennwerten der Kontaktpartner (E und ν). Das Verhältnis ist durch

$$p_c = K \frac{2E_1E_2}{E_1(1-\nu_1^2) + E_2(1-\nu_2^2)} 4.4086 \cdot 10^{-5} \left(4 - \frac{h^*}{\sigma}\right)^{6.804} \quad \text{Gl. 2.44}$$

mit

$$3 \cdot 10^{-4} \leq K \leq 3 \cdot 10^{-3} \quad \text{Gl. 2.45}$$

definiert. Es handelt sich hierbei um eine Näherungsbeziehung von Patir [46] für den Kontakt zweier rauer Oberflächen nach den Modellvorstellungen von Greenwood und Tripp. Das Modell zeichnet sich durch besonders wenige Eingangsgrößen aus und erfordert keine Diskretisierung der Rauigkeitsstruktur. Der Kontaktdruck verläuft für $h^*/\sigma \rightarrow 0$ gegen einen endlichen Grenzwert. Demnach können negative Spaltweiten während der Berechnung entstehen [66].

2.5 Mehrkörpersimulation

2.5.1 Freiheitsgradbegrenzung

Ausgangspunkt der Betrachtung ist die Newtonsche Bewegungsgleichung. Sie wird in der Strukturmechanik flexibler Körper zur Ermittlung des Bewegungsverhaltens verwendet. Über die Strukturmatrizen, die über eine linear elastomechanische Finite-Elemente-Formulierung ermittelt werden, werden die strukturellen Eigenschaften der flexiblen Körper festgelegt.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f}(t) \quad \text{Gl. 2.46}$$

Es handelt sich dabei um ein System aus Differentialgleichungen zweiter Ordnung, mit den Bewegungsgrößen \mathbf{u} , $\dot{\mathbf{u}}$, $\ddot{\mathbf{u}}$ und der äußeren Belastung $\mathbf{f}(t)$. Dabei sind \mathbf{M} (Massenmatrix), \mathbf{D} (Dämpfungsmatrix) und \mathbf{K} (Steifigkeitsmatrix) Systemmatrizen, welche mit elastomechanischen FEM-Programmen bestimmt werden können. Die Dämpfungsmatrix berücksichtigt die innere Strukturdämpfung und kann mittels verschiedener Dämpfungsmodelle aus den übrigen Strukturdaten gewonnen werden. Dabei ist das *Rayleighs*che Dämpfungsmodell weit verbreitet. Es verwendet eine Linearkombination aus der Massen- und Steifigkeitsmatrix um die Dämpfungsmatrix aufzubauen. Jede Strukturmatrize besitzt die Dimension $n \times n$, dabei ist n die Anzahl der Freiheitsgrade der unreduzierten Struktur. Diese können eine Anzahl von 100000 bis 1 Millionen Freiheitsgrade (FHG) aufweisen. Dabei wird schnell ersichtlich welche Probleme entstehen,

wenn Gleichungslöser mehrere tausend Iterationen für die Lösung einer Gleichung des Gleichungssystems benötigen. Die Rechenzeit steigt demnach mit der Anzahl an gewählten FHG rapide an. Deshalb ist das Ziel, die Anzahl der FHG ohne wesentlichen Informationsverlust zu reduzieren. Möglich wird dies durch die Reduktion/Kondensation der Freiheitsgrade. Zunächst wird der Formalismus der Reduktion erläutert und danach drei wesentliche Vorgehensweisen beschrieben [66].

Formalismus der Reduktion

Um die Freiheitsgrade des Systems zu reduzieren wird eine lineare zeitinvariante Transformation der Freiheitsgrade durchgeführt. Mittels Transformationsmatrix \mathbf{T} wird ein Zusammenhang zwischen dem ursprünglichen FHG-Vektor \mathbf{u} und dem neuen FHG-Vektor \mathbf{v} hergestellt. \mathbf{u} hat die Dimension n und \mathbf{v} die Dimension m , wobei durch $m \ll n$ und der Gleichung

$$\mathbf{u} = \mathbf{T}\mathbf{v} \quad \text{Gl. 2.47}$$

neue Freiheitsgrade aus einer Kombination der ursprünglichen Freiheitsgrade erreicht werden. Die Transformationsmatrix \mathbf{T} ist rechteckig und zeitinvariant. Aus der Zeitinvarianz ergibt sich:

$$\dot{\mathbf{u}} = \mathbf{T}\dot{\mathbf{v}}, \quad \ddot{\mathbf{u}} = \mathbf{T}\ddot{\mathbf{v}}. \quad \text{Gl. 2.48}$$

Werden die Gleichungen Gl. 2.47 und Gl. 2.48 in Gleichung Gl. 2.46 eingesetzt und mit \mathbf{T}^T von links multipliziert, ergibt sich

$$\underbrace{\mathbf{T}^T \mathbf{M} \mathbf{T}}_{\mathbf{M}^{\text{red}}} \ddot{\mathbf{v}} + \underbrace{\mathbf{T}^T \mathbf{D} \mathbf{T}}_{\mathbf{D}^{\text{red}}} \dot{\mathbf{v}} + \underbrace{\mathbf{T}^T \mathbf{K} \mathbf{T}}_{\mathbf{K}^{\text{red}}} \mathbf{v} = \underbrace{\mathbf{T}^T}_{\mathbf{f}^{\text{red}}} \quad \text{Gl. 2.49}$$

im neuen, geschrumpften Bewegungsgleichungssystem. Die reduzierten Matrizen \mathbf{M}^{red} , \mathbf{D}^{red} und \mathbf{K}^{red} besitzen somit m Freiheitsgrade. Mit dem Prinzip der virtuellen Verrückungen erklärt sich das formale „von-links Multiplizieren“, somit wird die Bewegungsgleichung als Arbeitsausdruck formuliert:

$$\delta \mathbf{u}^T \left[\mathbf{M} \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{D} \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K} \mathbf{u} \right] = \delta \mathbf{u}^T \mathbf{f}. \quad \text{Gl. 2.50}$$

Mit Gleichung Gl. 2.47 und

$$\delta \mathbf{u} = \mathbf{T} \delta \mathbf{v} \quad \text{bzw.} \quad \delta \mathbf{u}^T = \delta \mathbf{v}^T \mathbf{T} \quad \text{Gl. 2.51}$$

erhält man den neuen Arbeitsausdruck

$$\delta \mathbf{v}^T \left[\mathbf{T}^T \mathbf{M} \mathbf{T} \ddot{\mathbf{v}} + \mathbf{T}^T \mathbf{D} \mathbf{T} \dot{\mathbf{v}} + \mathbf{T}^T \mathbf{K} \mathbf{T} \mathbf{v} \right] = \delta \mathbf{v}^T \mathbf{T}^T \mathbf{f}. \quad \text{Gl. 2.52}$$

Diese ist nach Heraus Kürzen von $\delta \mathbf{v}^T$ identisch zu Gleichung Gl. 2.49. Eine erfolgreiche Reduktion kann nur gelingen, wenn die verwendeten Informationen aus dem unreduzierten Gleichungssystem selbst stammen. Wird \mathbf{T} erfolgreich besetzt, werden die Freiheitsgrade drastisch reduziert, ohne die interessierenden niederfrequenten Informationen zu vernachlässigen [20, 66].

Statisch-modale Reduktion

Die verschiedenen Reduktions-/ Kondensationsverfahren unterscheiden sich lediglich durch die Bestückung/ Zusammensetzung der Transformationsmatrix. In dieser Arbeit wird eine gemischt statisch-modale Reduktion verwendet. Diese vereint die Vorteile zweier Reduktionsverfahren; der statischen und der modalen Reduktion. Im Falle der statischen Reduktion (auch Guyan-Reduktion genannt, s. [23]) werden statische Ansatzvektoren zur Bestückung der Transformationsmatrix verwendet. Dieses Verfahren fundiert auf der Tatsache, dass statische und dynamische Verschiebungsfiguren sich nur geringfügig unterscheiden [66, 79]. Die unreduzierte Struktur wird in Haupt- und Nebenfreiheitsgrade unterteilt. Jeder Haupt-FHG wird mit einer Einheitslast belastet, bei gleichzeitiger Fixierung der anderen Haupt-FHG. Durch eine ermittelte Beziehung zwischen Haupt- und Nebenfreiheitsgraden können Deformations- bzw. statische Ansatzvektoren für die Struktur ermittelt und zur Bestückung der Transformationsmatrix herangezogen werden [20, 66, 79]. Für eine statische Auswertung ist die Reduktion exakt, für eine dynamische Auswertung stellt sie lediglich eine Näherung dar. Aus obigen Gründen ist die Näherung sehr gut, vorausgesetzt die Kräfte im reduzierten System greifen an Haupt-FHG an. Selbst bei angreifenden Kräften an Neben-FHG sind die Verschiebungen an den Haupt-FHG im statischen Sinne exakt [66].

Die reine modale Reduktion entspricht im Allgemeinen einer Transformation des Systems in den Frequenzbereich. Die Transformationsmatrix setzt sich

dabei aus den niederfrequenten / ersten Eigenformen des unreduzierten Systems zusammen, unter Verwendung eines konservativen Hilfssystems. Demnach werden nur die Steifigkeits- und Massenmatrix zur Ermittlung der Eigenformen verwendet. Normalerweise sind die ersten bzw. niederfrequenten Eigenformen (Grundschwingungen) des Systems für den Anwender am interessantesten, weil Sie die wesentlichen Verformungsmöglichkeiten des Systems bereits beinhalten [20, 66]. Diese sind gleichbedeutend mit den Frequenz-Grenzen innerhalb derer die Lösung keine großen Fehler aufweist. Aufgrund der Berechnung der Eigenformen ist garantiert, dass die Transformationsmatrix linear unabhängig ist, dies gilt gleichermaßen für die statische Reduktion.

Die gemischt statisch-modale Reduktion nach Craig-Bampton [14] verwendet sowohl statische als auch modale Ansatzvektoren zur Bestückung der Transformationsmatrix. Es werden analog zur statischen Reduktion Haupt-FHG definiert und für jeden dieser Knoten wird ein statischer Ansatzvektor berechnet. Ergänzend werden dazu niederfrequente modale Ansatzvektoren verwendet. Der Unterschied zur rein modalen Reduktion besteht darin, dass die Haupt-FHG bei der Bestimmung der Eigenformen fixiert werden. Somit sind die statischen und modalen Ansatzvektoren linear unabhängig. Die Verwendung der gemischt statisch-modalen Reduktion hat den Vorteil, dass neben den rein modalen Freiheitsgraden die statischen Haupt-FHG im reduzierten System erhalten bleiben [20, 66]. In [66] wird eine Erhöhung der modalen Freiheitsgrad-Anzahl empfohlen, um quasistatische Deformationen besser abbilden zu können, da nicht nur die dynamische, sondern auch die statische Abbildungsgenauigkeit damit erhöht wird. Um zu prüfen ob genug Moden berücksichtigt werden, kann die Anzahl der modalen FHG stark erhöht und die Änderung der Systemantwort betrachtet werden [66]. Ändert sich diese nicht oder nur geringfügig, sind bereits genug modale FHG vorhanden.

3 Modellbildung

3.1 Aufbau Berechnungsmodell

Die Kolbenbolzenlagerung hat viele unterschiedliche Eigenschaften, welche in einem Berechnungsmodell berücksichtigt werden müssen, um die bestmögliche Näherungslösung zu finden. Deshalb beginnt das Kapitel mit der Ermittlung der Reibkoeffizienten der Lagerungen von Diesel- und Otto-Teilen. Den Reibkoeffizienten folgt die Erläuterung der Makrogeometrie bzw. Spielsituation zwischen den Bauteilen. Diese besteht aus der Überlagerung eines gefertigten Profils und der thermischen Deformation aufgrund der lokal unterschiedlichen Temperaturen des Kolbens, -bolzens und der Pleuelstange. Danach wird auf die Oberflächencharakterisierung eingegangen, bevor auf die Berücksichtigung der Mikrogeometrien der Lagerungen Bezug genommen wird. Abschließend werden die Geometrien und resultierende Lasten eines Prüfstandberechnungsmodells skizziert.

3.1.1 Gleitreibungskoeffizienten

Als Eingangsdaten für die Simulation werden die Gleitreibungskoeffizienten im geschmierten Zustand benötigt. Die Werte werden mit der groben Näherung durch die Formel $M_r = 2\mu_r F_{NRKB}$ berechnet, welche äquivalent zum Newtonschen Reibungsgesetz aus Kapitel 2.1.2 ist. Der Vorfaktor 2 ist ein Gewichtungsfaktor zwischen den Lagerstellen.

Zunächst wird davon ausgegangen, dass die Lagerstellen im Kolben (KoBo) und im kleinen Auge (PIBo) zu gleichen Teilen an der Reibung beteiligt sind. Das verwendete Öl zur Reibungsmessung an den Dieselteilen ist ein 5W30 HTHS 3.5 Öl. Dies entspricht einer Tiefsttemperatur von -35 °C und einer Viskosität bei 100 °C von $9.3\text{ mm}^2/\text{s}$. Bei den Ottoteilen wird ein 0W20 HTHS 2.6 Öl eingesetzt. Es weist eine Tiefsttemperatur von -40 °C und eine Viskosität bei 100 °C von $5.6\text{ mm}^2/\text{s}$ auf [70].

Beide Messungen erstrecken sich über einen längeren Zeitraum, in der die Pleuelstange mit geringer Last statisch belastet wird, damit möglichst keine elastische Deformation der Bauteile stattfindet. Dabei wird eine geringe Drehgeschwindigkeit verwendet. Die zugehörigen Versuche der Otto-Teile werden vor und nach dem Prüflauf durchgeführt, um einen Einfluss durch das Einglätten der Oberflächen auszuschließen.

Wird davon ausgegangen, dass mit steigender Normalkraft eine Zunahme der Mikrokontakte der Rauigkeitsspitzen vorliegt und diese in etwa linear verläuft, ergibt sich der Reibkoeffizient im Sinne des Amontonschen bzw. Coulombschen Reibungsgesetzes für Festkörperreibung als Verhältnis der Normalkraft zur Reibungskraft zu $\mu = F_N/F_R$, s. Kapitel 2.1.2.

Für die Otto-Teile ergibt sich ein Gleitreibungskoeffizient von etwa 0.15. Der Gleitreibungskoeffizient der Diesel-Teile ist geringer und beträgt ca. 0.06. Die Ermittlung erfolgt unter Annahme reiner Gleitreibung. Die gemessenen Gleitreibungskoeffizienten der Otto-Teile sind in Abb. 3.1 dargestellt. Ein signifikanter Unterschied der Versuche im Neu- und Ausbauzustand kann im Rahmen der Messungen der Otto-Teile nicht festgestellt werden. Der Unterschied ist sehr gering und deshalb vernachlässigbar. Der Gleitreibungskoeffizient der Diesel-Teile wird analog ermittelt.

Die Gleitreibungskoeffizienten sind für beide Lagerstellen am Kolbenbolzen mit gleicher Gewichtung ermittelt. Es ist anzunehmen, dass die Pleuelbuchse und der Kolbenbolzen einen deutlich geringeren Gleitreibungskoeffizienten aufweisen. Demnach müsste eine Aufteilung des Reibkoeffizienten in $\mu_r = \mu_k + \mu_{pl}$ für die jeweilige Kontaktstelle erfolgen.

3.1.2 Makrogeometrie

Veränderte Spielsituationen durch eingebrachte Profile oder durch thermische Verzüge der Bauteile wirken sich maßgeblich auf das Reibverhalten der Kolbenbolzenlagerung aus. Bei guter Auslegung kann die Feingeometrie der Lagerung eine verbesserte Ölversorgung erzielen, Festkörperkontakt verringern und hydrodynamische Tragdrücke begünstigen [36]. Im Folgenden werden verschiedene Profile, die thermische Deformation des Kolbens auf dem verwendeten Prüfstand und deren Berücksichtigung im Berechnungsmodell vorgestellt.

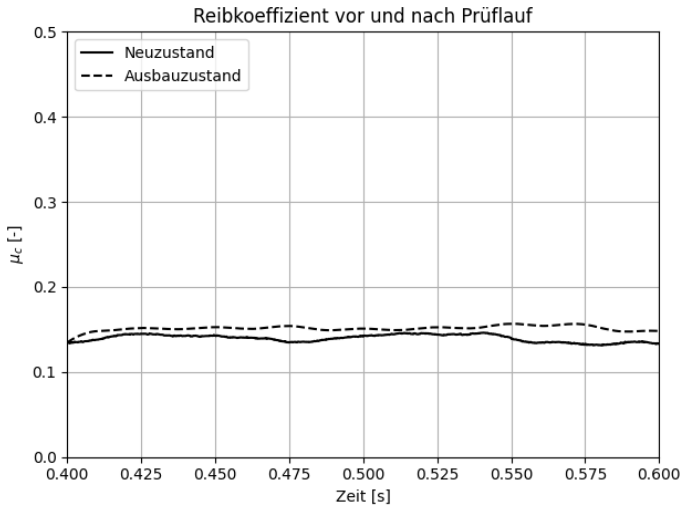


Abbildung 3.1: Gemessene Reibkoeffizienten der Ottoteile im Neu- und Ausbauzustand

Profilierung

Die Belastung der Kolbenbolzenlagerung ist in Kapitel 2.1.1 beschrieben. Diese hohen Belastungen führen bei einer zylindrisch ausgeführten Kolbennabe zu sog. Kantenträgern und somit zu lokal hoher Traglast innerhalb der Lagerung. Neben einem Grundspiel, das über die gesamte Kolbennabe konstant ist, wird der Kolbennabe ein Profil gegeben, um die Verteilung der Last zu begünstigen. Ba et al. [4] beschreiben bereits mehrere Profile und deren Auswirkung auf den Ölfluss innerhalb der Kolbenbolzenlagerung. Auf die vorteilhafteste Variante hinsichtlich des Ölflusses und der Kontaktsituation wird in [36] Bezug genommen. Bianco et al. [10] setzen sich mit den Auswirkungen sog. Glockenmaul-Profile und deren Einfluss auf das tribologische Verhalten der Kolbenbolzenlagerung auseinander. Meiser et al. [42] ermitteln die Reibmitteldruckdifferenz und das CO₂-Einsparpotential eines Otto-Motors mit verschiedenen Profil-Varianten der Kolbennabe. Die verwendeten Nabenformen sind in Abbildung 3.2 dargestellt. Diese sind ein Hoch- und Queroval, erhöhtes Bolzenspiel, eine umlaufende Schmiernut, sog. Slots und speziell bearbeitete

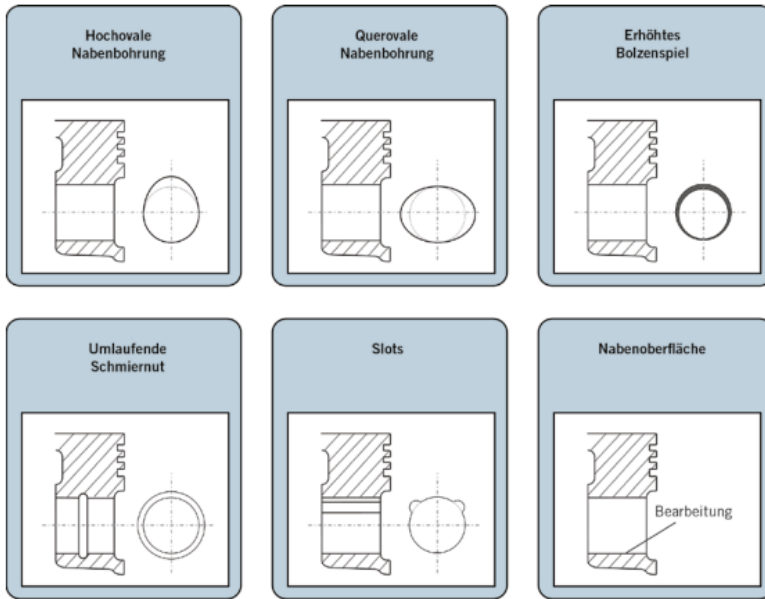


Abbildung 3.2: Beispiele veränderter Kolbennabenformen [42]

te Kontaktflächen, s. Abbildung 3.2. Die größten CO_2 -Einsparpotentiale im NEFZ werden mit erhöhtem Bolzenspiel (1.87 g/km), den Slots (1.16 g/km) und einer bearbeiteten Nabenoberfläche (1.03 g/km) erreicht. In [36] wird eine nach innen geweitete Nabenform (Trompetenform) mit gewissem zylindrischen Anteil x_0 oder x verwendet. Eine Schnittdarstellung der Pleuellagerung ist in Abbildung 3.3 dargestellt. Die Spielsituation wird knotenweise auf das Berechnungsnetz aufgebracht. Die in der vorliegenden Arbeit verwendeten Varianten der Pleuellage sind in Tabelle 3.1 beschrieben. Den Pleellen wird im Vorfeld eine Nummer zugeordnet. Der Nummerierung nach fehlende Pleellen konnten den Test nicht beenden oder wurden für Voruntersuchungen verwendet. Die Pleellen der Otto-Teile sind mit einem Plateau-Profil, Slots, einem erhöhten Nabenspiel und als Standard-Pleellenprofile ausgeführt. Die beschriebene Trompetenform findet sich in jedem Pleellen wieder. Die eingebrachten Varianten werden zur bestehenden Form hinzugefügt. Plateau-Profile haben einen Traganteil von 66 %. Die restlichen 33 % sind Umlaufrinnen mit einer Tiefe von etwa $3 \mu\text{m}$, welche

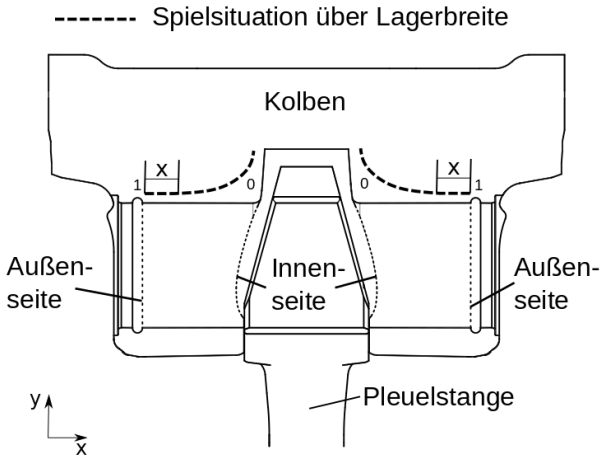


Abbildung 3.3: Makrogeometrie der Kolbennabe [36]

ein Ölhaltevolumen darstellen. Slots sind Schmierrillen auf der Makroskala; sie verlaufen in Lagerquerrichtung und sind bei jeweils $+20^\circ$ und -20° vom Nabenzent eingefräst.

Tabelle 3.1: Verwendete Kolbennabenausführungen, interne Bezeichnung und Beschreibung

Kolben	Beschreibung
K008	Plateau-Profil
K009	Plateau-Profil
K011	Slots
K012	Nabenspiel 25 μm
K013	Nabenspiel 25 μm
K016	Standard-Profil
K017	Standard-Profil

Thermische Deformation

Neben dem Nabenprofil ist die thermische Deformation maßgeblich für die Spielsituation verantwortlich. Durch den Temperaturgradienten des Kolbens, weitet sich die Nabe lokal unterschiedlich weit. Dies führt in der Regel zu einer stärkeren Aufweitung zur inneren Seite der Nabe hin und somit zu einer Verschiebung des Hauptaufreffpunktes der resultierenden Kraft. Deshalb wird die thermische Deformation additiv auf das Kolbennabenprofil gelegt und ebenfalls knotenweise berücksichtigt. Dabei konnte bereits gezeigt werden, dass die Temperatur im Brennraum durch eine konstante Temperaturverteilung des Kolbens beschrieben werden kann [19]. Weitere Arbeiten befassen sich mit dem variierenden Temperaturfeld während eines einzelnen Arbeitstaktes [55]. Dieses Vorgehen macht eine vorgeschaltete Temperatur- und Verzugsberechnung erforderlich. Die Temperaturen werden durch Lösen der Wärmeleitungsgleichung mit konstanten Stoffwerten ermittelt, diese lautet:

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial t} = a_T \nabla^2 \vartheta + \frac{\dot{W}}{c_T \rho}. \quad \text{Gl. 3.1}$$

Angenommen wurde eine konstante Dichte ρ , Wärmeleitfähigkeit λ und spezifische Wärmekapazität c_T . Die Konstante a_T ist die Temperaturleitfähigkeit $a_T = \lambda / c_T \rho$. \dot{W} ist die auf das Volumen bezogene Wärmeleistung. Für stationäre Temperaturfelder ohne Wärmequellen ($\frac{\partial \vartheta}{\partial t} = 0$ und $\dot{W} = 0$) ergibt sich die Wärmeleitungsgleichung mit konstanten Stoffwerten zur Potentialgleichung oder Laplaceschen Differentialgleichung

$$\nabla^2 \vartheta = 0, \quad \text{Gl. 3.2}$$

welche keine Stoffkennwerte mehr berücksichtigt [5]. Für nicht zu große Temperaturintervalle kann die Längenausdehnung ΔL im Verhältnis zur Ausgangslänge L als linear angenommen und folgendermaßen ausgewertet werden [59]:

$$\frac{\Delta L}{L} = \alpha_T \Delta T. \quad \text{Gl. 3.3}$$

Die Länge L kann durch den Durchmesser D ersetzt werden, da dieser das Längenmaß vertikal zur Lagerachse darstellt. Für den vorliegenden Anwendungsfall werden die thermischen Verzüge auf Basis der ermittelten Temperaturen der Kontaktflächen folglich nach der Formel

$$\frac{\Delta D}{D} = \alpha_T \Delta T \quad \text{Gl. 3.4}$$

angenähert. Dabei ist α_T der Ausdehnungskoeffizient, D der Durchmesser, ΔD die Änderung des Durchmessers aufgrund der thermischen Deformation und ΔT die Temperaturänderung des Bauteils. Die Temperaturberechnung geht davon aus, dass an der Kolbenkrone $70\text{ }^\circ\text{C}$ und an den beölenen Lagerrändern $25\text{ }^\circ\text{C}$ vorliegen. Mit diesen Randbedingungen wird die Potentialgleichung Gl. 3.2 gelöst. Die Temperatur wird mittels Heat Transfer Berechnung mit der Software ©Abaqus ermittelt und graphisch dargestellt. Anschließend werden die Ergebnisse mit einer Messung eines μ Epsilon Pyrometer (SF22-C3) verglichen. Der Abgleich ist in Abbildung 3.4 visualisiert.

Die Temperaturen an Kolbenhemd, den Außenseiten des Kolbens, stimmen bis auf wenige $^\circ\text{C}$ exakt überein. Die Pleuelstange wurde nicht simuliert; es werden an der Außenseite des kleinen Auges $51\text{ }^\circ\text{C}$ gemessen. Die größte Differenz tritt am Kolbenboden auf. Dort werden $66\text{ }^\circ\text{C}$ berechnet, aber lediglich $49\text{ }^\circ\text{C}$ gemessen. Diese Differenz ist auf die schlechte Erreichbarkeit der Messstelle zurückzuführen, weil über eine größere Entfernung gemessen werden muss. Die Temperatur an der Kolbenkrone wird mittels Temperatursensor des hydrostatischen Lagers gemessen. Die Öltemperatur innerhalb der Lagerung wird mit einem Temperatursensor überwacht.

3.1.3 Oberflächencharakterisierung

Wie in Kapitel 2.3.3 angedeutet, werden in dieser Arbeit gemessene Oberflächen der realen Bauteile verwendet. Die Höhenprofile werden mittels FEM-Berechnung durch berechnete Scher-, Druckflussfaktoren und einem entstehenden Kontaktdruck charakterisiert, s. [33]. Dazu wird das Softwaretool *FlowSim* der IST GmbH aus Aachen verwendet. Die zugehörigen theoretischen Grundlagen sind in Kapitel 2.3.3 und 2.4 erläutert. Die verwendeten Randbedingungen sind aus [66] und [33] übernommen. Gemessen werden die Oberflächen mittels konfokaler Mikroskopie. Eine schematische Darstellung des Prinzips der konfokalen Mikroskopie ist in Abbildung 3.5 gegeben.

Eine Lichtquelle (z.B. ein Laser) erzeugt einen möglichst beugungsbegrenzten Lichtfleck, indem der Laserstrahl so aufgeweitet wird, dass er das Objektiv (objective) möglichst gleichmäßig ausleuchtet. Die reflektierten Strahlen der Oberfläche werden in dieser Abbildung durch einen Strahlenteiler (beam split-

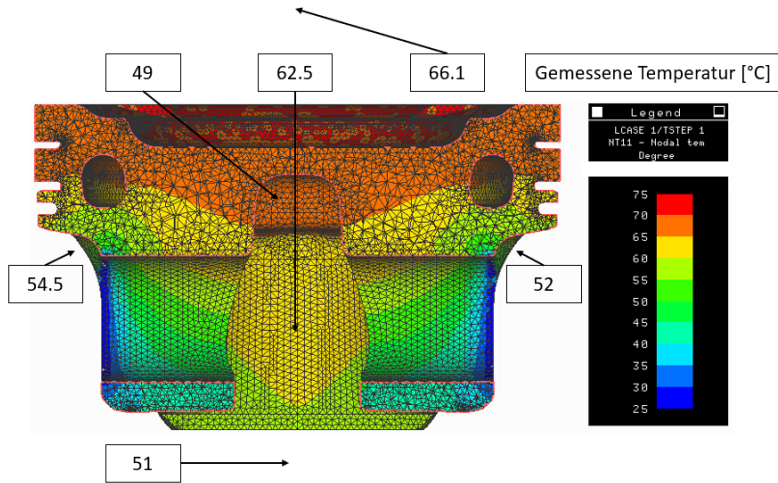


Abbildung 3.4: Temperaturberechnung (Heat Transfer) ©ABAQUS und Messungen mit μ Epsilon Pyrometer (SF22-C3)

ter) zum Detektor (detector) gespiegelt. Ein wesentlicher Vorteil der konfokalen Mikroskopie gegenüber gewöhnlichen Lichtmikroskopen ist die hohe Abbildungsgenauigkeit. Diese wird durch das Einsetzen sog. Pinholes (Lochscheiben) erreicht, die ausschließlich reflektiertes Licht aus dem Fokusbereich (in-focus plane) zurück zum Detektor passieren lassen. Licht aus unscharfen Regionen würde den Kontrast reduzieren und dem Bild eine gewisse Unschärfe verleihen [52].

Um Rauigkeiten erfassen zu können, wird die Aufnahmehöhe variiert und bei jeder Stufe ein Bild aufgenommen. Daraus entsteht ein Bildstapel, der zu einem 3D-Bild zusammengesetzt wird. Es gibt verschiedene Arten von konfokalen Mikroskopen wie z.B. das konfokale Laser-Scanning-Mikroskop und konfokale Mikroskope mit multi-pinhole Technologie. Einer der ältesten Vertreter des zweiten Typs ist das konfokale Mikroskop mit drehbarer Scheibe. Das gesamte Feld kann mit hoher Rate abgedeckt und mit einer Kamera (CCD oder EMC-CD) anstelle eines hochempfindlichen Photomultipliers (PMT) aufgenommen werden. Zu nennende Vorteile sind die Bildgebungsgeschwindigkeit, die relativ geringe Lichtdosis und die Tatsache, dass die Probe nicht durch die Beleuch-

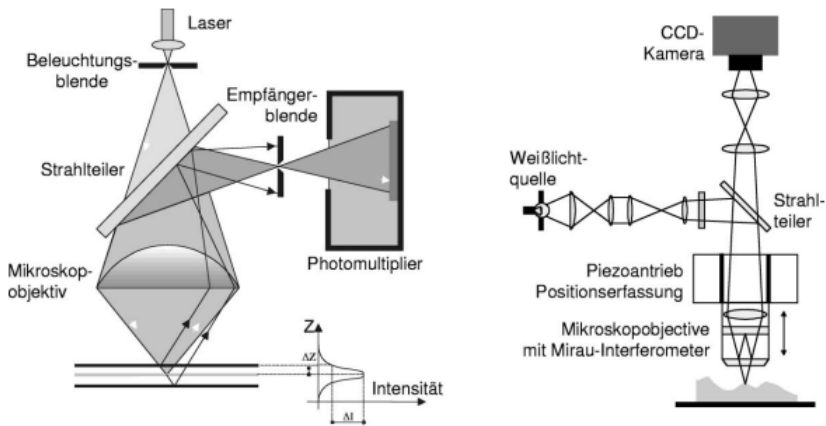


Abbildung 3.5: Prinzip eines konfokalen Mikroskops (links) und Weißlichtinterferometer (rechts) [52]

tung bewegt werden muss. In dieser Arbeit wird das Konfokalmikroskop der Produktreihe μ surf der Firma NanoFocus eingesetzt. Das Mikroskop verwendet das Multi-Pinhole-Filter (geschichtlich auch Nipkowscheibe genannt) als Abtastverfahren.

Die Konfokaltechnik ist besonders für Rauigkeitsmessungen geeignet, da sie sehr unempfindlich gegenüber Materialänderungen ist; das Konfokalsignal wird nicht von großen Oberflächenrauheiten gestört. Die Interferometrie hingegen reagiert sensibel auf solche Änderungen, s. Abbildung 3.5 [12, 52, 77]. Die getroffenen Einstellungen am Mikroskop sind in Tabelle 3.2 zusammengefasst. Die Einstellungen aus Tabelle 3.2 werden verwendet um die Oberflächen der Kolbennaben mit dem Mikroskop im Neu- und Ausbauzustand vermessen. Die Oberflächen der Kolbenbolzen und Pleuelstangen werden ausschließlich im Ausbauzustand vermessen, weil diese sich vom Neuzustand kaum unterscheiden. In Abbildung 3.6 sind die entstehenden 3D-Bilder der Oberflächenmessungen der Kolbennabe und des Kolbenbolzens im Neu- und Ausbauzustand dargestellt. Der erfasste Bereich beträgt $800 \times 800 \mu\text{m}^2$. Die Lagerquerrichtung verläuft von links oben nach rechts unten in dem jeweiligen Bild. Die orthogonale Richtung wird als Lagerlängsrichtung bzw. -umlaufrichtung bezeichnet. Während die Unterschiede zwischen den beiden Zuständen der Kolbenbolzen-Oberfläche

Tabelle 3.2: Einstellungen am Konfokalmikroskop

Bezeichnung	Spezifikation
Beschriftung des Objektivs	20x / 0.45
Apertur	0.45
Arbeitsabstand [mm]	3.1
Auflösung Höhe [nm]	5
min. Schrittabstand [μm]	0.07
min. Messbereich [μm]	70
Messfeld [μm^2]	800x800
Laterale Auflösung	1.56

gering sind, zeigen sich deutliche Glättungen der Rauigkeiten innerhalb der Kolbennabe. Die Messungen sind auf die Rauigkeiten reduziert und dienen als Eingangsgrößen für die Ermittlung der Flussfaktoren bzw. der Kontaktdrücke.

3.1.4 Flussfaktoren und Kontaktdrücke

Um die Unterschiede im Tragverhalten bzw. Auswirkungen auf die Mikrohydrodynamik des Schmierfilms bezüglich verschiedener Oberflächen darstellen zu können, werden die Druck- und Scherflussfaktoren einzelner Oberflächenpaare untersucht. Ihre Definition wird in Kapitel 2.3.3 beschrieben.

Ein steigender Druckfluss erhöht die Tragkraft des Schmierfilms und ein erhöhter Scherfluss verringert dieselbe. Um den Übergang in die Mischreibung darzustellen, werden sog. Kontaktdruckkurven ermittelt. Diese geben das Verhältnis zwischen der nominellen Spaltweite und dem entstehenden Kontaktdruck durch sich berührende Asperitäten an. Die numerische Kontaktmodellierung basiert dabei auf den Boussinesq-Beziehungen des elastischen Halbraums [13, 33, 54].

Zur Ermittlung der Flussfaktoren und Kontaktdruckkurven werden die in Kapitel 3.1.3 aufgenommenen und weiterverarbeiteten Oberflächenmessungen des Konfokalmikroskops verwendet. Diese sind in Abbildung 3.6 dargestellt.

Die Betrachtung der Otto-Teile schließt, wie bereits in Kapitel 3.1.2 erläutert, verschiedene Nabenausführungen mit ein. Durch Fertigungstoleranzen und

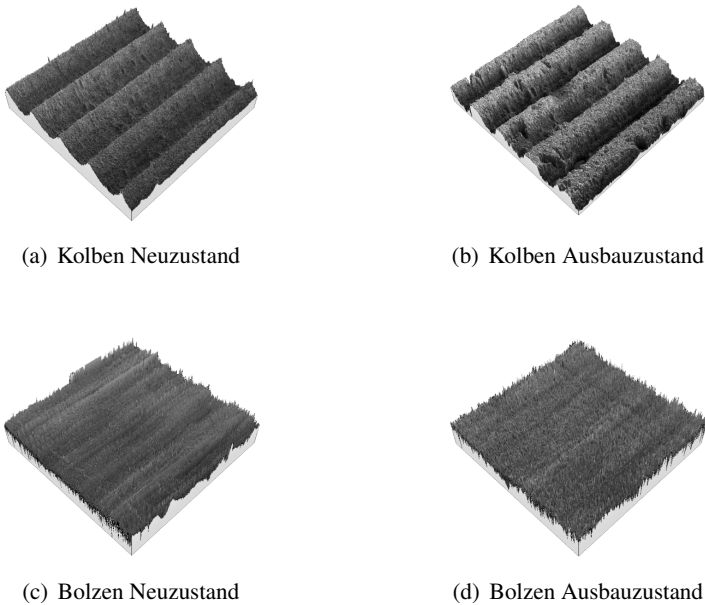


Abbildung 3.6: Aufnahmen der Kolbennabe und der Bolzenoberfläche des Konfokalmikroskops

unterschiedliche Zielwerte der Rauigkeit weist jeder Kolben einen unterschiedlichen Wert der reduzierte Spitzenhöhe (R_{pk}) auf. Ihre Definition aus der Materialanteilkurve ist in Abbildung 3.7 dargestellt. Die reduzierten Spitzenhöhe wird in dieser Arbeit herangezogen, weil sie die oberen Teile der Rauigkeitsberge und deren Spitzen berücksichtigt. Der R_{pk} -Wert ist somit ein Indikator für erhöhte Verschleißneigung bzw. ungünstiges tribologisches Verhalten [8].

Die Auswertung der Kontaktdrücke der verschiedenen Kolbennaben und des kleinen Pleuelauges sind in den Abbildungen 3.8 und 3.9 dargestellt und zusätzlich mit der gemessenen reduzierten Spitzenhöhe beschrieben. Hohe R_{pk} -Werte der Kolbennabe führen bei Annäherung der Kontaktfläche Kolben-Kolbenbolzen zu einem frühen Mischreibungübergang bezogen auf die Spaltweite. Im eingelaufenen Zustand sind die Unterschiede geringer.

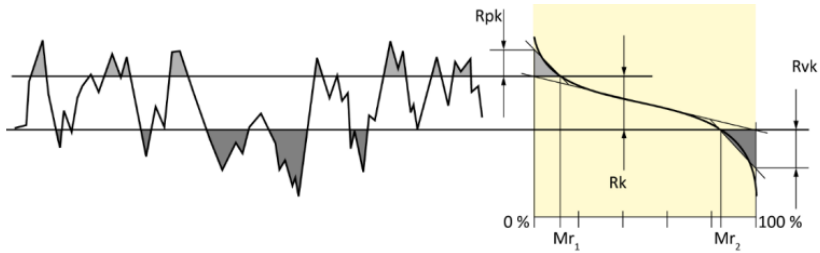


Abbildung 3.7: Kenngrößen der Materialanteilkurve [8] nach DIN EN ISO 13565-2 [16]

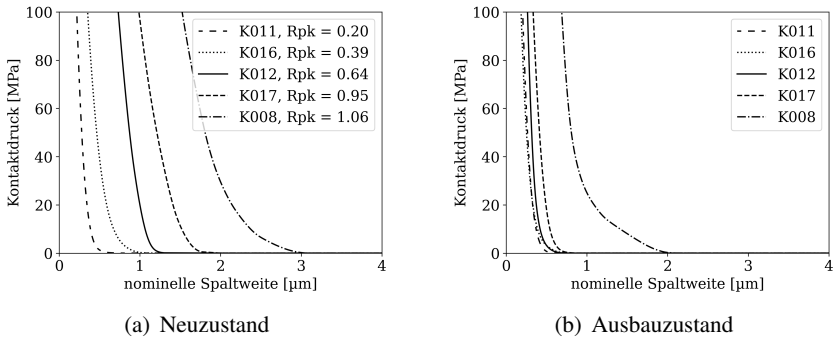


Abbildung 3.8: Kontaktstress über der Spaltweite des Kontaktes Kolben-Kolbenbolzen im Neu- und Ausbauzustand bzw. Korrelation des Mischreibungübergang zu R_{pk} -Werten der Kolbenbolzen

Bei der Vorbereitung werden die Ausreißer auf der Oberfläche entfernt. Dies führt bei Oberflächen mit Fressereignis bzw. sehr spitzen Rauigkeitsbergen zu einer künstlichen Glättung. Die Versuche werden mit den Kolben, Kolbenbolzen und Pleuelstangen mit den äquivalenten Nummern durchgeführt. Für die Betrachtung der gesamten Kolbenbolzenlagerung wird der Kontakt Pleuelstange-Kolbenbolzen ebenfalls ausgewertet. Da sich die Rauigkeiten im Neu- und Ausbauzustand kaum voneinander unterscheiden, wird lediglich der Ausbauzustand dargestellt, s. Abbildung 3.9.

Des Weiteren sind in den Abbildungen 3.10, 3.11 und 3.12 die ermittelten Druck-

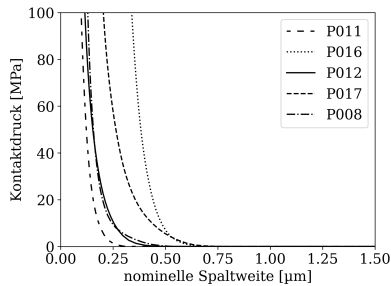
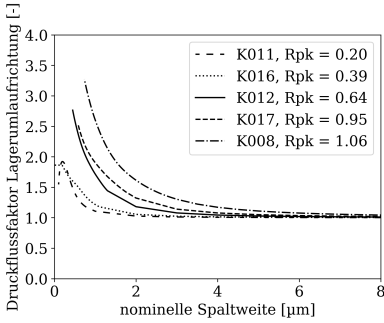


Abbildung 3.9: Kontakttdrücke über der Spaltweite des Kontaktes Pleuelstange-Kolbenbolzen im Ausbaurzustand

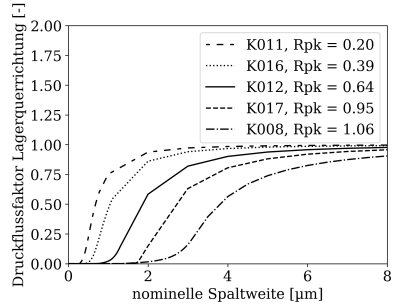
bzw. Scherflussfaktoren des Kontaktes zwischen Kolben und Kolbenbolzen im Neu- und Ausbaurzustand, sowie diese des Kontaktes zwischen Pleuelstange und Kolbenbolzen im Ausbaurzustand aufgetragen. Im Neuzustand korrelieren die R_{pk} -Werte mit den Druck- bzw. Scherflussfaktoren, im Ausbaurzustand ist dies nicht mehr der Fall. Im Einbaurzustand wird ein erhöhter Druckflussfaktor und ein abnehmender Scherflussfaktor in Lagerquerrichtung bei niedrigerer reduzierter Spitzenhöhe ermittelt, s. Abbildung 3.10. Beides verstärkt den Einfluss des Schmierfilms. In Lagerquerrichtung ergibt sich das umgekehrte Verhältnis. Die größeren Welligkeiten (Rauigkeitstäler) führen hier zu einer Druckflussfaktor-Erhöhung und einer Scherflussfaktor-Verringerung. Dabei ist anzumerken, dass der Druckfluss in Lagerquerrichtung < 1 ist und multiplikativ in die Berechnung eingeht. Der Scherfluss wird additiv berücksichtigt. In Lagerquerrichtung sind die Werte sehr gering und haben voraussichtlich kaum Einfluss auf die Ergebnisse. Die Rauigkeiten des Kolbenbolzens sind bei Einbau und Ausbau auf einem Niveau und durch den verwendeten Finish-Prozess generell sehr klein $R_{pk} < 0,05$. Die Rauigkeiten des kleinen Auges glätten sich sehr schnell; aus diesem Grund beschränkt sich diese Arbeit auf die Ausbaurzustände im kleinen Auge.

3.1.5 Prüfstandsmodell

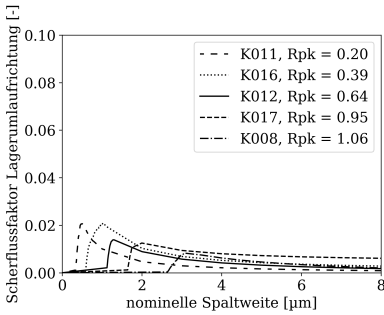
Um die Reibungsbedingungen auf dem Kolbenbolzenprüfstand berechnen zu können, wird zunächst ein Modell des Kolben-, -bolzen und der Pleuelstange



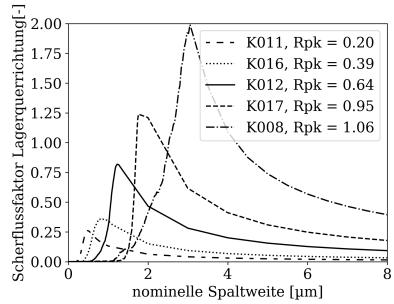
(a) Druckflussfaktoren Umlaufrichtung



(b) Druckflussfaktoren Querrichtung

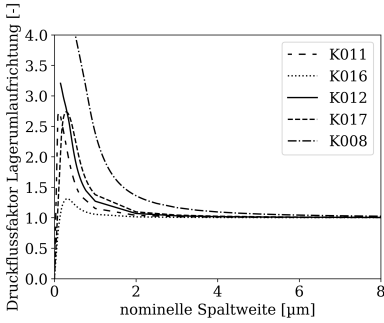


(c) Scherflussfaktoren Umlaufrichtung

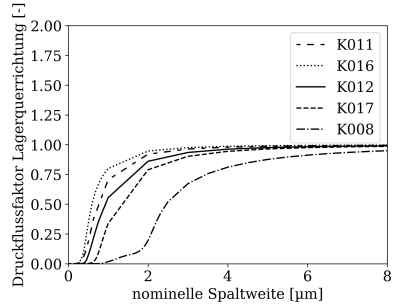


(d) Scherflussfaktoren Querrichtung

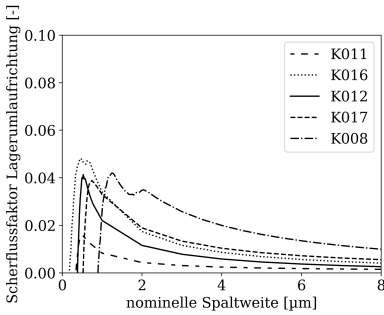
Abbildung 3.10: Druck- und Scherflussfaktoren in Lagerquerrichtung und -umlaufrichtung über der Spaltweite des Kontaktes Kolben-Kolbenbolzen im Neuzustand



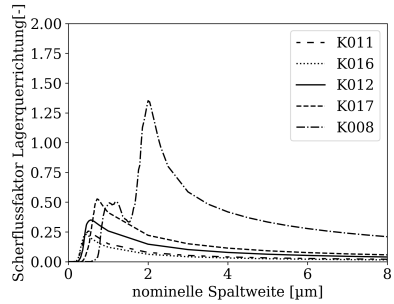
(a) Druckflussfaktoren Umlaufriechung



(b) Druckflussfaktoren Querrichtung

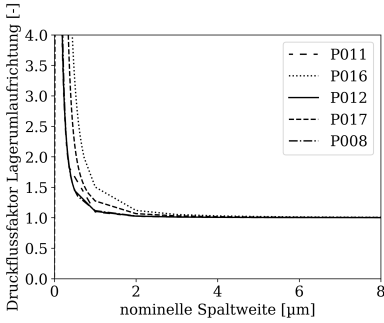


(c) Scherflussfaktoren Umlaufriechung

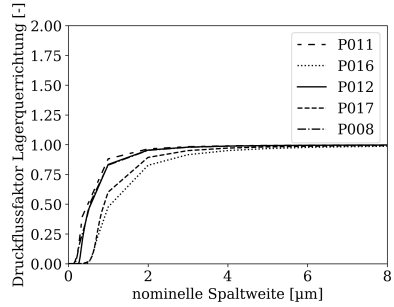


(d) Scherflussfaktoren Querrichtung

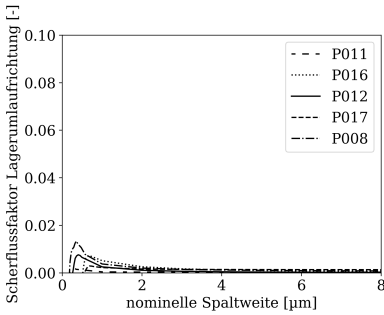
Abbildung 3.11: Druck- und Scherflussfaktoren in Lagerquerrichtung und -umlaufriechung über der Spaltweite des Kontaktes Kolben-Kolbenbolzen im Ausbauzustand



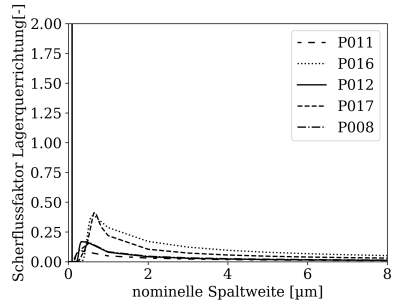
(a) Druckflussfaktoren Umlaufriichtung



(b) Druckflussfaktoren Querrichtung



(c) Scherflussfaktoren Umlaufriichtung



(d) Scherflussfaktoren Querrichtung

Abbildung 3.12: Druck- und Scherflussfaktoren in Lagerquerrichtung und -umlaufriichtung über der Spaltweite des Kontaktes Pleuelstange-Kolbenbolzen im Ausbauzustand

erarbeitet. Die elastischen Strukturen werden auf eine beschränkte Anzahl an Freiheitsgrade reduziert. Hierzu wurde die statisch-modale Reduktion nach Craig-Bampton [14] verwendet. Erläutert wird die Strukturreduktion in Kapitel 2.5.1. Der Einfluss der Netzgröße und der Anzahl an gewählten Freiheitsgraden auf die Genauigkeit des Modells bzw. auf die Berechnungszeit wird in Kapitel 3.2.2 analysiert. Ein weiterer Bestandteil ist die Spielsituation. Die Makrogeometrie wird knotenweise auf die Geometrie aufgebracht, wie in Kapitel 3.1.2 beschrieben. Reibkoeffizienten (s. Kapitel 3.1.1), Ölparameter und die Lagerung der Bauteile gehen als Randbedingungen in die Berechnung ein. Als äußere Lasten werden die gemessenen Signale des Druckes im hydrostatischen Lager und der aufgebrachten Kraft verwendet, s. Abbildung 3.13. Der Druck weist eine Phasenverschiebung gegenüber der Belastung durch die aufgebrachte Kraft auf; der Betrag ist etwa 0.0035 s. Um das Ölverhalten und die Mischreibungsgrenzen möglichst genau zu erfassen, werden die in Kapitel 3.1.4 erläuterten Scher- und Druckflussfaktoren, sowie Kontaktdruckkurven verwendet. Eine Zusammenfassung der Modellbestandteile zeigt Abbildung 3.14.

3.2 Unterschiede zu vorherigen Berechnungsmethodiken

3.2.1 Ovalisierung, Durchbiegung

Im Jahre 1940 erstellte Schlaefke [62] elementare Berechnungsgrundlagen zur Vorausberechnung der Verformung und Belastungen der Kolbenbolzenlagerung. Aufgrund der steigenden Anforderungen und reduzierten Anzahl an Versuchsträgern wird eine komplexe Vorausberechnung zwingend erforderlich. Deshalb werden vermehrt komplexe 3D-FEM-Berechnungen eingesetzt [29, 41]. Im Folgenden soll das erarbeitete Mehrkörpersimulations-Modell aus Kapitel 3.1 mit den bestehenden Methodiken verglichen werden. Im Fokus stehen dabei die Ovalisierung und Durchbiegung des Kolbenbolzens. Tatsächliche Belastungen des Kolbenbolzens weichen zum Teil stark von den durch [62] ermittelten ab. Zwar können Bauteilverformungen mit Erfahrungsgrenzwerten aus zahlreichen Motorversuchen abgeglichen werden, dies ist jedoch nicht sinnvoll, wenn die Vorausberechnung die tatsächliche Belastung nicht abbilden kann oder der Abstraktionsgrad zu hoch ist. Eine Steigerung der Abbildungsgenauigkeit kann

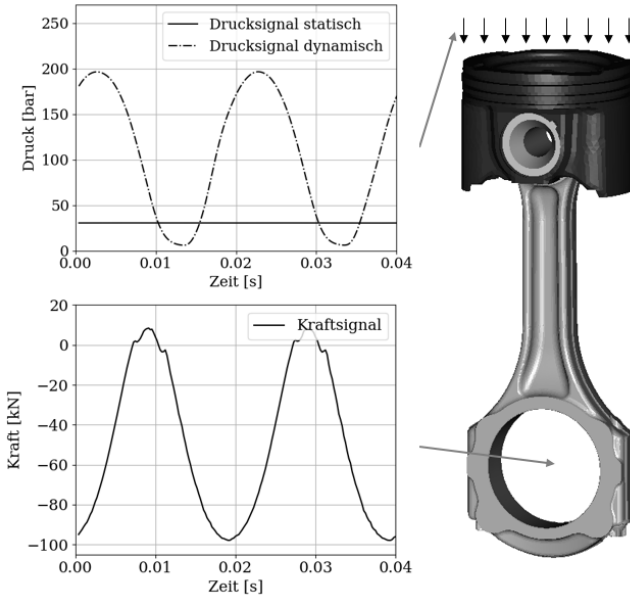


Abbildung 3.13: Prüfstandmodell: Für die Berechnung verwendete Kraft- und Drucksignale

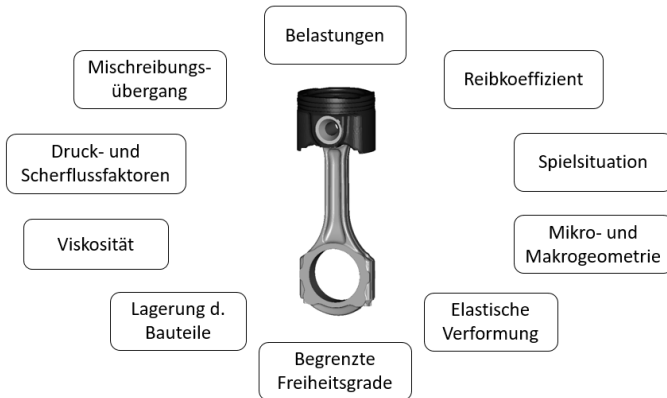


Abbildung 3.14: Prüfstandmodell: Zusammenfassung der Eigenschaften

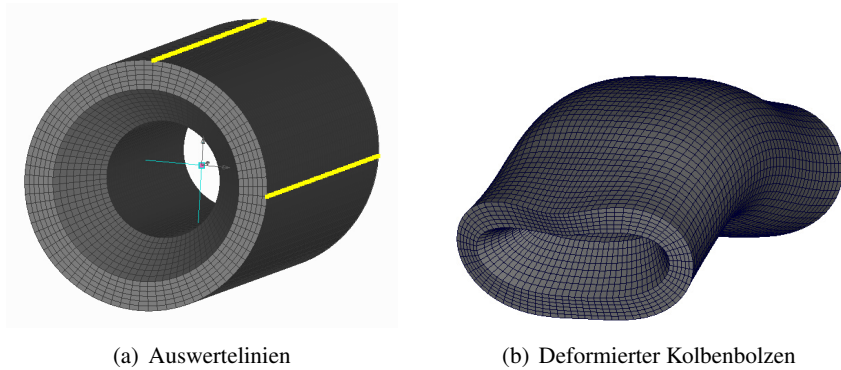


Abbildung 3.15: Ovalisierung des Kolbenbolzens (stark überhöht) und deren Auswertungslinien

durch präzise Finite-Elemente-Methode-Berechnungen (FEM-Berechnungen) erreicht werden [29]. Eine solche ist beispielsweise in [41] beschrieben.

Nach dem Hooke'schen Gesetz besteht für kleine Verformungen bei isotropem Materialverhalten ein direkter Zusammenhang zwischen Spannung und Verzerung. Um die Abbildungsgenauigkeit der MKS-Berechnung zu prüfen, werden im Folgenden die berechnete Biegung und Ovalisierung des Kolbenbolzens mit den Ergebnissen einer FEM-Berechnung verglichen. Damit ist sichergestellt, dass eine Spannungsauswertung vergleichbare Werte liefern würde. Die Verformungen, die mit Hilfe des Mehrkörper-Simulations-Tools (MKS-Tool) FIRST der Ingenieursgesellschaft für Strukturanalyse und Tribologie mbH (IST mbH) aus Aachen berechnet werden, sind den Ergebnissen der FEM-Berechnungen in Abbildung 3.16 gegenübergestellt. Die Auswertepunkte der Modelle, zeigt Abbildung 3.15. In beiden Fällen wird eine statische Drucklast auf die Kolbenkrone aufgebracht. Die FEM-Berechnung ist dabei zeitinvariant; die MKS-Berechnung wird an einem Zeitpunkt mit quasi-statischen Zustand ausgewertet. Ein minimales „Restzittern“ ist jedoch noch vorhanden.

Die Biegung des Kolbenbolzens beider Programmsysteme stimmt sehr gut überein. In der Mitte des Kolbenbolzens sind leichte Abweichungen erkennbar. Der Verlauf der Ovalisierung ist bei beiden Programmen in der Mitte des Kolbenbolzens identisch. Zu den Rändern hin sind leichte Abweichungen er-

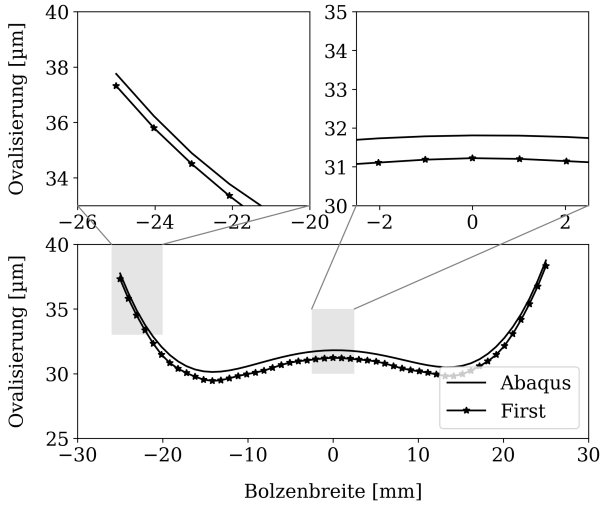
kennbar. Dies kann mit der Anzahl der verwendeten Freiheitsgrade des Kolbens bzw. des Kolbenbolzens und dem bereits beschriebenen „Restzittern“ begründet werden. Mit steigender Anzahl an Moden verschwinden die Unterschiede stetig. Aufgrund der geringen Differenzen und dem steigenden Rechenaufwand wird an dieser Stelle auf eine weitere Erhöhung der Freiheitsgrade verzichtet.

3.2.2 Strukturreduktion und Netzgröße

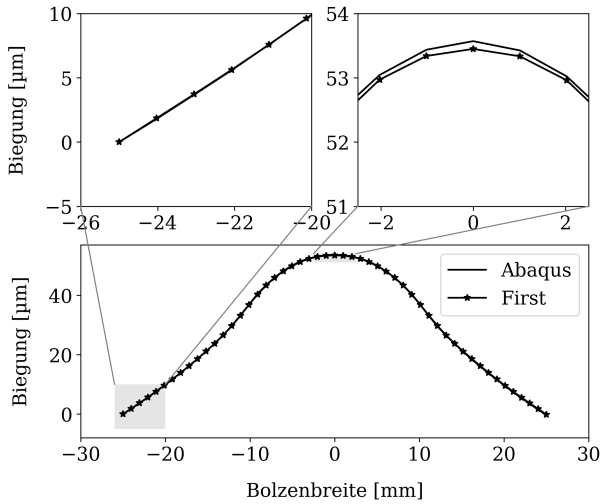
Für die vorliegende MKS-Berechnung gibt es zwei Möglichkeiten die Genauigkeit zu steigern. Zum einen kann die Anzahl an Freiheitsgraden und zum anderen die Netzgröße variiert werden. Die Anzahl gewählter Freiheitsgrade die sich aus statischen und dynamischen Moden zusammensetzt, bestimmt maßgeblich den Abstraktionsgrad der Berechnung. In Abbildung 3.17 wird das maximale Reibmoment pro Lastzyklus (MRMPL) jeder Lagerstelle (PIBo und KoBo) und die Rechenzeit über der Anzahl an ausgewählten Moden aufgetragen. Das MRMPL reduziert sich mit steigender Modenanzahl. Dabei nimmt der Gradient der Kurve zwischen 200 und 300 Moden ab. An gleicher Stelle ist die Änderung des MRMPL in PIBo vernachlässigbar klein. Aufgrund der ab 200 Moden stark ansteigenden Rechenzeit werden im Folgenden 200 Moden in jedem Bauteil verwendet. Die Genauigkeit kann durch Verfeinerung der verwendeten Hydronetze weiterhin gesteigert werden. Das Hydronez ist ein Oberflächennetz zur Auswertung der Reynolds-Gleichung des jeweiligen Lagers. In Abbildung 3.18 ist das MRMPL in beiden Lagerstellen und die somit verbundene Rechenzeit aufgetragen. In PIBo ändert sich das MRMPL ab einer Kantenlänge von 1mm nur unwesentlich, wohingegen die KoBo dieses Verhalten erst ab einer Kantenlänge von 0.5 mm zeigt. Die Rechenzeiten steigen erst ab 0.5 mm Kantenlänge stark an. Für die Berechnungen können in der KoBo eine Kantenlänge von 0.5 mm und für die PIBo eine Kantenlänge von 1mm verwendet werden. Mit diesen Werten ist kein signifikanter Anstieg der Rechenzeiten und Genauigkeitsverlust zu erwarten.

3.2.3 Schmierfilmeinfluss

Ein wichtiger Aspekt der neuen Auslegungsmethodik der Kolbenbolzenlagerung ist es, den Einfluss des Schmierfilms durch reine Hydrodynamik möglichst

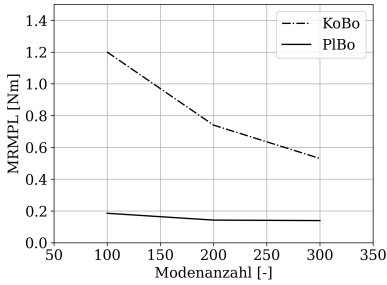


(a) Ovalisierung

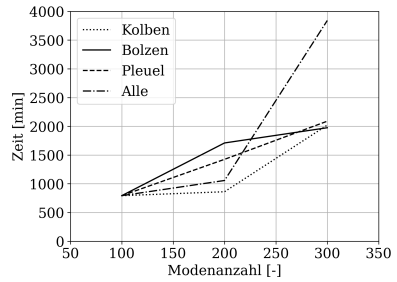


(b) Biegung

Abbildung 3.16: Vergleich der Kolbenbolzen-Biegung und -Ovalisierung zwischen der FEM-Berechnung aus ABAQUS und der MKS-Berechnung aus FIRST

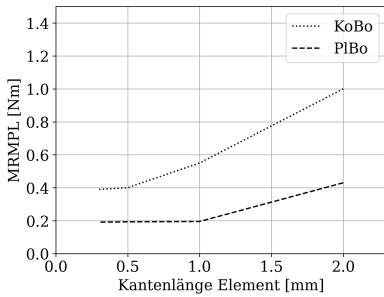


(a) MRMPL

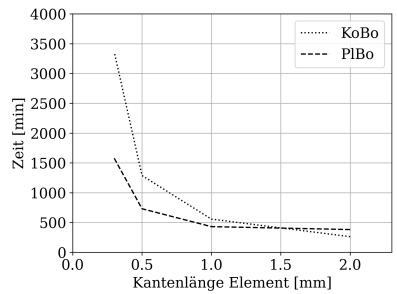


(b) Rechenzeit

Abbildung 3.17: Einfluss der Strukturreduktion auf das Reibmoment und die Rechenzeit



(a) MRMPL



(b) Rechenzeit

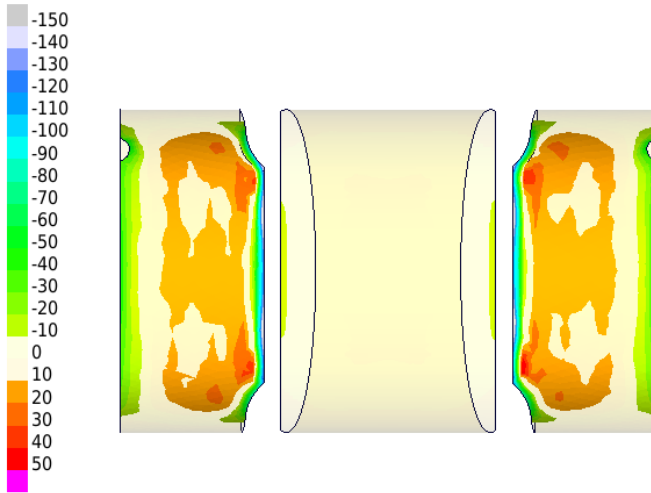
Abbildung 3.18: Einfluss der Netzgröße des Hydronetzes auf das Reibmoment und die Rechenzeit

exakt abzubilden. Im Zusammenspiel mit der Festkörperreibung soll der Mischreibungsbeginn annähernd genau vorhergesagt werden.

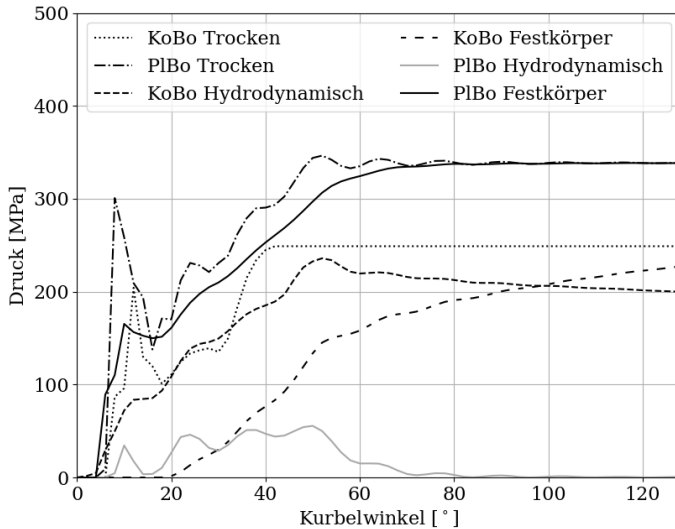
Bisherige Methoden verwenden ausschließlich Kontaktdruckkurven, welche einen früheren Kontakt definieren. Durch diese Vorgehensweise wird ein Schmierfilmeffekt approximiert. Interessant ist die Aufteilung der Festkörper- und der Flüssigkeitsreibung innerhalb der Lagerung. Die Definition der Reibungsarten ist in Kap. 2.1.2 beschrieben.

Der reale Schmierfilm trennt die Kontaktkörper bis zu einer gewissen Last komplett voneinander. Der Schmierfilm wirkt sich somit auf die Kontaktdruckverteilung aus. Um dieses Verhalten optimieren zu können, ist eine genaue Beschreibung des Schmierfilms erforderlich. Dessen Wirkung wird veranschaulicht, indem eine „trockene“ Kontaktberechnung und eine Berechnung mit Mischreibungsbeschreibung auf Basis der MKS-Berechnung mit statischer Last gegenübergestellt wird. Der Vergleich ist in Abbildung 3.19a visualisiert. Es handelt sich um einen Differenzplot. Die Spannungsverteilung der „trockenen“ Berechnung wurde von der geschmierten Berechnung subtrahiert. Es bilden sich folglich zwei dominante Bereiche aus. Im mittleren Teil der Lagerfläche liegt eine höhere Spannung bei Berücksichtigung des Schmierfilms vor. Wird dieser nicht in die Berechnung mit einbezogen, treten die maximalen Kontaktdrücke an den Lagerrändern auf. Der berücksichtigte Kontaktdruck der geschmierten Berechnung beinhaltet den Festkörper- und den hydrodynamischen Kontaktdruck. Der Schmierfilm reduziert somit den Kantenträger und demnach den Festkörperanteil des Kontaktdruckes. In der Folge nimmt die Reibung innerhalb der Lagerung ab. Der Schmierfilm hat demnach massiven Einfluss auf die Druckverteilung innerhalb des Lagers.

Die maximalen auftretenden Kontaktdrücke beider Berechnungen sind in Abbildung 3.19b dargestellt. Das kleine Pleuelauge zeigt einen sehr kleinen hydrodynamischen Anteil, der nach etwa 80° des Kurbelwinkels verschwindet. Die Kolbennabe hingegen hat einen höheren hydrodynamischen Kontaktdruck, der sich dementsprechend langsamer abbaut bzw. aus dem Lager ausgedrückt wird. Es wird deutlich, welchen Effekt die Hydrodynamik auf den Festkörperkontaktdruck hat. Zum Vergleich sind die Festkörperkontaktdrücke der „trockenen“ Berechnung mit aufgetragen. Ältere Auslegungs- bzw. Untersuchungsmethodiken analysieren den gemittelten Kontaktdruck über ein Arbeitsspiel um Schadens-



(a) Differenzplot des resultierenden Druckes (geschmiert minus trocken), Skala in MPa



(b) Hydrodynamische und Festkörperkontakt drücke

Abbildung 3.19: Schmierfilmeinfluss innerhalb der Kolbenbolzenlagerung

bilder zu erklären und auf Basis von Erfahrungswerten eine Vorauslegung zu treffen. Berechnungen mit Schmierfilmeinfluss werden bereits durch beispielsweise Ligier und Ragot [38] und Meng et al. [43] sowie Allmaier und Sander [3] durchgeführt. Wegen der steigenden Anforderungen an den heutigen Verbrennungsmotor gewinnt eine detailliertere Betrachtungsweise der physikalischen Zusammenhänge innerhalb der Lagerung zunehmend an Bedeutung.

3.3 Möglichkeiten der Nutzung

Die Berechnungsmethodik kann vielseitig eingesetzt werden. Zunächst jedoch ist für jede Werkstoffkombination und Bauteilausführung (Geometrie, Rauigkeit) ein separates Modell erforderlich. Sind die vorbereitenden Maßnahmen abgeschlossen und die Modelle in Gänze aufgebaut, s. Eigenschaften des Modells in Kapitel 3.1.5, kann eine Analyse eines spezifischen Fehlers/Ausfalls analysiert werden. Zudem können weitere Erkenntnisse über das Verhalten der Lagerung gewonnen werden. Darüber hinaus kann eine Erstausslegung einer verschleiß- und reibungs-optimierten Nabenform vorgenommen werden. Ersteres erfordert neben dem Modellaufbau die Auswahl der relevanten Lastfälle und die Festlegung der zu analysierenden Größen. In dieser Arbeit wird die Festkörperkontaktdissipation verwendet. Sie beschreibt die Leistung pro Fläche die in Wärme umgewandelt wird. Um weitere Erkenntnisse im Rahmen der Forschung zu sammeln, können beliebige Lastfälle ausgewählt und bspw. der Einfluss der Last auf die Kolbenbolzendrehung oder der Einfluss der Kolben-nabenform auf die Reibung des Motors betrachtet werden. Eine Erstausslegung der Nabenform könnte mit ausgewählten Lastfällen des Schubs, der Teil- und der Volllast durchgeführt werden. Optional könnten verschiedene Nabenformen oder ein Verschleiß-Algorithmus verwendet werden, um eine verschleiß- und reibungs-optimierte Form der Nabe und des kleinen Auges zu finden.

4 Experimentelle Validierung

4.1 Kolbenbolzenprüfungen

Neben dem entwickelten Prüfstand, welcher in dieser Arbeit verwendet wird, existieren weitere Lösungen, um die Reibung bzw. das Fressverhalten der Kolbenbolzenlagerung zu studieren. [80, 81] untersuchen das Fressverhalten der Kolbennaben im Zusammenspiel mit verschiedenen Materialien des Bolzens. Dabei wird der Kolbenbolzen entweder alternierend oder mit konstanter Drehgeschwindigkeit bewegt. Ein Aufbau mit mehreren Federn und einer Nockenwelle, soll eine Belastung des Kolbens wie im Motor gewährleisten. Der Kolben wird dabei dauerhaft auf einer Platte fixiert („Plattenlagerung“ (PB)). Der Kolbenbolzen wird dabei an einer Seite verlängert und somit in seiner Gesamtheit verändert.

Abed et al. [1] und Zhang et al. [83] verwenden einen piezoelektrischen Aktuator, um Kräfte auf die Kolbenkrone aufzubringen. Sie können zusätzlich die Pleuelschwenkbewegung auf ihrem Prüfstand darstellen. Ausgewertet werden die Kolbenbolzendrehbewegung und die Tragbilder, nach Prüfung der Teile, im Vergleich zum Motor. Schneider et al. [64] und Etsion et al. [17] verwenden einfache Aufbauten, um die Reibung der Kolbenbolzenlagerung zu messen. Dabei analysieren beide verschiedene Oberflächenbeschaffenheiten / -beschichtungen hinsichtlich des entstehenden Reibkoeffizienten der Lagerung bei geringen Lasten bis ca. 2kN. Alle genannten Prüfstände können viele Parameter variieren. Im Wesentlichen sind, über alle Prüfstände hinweg, folgende Parameter einstellbar: Beölungsmenge, Temperatur, Drehgeschwindigkeit des Bolzens oder Pleuelschwenkbewegung, Amplitude und Frequenz der Kraft. Dabei ist der Kolben immer auf einer festen Platte gelagert und es werden im Vergleich zum Motorbetrieb geringe Lasten verwendet. Weitere Informationen sind den aufgeführten Quellen zu entnehmen.

4.2 Berechnungsseitige Anforderungen an außermotorische Prüfung

Für eine Validierung der Berechnungsergebnisse sind Prüfstandversuche unerlässlich. Dabei muss auf eine gute Qualität der Messung geachtet werden. Störgrößen, die das Ergebnis beeinflussen, müssen frühzeitig erkannt und aus dem Ergebnis entfernt werden. Das verwendete Berechnungsmodell muss wiederum wesentliche Effekte der Realität (physikalischen Eigenschaften) abbilden können. Dabei wird immer eine Vereinfachung der realen Verhältnisse vorgenommen. Für die Kolbenbolzenlagerung wird im doppelten Sinne vereinfacht. Zunächst wird ein Prüfstand verwendet, der die Reibverhältnisse innerhalb der Lagerung messen kann. Damit werden schwierige Messaufbauten am Vollmotor vermieden. Dazu werden die Komponenten Kolben, Kolbenbolzen und Pleuelstange aus dem System Motor extrahiert und mittels Komponentenprüfung untersucht. Die Messergebnisse werden simulativ nachgestellt und validieren die Berechnung zum Zwecke des Einsatzes am Vollmotor. Obwohl es Unterschiede des Prüfstands zum Vollmotor gibt, kann die Simulation für den Vollmotor validiert werden, indem Abhängigkeiten, die ebenfalls im Motor vorherrschen, analysiert und mit der Simulation abgeglichen werden. Mit diesem Vorgehen können aufwendige Motoraufbauten eingespart und eine größere Bandbreite an Ausführungen der Kolbenbolzenlagerung betrachtet werden. Zudem spart das Vorgehen wichtige monetäre Ressourcen ein.

4.2.1 Randbedingungen

Eine Berechnung kann nur durch eine adäquate, reproduzierbare Messung validiert werden. Werden Komponentenprüfungen eingesetzt, so sind die möglichen einstellbaren Parameter in einem vertretbaren Rahmen zu halten. Dabei sollten keine Parameter am Prüfstand unbekannt oder schwer einstellbar sein. Wird das System aus einem komplexen System extrahiert, sind Vereinfachungen notwendig, die die Haupteigenschaften nicht beeinflussen sollten. Demnach sind Randbedingungen zu wählen, welche die wesentlichen benötigten Eigenschaften einer Komponentenprüfung definieren. Wichtige Randbedingungen der Komponententests der Kolbenbolzenlagerung sind:

- Die Komponenten erfahren im Motor große Beschleunigungs- und Druckkräfte. Eine wesentliche Randbedingung ist demnach der Kraftverlauf. Die Belastung in Amplitude und Frequenz muss genau einstellbar sein. So ist es möglich, die resultierende Kraft auf den Kolben, Kolbenbolzen und die Pleuelstange als Eingangsgrößen in der Simulation zu verwenden. Die Frequenz der Kraft ist in diesem Fall das Äquivalent zur Motordrehzahl. Die Bewegung, die aus der aufgebracht Kraft entsteht, sollte ebenfalls bekannt sein.
- Große Lasten führen zu Deformationen der Bauteile. Diese können in der Berechnung ebenfalls berücksichtigt werden. Eine Lagerung der Bauteile sollte demnach eine elastische Deformation begünstigen und bestenfalls motornahe Belastungszustände an den Bauteilen erzeugen, z.B. Brennraumdruck.
- Im Motor dreht der Kolbenbolzen mit undefinierter Geschwindigkeit. Für eine Reibungsmessung wird jedoch eine definierte Drehbewegung benötigt. Deshalb sollte die Drehzahl des Kolbenbolzens einstellbar oder messbar sein.
- Durch das Zusammenspiel aus Verbrennung und Kühlung durch Spritzöl entsteht eine spezifische Temperaturverteilung an den Bauteilen, welche die Spielsituation beeinflusst. Die Eingangstemperatur der Bauteile und des Schmieröls sollte deshalb vorgebar / bekannt sein.
- Die Schmierung sollte präzise ausrichtbar sein, um die Ölversorgung der Lagerränder genau zu kennen und eine bestmögliche Schmierwirkung zu erzielen. Der Vorteil ist, dass die Berechnung dann zunächst mit vollen Schmierpalten durchgeführt wird. Es entstehen vorzugsweise keine schwer zu messenden Teilfüllungszustände, welche aufwendig validiert werden müssen.

Nur wenn alle Randbedingungen bekannt sind, kann eine Simulation der Verhältnisse am Prüfstand durchgeführt werden.

4.2.2 Messgrößen

Aus den Randbedingungen der Kolbenprüfung hinsichtlich der Simulation ergeben sich die in Tabelle 4.1 aufgeführten Messgrößen bzw. einstellbaren Parameter. Wie diese überwacht und eingestellt werden, wird Kapitel 4.3.5 erläutert.

Tabelle 4.1: Einstellbare Parameter/Messgrößen am Prüfstand

Parameter (P)/ Messgröße (M)	Einheit
Drehmoment (M)	Nm
Weg des Hubzylinders des Hydropulsers (M)	mm
Kraft-Verlauf Amplitude (P), Frequenz (P)	kN, Hz
Druck im HB statisch (P), dynamisch (M)	bar
Temperatur des Öls im HB (P)	°C
Drehzahl Kolbenbolzen (P)	rpm
Beölungsmenge Düsen (P)	ml/min

Als Eingangsgrößen dienen die Kraft (Amplitude und Frequenz), der anliegende Druck im hydrostatischen Lager (engl. hydrostatic bearing (HB), s. Kapitel 4.3.3), die Temperatur des Öls im HB, die Drehzahl des Kolbenbolzens und die Beölungsmenge der beweglich einstellbaren Düsen. Die wichtige Ausgabegröße ist das Drehmoment. Daneben wird der dynamische Druck im HB und der Weg des großen Auges / des Hubzylinders des Hydropulsers aufgezeichnet.

4.3 Kolbenbolzenprüfstand

Auf Basis der Randbedingungen aus Kapitel 4.2.1 und der Vorgabe an Messgrößen und einstellbaren Parametern aus Kapitel 4.2.2 wurde ein Kolbenbolzenprüfstand zur Reibungsmessung aufgebaut. Im Folgenden wird der Aufbau und die technischen Besonderheiten sowie die eingesetzte Messtechnik erläutert.

4.3.1 Aufbau

Der Kolbenbolzenprüfstand besteht aus drei Teilen. Zum einen aus einer Antriebseinheit. Ein Elektromotor treibt über einen Keilriemen eine Antriebswelle an, welche wiederum den Kolbenbolzen antreibt. Die Bestandteile der Antriebseinheit sind in Kapitel 4.3.2 genauer beschrieben. Zum Zweiten besteht der Prüfstand aus einer Krafteinheit, dem Hydropulser, welcher die Kraft auf das

große Pleuelauge aufbringt. Dieser wird mittels eines ZyκλοReglers gesteuert. Der ZyκλοRegler zerlegt den Kraftverlauf mittels Fourier-Analyse in seine Frequenzanteile und streicht alle hohen Frequenzanteile, welche nicht vom System verwertet werden können. Die verbleibenden Frequenzen werden zu einem neuen Kraftverlauf zusammengesetzt (Tiefpassfilterung). Dabei verwendet der ZyκλοRegler das Innere-Modell-Prinzip. Vorteil dieses Reglers ist, dass er im Gegensatz zum klassischen PID-Regler in den Frequenzbereich transformierte Signale stationär exakt einregeln kann. Für weitere Informationen, s. [70]. Mit der Kraft wird über die Pleuelstange und den Kolbenbolzen der Kolben in ein Ölbad der hydrostatischen Lagerung gedrückt, welche den dritten und letzten Teil des Prüfstandes darstellt. Dadurch entsteht ein hydrostatischer Gegendruck an der Kolbenkrone, welcher das Äquivalent zum Verbrennungsdruck darstellt. Eine genaue Beschreibung des hydrostatischen Lagers ist in Kapitel 4.3.3 gegeben. Verspannringe sichern den Kolben gegen Zugbelastungen des Hydropulsers und verhindern ein Herausrutschen aus der hydrostatischen Lagerung. Ein Minimalmengenschmiersystem versorgt die Bauteile mit Öl. Einstellbare Düsen können auf die Ränder der Lager gerichtet werden. Das überschüssige Öl wird in einer Ölwanne aufgefangen und in einen Ölbehälter geleitet. Eine Prinzipskizze des Prüfstandes ist in Abbildung 4.1 dargestellt.

4.3.2 Antrieb

Die Antriebseinheit des Kolbenbolzenprüfstandes hat folgende Aufgaben: Den Kolbenbolzen mit einer konstanten Drehgeschwindigkeit anzutreiben, er muss gegen zu hohe Drehmomente abgesichert sein, eine Translationsbewegung des Bolzen senkrecht zur Bolzenlängsachse zulassen und den Kolbenbolzen nicht verklebmen bzw. zu versteifen. Beginnend beim Kolbenbolzen wurde eine formschlüssige Verbindung gewählt, um den Kolbenbolzen anzutreiben. Diese ist derart gestaltet, dass eine Hülse im Inneren des Kolbenbolzens dabei hilft, die Mitnehmer spannungsfrei zu befestigen. Von beiden Seiten sind Nasen in den Kolbenbolzen erodiert, damit der Mitnehmer eine Bewegung übertragen kann. Dieser Mitnehmer ist mit einer Kardanwelle verbunden, welche wiederum an eine Welle angeschlossen ist. Diese Welle ist durch einen Lagerbock gelagert. Der Lagerbock ist an den Niederhalter angeschraubt, der das hydrostatische Lager und die Heizplatte beinhaltet. Der restliche Antrieb besteht aus einer

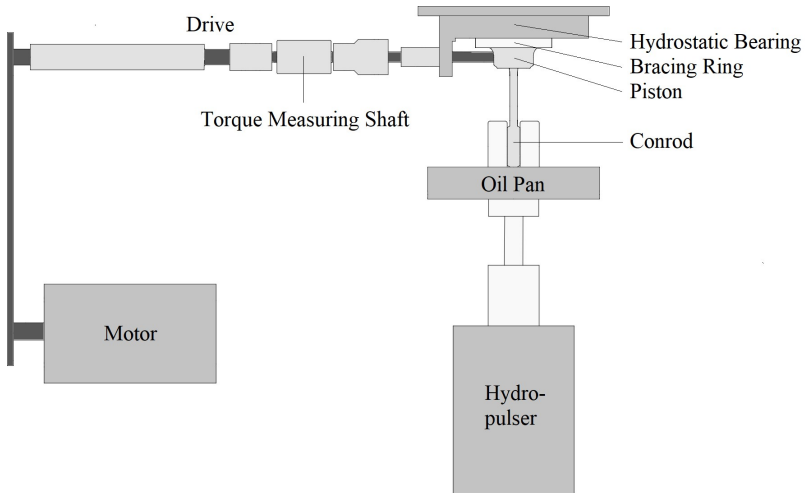


Abbildung 4.1: Prüfstandaufbau Prinzip [35]

Sicherheitsrutschkupplung (maximales Drehmoment von 30 Nm), einer Drehmomentmesswelle und einer Schwungscheibe. Die Schwungscheibe garantiert eine konstante Drehgeschwindigkeit. Der Antrieb wird durch einen Elektromotor mit einer konstanten Drehgeschwindigkeit bewegt. Ein Keilriemen dient der Momentenübertragung zwischen Motor und Antriebseinheit.

4.3.3 Kolbenlagerung

Der Kolbenbolzenprüfstand wird mit einer hydrostatischen Kolbenlagerung aufgebaut. Diese besteht aus einer Druckkammer, einer Dichtung, einem hydraulischen Ventil und Verspannringen. Die Druckkammer ist mit einem Hydrauliköl gefüllt. Eine Prinzipskizze der hydrostatischen Lagerung ist in Abbildung 4.2 dargestellt. Wird der Kolben durch die aufgebrauchte Kraft in dieses Ölbad mit voreingestelltem statischen Druck gedrückt, entsteht ein hydrostatischer Gegen- druck. Der dynamische Druckverlauf ist dabei proportional zu dem eingestellten Kraftverlauf, s. Abbildung 4.3. In dieser Abbildung ist zusätzlich der Weg des Hubzylinders des Hydropulsers über dem Kraftverlauf aufgetragen. Werden die Kurven wie in den beiden Teilabbildungen 4.3a und b zeitlich übereinander

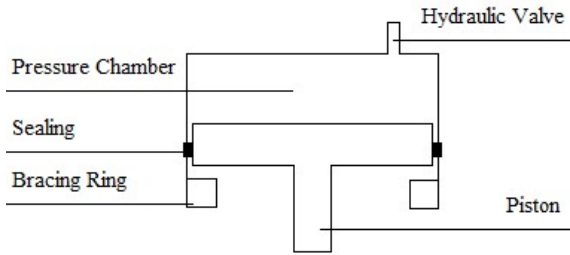
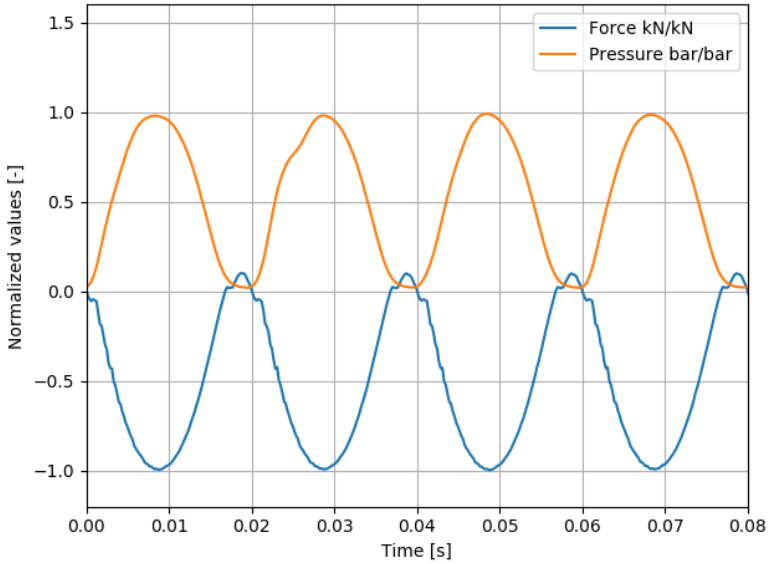


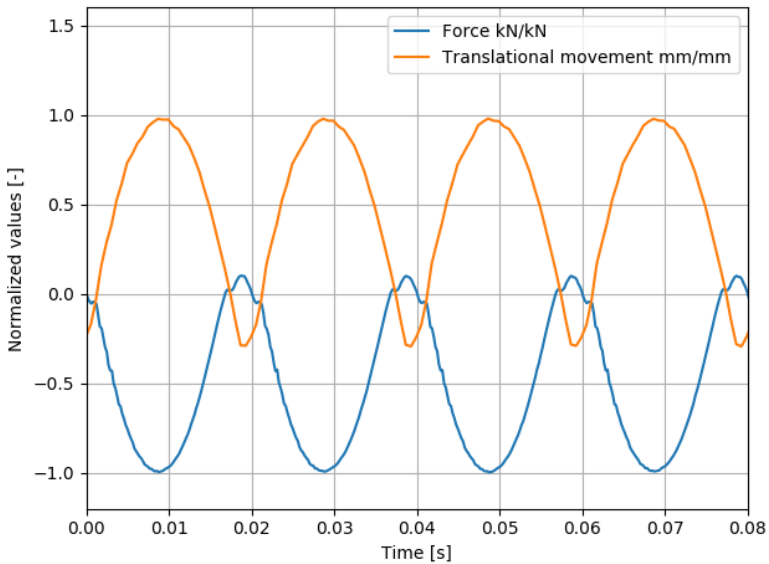
Abbildung 4.2: Hydrostatische Lagerung (HB) [35]

gelegt, ist das proportionale Verhalten zu erkennen. Die Werte sind normalisiert dargestellt. Der maximal zurückgelegte Weg liegt bei etwa 0.1 mm und der maximale Druck bei etwa 200 bar. In Abbildung 4.3 ist zusätzlich der Wegverlauf des Hubzylinders im Hydropulser zusammen mit dem Kraftverlauf dargestellt. Das maximale Spiel der Kolbenlagerung von 1.5 mm in Höhenrichtung ist größer als der zurückgelegte Weg. Dieser beinhaltet zusätzlich die Spielwerte der Kolbenbolzenlagerung und die elastischen Verformungen der Bauteile. Der Verlauf zeigt zudem keine Plateaus bzw. quasi-horizontalen Verläufe, was bei einem Festkörpertraganteil/ Aufliegen der Kolbenkrone oder anderer Teile des Kolbens innerhalb der Kolbenlagerung zu erwarten wäre. Damit kann gezeigt werden, dass das hydrostatische Lager einen hydrodynamischen Druckaufbau und eine vollständige Lagerung des Kolbens durch den aufgebauten Druck erfüllt.

Die Dichtung des hydrostatischen Lagers wird mittels Radialwellendichtring mit dahinterliegendem O-Ring am Feuersteg des Kolbens realisiert. Die Verspannringe sichern den Kolben gegen Zugkräfte ab und verhindern ein Herausrutschen aus der hydrostatischen Lagerung. Eine Bearbeitung des Kolbens vor der Prüfung ist notwendig, um die Eingriffflächen der Verspannringe zu vergrößern. Das Material an den Verspannringen kann dann so gestaltet werden, dass eine ausreichende Wechselfestigkeit gewährleistet wird. Gleiches gilt für die Dichtfläche am Feuersteg des Kolbens (oberste Stegfläche, diese grenzt an Kolbenkrone und oberster Ringnut). Diese wird zudem mit einem maximalen Rauigkeitswert beaufschlagt. Gegenüber der konventionellen Kolbenlagerung an bisherigen Prüfständen, begünstigt die neue Lagerung eine



(a) Kraft und Druck Verläufe zeitlich übereinander



(b) Kraft und Weg Verläufe zeitlich übereinander

Abbildung 4.3: Kraft-Druck-, Kraft-Weg-Verlauf im HB [35]

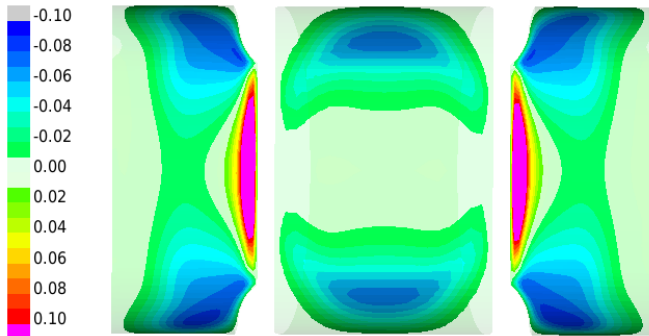


Abbildung 4.4: Darstellung der Differenz von überlagertem hydrodynamischen Druck und Festkörperkontaktdruck von HB und PB des Prüfstandmodells der Dieselteile [35]

elastische Deformation der Bauteile. Kolben und Kolbenbolzen können sich unter dem hydrostatischen Gegendruck ähnlich wie im Brennraum eines ICE deformieren. Dadurch verändern sich die Kontaktdruckzonen innerhalb der Lagerung. Bedingt durch die Formgebung innerhalb der Kolbennabe resultiert bei einer Lagerung gegen eine Platte (PB) ein Kantenträger an der Innenseite der Lagerung. Die Benennung der verschiedenen Seiten der Kolbennabe ist in Abbildung 3.3 dargestellt. Der Einsatz der hydrostatischen Lagerung begünstigt eine größere elastische Deformation und reduziert diesen Kantentrag und erreicht eine homogenere Verteilung der Last innerhalb der Kolbennabe. Ein Differenzplot zwischen dem Tragdruck der HB und der PB ist in Abbildung 4.4 dargestellt. Hier werden Berechnungen des Druckes beider Lagerungsarten zunächst normiert und dann voneinander subtrahiert. Positive Werte zeigen dominante Bereiche der konventionellen Lagerung (PB) und negative jene der HB, s. [35]. Eine weitere Auswertung dieser zunächst unvalidierten, jedoch anhand von Kontaktstellen verifizierten Berechnung, zeigt die geänderten Verhältnisse zwischen Festkörperkontakt- und hydrodynamischem Druck. Während die PB im Kontakt Kolben-Bolzen (KoBo) einen deutlich höheren Festkörperkontaktdruck aufweist, reduziert die HB durch elastische Deformation und besserer Verteilung der Last diesen Anteil des Druckes und der hydrodynamische Anteil steigt leicht gegenüber der PB an. Im Falle des Tragdruckes im Kontakt

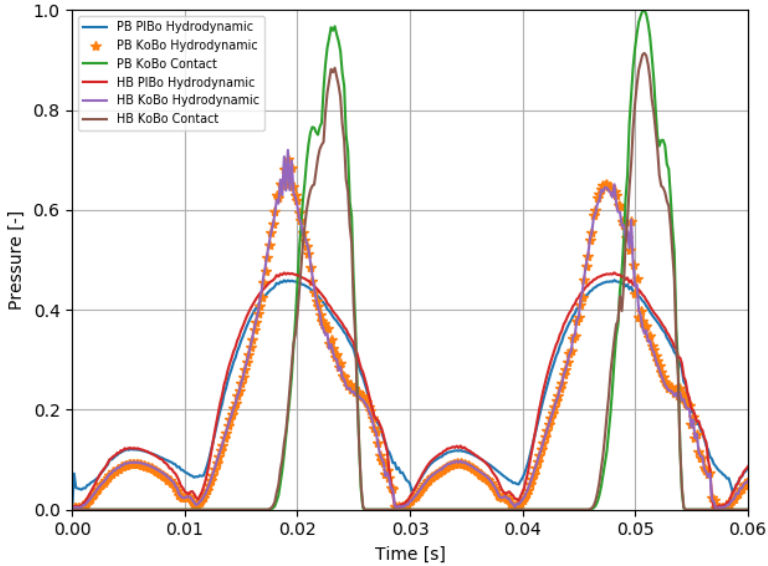


Abbildung 4.5: Vergleich von berechneten Festkörperkontakt- und hydrodynamischen Drücken innerhalb PIBo und KoBo mit Prüfstandmodell an Teilen des Dieselmotors [35]

zwischen Pleuel und Bolzen (PIBo) ist kein Unterschied zwischen PB und HB zu erkennen. Lediglich der hydrodynamische Tragdruck steigt bei HB an. Die Kurven sind in Abbildung 4.5 dargestellt. Die Werte sind normalisiert, weitere Informationen s. [35].

4.3.4 Schmierung

Der Pleuelbolzen wird über ein Minimalmengenschmiersystem geschmiert, dessen Öl nicht vorgewärmt wird. Das abtropfende Öl wird anschließend über eine Auffangschale in einen Behälter geführt. Die Vorwärmung des Prüfstands erfolgt über eine Ölheizung. Dabei wird das Wärmeträgeröl durch eine Heizplatte über der hydrostatischen Lagerung transportiert und in den Vorratsbehälter zurückgeführt. Der Betrieb des hydrostatischen Gegenlagers erfolgt durch ein kleines Hydraulikaggregat. Hier wird Hydrauliköl leakagefrei in die Lagerstelle

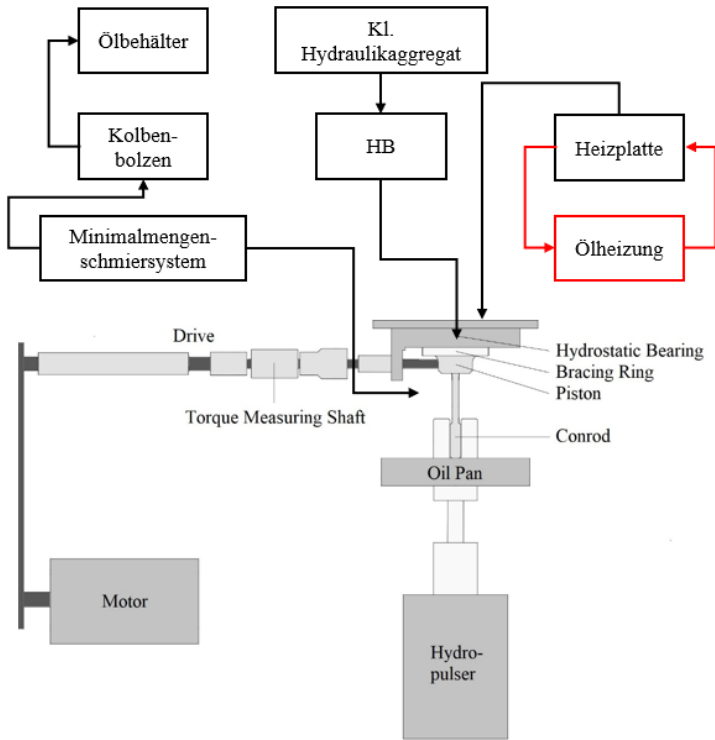


Abbildung 4.6: Ölversorgung am Kolbenbolzenprüfstand

eingebraucht. Ein Rücklauf ist nicht notwendig, es wird lediglich der statische Druck auf den voreingestellten statischen Druck des hydrostatischen Lagers geregelt. In Abbildung 4.6 wird die Ölversorgung am Prüfstand dargestellt.

Eine Anforderung an die Messung der Reibung bei idealer Beölung ist in Kapitel 4.2 beschrieben. Deshalb werden zunächst verschiedene Beölungsvarianten betrachtet, indem die Düsen des Minimalmengenschmiersystems unterschiedlich ausgerichtet werden. In Abbildung 4.7 sind vier Varianten von Beölungsrichtungen, welche am Prüfstand umgesetzt werden, dargestellt. Variante 1 beölt die Aufstandflächen des Kolbens. Bei dieser Konstellation gelangt indirekt Öl in die Lagerstelle. Im Motor wäre dies einer ausgeschalteten Öl-

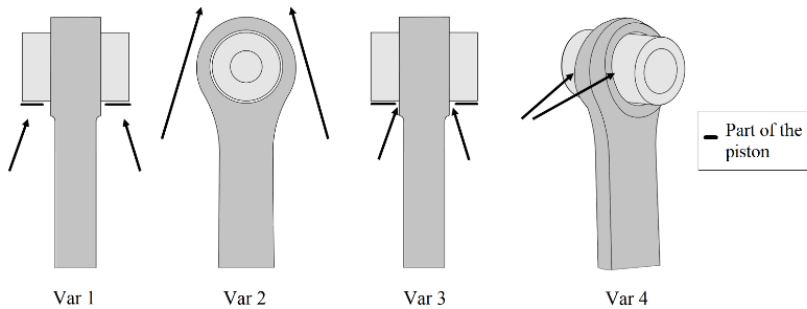


Abbildung 4.7: Beölungsvarianten der Diesel-Teile am Prüfstand [35]

spritze gleichgesetzt; es kann lediglich Spritzöl oder Ölnebel in die Lagerstelle gelangen. Die Variante 2 beölt den Pleuelstange so, dass Öl indirekt in die Lagerstelle laufen kann. Im Motor wird eine Ölspritze auf den Pleuelstange gerichtet um den Pleuelstange zu kühlen. Eine gezielte Beölung der Lagerstellen der Pleuelstange findet nicht statt. Dies wird in Variante 3 realisiert. Dazu werden die Düsen von schräg unten auf die Zwischenräume zwischen Pleuelstange und Pleuelstange gerichtet. Eine noch direktere Beölung stellt Variante 4 dar, bei der die Lagerstelle in mittlerer Höhe direkt beölt wird. Diese Variante ist jedoch, aufgrund des geringen Platzangebotes zwischen dem Pleuelstange und der Pleuelstange schwer reproduzierbar.

Mit allen Beölungsvarianten wird eine Messung, zunächst mit konventioneller Pleuelstange, über 50 s aufgezeichnet [35]. Das maximale Drehmoment pro Lastzyklus (MDPL) ist in Abbildung 4.8(a) über der Zeit dargestellt. Die Varianten mit dem geringsten Drehmoment sind in Abbildung 4.8(b) mit angepasster Skalierung der y-Achse aufgetragen. Zusätzlich wurde die Variante 3 mit hydrostatischer Lagerung geprüft. Aufgrund der translatorischen Bewegung des Pleuelstanges kann Variante 4 nicht ohne weiteres mit hydrostatischer Lagerung geprüft werden; das Pleuelstange verändert die Richtung der Düsen durch Kontakt aufgrund des beschränkten Platzangebotes. Variante 1 und 2 zeigen die größten MDPL. Diese steigen nach kurzer Zeit stark an und verbleiben auf einem hohen Niveau, ohne dass eine konvergentes Verhalten sichtbar ist. Das MDPL von Variante 3 steigt leicht über der Zeit an und liegt am Ende über dem MDPL der Variante 4, welches qualitativ den selben Verlauf zeigt. Wird die

Variante 3 mit hydrostatischer Lagerung geprüft, ist kein Anstieg des MDPL erkennbar. Im Vergleich zu Variante 4 beginnt das MDPL zwar bei einem höheren Wert, doch steigt das MDPL der Variante 4 mit der Zeit über das der Variante 3 mit hydrostatischer Lagerung. Die hydrostatische Lagerung generiert ein konstant wiederkehrendes MDPL über eine längere Prüfdauer. Eine Vermutung ist, dass die elastische Deformation, die ins System gebracht wird, einen Ölfluss ins Innere der Lagerung begünstigt und somit die Schmiersituation über die gesamte Laufzeit verbessert [35].

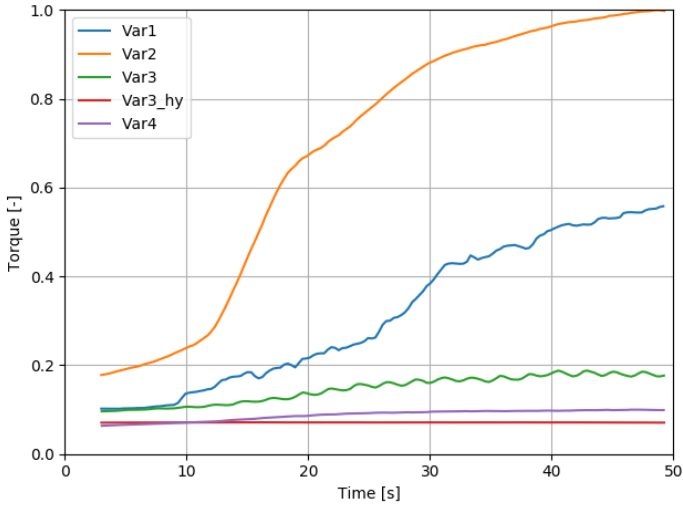
4.3.5 Messtechnik

In Kapitel 4.2.2 werden benötigte Messwerte für den Abgleich zwischen Versuch und Berechnung beschrieben. Es ist zu klären, ob der Prüfstand die Eingangsdaten in ausreichender Genauigkeit bereitstellt. In Tabelle 4.2 werden die gemessenen Größen, ihre Abtastfrequenz und in Tabelle 4.3 die Messsensoren, deren Messprinzip und Genauigkeit beschrieben. Für Messwerte, welche zur Validierung der Berechnung dienen, wird eine Abtastfrequenz von 4800 Hz verwendet und für Größen, deren exakter Verlauf keine zusätzlichen Erkenntnisse bereitstellt, wird eine Abtastfrequenz von 100 Hz verwendet. Durch die Reduktion auf 100 Hz wird die Dateigröße auf einem vertretbaren Niveau gehalten.

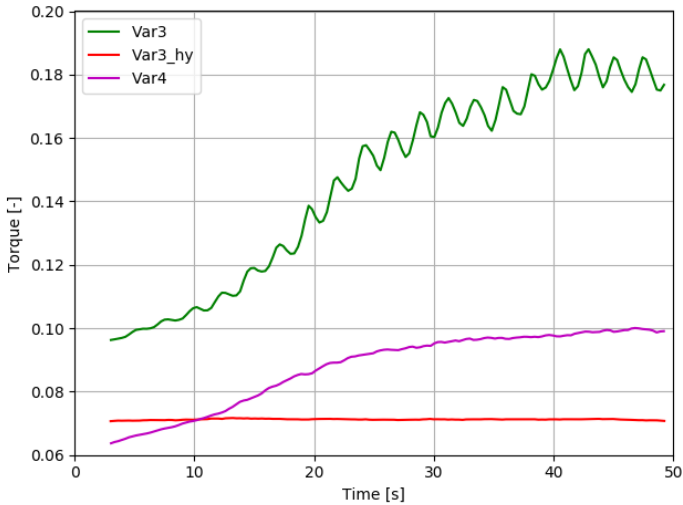
Tabelle 4.2: Messgröße und Abtastfrequenzen des Prüfstand

Messgröße	Abtastfrequenz [Hz]
Drehmoment	4800
Kraft (Kraftmessdose)	4800
Druck (statisch, dynamisch)	4800
Weg des Hydropulsers	4800
Temperatur des Öls	100
Drehzahl	100

Um das Drehmoment zu messen, wird eine Drehmomentenmesswelle eingesetzt. Diese kann für rotierende und stehende Anwendungen genutzt werden. Sie kann gleichzeitig das Signal des Drehmoment, der Drehzahl, den Drehwinkel,



(a) Messungen mit verschiedenen Beölungsvarianten



(b) Messungen mit verschiedenen Beölungsvarianten, veränderte Maximalwerte auf der y-Achse

Abbildung 4.8: Messungen des MDPL der verschiedenen Beölungsvarianten [35]

sowie die Drehrichtung aufzeichnen und beruht auf der Dehn-Messstreifen Technologie (DMS Technologie). Die eingesetzte Kraftmessdose verwendet ebenfalls DMS und ist für einen Bereich von 0 bis 140 kN kalibriert. Die Temperaturen werden fast ausschließlich mit Thermoelementen der Paarung NiCr-NiAl gemessen.

Tabelle 4.3: Measuring principle and accuracy of the sensors [35]

Name	Principle (P) & Accuracy (A)
Torque measuring shaft	P: Strain gauges, A: <0,1% (0-30Nm)
Load cell hydropulser	P: Strain gauges, A: <0,3% (0-140kN)
Temperature sensor hydrostatic bearing	P: Thermocouple NiCr-NiAl, A: +-1,5°C (-40 to 375°C)
Temperature sensor oil	P: Resistance sensor, A: +-(0,3+0.005T)°C (-50 to 500°C)
Pressure sensor hydrostatic bearing	P: pressure transducer, A: <1% (0-600bar)

4.3.6 Schwingungsanalyse

Um die Frequenz-Zusammensetzung der Drehmoment- und Kraftsignale zu analysieren, wird eine Fast-Fourier-Transformation (FFT) verwendet. Damit werden die Kurven vom Zeit- in den Frequenzbereich überführt. In Abbildung 4.9 sind die FFT des Drehmomenten und des Kraftsignals dargestellt. Die Kraft wurde mit einer Frequenz von 50 Hz aufgebracht. Auffällig ist, dass das Vielfache der Kraftfrequenz Hauptbestandteil des Drehmomentsignals sind. Einzelne Anteile geringer Frequenzen bis 10 Hz sind der Drehzahl zuzuordnen. Ab 250 Hz sind leichte Resonanzen zu beobachten; diese sind aufgrund ihrer geringen Amplitude für das Resultat unerheblich. Mit diesem Wissen kann die passende Filtermethodik ausgewählt werden. Diese wird im nächsten Kapitel 4.4 erläutert.

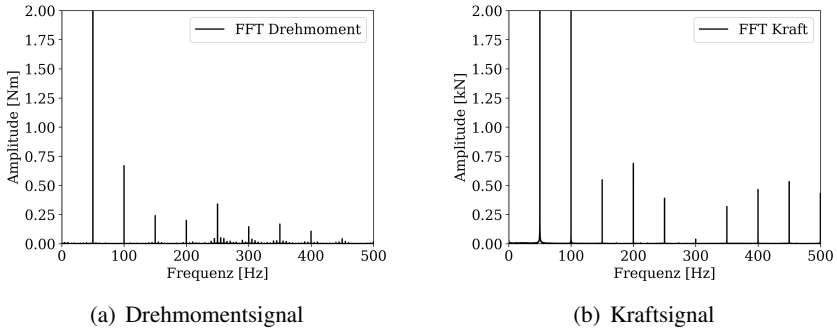


Abbildung 4.9: Fast Fourier Transformation: Frequenzanteile gemessener Signale des Drehmomentes und der Kraft

4.4 Datenerhebung/-aufbereitung

4.4.1 Ablauf der Prüfungen

Zu Beginn der Untersuchungen gab es noch kein einheitliches Prüfprogramm. Zunächst war es wichtig, reproduzierbare Ergebnisse zu generieren. Die Reproduzierbarkeit ist in Abbildung 4.10 dargestellt. Zu diesem Zwecke wird eine Messung inklusive der Teilemontage wiederholt und die Messungen aufgetragen. Die Messungen des zeitkontinuierlichen Drehmoments liegen sehr nahe beieinander. Lediglich die erste Messungen ist abweichend, was einem Setzeffekt des Prüfstands zugeschrieben wird. Nachdem der Prüfstand verlässliche Ergebnisse liefert, kann das Verhalten der Kolbenbolzenlagerung auf dem neu zusammengestellten Prüfstand getestet werden [35]. Um eine Abschätzung für die Sensibilität der Lagerung auf Parameteränderungen zu bekommen, wird zu Beginn eine Parameterstudie angestrebt. Die Parameter sind in Tabelle 5.1 beschrieben. Es entsteht mit zunehmenden Prüfungen ein einheitliches Bild, welche Parameter von Interesse sind und großen Einfluss auf die gemessenen Drehmomente haben. Schließlich wurde folgendes Prüfprogramm festgelegt, s. Abbildung 4.11; dessen einzelne Teile nachfolgend genauer erläutert werden.

- Vorbereitung Bauteile
 - Zum einen ist das die Anpassung der Bauteile an den Prüfstand, wie z.B. Abdrehen des Feuersteg auf Nennmaß für die Dichtung des hydrostati-

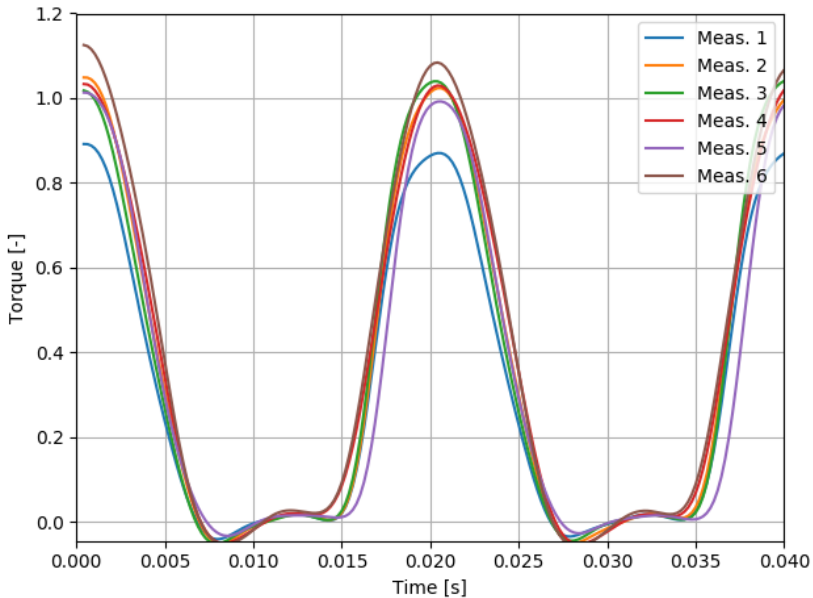


Abbildung 4.10: Reproduzierbarkeit der Drehmomentmessung am Kolbenbolzenprüfstand [35]

schen Lagers oder die Aufweitung der Ringnuten für die Eingrifffläche der Verspannringe.

- Zum anderen werden die Bauteile geometrisch sowie deren Oberflächen vermessen.
- Abschließend wurde ein Abdruck der Kontaktflächen genommen, um die Rauigkeit unter dem Mikroskop zu betrachten, s. Kapitel 3.1.3.
- Prüfprogramm
 - Einlaufprozedere: Eine geringe dynamische Last (max. 5kN) wird verwendet, um die Oberflächen zehn bis dreißig Minuten einlaufen zu lassen.
 - Lasttreppe: In Schritten von fünf kN wird die Belastung von der Einlaufast bis max. fünfzig kN gesteigert. Jede Stufe wird fünf bis zehn Minuten gehalten.
 - Austrocknungsversuche: Die zugeführte Ölmenge am Rand des Lagers

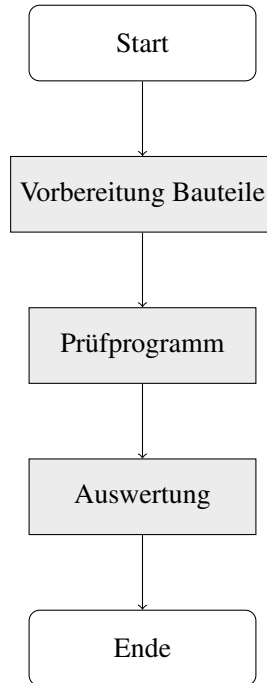


Abbildung 4.11: Ablauf der Prüfungen

wird sukzessive von 0.56ml/min auf 0.08ml/min reduziert. Falls das Lager die kleinste Stufe ohne signifikanten Drehmomentanstieg absolviert, wird die Beölung ausgeschaltet und somit eine letzte Stufe hinzugefügt.

- Auswertung
 - Verarbeitung der Daten (Filtern, Mittelwert)
 - Geeignete Darstellung der Daten

4.4.2 Aufbereiten der Daten

Die Schwingungsanalyse des Prüfstand aus Kapitel 4.3.6 zeigt, dass im Wesentlichen niederfrequente Schwingungen durch beispielsweise die Kolbenbolzendrehung und höherfrequente Anteile wie die Kraftanregung im Drehmomentsi-

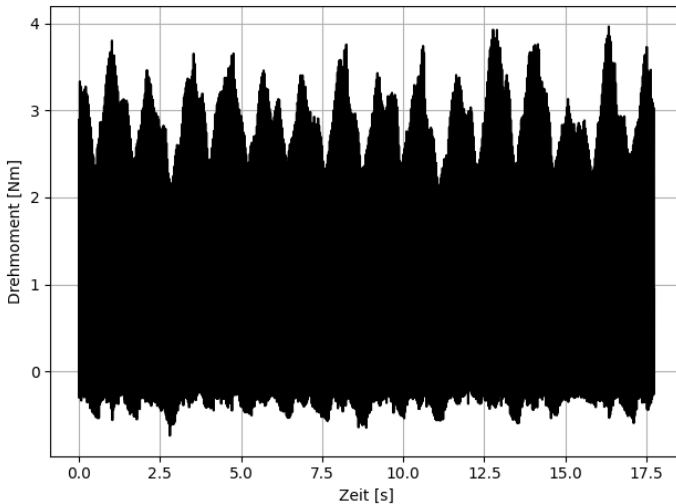


Abbildung 4.12: Ungefiltertes Drehmomenten-Messsignal

gnal auftreten. Ein Beispiel einer Drehmomentenmessung ist in Abbildung 4.12 dargestellt.

Die ungefilterte Messung ist von geringen Störfrequenzen überlagert, diese Drehmoment-Schwankungen mit einer Frequenz zwischen 1 und 6 Hz können der Antriebsdrehzahl des Kolbenbolzens zugeordnet werden. Ihre Amplitude ist geringer als 2 Nm.

Hochfrequente Anteile sollen mittels Tiefpassfilter aus dem Drehmomentsignal entfernt werden, ohne einen Informationsverlust zu generieren. Dazu wurde eine Messung der Diesel-Teile durch einen Tiefpassfilter vierter Ordnung mit verschiedenen Cutoff-Frequenzen gefiltert. Anschließend wird die Differenz der Reibenergie der gefilterten Kurve und des Ausgangssignal verglichen. Ab einer Cutoff-Frequenz von 133.33 Hz wird kaum Information verloren und die höheren Anteile des Drehmomentensignals werden aus dem Signal entfernt, s. Abbildung 4.13. Um das Signal von niederfrequenten Anteilen zu befreien, hat sich der gleitende Durchschnitt bewährt. Dabei wird über 50 Lastzyklen gemittelt. Angewendet wird der gleitende Durchschnitt bei der Auswertung der Daten der Parameterstudie der Diesel-Teile, s. Kapitel 5.1.1.

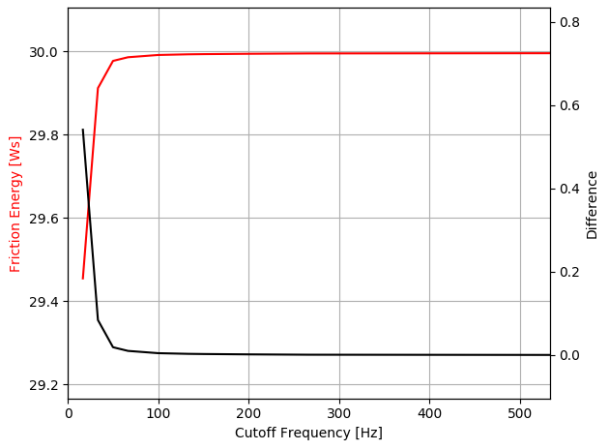


Abbildung 4.13: Filterung: Reibenergie über der gewählten Cutoff-Frequenz eines Tiefpassfilters einer Messung der Diesel-Teile [35]

5 Reibungsmessung und -berechnung der Kolbenbolzenlagerung

In diesem Kapitel werden zunächst die Ergebnisse der Reibungsmessungen am Kolbenbolzenprüfstand erläutert. Diese bestehen aus zwei Bestandteilen. Zum einen werden Reibungsmessungen eines manganphosphatierten Stahlkolbens mit DLC beschichtetem Kolbenbolzen und gebuchster Pleuelstange aus Stahl betrachtet.

Bestandteile dieser Messungen sind zeitkontinuierliche und maximale Reib-/ Drehmomente. Eine Parameterstudie am Kolbenbolzenprüfstand beschreibt wesentliche Einflussparameter während der Messung; Haupteffekte und Wechselwirkung der einzelnen Größen werden diskutiert. Zum anderen werden Ergebnisse eines Aluminium-Kolbens mit unbeschichtetem Kolbenbolzen und gebuchster Stahl-Pleuelstange vorgestellt. Sie zeigen die Auswirkung verschiedener Gestaltungen der Kolbennabe auf die gemessenen Momente. Diese Varianten sind in Kapitel 3.1.2 beschrieben und in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Sogenannte Austrocknungstests zeigen die minimale Schmierstoffzufuhr am Prüfstand zur Aufrechterhaltung der Lagerfunktion. Die Ergebnisse werden im weiteren Verlauf durch die Simulation bestätigt. Durch gezielte Variation der Beölungsrichtung am Prüfstand kann ein neu entdeckter Schmiereffekt der Kolbenbolzenlagerung gezeigt und dieser simulativ gestützt werden. Die Messergebnisse werden im darauffolgenden Teilkapitel für die Validierung der Simulation verwendet. Durch einen Vergleich der Druckzonen aus der Berechnung und den Oberflächen der gelaufenen Bauteile können lokal auftretende Maxima verifiziert werden.

5.1 Reibungsmessungen am Kolbenbolzenprüfstand

5.1.1 Messergebnisse der Dieselmotor-Teile

Im Folgenden werden die Messungen eines manganphosphatierten Stahlkolbens, eines DLC-beschichteten Kolbenbolzens und einer im kleinen Auge gebuchsten Pleuelstange (Messingbuchse) vorgestellt. Zunächst werden die gemessenen zeitkontinuierlichen Drehmomenten-Verläufen gezeigt. Danach wird mit der Auswertung der Parameterstudie fortgefahren. Es werden die Einflüsse der einstellbaren Parameter am Prüfstand auf das Drehmoment analysiert. Eine ausführliche Beschreibung des verwendeten Prüfstandes, seiner Messtechnik und variablen Parameter ist in Kapitel 4.3 dargelegt.

Einlaufverhalten

Bei neu verbauten Teilen am Prüfstand wird eingangs jeder Messreihe ein Einlaufprogramm durchgeführt. Dieses findet über einen dreißigminütigen Zeitraum bei mittlerer dynamischer Last mit 50 kN Druck- und 5 kN Zugbelastung statt. Somit können starke Einlauf- und Setzeffekte während den Messreihen vermieden werden. Eines der drei verwendeten Teilesets (Kolben, -bolzen und Pleuelstange) zeigt ein sehr ausgeprägtes Einlaufverhalten, s. Abbildung 5.1.

Die Messwerte sind normalisiert dargestellt. In dem oberen linken Schaubild ist das gemittelte maximale Drehmoment pro Lastzyklus (MGDPL) über den gesamten Einlaufprozess dargestellt. Die restlichen Schaubilder zeigen das ungefilterte zeitkontinuierliche Drehmoment der farblich markierten Zeitpunkte.

Zu Beginn wurde ein sehr hohes MGDPL von etwa 13 Nm gemessen, welches sich über die gesamte Laufzeit reduziert. Dabei gibt es einzelne Drehmoment-Anstiege innerhalb des gesamten Einlaufprozesses. Diese können Reibungs- oder Antriebsstrangeffekte des Prüfstands sein.

Am Ende ist das Drehmoment-Niveau unter 10 % des Ausgangsniveaus gesunken. Der Zuganteil der Kraft erstreckt sich über einen größeren zeitlichen Abschnitt jedes Lastwechsels. Der Drehmomentenanstieg ist proportional zur aufgebrachten Kraft. Demnach können die Zug- und Druckbelastungen im Kraftsignal den verschiedenen Zeitanteilen im Drehmomentensignal eindeutig

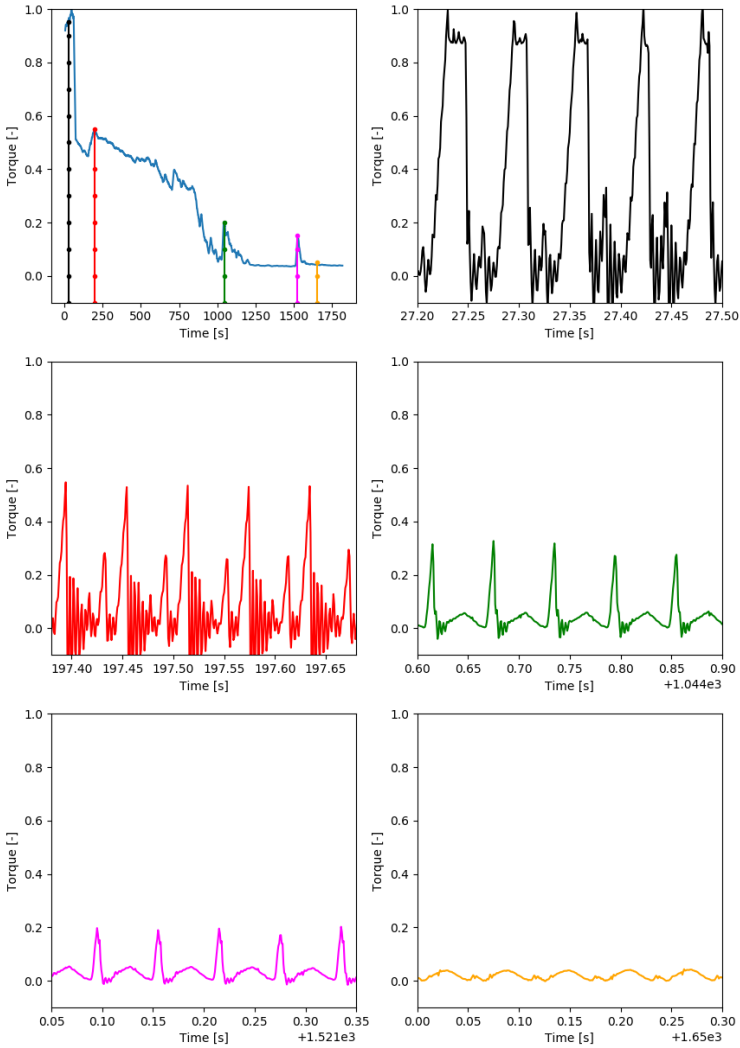


Abbildung 5.1: Ungefiltertes Drehmomenten-Messsignal des Einlaufverhaltens eines Diesel-Teilesets, MGDPL links oben, Rest zeitkontinuierlich [35]

zugeordnet werden. Das Kraftsignal ist Abbildung 4.3 in Kapitel 4.3.3 dargestellt. Am Anfang des Einlaufprozesses kann ein Stick-Slip-Effekt festgestellt werden. Über der Zeit reduziert sich das Drehmoment während der Druckbelastung schneller als bei Zugbelastung. Dies ist Folge der größeren anliegenden Kraft im Druckbereich. Im unteren rechten Bild ist das Drehmomentensignal des eingelaufenen Teilesets dargestellt. Es sind kaum hochfrequente Anteile erkennbar; der Stick-Slip-Effekt verschwindet.

Das Einlaufverhalten verschiedener Teilesets fällt aufgrund von fertigungsbedingten Abweichungen unterschiedlich stark aus. Zu hohe Reibmomente während der ersten Betriebsminuten können zum vorzeitigen Ausfall der Lagerung führen. Es ist demnach wichtig eine ausreichende Beölung der Lagerung zu gewährleisten, um ein gutes Einlaufen der Oberflächen zu fördern. Damit kann die Reibung und Fressneigung der Kolbenbolzenlagerung erheblich gesenkt werden.

Zeitkontinuierliches Drehmoment

Anhand eines ausgewählten Beispiels wird der zeitkontinuierliche Verlauf der gemessenen Drehmomente gezeigt. Dieses ist erweiternd zu den bereits publizierten Daten anzusehen, s. [35].

Berechnungsseitig ist es sinnvoll einzelne Lastwechsel zu simulieren. Damit kann der zeitliche Aufwand auf ein vertretbares Maß reduziert werden. Zum Zwecke eines Messung-Rechnung-Vergleichs sollten möglichst alle Informationen der fünfzehn bis dreißig Sekunden andauernden Messungen auf wenige Lastwechsel komprimiert werden. Ein Beispiel der ungefilterten Messung ist in Abbildung 4.12 dargestellt.

Es ergeben sich zwei repräsentative Lastwechsel, wird ein gleitender Durchschnitt und anschließend ein Tiefpassfilter verwendet. Damit können Störfrequenzen mit minimalem Informationsverlust entfernt werden, s. Kapitel 4.4.2. Im Folgenden ist der gleitende Durchschnitt eines gemessenen Drehmomentenverlaufs inkl. dessen oberer und unterer Hüllkurve dargestellt, s. Abbildung 5.2. Während des Drehmomentenaufbaus zeigen die beiden Hüllkurven die größte Differenz untereinander. Der Anstieg der Kurve ist steiler als der Drehmomentabbau. Prinzipiell sind die Drehmomente gering im Vergleich zur aufge-

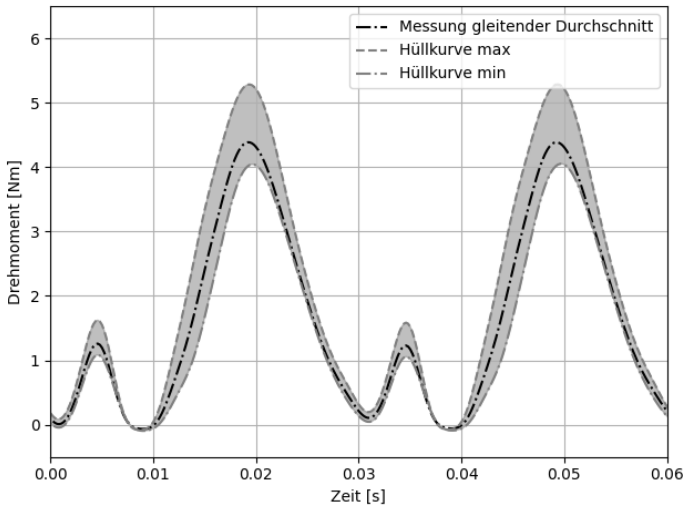


Abbildung 5.2: Messungen des zeitkontinuierlichen Drehmoment-Verlaufs mit den Parametern: 1.8 ml/min, 50 min⁻¹, 100 kN, 80 °C, 33.33 Hz

brachten Kraft. Dies deutet auf einen Mischreibungszustand mit einem hohen hydrodynamischen Traganteil hin.

Parameterstudie

Nach Inbetriebnahme des Kolbenbolzenprüfstands mit der hydrostatischen Kolbenlagerung, welche in Kapitel 4.3.3 beschrieben ist, wird eine Parameterstudie angestrebt. Diese hat das Ziel die Einflüsse der einzelnen Parameter am Prüfstand auf das gemessene Drehmoment zu studieren. Erste Versuche zeigen eine nichtlineare Drehzahl- und Frequenzabhängigkeit. Aus diesem Grunde wurde nicht im Sinne eines klassischen Design of Experiment (DoE) vorgegangen, sondern weitere Stützstellen eingefügt. Die gemessenen Parametereinstellungen sind in Tabelle 5.1 zusammengefasst.

Tabelle 5.1: Parametereinstellungen und Stützstellen der Parameterstudie

Parameter	Stützstellen
Drehzahl Kolbenbolzen (r)	50, 100, 150, 200, 250 und 300 min^{-1}
Frequenz Hydropulser (f)	16.66, 33.33, 50 und 66.66 Hz
Maximale Kraft Hydropulser (f_o)	50 und 100 kN
Beölungsmenge (o)	0.6 und 1.8 ml/min
Temperatur Öl (t)	30 und 80 °C

Zu jeder Parametereinstellung werden Messwerte über einen Zeitraum von 15-30 s aufgezeichnet. Als Grundlage zur Auswertung der Daten dient das gemittelte maximale Drehmoment pro Lastzyklus (MGDPL), der bereits gefilterten Daten (Tiefpass). Eingesetzt werden der gleitende Durchschnitt und der Tiefpassfilter um nieder- und hochfrequente Störgrößen aus den Daten zu entfernen. Der Einsatz eines Hochpass- bzw. eines Bandpass-Filters konnte keine zufriedenstellenden Ergebnisse erzeugen. Weitere Informationen zur Aufbereitung der Daten sind in Kapitel 4.4.2 zu finden.

Zur Auswertung der Parameterstudie wird das Statistik-Programm Minitab© verwendet. Jede aufbereitete Messung geht mit dem maximalen auftretenden Drehmoment in die Bewertung ein. Aus den Daten werden Haupteffekte der einzelnen Parameter mittels Regressionsanalyse berechnet. Zur Validierung der Berechnung werden ausschließlich die Haupteffekte der Frequenz und der maximale Druckkraftwert des Hydropulsers, sowie die Drehzahl des Kolbenbolzen und die Temperatur des Öls verwendet. p- und T-Werte der Parameter sind in Tabelle 5.2 aufgetragen.

Tabelle 5.2: p- und T-Werte der Parameter aus der Regressionsanalyse, Parameterstudie, ergänzend zu [35]

Name	p-Wert	T-Wert
r	0.198	1.29
fo	0.000	14.90
t	0.000	6.74
o	0.00	4.99
f	0.610	0.51
$r \cdot r$	0.002	3.07
$f \cdot f$	0.001	3.41
$r \cdot t$	0.000	-4.86
$f \cdot o$	0.003	-2.98
$fo \cdot o$	0.040	-2.06
$fo \cdot f$	0.000	-6.12
$t \cdot o$	0.001	-3.33
$t \cdot f$	0.004	-2.90
$o \cdot f$	0.000	-4.06

Der p-Wert nach R.A.Fisher ist das kleinstmögliche Signifikanzniveau mit dem die bestehende Nullhypothese verworfen werden kann. Die Nullhypothese gibt an, dass ein gewisses Ereignis nicht eintritt. Das Ziel statistischer Testverfahren ist es die Nullhypothese zu verwerfen. Ist der p-Wert klein, kann die Nullhypothese verworfen werden. Niedrige p-Werte bedeuten eine hohe statistische Relevanz [24, 61]. Aus diesem Grund sind Parameter höherer Stufen mit zu großen p-Werten aus der sich ergebenden Gleichung ausgeschlossen. Das Drehmoment der Diesel-Teile auf dem Prüfstand kann durch die Regressionsgleichung Gl. 5.1 ausgedrückt werden.

$$\begin{aligned}
 M_{res} = & -4.193 + 0.00313 \cdot r + 0.06768 \cdot fo + 0.03653 \cdot t + 1.457 \cdot o \\
 & + 0.0069 \cdot f + 0.000018 \cdot r \cdot r + 0.00044 \cdot f \cdot f - 0.000082 \cdot r \cdot t \\
 & - 0.00209 \cdot r \cdot o - 0.00494 \cdot fo \cdot o - 0.000474 \cdot fo \cdot f \\
 & - 0.00799 \cdot t \cdot o - 0.000225 \cdot t \cdot f - 0.01309 \cdot o \cdot f
 \end{aligned} \tag{Gl. 5.1}$$

Werden unabhängig voneinander die Kraft (f_o), die Drehzahl (r), die Frequenz (f) und die Temperatur des Öls (t) innerhalb der Gleichung Gl. 5.1 variiert, ergeben sich die Graphen der Haupteffekte in Abbildung 5.3.

Alle dargestellten Werte sind durch den höchsten auftretenden Wert geteilt. Dieser wird bei 16.66 Hz und den restlichen Standardparametern gemessen. Die Parameterbasis bildet die Einstellung mit 33.33 Hz, 50 min⁻¹, 1.8 ml/min, 100 kN und 80 °C.

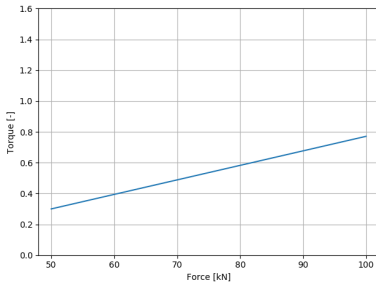
Bei einem Sprung von 100 kN auf 50 kN fällt das MGDPL von 80 % auf ca. 30 % des maximal auftretenden Drehmomentes; dies entspricht einer Drehmomentreduktion um 62,5 %. Das zugehörige Schaubild ist in Abbildung 5.3a dargestellt.

Wird die Drehzahl wie in Abbildung 5.3b variiert, ergibt sich ein parabelförmiger Verlauf mit einem Minimum bei etwa 200 min⁻¹. Die Kurve nimmt die Form einer Stribeck-Kurve für geschmierte Gleitlager an. Das Minimum kann als Ausklinkpunkt bezeichnet werden. An diesem Punkt findet der Übergang zwischen Misch- und Flüssigkeit- bzw. EHD-Reibung statt.

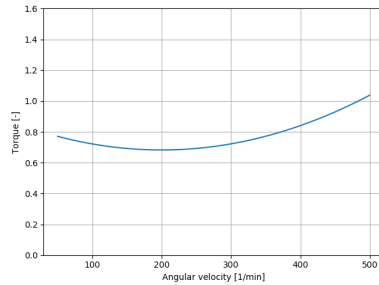
In Abbildung 5.3c wird die Frequenz der Last bis 66.66 Hz erhöht. Sie ist das Äquivalent zur Motordrehzahl. Das Drehmoment nimmt bei Erhöhung der Pulsfrequenz ab. Die Reduktion beträgt etwa 50 % des MGDPL. Je langsamer die Kraft aufgebracht wird, desto schlechter ist somit die Tragwirkung des Schmierfilms.

Eine Erhöhung der Temperatur hat einen Anstieg des Drehmomentes zur Folge; von 30 °C und etwa 65 % des MGDPL steigt das Drehmoment bei 80 °C auf etwa 80 % des MGDPL an. Dies entspricht einer Erhöhung um ca. 23 %, s. Abbildung 5.3d. Nebeneffekte der Regressionsgleichung sind in [35] im Anhang dargestellt.

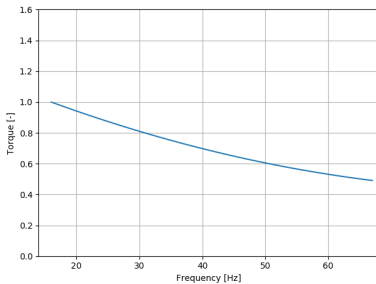
Ergänzend wird in [35] der Effekt der Beölungsmenge gezeigt. Ursprünglich werden Versuche mit einer Menge an zugeführtem Öl von 0.1 ml/min durchgeführt. Die geringe Beölungsmenge führt zu hohen Drehmomenten und einem Auslösen der Sicherheitsrutschkupplung des Prüfstands. Die Versuche sind aufgrund fehlender Daten nicht in der Regressionsanalyse berücksichtigt. Stattdessen sind alle Ergebnisse inkl. der teilweise vorhandenen 0.1 ml/min-Versuche als Scatterplot über der Drehzahl in Abbildung 5.4b dargestellt.



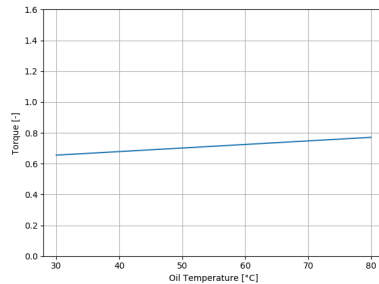
(a) Maximale Kraft Hydropulser



(b) Drehzahl Kolbenbolzen



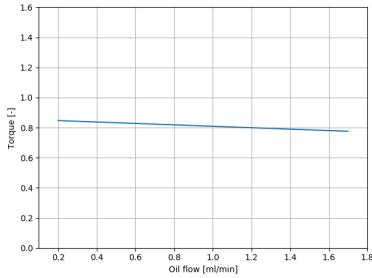
(c) Frequenz Hydropulser



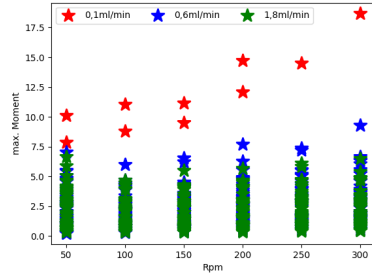
(d) Temperatur Öl

Abbildung 5.3: Haupteffekte der Parameterstudie am Kolbenbolzenprüfstand [35]

Der Haupteffekt der Beölungsmenge aus der Regressionsanalyse wird in Abbildung 5.4a gezeigt. Es ist erkennbar, dass eine Beölungsmenge zwischen 0.6 und 1.8 ml/min kaum eine Änderungen des MGDPL bewirkt. Die Beölungsmengen reichen aus, um die Lagerung ausreichend mit Schmierstoff zu versorgen. Die entstehende Gerade kann, zu geringen Beölungsmengen hin, extrapoliert werden. Dabei entsteht ein Extrapolations-Fehler, denn Abbildung 5.4b zeigt eindeutig ein höheres Drehmomenten-Niveau hin zu geringen Beölungsmengen. Die maximalen Drehmomente bei stark reduzierter Beölungsmenge liegen deutlich über denen der anderen Versuche. Die Reibung verläuft mit steigender Drehzahl quasi-linear bzw. schwach exponentiell steigend. Dies deutet auf einen sehr hohen Festkörperreibunganteil hin.



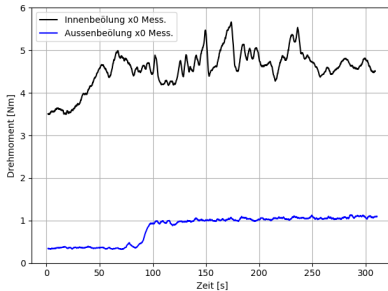
(a) Haupteffekt Beölungsmenge

(b) Scatterplot inkl. $0.1 \frac{ml}{min}$ -Versuche**Abbildung 5.4:** Einfluss der Beölungsmenge am Kolbenbolzenprüfstand [35]

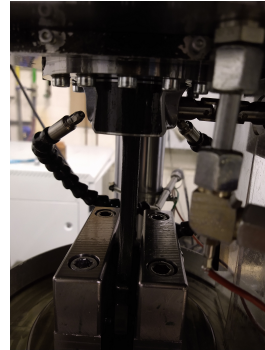
5.1.2 Messergebnisse der Ottomotor-Teile

Eine große Herausforderung stellen die Messungen der Ottomotorenteile eines Sechszylinder-Aggregats der Mercedes-Benz AG dar. Analog zu den Teilen des Dieselmotors werden validierende Messungen am Kolbenbolzenprüfstand durchgeführt. Die betrachteten Teile setzen sich aus einem Aluminium-Kolben, einem Stahl-Kolbenbolzen und einer Stahl-Pleuelstange mit eingepresster Messingbuchse im kleinen Auge zusammen. Alle Teile sind unbeschichtet.

Besondere Schwierigkeiten bereitet das neue Material der Kolben und die richtige Beölung der Lagerstelle. Die Beölungsrichtung und -menge wird zunächst äquivalent der Diesel-Teile-Versuche eingestellt. Aufgrund zu hoher Drehmomente und entstehender Fresser in der Kolbennabe wird ein anderes Beölungskonzept erarbeitet. Die neue Beölungsrichtung (an der Außenseite) führt zu einer erhöhten Resistenz gegen den Ausfallmechanismus Fressen. Messungen beider Beölungsrichtungen und die Umsetzung des neuen Beölungskonzeptes sind in Abbildung 5.5 dargestellt. Bei einer dynamischen Belastung von 5 kN sind bereits große Unterschiede des gemessenen Drehmomentes vorhanden. Wird die Innenbeölung verwendet (Beschreibung s. Kapitel 4.3.4) zeigt die Messung ein maximales Drehmoment pro Lastzyklus (MDPL) von 3.5 bis 4.5 Nm, wohingegen die Messung bei Aussenbeölung (neues Beölungskonzept) ein Drehmoment von 0.5 bis 1 Nm zeigt. Wird trockene Reibung nach Coulomb zur Ermittlung des Reibkoeffizienten verwendet, resultiert bei Innenbeölung



(a) Messungen des MDPL mit Innen- und Aussenbeölung bei 5 kN dynamischer Last



(b) Aussenbeölung am Prüfstand

Abbildung 5.5: Einfluss der Beölungsrichtung am Kolbenbolzenprüfstand [36]

$\mu_{\text{Innenbeölung}} = 0.09$ bis 0.11 und bei Außenbeölung ein Reibkoeffizient von $\mu_{\text{Außenbeölung}} = 0.02$ [36].

Es ist zu beachten, dass hierbei nur eine Reibfläche zu Grunde gelegt wird. Werden die Kontaktstellen des Bolzens mit dem Kolben (KoBo) und des Bolzens mit dem kleinen Pleuelauge (PIBo) als separate Kontaktflächen mit gleichen Reibkoeffizienten betrachtet, dann müssten die Werte halbiert werden.

Lasttreppe

Aus vorangegangenen Untersuchungen in Kapitel 5.1.1 sind Haupteffekte der Kolbenbolzenlagerung bereits bekannt. Demnach wird ein angepasstes Prüfprogramm zum Abgleich der Messung und Berechnung erarbeitet. Dieses Programm besteht aus einer Einlaufphase, einer Lasttreppe und Austrocknungsversuchen. Daraus resultieren weitere Bausteine zum Verständnis der Kolbenbolzenlagerung bzgl. der Fressgrenzen und des Ölhaushaltes. Beschrieben ist das Prüfprogramm in Kapitel 4.4.1.

Im Folgenden werden die Laststufen-Versuche einzelner Kolben mit verschiedenen Kolbennaben-Varianten dargestellt, s. Abbildung 5.6 und 5.7. Dabei wird die Last schrittweise in 5 kN-Schritten erhöht. Nachfolgend wird der Wert des Kraftmaximums pro Lastzyklus (KMPL) angegeben, um die aufgebrachte Kraft zu beschreiben. Bei Erreichen der nächsten Laststufe wird die Belastung über einen gewissen Zeitraum konstant gehalten. Dies fördert einen weiteren Einlauf der in Kontakt tretenden Oberflächen. Durch die zunehmend stärker werdende Bolzen- und Kolbendeformation treten neue, zuvor unbelastete, Oberflächenanteile in Kontakt. Diese unterliegen daraufhin einem weiteren Einlaufprozess. Erkennbar ist dies an einem abnehmenden Drehmoment nach der Lasterhöhung.

Erhöht wird die Laststufe wenn das MDPL annähernd konstant bleibt bzw. der Einlaufprozess abgeschlossen ist. Sollte kein zusätzlicher Einlauf stattfinden, wird die Last nach einer vorgegebenen Zeit erhöht. Tritt ein Fress-, Reibereignis bzw. ein stark erhöhtes Drehmoment innerhalb der Lagerung auf, löst die verbaute Sicherheitsrutschkupplung im Antriebsstrang des Kolbenbolzens aus. Es entsteht eine vertikale Linie als Abschluss der Messung. Die Kupplung kann maximal ein Drehmoment von 30 Nm übertragen.

Die Kolben mit Plateau-Profil (K008 und K009) lösen die Rutschkupplung im Versuch bei einem KMPL von 15 kN aus. Beide Kolben weisen ein vergleichbares MDPL mit ca. 21 Nm in der höchsten Laststufe auf, s. Abbildung 5.6a. Abgebildet sind das MDPL und das KMPL.

Der Slotkolben kann höher belastet werden und zeigt niedrigere Drehmomentwerte über die gesamte Laststufe hinweg, s. Abbildung 5.6b. Kolben mit einem erhöhten Nabenspiel von 25 μm zeigen ein hohes Drehmoment-Niveau. Diese Kolben können die Laststufe bis 25 kN ohne Ausfall durchfahren. K013 wird anschließend noch einmal mit Innenbeölung getestet, um ausschließen zu können, dass das höhere Grundspiel einen Beölungsvorteil mit sich bringt. Der Kolben löst bei etwa 25 kN KMPL die Rutschkupplung aus, s. Abbildung 5.7a.

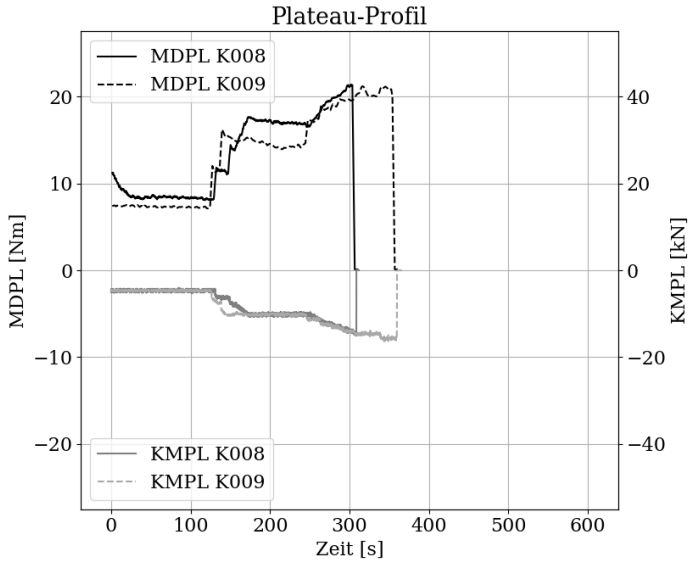
Die größten Differenzen zweier Kolben der gleichen Variante zeigen die Kolben mit den Standardprofilen. K017 konnte lediglich bis 25 kN belastet werden; von Beginn an wird ein höheres MDPL gemessen, als das bei K016 bis 50 kN Belastung der Fall ist. Werden die Rauigkeit-Kenngrößen mit einbezogen, zeigt sich, dass K016 einen deutlich niedrigeren R_{pk} -Wert aufweist. Die Rauigkeit wird folglich zu jeder Überlegung hinzugezogen, s. Abbildung 5.7b.

Einen weiteren Vergleich zwischen dem Kolben mit Standard-Profil und dem Slotkolben ist in Abbildung 5.8) dargestellt. Beide Kolben zeigen die besten MDPL-Werte während der Laststufen. Bei vergleichbaren Werten der reduzierten Spitzenhöhe, zeigt der Kolben mit Slots über den gesamten Laststufen-Versuch ein höheres MDPL. Slotkolben haben demnach ein tendenziell höheres Drehmoment-Niveau in der Messung als vergleichbare Kolben ohne Slots. Der Grund dafür ist die Position der Slots. Erfährt dieser Kolben eine Druckbelastung kommt es zu Festkörperkontakt an den Rändern der Schmierrillen, da diese nahe des Nabenzenits platziert sind. Dem vorausgesetzt ist, dass die Beölung während des Versuchs optimal eingestellt ist. Durch die Slotkolben entsteht ein Beölungsvorteil bei unvorteilhafter Beölungsrichtung. Diese Kolbennabenvariante ist die Einzige, welche mit Innenbeölung am Prüfstand betrieben werden konnte. Eine weitere Erkenntnis ist, dass die Rauigkeit einen höheren Einfluss auf das gemessene MDPL hat als eine veränderte Nabenform bzw. -variante.

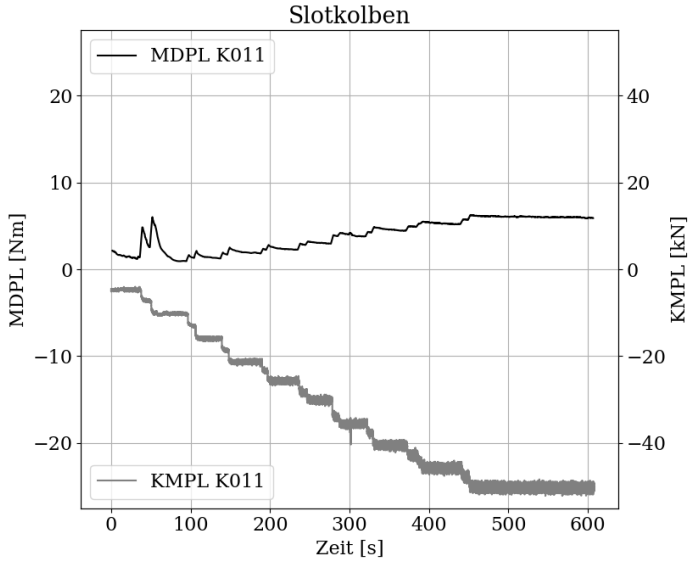
Diese Behauptungen sind ausschließlich auf die verwendeten Kolben bezogen und stellen keine pauschalen Gesetzmäßigkeiten dar. Es bleibt in weiteren Untersuchungen zu klären, ob die Kolbennaben-Varianten, die ein niedrigeres MDPL während der Messung zeigen, einen Reibungsvorteil im Motor aufweisen.

Zeitkontinuierliches Reibmoment

Wie bereits erläutert, ist für die simulative Betrachtung des Systems Kolbenbolzen eine Messung einzelner Drehmoment-Perioden notwendig, da eine Berechnung über einen größeren Zeitraum einen enormen zeitlichen Mehraufwand bedeutet. Im Folgenden sind demnach Ausschnitte der gezeigten Laststufen dargestellt. Es werden jeweils zwei Lastzyklen verwendet, welche bei annähernd konstantem MDPL gemessen werden. In den Abbildungen 5.9 bis 5.13 wird das ungefilterte Drehmoment-Signal über der Zeit aufgetragen. Bei der Prüfung des Kolben 8, der ein Plateau-Profil in der Kolbennabe aufweist, entsteht das größte Drehmoment über die verschiedenen Laststufen. Die niedrigsten Werte zeigt Kolben 16. Die Messungen wurden in diesen Fällen nicht gefiltert, da aufgrund der hohen Genauigkeit kein Bedarf dafür entsteht.

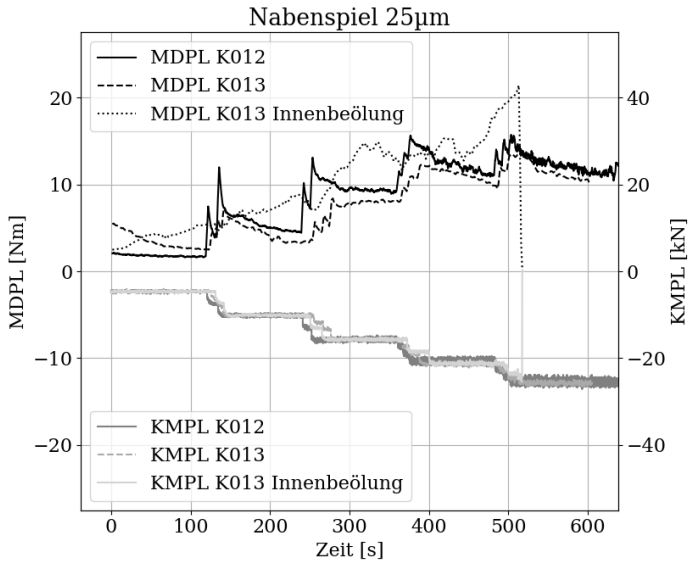


(a) Plateau-Profil

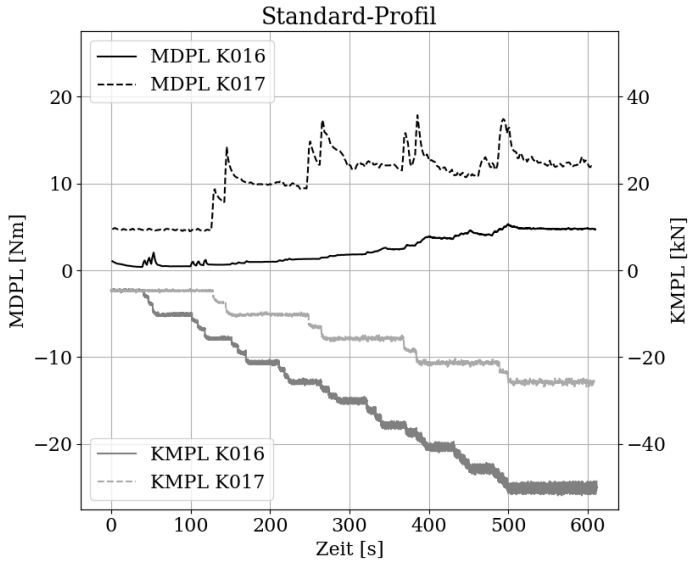


(b) Slotkolben

Abbildung 5.6: Messungen des maximalen Drehmoments und dem Druckkraftmaximum pro Lastzyklus (MDPL und KMPL), Lasttreppe, verschiedene Kolbennabenvarianten



(a) 25 µm Nabenspiel



(b) Standard-Profil

Abbildung 5.7: Messungen des maximalen Drehmoments und dem Druckkraftmaximum pro Lastzyklus (MDPL und KMPL), Lasttreppe, verschiedene Kolbennabenvarianten (2)

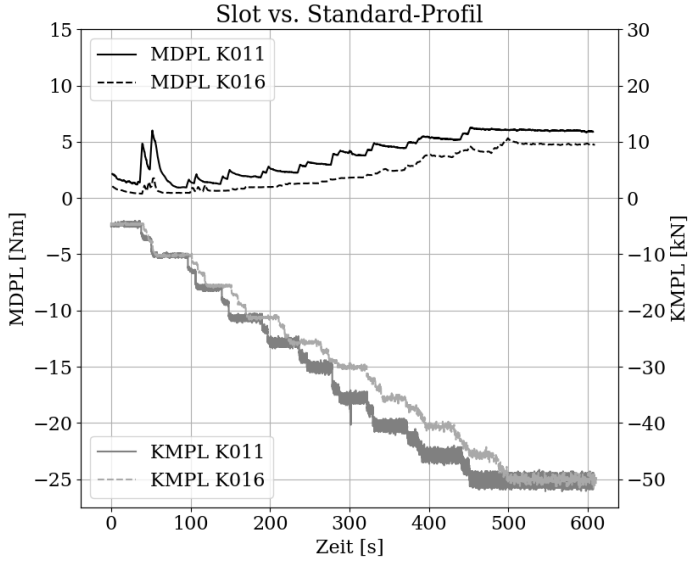


Abbildung 5.8: Messung des MDPL und KMPL, Slotkolben vs. Standard-Profil, Belastung dynamisch bis 50 kN Druck

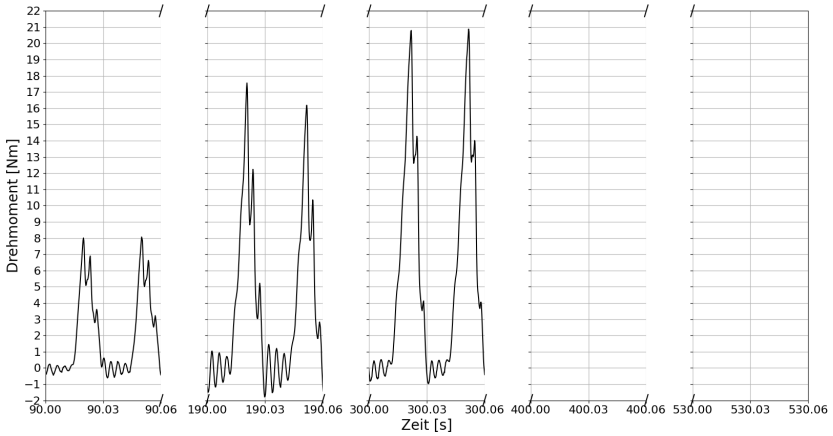


Abbildung 5.9: Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der Messung des K008, Ausschnitte bei 5,10 und 15 kN, ungefiltertes Signal

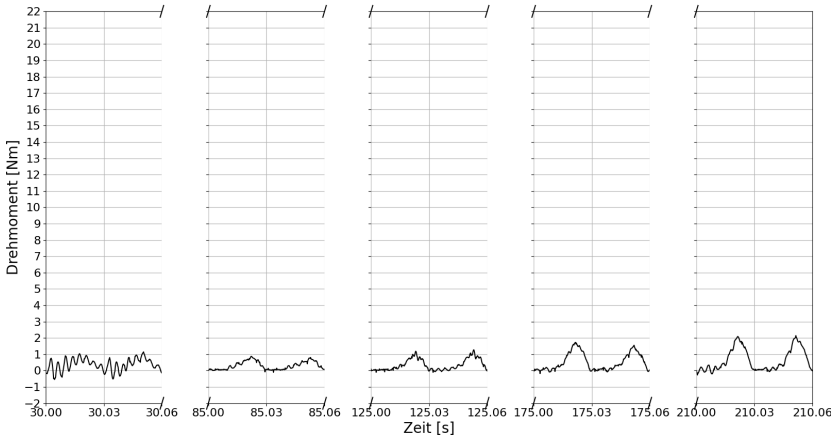


Abbildung 5.10: Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der Messung des K011, Ausschnitte bei 5,10,15,20 und 25 kN, ungefiltertes Signal

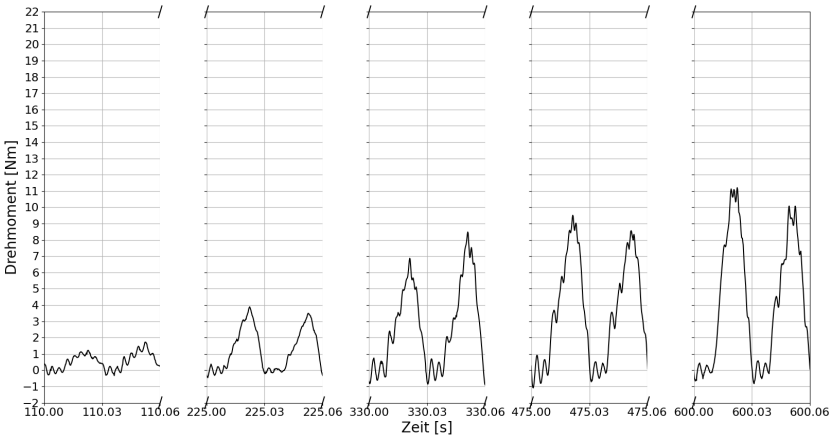


Abbildung 5.11: Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der Messung des K012, Ausschnitte bei 5,10,15,20 und 25 kN, ungefiltertes Signal

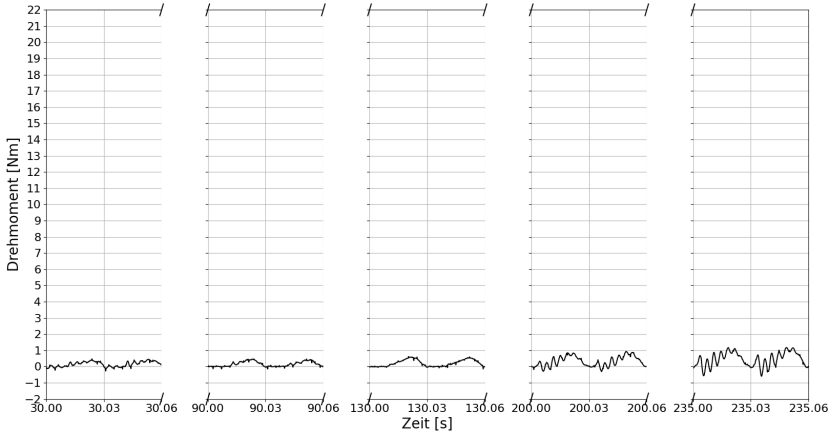


Abbildung 5.12: Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der Messung des K016, Ausschnitte bei 5,10,15,20 und 25 kN, ungefiltertes Signal

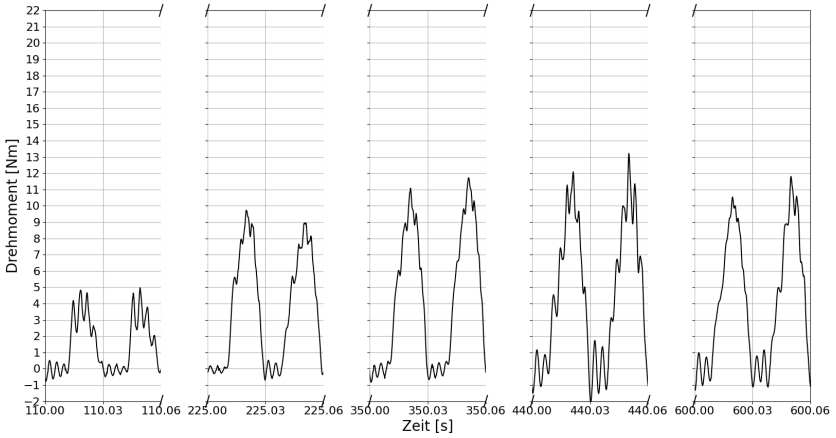


Abbildung 5.13: Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der Messung des K017, Ausschnitte bei 5,10,15,20 und 25 kN, ungefiltertes Signal

Autrocknungsversuche

Der letzte Abschnitt eines jeden Prüfdurchgangs/ -prozederes sind die Austrocknungsversuche. Ermittelt wird eine minimale Schmierstoffmenge welche eine ausreichende Schmierung der Lagerung gewährleistet. Der Versuchsaufbau sieht eine stufenweise Reduktion der Beölungsmenge bei einer Beölungsrichtung von außen vor. Die Menge welche sich bei voreingestellten Drücken des Ölbehälters an den Ölspritzdüsen einstellt, wird im Vorhinein bestimmt. Es ergibt sich das Verhältnis von Druck zu Ölmenge über vierzehn Stufen, wobei die letzte Stufe einer ausgeschalteten Beölung entspricht, s. Tabelle 5.3.

Tabelle 5.3: Stufen des Austrocknungsversuchs, Druck-Menge-Relation

Stufe	Druck [bar]	Beölungsmenge [ml/min]
1	6.50	1.50
2	6.00	1.40
3	5.50	1.30
4	5.00	1.10
5	4.50	1.00
6	4.00	0.90
7	3.50	0.80
8	3.00	0.70
9	2.50	0.50
10	2.00	0.40
11	1.50	0.30
12	1,00	0.20
13	0.50	0.10
14	0.00	0.00

Im Folgenden wird eine stellvertretende Messung des K011 der Austrocknungsversuche vorgestellt, s. Abbildung 5.14. Alle geprüften Kolben zeigten ein ähnliches Verhalten. Bis zu einer gewissen Stufe der Versuche ergeben sich kaum Änderungen des maximalen Drehmomentes pro gemessener Stufe (MDPS). Wird die Beölung ausgeschaltet, steigt das Drehmoment nach etwa 5 Minuten rapide an. Es ist demnach anzunehmen, dass die Kolbenbolzenlage-

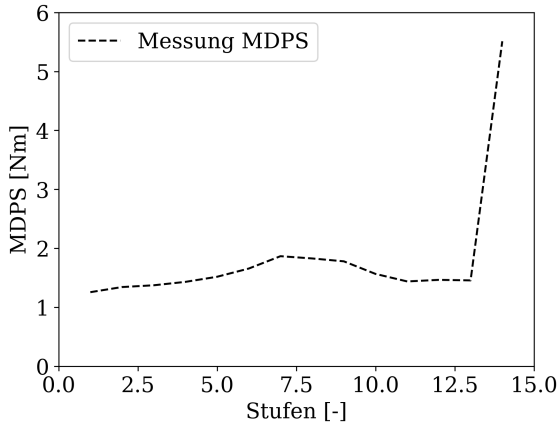


Abbildung 5.14: Gemessenes MDPS des Austrocknungsversuchs des K011 bei 25kN KMPL

rung eine sehr geringe Ölmenge benötigt, um ihre Funktion aufrecht erhalten zu können.

5.2 Simulationsergebnisse des Prüfstandmodells

Im Folgenden werden die Vergleiche zwischen Messungen und Berechnungen der im vorherigen Teilkapitel gezeigten Messergebnisse diskutiert. Die Schwierigkeit besteht darin, den Prüfstand und die prüfstandspezifische Belastung der Bauteile abzubilden, welche sich aus den einstellbaren Parametern ergeben. Weitere Herausforderungen sind mögliche Teilfüllungszustände und unterschiedliche Oberflächenbeschaffenheiten/-rauigkeiten über der Lagerbreite sowie eine inhomogene Temperaturverteilung. Mögliche Unterschiede zwischen Neu- und Ausbaukontur die sich während des Prüflaufs ergeben werden nicht berücksichtigt, genau wie mögliche Fertigungsfehler bzw. Toleranzüberschreitungen.

5.2.1 Berechnungen der Dieselmotor-Teile

Die Messung der Haupteffekte der Parameter am Prüfstand bzgl. des entstehenden Reibmomentes sind in Abbildung 5.3 bereits beschrieben. Im Folgenden werden die Berechnungen dieser Effekte dargestellt. Des Weiteren wird gezeigt, mit welcher Simulation die zeitkontinuierlichen Drehmomente aus der Messung am besten approximiert werden können.

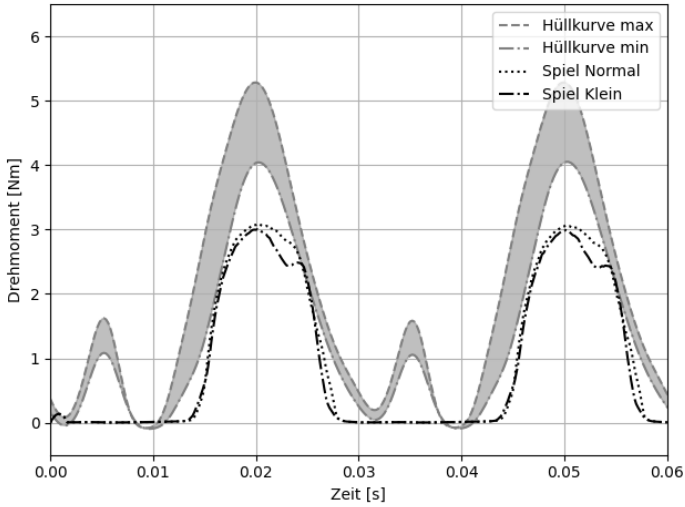
Zeitkontinuierliches Drehmoment

In Kapitel 5.1.1 wird ein zeitkontinuierlicher Drehmomentverlauf gezeigt. Dieser wird im Folgenden simulativ nachgestellt. Dafür werden die berechneten Drehmomente mit den Hüllkurven der Messung verglichen. Verwendet wird der Kraft- und Druckverlauf der aufgetragenen Messdaten als Eingangsdaten für die Berechnung. Die Kontaktdruckkurven und die Scher- bzw. Druckflussfaktoren werden aus Oberflächenmessungen der Kontaktstellen des Kolbens, Bolzens und der Pleuelstange berechnet. Die Rauigkeiten bzw. Flussfaktoren und Kontaktdruckkurven werden speziell an den Kolben und das Pleuel angepasst, dessen Reibungsmesswerte in diesem Abschnitt betrachtet werden. Zunächst wird mit Nominalspiel gerechnet. Die restlichen Parameter sind in Kapitel 3.1.5 beschrieben. Die Ausgangsberechnung wird in den zugehörigen Abbildungen als „normal“ bezeichnet.

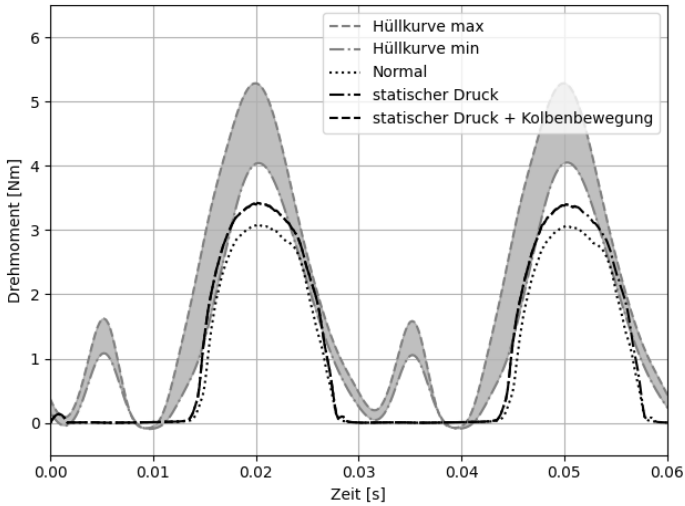
Bereits bekannt ist, dass das Drehmoment-Signal zeitlich dem Verlauf des Kraftverlaufs folgt, s. Abbildung 4.3. Die Mischreibung beginnt unmittelbar nach aufbringen der Kraft.

Die erste Berechnung zeigt bereits eine gute Annäherung an die gemessenen Kurven; der Mischreibungsübergang ist zeitlich später, als dies in der Messung der Fall ist, s. Abbildung 5.15. Zudem wird ein Drehmoment bei Zugbelastung gemessen, welches in der Berechnung nicht auftritt. Durch eine Spielverkleinerung kann der Mischreibungsübergang nicht wesentlich beeinflusst werden. Das Drehmoment sinkt und zeigt einen etwas anderen Verlauf.

Eine zusätzliche Erhöhung des statischen Drucks innerhalb des HB verändert den Mischreibungsbeginn und führt zu einem höheren Drehmoment. Das Einbeziehen der Bewegung des Kolbens innerhalb des HB hat keine Auswirkungen auf das Drehmoment.



(a) 1.8 ml/min, 50 min⁻¹, 100 kN, 80 °C, 33.33 Hz - Spielvariation

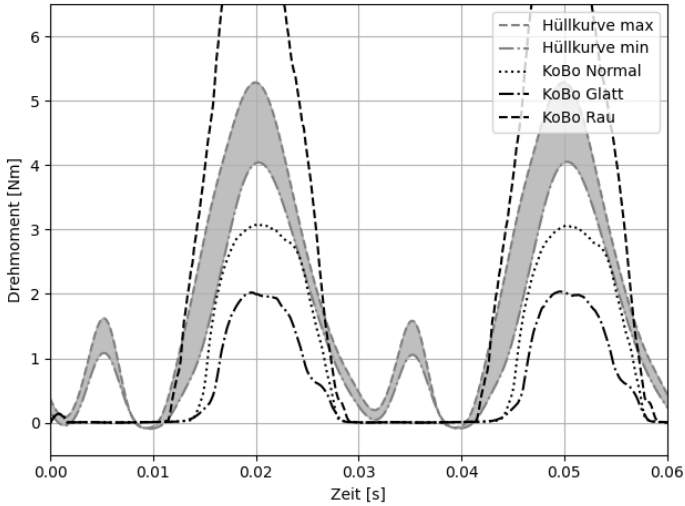


(b) 1.8 ml/min, 50 min⁻¹, 100 kN, 80 °C, 33.33 Hz - statischer Druck, Kolbenbewegung

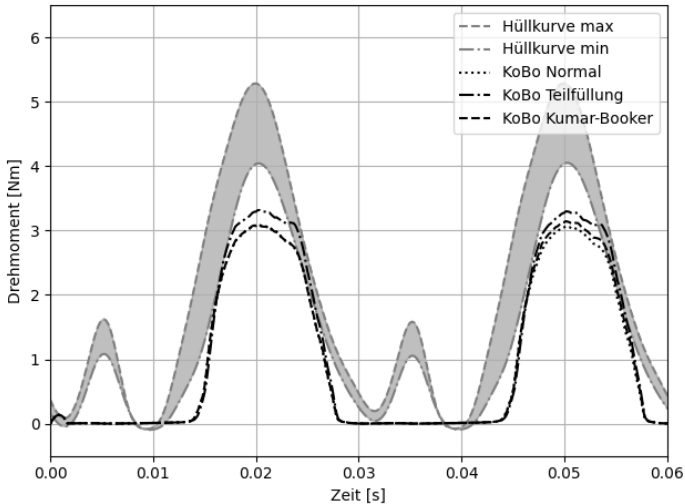
Abbildung 5.15: Messungen und Berechnungen zeitkontinuierlicher Drehmomentenverläufe (1)

Den größten Einfluss zeigen die Rauigkeiten der Kontaktflächen, s. Abbildung 5.16a. Der Mischreibungsbeginn der rauen Kolbennabe stimmt zeitlich mit dem Drehmomentenanstieg der Messung überein. Das Drehmoment steigt in der Folge jedoch zu stark an. Es wird ein viel zu großes Drehmoment simuliert. Eine reduzierte Rauigkeit zeigt ein entgegengesetztes Verhalten.

Teilfüllungszustände werden durch eine minimale Ölfilmdicke oder den Einsatz des Kavitationsalgorithmus von Kumar und Booker in der Simulation berücksichtigt. Diese verändern den Mischreibungsbeginn nicht, sondern ebenfalls nur die Amplitude, s. Abbildung 5.16b. Schneider et al. [64] berechnete die Reibung eines DLC beschichteten Kolbenbolzens durch Einsatz verschiedener Reibkoeffizienten innerhalb der Kontaktfläche. Aufgrund der Tatsache, dass vor und nach den Prüfungen die gleichen Reibkoeffizienten ermittelt wurden, wird im Rahmen dieser Arbeit eine andere Vorgehensweise angestrebt. In Abbildung 5.17 werden aus diesem Grund die Berechnungen mit einem Verschleiß-Algorithmus nach einem Ansatz von Fleischer gezeigt. Dieser verwendet die Kontaktmodellierung nach Greenwood-Tripp zur Beschreibung des Mischreibungsübergangs. Deren Grundlagen sind in Kapitel 2.4.2 beschrieben. Ab einem Kontakt dissipationsgrenzwert wird pro durchgeführter Iteration ein Verschleiß ermittelt. Daraufhin wird die Kontur für die nächste Iteration sowie die Rauigkeiten der Kontaktflächen angepasst. Der Verschleiß führt zu einer Kontur-Rücknahme und eine Verschleiß-Standardabweichungs-Beziehung definiert den veränderten Mischreibungsbeginn der betroffenen Knoten. Für den Verschleiß-Algorithmus wird die Standardabweichung über einem Verschleißwert definiert. Die Berechnung startet mit einer Standardabweichung (σ) von $0.2e-6$ in der Kolbennabe und $0.01e-6$ auf dem Bolzen; den verwendeten Verlauf von σ über der Verschleißtiefe zeigt Abbildung 5.18. Die Ergebnisse zeigen eine sehr gute Übereinstimmung zur Messung. Mit zunehmenden Verschleiß-Iterationen verbessert sich die Korrelation stetig. Die DLC-Beschichtung führt offensichtlich zu einer starken Glättung der Rauigkeiten bzw. erhöhtem Verschleiß der Kontaktflächen. Die Verteilung des Verschleißes und der angepassten Standardabweichungen sind in Abbildung 5.19 und 5.20 dargestellt. Der größte Materialabtrag findet an den inneren Kanten im Nabenzenit der Lagerung statt. Dort reduziert sich σ erheblich. Eine leichte Änderung von σ ist im zenitnahen mittleren Nabenbereich zu erkennen.



(a) 1.8 ml/min, 50 min⁻¹, 100 kN, 80 °C, 33.33 Hz - verschiedene Rauigkeiten Kolbennabe



(b) 1.8 ml/min, 50 min⁻¹, 100 kN, 80 °C, 33.33 Hz - Teilfüllung, Kumar-Booker

Abbildung 5.16: Messungen und Berechnungen zeitkontinuierlicher Drehmomentenverläufe (2)

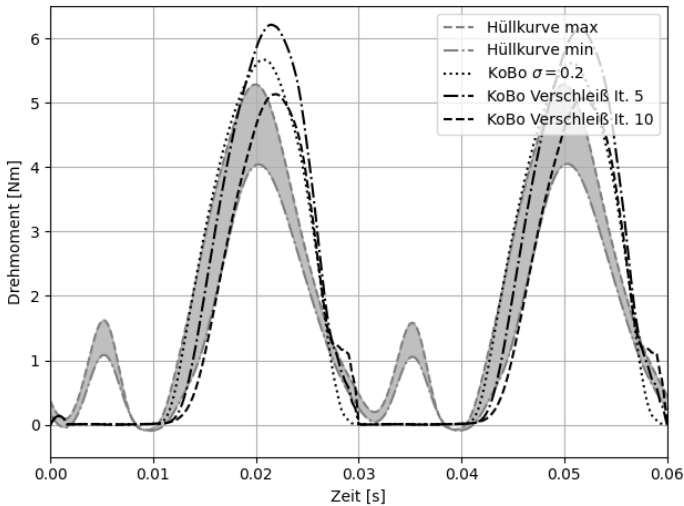


Abbildung 5.17: Messungen und Berechnungen zeitkontinuierlicher Drehmomentenverläufe (3) mit den Parametern: 1.8 ml/min, 50 min^{-1} , 100 kN, $80 \text{ }^\circ\text{C}$, 33.33 Hz; Einsatz einer Verschleißberechnung nach Fleischer

Parameterstudie

Zum Rechnungs-Messungs-Abgleich der Haupteffekte werden vier Berechnungen mit den Messwerten verglichen. Die Randbedingungen der jeweiligen Berechnung sind in Tabelle 5.4 beschrieben. Die erste Berechnung (Calc 1) wird mit einem Gleitreibungskoeffizienten von 0.05, einer konstanten Viskosität, Scher- und Druckflussfaktoren sowie einem komplett mit Öl gefülltem Spalt durchgeführt. Diese Bedingungen werden innerhalb der vier beschriebenen Berechnungen variiert. Demnach wird die letzte Berechnung (Calc 3) mit einem erhöhten Gleitreibungskoeffizienten von 0.1, druckabhängiger Viskosität nach Roelands und einen Teilfüllungszustand mit einer maximalen Schmierfilmdicke von $5 \text{ }\mu\text{m}$ durchgeführt.

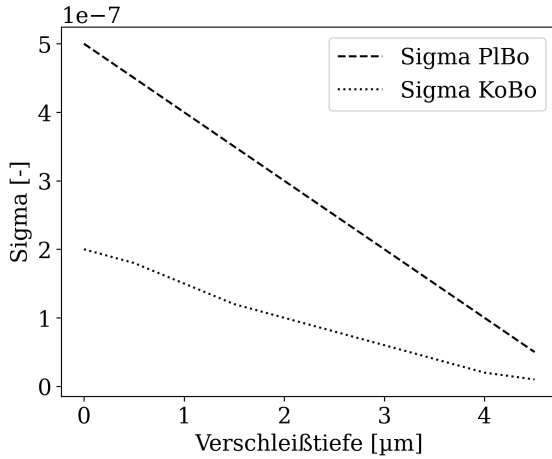


Abbildung 5.18: Standardabweichungen über der Verschleißtiefe der Kontakte KoBo und PlBo bzw. Verschleißbedingte Anpassung der Rautiefe

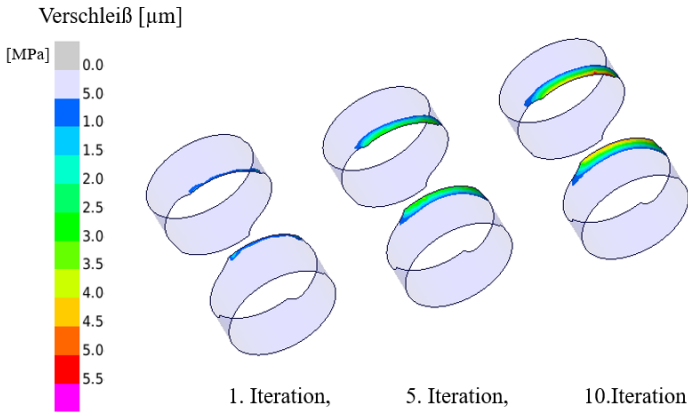


Abbildung 5.19: Verschleißberechnung: Verschleiß

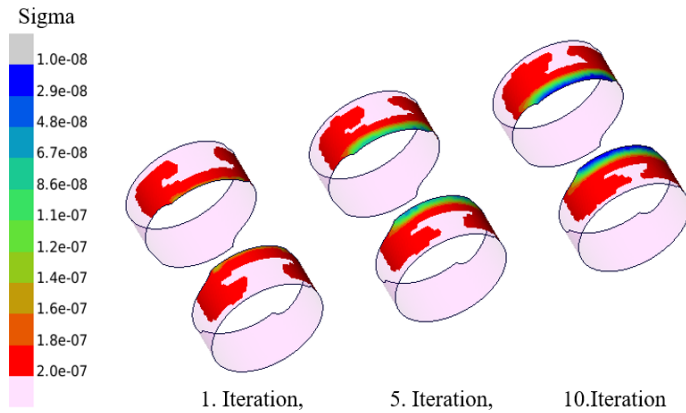


Abbildung 5.20: Verschleißberechnung: Standardabweichungen

Tabelle 5.4: Randbedingungen der Berechnungen der Haupteffekte der Parameterstudie [35]

Berechnung	Gleitreib- koeffizient	Druck- abhängige Viskosität	Scher- und Druckfluss- faktoren	Maximale Schmierfilm- höhe
Calc 1	0.05	Nein	Ja	Vollfüllung
Calc 2	0.05	Ja	Ja	Vollfüllung
Calc 2/2	0.02	Nein	Ja	Vollfüllung
Calc 3	0.1	Ja	Ja	5 μm

Calc 1 zeigt durchgängig zu hohe Drehmomentwerte in der Berechnung. Sie approximiert die qualitativen Verläufe größtenteils. Mit dieser Berechnung wird ein zu hoher Festkörpertraganteil innerhalb der Lagerung ermittelt. Der Öleinfluss wird somit nicht korrekt abgebildet. Um die Tragwirkung durch den Schmierfilm in der Berechnung zu steigern, werden die Berechnung 2 und 2/2 (Calc 2 und 2/2) zum einen mit druckabhängiger Viskosität und zum anderen ohne druckabhängige Viskosität aber mit verringertem Reibkoeffizienten durchgeführt.

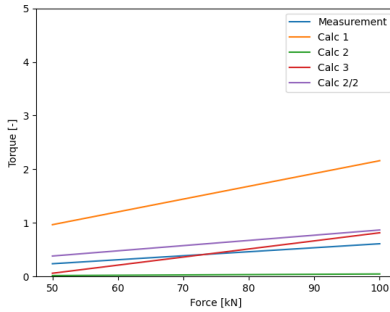
Berechnung 2 zeigt in der Folge sehr geringe Drehmomente. Es stellt sich eine reine Flüssigkeitsreibung aufgrund der stark erhöhten Tragwirkung des Schmierfilms ein. Die Drehzahlabhängigkeit kann mit diesen Randbedingungen nicht korrekt modelliert werden.

Berechnung 2/2 zeigt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und Berechnung. Die qualitativen Verläufe der Haupteffekte werden sehr gut nachgestellt.

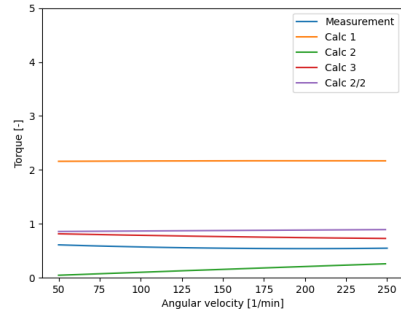
Die abschließende Berechnung 3 wird mit reduzierter Filmdicke, druckabhängiger Viskosität und einem erhöhten Reibkoeffizienten durchgeführt. Dies führt zu einer besseren Übereinstimmung der gemessenen und berechneten qualitativen Verläufe im Vergleich zu Berechnung 2. Jedoch steigt das Drehmoment zu kleinen Frequenzen hin zu stark an, s. Abbildung 5.21. Die Berechnungen und Messungen zeigen den starken Einfluss des Schmierfilms und festigen die These von Ligier und Ragot [38]. Sie kommen zu der Erkenntnis, dass die Kolbenbolzenlagerung in Flüssigkeitsreibung mit partiellen Mischreibungszuständen betrieben wird.

5.2.2 Berechnungen der Ottomotor-Teile

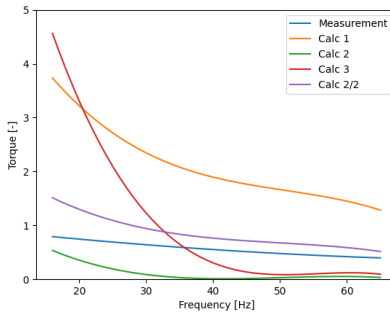
Im folgenden Kapitel werden die Ergebnisse der Reibungsmessungen der Ottomotor-Teile mit der Simulation verglichen. Die Messungen konnten nur unter Verwendung der Außenbeölung am Prüfstand durchgeführt werden. Mit Hilfe des Teilfüllungsalgorithmus von Kumar und Booker kann die Berechnung den Prüfstandeffekt nachstellen. Dazu gehen die beölte Ränder in der Berechnung mit Atmosphärendruck und die restlichen Ränder mit Kavitationsdruck als Randbedingung ein. Der Vergleich zwischen Messung und Berechnung ist in Abbildung 5.22 dargestellt [36]. Die verschiedenen Beölungsrichtungen haben einen unterschiedlichen Schmierstofftransport innerhalb der Lagerung zur Folge. Dieser ist in Abbildung 5.23 angedeutet. Befindet sich der Bolzen bei Innenbeölung im Nadir der Lagerung (Bottom Dead Center (BDC)), wird durch Kavitation Öl ins Innere der Lagerung gefördert. Das Öl sammelt sich vornehmlich im Bereich der größeren Öffnung der Trompetenform. Die Makrogeometrie ist in Kapitel 3.1.2 beschrieben. Bei Bewegung des Bolzens in



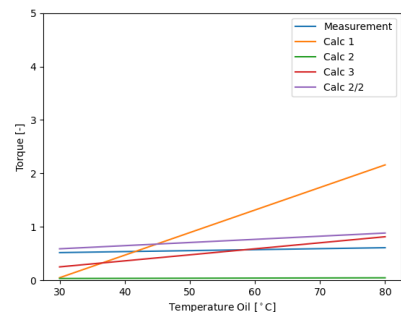
(a) Maximale Kraft Hydropulser



(b) Drehzahl Kolbenbolzen



(c) Frequenz Hydropulser

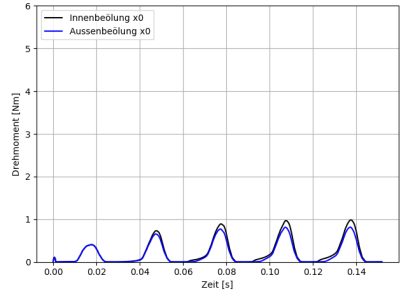
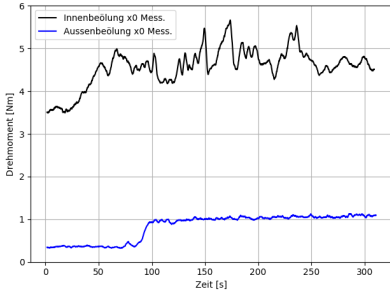


(d) Temperatur Öl

Abbildung 5.21: Messung und Berechnungen der Haupteffekte der Kolbenbolzenlagerung am Kolbenbolzenprüfstand (Parameterstudie) [35]

den Nabenzenit (Top Dead Center (TDC)) wird das Öl dort teilweise wieder ausgeschoben ohne weiter ins Innere der Lagerung zu gelangen.

Bei Außenbeölung wird ebenfalls Öl in die Lagerung gefördert, wenn sich der Bolzen in BDC befindet. Die Menge ist kleiner, aufgrund der kleineren Öffnung des Spaltes. Es wird jedoch eine bessere Schmierwirkung erzielt, weil das Öl näher an den Hauptaufreffpunkt der resultierenden Kraft innerhalb der Lagerung transportiert wird. Die Formgebung der Kolbennabe bedingt durch ein kleineres Spiel hin zur Außenseite einen schnelleren Druckaufbau in diesem Bereich. Wird kein Öl an diese Stelle gefördert, entsteht vornehmlich Festkörperreibung.



(a) Messungen des MDPL mit Innen- und Aussenbeölung bei 5 kN dynamischer Last

(b) Berechnung des Drehmomentes bei Innen- und Aussenbeölung

Abbildung 5.22: Einfluss der Beölungsrichtung am Kolbenbolzenprüfstand, Messung und Berechnung des Drehmomentes [36]

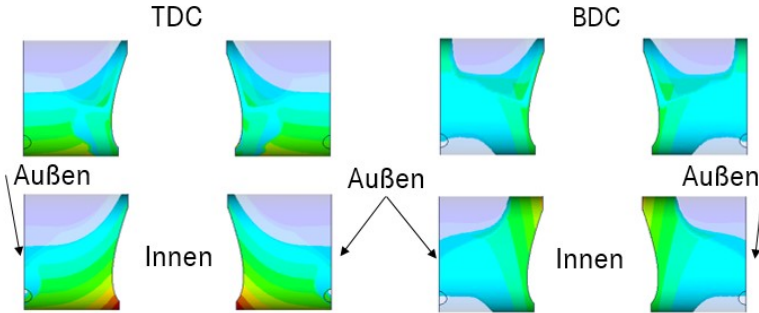


Abbildung 5.23: Einfluss der Beölungsrichtung am Kolbenbolzenprüfstand, Schmierstofftransport im Inneren der Lagerung [36]

Demnach hat die Innenbeölung Reibungsnachteile trotz größerer Ölmengen die als Schmierstoff in die Lagerung gelangen [36]. Liebmann et al. [37] bewerten zudem den Ölfluss innerhalb der Lagerung mittels Computational Fluid Dynamics (CFD).

Zeitkontinuierliches Drehmoment

Die Berechnung der Lasttreppen erfolgt bei 60 °C und entsprechender Viskosität. Die in Kapitel 3.1.2 beschriebene Feingeometrie bzw. thermische Deformation wird berücksichtigt. Diese führt bei der Materialpaarung Stahl zu Aluminium aufgrund der unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten (Stahl ca. 11 $\mu\text{m}/(\text{K}\cdot\text{m})$ und Aluminium ca. 23 $\mu\text{m}/(\text{K}\cdot\text{m})$) zu einer Spielaufweitung innerhalb der Kolbennabe.

Die Abbildungen 5.24 bis 5.28 zeigen die Berechnungen und Messungen der Lasttreppe der Kolben 8, 11, 12, 16 und 17. Das kleine Auge wird bei allen Berechnungen im eingelaufenen Zustand betrachtet. Bei den Kolben 8, 12 und 17 werden die Oberflächen im Neuzustand verwendet und bei den restlichen wird der Ausbauzustand zur Ermittlung des Mischreibungsbegins verwendet, s. Kapitel 3.1.4. Der Neuzustand wird verwendet, weil Berechnungen mit dem Ausbauzustand zu geringe Werte des Drehmomentes aufweisen. Damit sind tendenziell zu hohe Drehmomente zu erwarten. Ist dies nicht der Fall, können geometrische Abweichungen als Ursache hoher gemessener Werte vermutet werden. Diese werden durch die Berechnung nicht berücksichtigt. Prinzipiell führen Sie zu einem früheren Mischreibungsbegins. Dies wird indirekt einbezogen, wenn die Neuzustände der Oberflächen verwendet werden. Jede gemessene Lasttreppe wird mit drei Berechnungen verglichen. Zunächst wird für die Simulation ein Gleitreibungskoeffizient von 0.25 in der Kolbennabe und von 0.05 in dem kleinen Auge der Pleuelstange verwendet. Für beide Kontaktstellen wird eine druckabhängige Viskosität nach Roelands eingesetzt.

Der Gleitreibungskoeffizient in der Kolbennabe wird in einer weiteren Berechnung auf 0.27 erhöht und im kleinen Auge auf 0.03 verringert. In PIBo wird eine konstante Viskosität vorgegeben. Die dritte Berechnung verwendet eine konstante Viskosität in beiden Kontaktstellen. Die Gleitreibungskoeffizient werden gegenüber Berechnung 2 beibehalten.

Die gemessenen Drehmomente der Kolben 11 und 16 werden durch die dritte Berechnung sehr gut approximiert. Es entsteht ein sehr geringes Drehmoment in der Kolbennabe. Somit hat der hohe Gleitreibungskoeffizient der Kolbennabe einen geringen Einfluss auf das Drehmoment. Hauptdrehmomentgeber ist in diesen Fällen das kleine Auge. Damit kann der viel geringere Reibkoeffizient erklärt werden. Eine Erhöhung des Reibkoeffizienten im kleinen Auge hätte zu großen Drehmomenten dieser Berechnungen zur Folge. Das verwendete reibungsoptimierte Buchsenmaterial ist ebenso Grund für einen geringen Reibkoeffizienten anzunehmen.

Der Kolben 11 kann in der höchsten Laststufe und der Kolben 16 in den letzten drei Laststufen am besten approximiert werden, s. Abbildung 5.25 und 5.27. Durch die steigende Last liegt ein immer stärkerer Einlauf der Oberflächen vor. Eventuelle Fehlstellen in der Profilierung durch Fertigungsungenauigkeiten führen zu schnelleren Mischreibungsübergängen in den unteren Laststufen. In den oberen Laststufen verschwinden diese durch den fortschreitenden Einlauf. Aus diesen Gründen können die unteren Laststufen in der Regel schlechter approximiert werden als höhere Laststufen. Zudem ändern sich die Oberflächen während der Berechnung nicht. Eine Simulation mit angepassten Mischreibungsübergängen für jede Stufe müsste gewählt werden, um die gesamte Lasttreppe exakt zu simulieren.

Steigt das Drehmoment innerhalb der Kolbennabe an, werden die Unterschiede aufgrund der veränderten Gleitreibungskoeffizienten und Viskositäten deutlicher. Aus diesem Grund sind die berechneten Drehmomente des Kolben 8 mit der letzten Berechnung sehr gut getroffen: Die erste und zweite Berechnung zeigen ein etwas niedrigeres Drehmoment, s. Abbildung 5.24. Das Plateau-Profil führt zusammen mit der höheren reduzierten Spitzenhöhe der Oberfläche zu einem deutlich früheren Mischreibungsübergang, s. Kapitel 3.1.4.

Bei Kolben 12 werden die Drehmomente bei hohen Lasten sehr genau abgebildet. Die beste Korrelation zwischen Messung und Berechnung wird mit der Simulation ohne druckabhängiger Viskosität erreicht. Der frühere Mischreibungsbeginn in den unteren Laststufen deutet darauf hin, dass Fertigungsfehler in Form von geometrischen Formabweichungen vorliegen, s. Abbildung 5.26.

Bei Kolben 17 ergibt sich ein unterschiedliches Bild, s. Abbildung 5.28. Keine der drei Berechnungen zeigt eine Übereinstimmung der Stufen mit 5,10

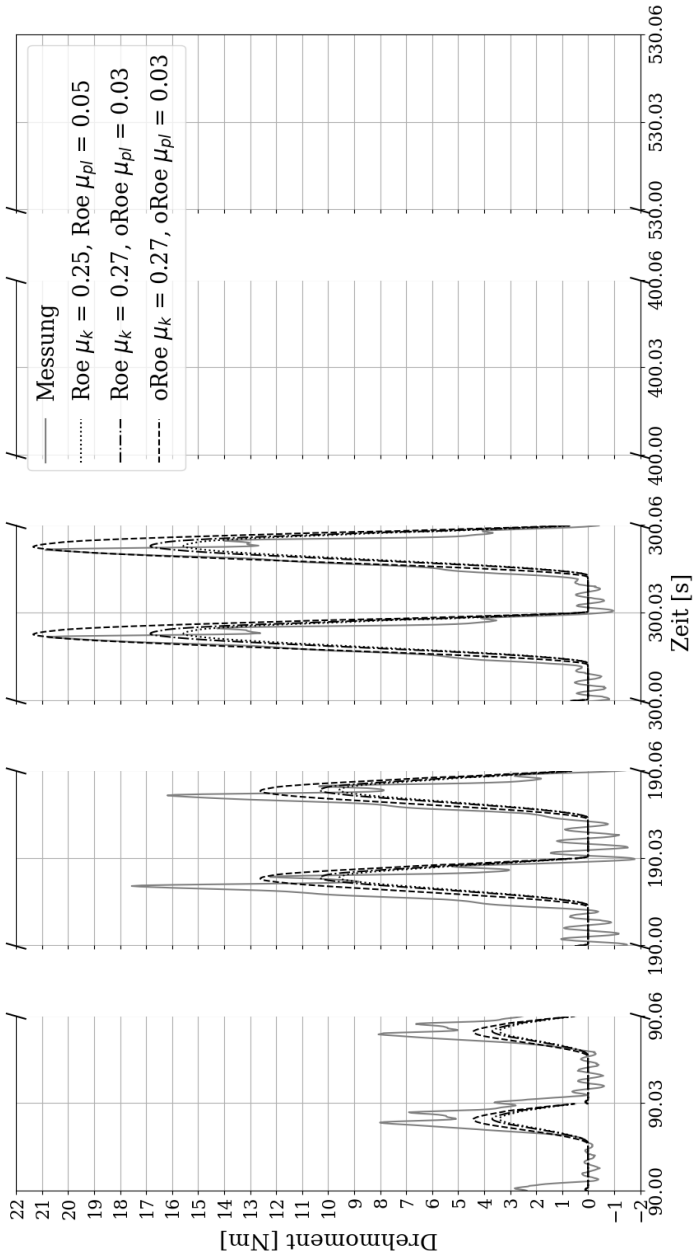


Abbildung 5.24: Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der ungefilterten Messung und der Berechnung des K008, Ausschnitte bei 5,10,15,20 und 25 kN

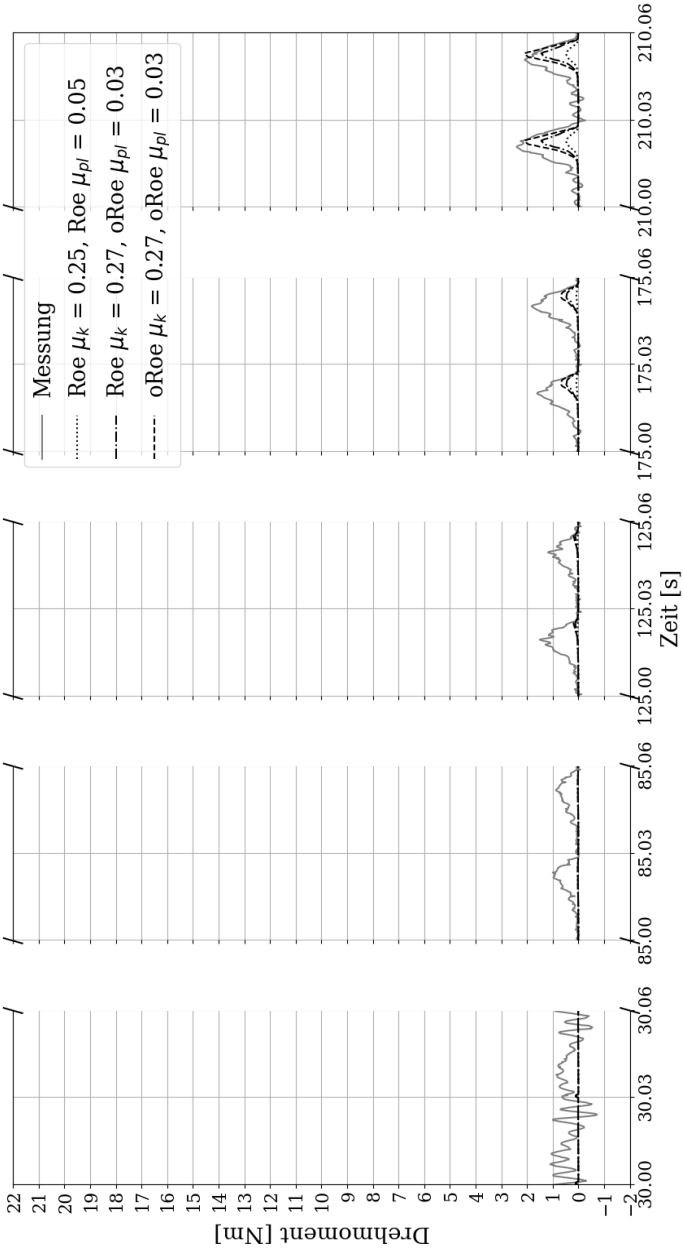


Abbildung 5.25: Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der ungefilterten Messung und der Berechnung des K011, Ausschnitte bei 5,10,15,20 und 25 kN

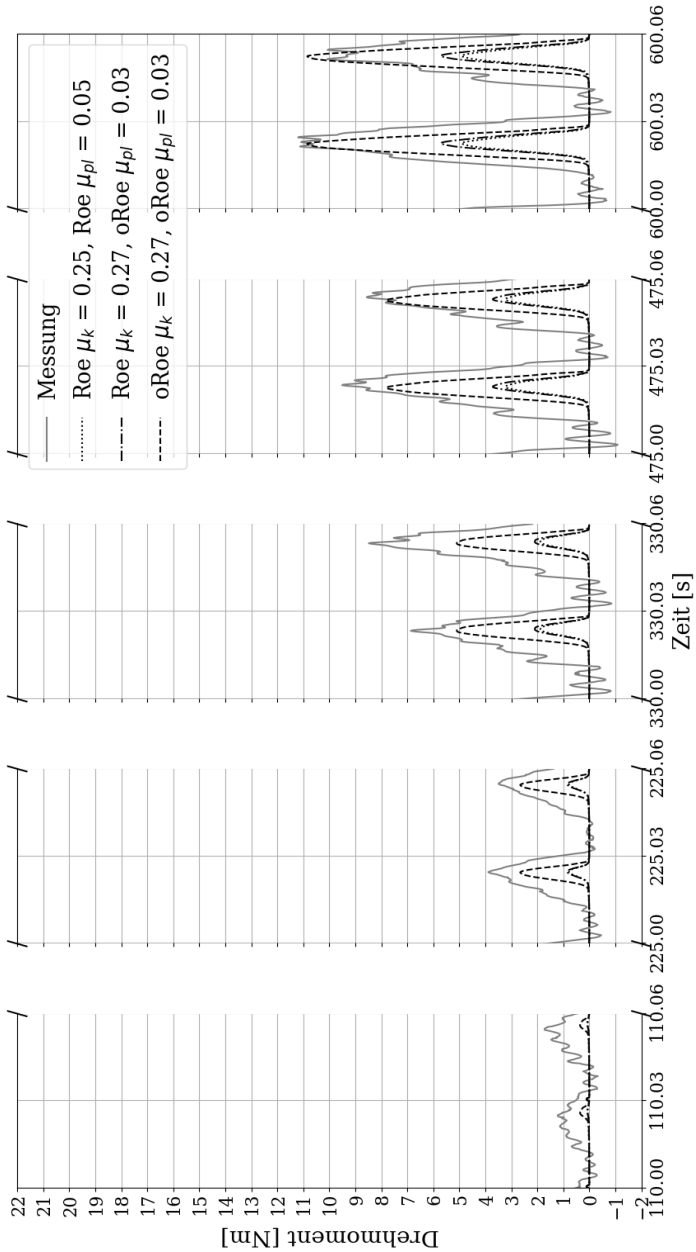


Abbildung 5.26: Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der ungefilterten Messung und der Berechnung des K012, Ausschnitte bei 5,10,15,20 und 25 kN

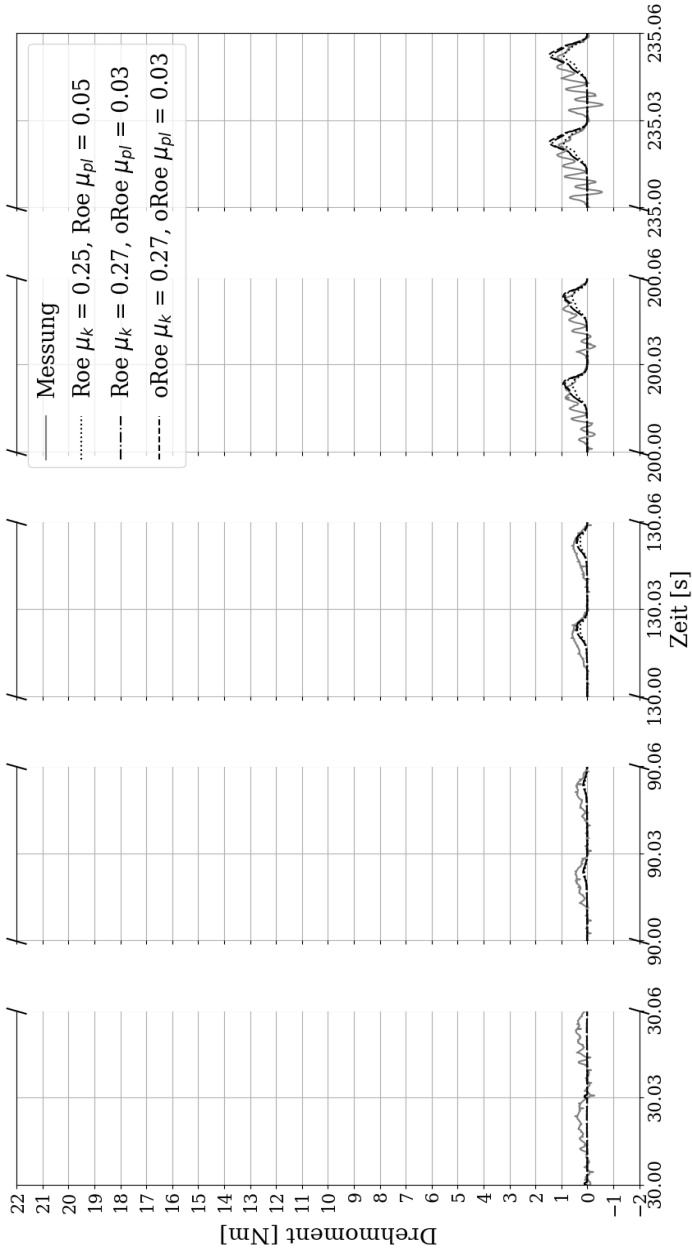


Abbildung 5.27: Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der ungefilterten Messung und der Berechnung des K016, Ausschnitte bei 5,10,15,20 und 25 kN

und 15 kN Belastung. Die vorletzte Stufe wird von Berechnung drei sehr gut getroffen; die nächste Stufe durch die zweite und letzte Berechnung. Es liegt ein starker Einlaufprozess vor, der über alle Laststufen hinweg andauert. Dieser sorgt dafür, dass das Drehmoment der letzten drei Laststufen annähernd konstant bleibt.

Ein zusammenfassender Überblick über die Mischreibungsbeanspruchung und die jeweiligen Laststufengrenzen der unterschiedlichen Kolben ist Abbildung 5.29 zu entnehmen. Hier werden die Kontaktdissipationen in % des größten auftretenden Wertes bei entsprechender Last aufgetragen. Deren Laufbilder nach Prüfungsende sind auf der rechten Seite der Abbildung ergänzt. Nach Versuchsende zeigen der Kolben 8 und der Kolben 17 Spuren auf den Laufflächen. Demnach wird die berechnete Kontaktdissipation des Kolben 17 mit einem Sicherheitsfaktor von 1.1 als Grenze für Reiber in der Kolbennabe bezeichnet. Tribologisch hätten die Kolben 11, 12 und 16 noch weiter belastet werden können, ohne einen Ausfall der Lagerungen zu riskieren. Ob der Werkstoff jedoch irgendwann an seine Grenzen gekommen wäre, geht aus diesem Diagramm nicht hervor.

Die Kolben mit den größten R_{pk} -Startwerten lösen die Rutschkupplung in einer sehr frühen Phase der Laststufen-Versuche aus und zeigen nach Prüfungsende Reiber. Die Kolben 8, 11, 12, 16 und 17 starteten mit einem R_{pk} -Wert von 1.06, 0.20, 0.64, 0.39 und 0.95. Das kleine Auge hinterlässt bei allen Kolbenbolzen ungefähr gleich aussehende Laufspuren. Einzig der K012 zeigt einen Kantentrag des kleinen Auges. Das erhöhte Spiel innerhalb der Kolbennabe führt demnach zu einer größeren Deformation des Bolzens. Diese kann zu neuen Schadensbildern der Kolbenbolzenlagerung führen. Ein Beispiel wäre ein Schaden wegen einer erhöhten Reibung aufgrund des gleichzeitigen Anliegens des Bolzens im Zenit und im Nadir des kleinen Auges.

Austrocknungsversuche

In diesem Unterkapitel wird der Austrocknungsversuch aus Kapitel 5.1.2 simulativ nachgestellt. Dafür wird eine Berechnung aufgesetzt, in der die Schmierfilmdicke stetig reduziert wird. In Abbildung 5.30 werden die zeitkontinuierlichen Drehmomente und eine Verbindungslinie der Maxima über dem Kurbelwinkel

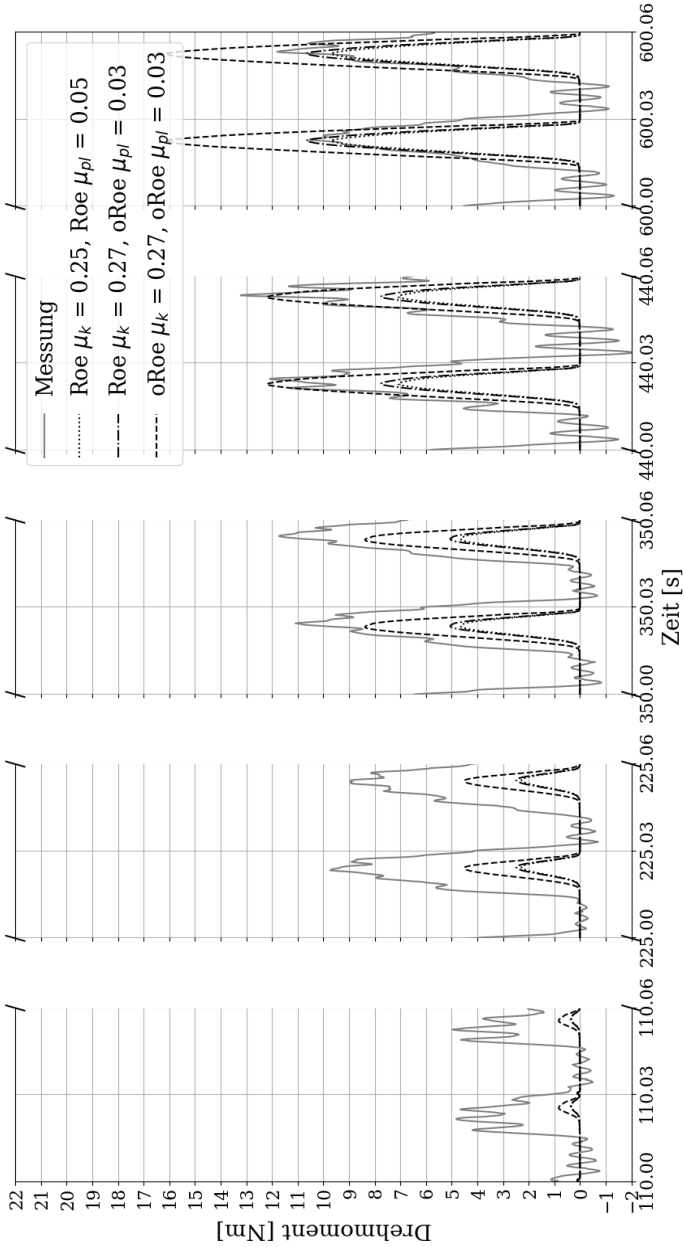


Abbildung 5.28: Lasttreppe: Zeitkontinuierliche Drehmomentenausschnitte der ungefilterten Messung und der Berechnung des K017, Ausschnitte bei 5,10,15,20 und 25 kN

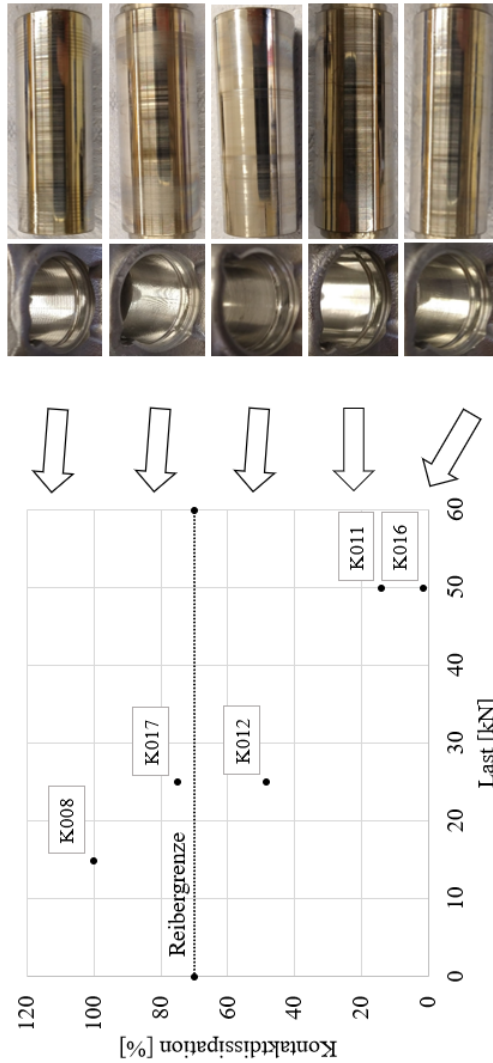


Abbildung 5.29: Kontaktdissipation über der letzten erreichten Last im Laststufenfest und Aufnahmen der Oberflächen nach der Prüfung

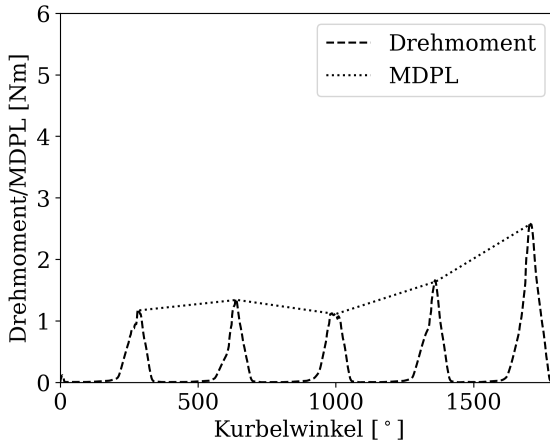


Abbildung 5.30: Berechnetes zeitkontinuierliches Drehmoment bzw. MDPS, Austrocknungsversuch von K011 bei 25 kN KMPL

gezeigt. Die Frequenz der Lastwechsel liegt bei 33.33 Hz. Jeder Lastwechsel wird dabei mit einer kleineren vorgegebenen Schmierfilmdicke simuliert. Abbildung 5.31 zeigt die Verbindungslinie der Maxima über der verwendeten Schmierfilmdicke. Diese Linie ist äquivalent zu den MDPL. Abbildung 5.32 vergleicht die Messung mit der Berechnung. Welche Schmierfilmdicke sich bei welcher Austrocknungsstufe nach Tabelle 5.3 einstellt, ist nicht bekannt. Die Berechnung wird der Stufe zugeordnet, bei der sich das gemessene und berechnete MDPL am wenigsten unterscheiden. Die Berechnung bildet im Wesentlichen das Verhalten der gemessenen Werte ab. Nach einem leichten MDPL-Anstieg sinkt es, bevor das MDPL zum Ende hin stark ansteigt.

Damit kann das Verhalten der Prüfstandversuche durch die Simulation nachgestellt werden und erlaubt somit einen weiteren Erkenntnisgewinn: Die Lagerung ist in ihrer gegenwärtigen Auslegung sehr robust gestaltet. Erst nach unterschreiten einer kritischen Beölungsmenge bzw. einer in der Simulation vorgegebenen Schmierfilmdicke von $<10 \mu\text{m}$ zeigt sie einen starken Drehmomentenanstieg und somit eine erhöhte Fressneigung.

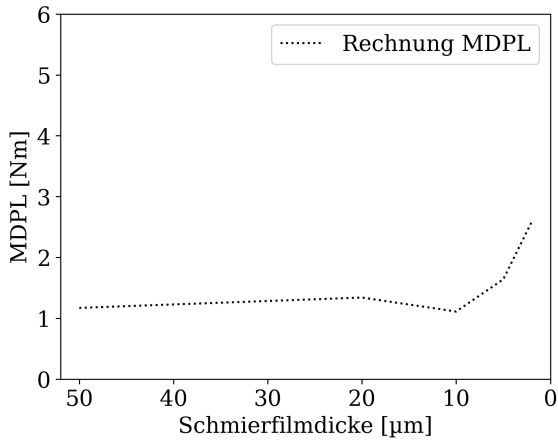


Abbildung 5.31: Berechnetes MDPL über der eingestellten Schmierfilmdicke, Austrocknungsversuch von K011 bei 25 kN KMPL

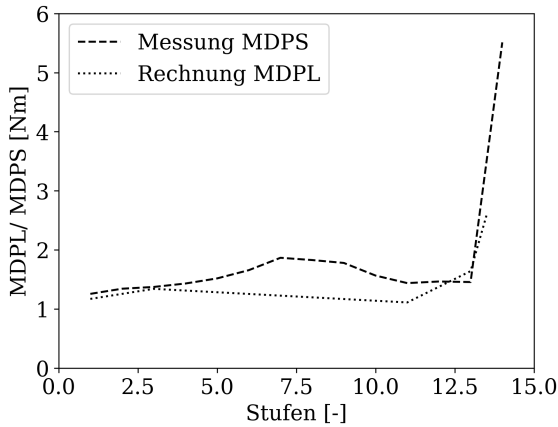


Abbildung 5.32: Korrelation des MDPL/MDPS aus Berechnung und Versuch über den Stufen des Austrocknungsversuchs von K011 bei 25 kN KMPL

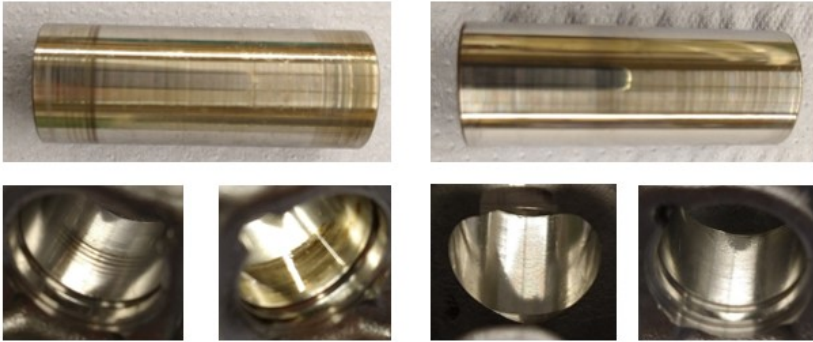


Abbildung 5.33: Tragbilder dynamische Belastung mit einem KMPL von 5kN, links Innenbeölung, rechts Außenbeölung [36]

Tragbilder

Für einen Vergleich der Festkörperkontaktdruckverteilung aus der Simulation mit den Prüfstandergebnissen werden im Folgenden Tragbilder verwendet. Abbildung 5.33 zeigt verschiedene Tragbilder von Kolben und -bolzen bei einer dynamischen Belastung von 5kN unter verschiedenen Beölungsbedingungen. Die Bilder der linken Seite zeigen eindeutige Laufspuren bei vergleichsweise geringer Belastung und einer Beölung von innen, welche für einen Vergleich zwischen Messung und Berechnung geeignet sind. Die Lagerung bewegt sich im Bereich der Mischreibung hin zur (trockenen) Grenzreibung. Die Laufspuren sind im mittleren oberen Bereich der Nabe zu erkennen.

Wird eine Beölung von außen verwendet, sind keine Laufspuren erkennbar, s. die drei rechten Bilder der Abbildung 5.33. Damit wird der Festkörpertraganteil reduziert und eine Mischreibung mit höherem Anteil an Hydrodynamik erreicht. Genauere Aussagen werden von der Berechnung erwartet.

Werden die Tragbilder aus den Versuchen und die Druckverteilungen aus der Berechnung übereinander gelegt, zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung. Die entstehenden Laufspuren sind örtlich dort, wo die maximalen Drücke berechnet werden. Die Abbildungen 5.34, 5.35 und 5.36 stellen Vergleiche zwischen Messung und Berechnung in der Kolbennabe bei geringen und hohen Lasten sowie in dem kleinen Pleuelauge, bei hoher Last, dar. Die Bilder

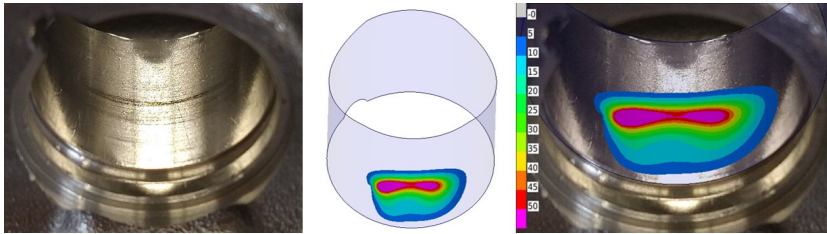


Abbildung 5.34: Vergleich des Tragbilds der Kolbennabe bei einem KMPL von 5kN mit Druckverteilung aus der Berechnung, Skala in MPa [36]

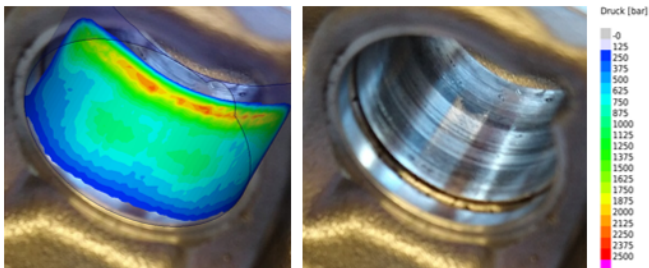


Abbildung 5.35: Vergleich des Tragbilds der Kolbennabe bei einem KMPL von 45kN mit Druckverteilung aus der Berechnung

sind bei Innenbeölung am Prüfstand entstanden. Die Laufspuren sind durch abrasiven Verschleiß aufgrund eines zu geringen hydrodynamischen Anteils der Mischreibung erklärbar. Die verschiedenen Verschleißmechanismen sind in Abbildung 2.7 dargestellt und in Kapitel 2.1.4 erläutert. Ist die Beölung nicht ausreichend, entstehen diese Laufspuren bei sehr geringen KMPL bereits nach wenigen Sekunden.

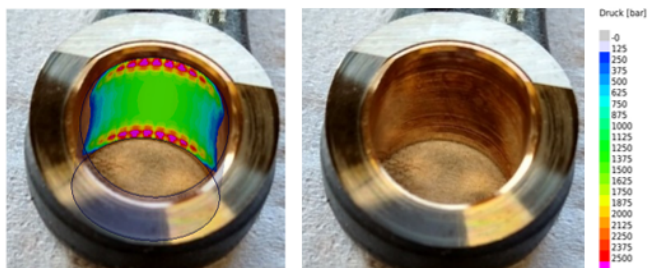


Abbildung 5.36: Vergleich des Tragbilds des kleinen Pleuelauges bei einem KMPL von 45kN mit Druckverteilung aus der Berechnung

6 Anwendung am Vollmotor

6.1 Motorsimulationsmodell

Abschließend werden die erarbeiteten Parametereinstellungen in den Kontaktstellen der Kolbennabe und des kleinen Pleuelauges verwendet und in ein Vollmotor-Modell übertragen. Es handelt sich dabei um ein Modell zur Bewertung der Kolbensekundärbewegung. Durch Ergänzung der Berechnungsmethodik für die Kolbenbolzenlagerung ist es möglich, das Systemverhalten genauer abzubilden. Abhängigkeiten zwischen der Reibung innerhalb der Kolbenbolzenlagerung und beispielsweise der Hemdreibung sind damit bewertbar.

Das Vollmotor-Modell besteht aus einem Kurbelgehäuse und den bereits in Kapitel 3.1.5 beschriebenen Teilen. Zusätzlich werden die Kontaktstellen der Kolbenhemden auf der Druckseite (DS), der Gegendruckseite (GDS), der Kolbenstege (Steg) und der Kurbelwelle mit dem großen Pleuelauge (PIKw) aus dem Modell in die spätere Bewertung einbezogen. Die Kurbelwelle besteht aus einem kreisrunden Körper mit der Breite des Kurbelwellenlagers. Die Bewegungen und Belastungen entsprechen denen des Vollmotors, welche bereits in 2.1.1 thematisiert werden. Als Eingangsgrößen fließen berechnete thermische Bauteilverzüge und die mittlere Spielsituation aus den gegebenen Toleranzen in das Modell ein.

Zunächst wird eine optische Messung der Kolbenbolzendrehung bei zwei Betriebspunkten nachgestellt. Danach wird die Reibung am Kolben in Abhängigkeit der Kolbennabenform bzw. deren Ausführung analysiert. Als Grundlage dienen die Erkenntnisse aus [42]. Ausgewertet werden ein Vollast- und ein Teillastpunkt.

6.1.1 Kolbenbolzendrehung Einzylinderaggregat

An einem Einzylinderaggregat („Lotte“ oder Laser-Optischer Transparent Tribologie-Einzylindermotor) werden Aufnahmen des Kolbenbolzens und seiner

Drehbewegung durch ein Saphirglasfenster mit einer Hochgeschwindigkeitskamera aufgenommen. Normalerweise wird mit dem Einzylinderaggregat die Ölverteilung auf dem Kolbenhemd optisch betrachtet [45, 65, 76]. Zur Betrachtung der Kolbenbolzendrehbewegung wird das Saphirglasfenster rotiert und auf den Kolbenbolzen ausgerichtet. Die Daten des Einzylinderaggregates sind in Tabelle 6.1 aufgetragen. Der Aufbau ist in Abbildung 6.1 und das zugehörige Saphirglasfenster im Zylinder in Abbildung 6.2 dargestellt.

Tabelle 6.1: Daten Laser-Optischer Transparent Tribologie-Einzylindermotor

Bezeichnung [Einheit]	Größenordnung
Hub [mm]	86
Durchmesser Kolben [mm]	83
Maximale Drehzahl [1/min]	6000
Maximale Last (PME) [bar]	8
Temperatur Wassermantel [°C]	90
Temperatur Öl [°C]	90

Insgesamt werden 50 Arbeitstakte eines Betriebspunktes aufgezeichnet. Die Aufnahmen bestehen aus Bildern im Abstand von jeweils 5° im Bereich von 5 bis 705° des entsprechenden Kurbelwinkels.

Ziel der Betrachtung ist es, die Kolbenbolzenbewegung bei verschiedenen Betriebszuständen optisch zu erfassen. Zu diesem Zweck wird der Kolbenbolzen an seiner Stirnseite bei 0° , 90° , 180° und 270° über den Umfang markiert, s. Abbildung 6.3. Betrachtet werden zwei Betriebspunkte, der Schubbetrieb und der Betrieb mit 6bar pme bei einer Kurbelwellendrehzahl von 4000 min^{-1} .

Beschrieben wird der thermische Verzug im Schubbetrieb durch eine homogene Bauteiltemperatur von 100°C . Bei 6bar pme wird ein spezifischer thermischen Bauteilverzug verwendet. Dieser geht aus einer vorgeschalteten Verzugsberechnung hervor und ist charakteristisch für dieses Einzylinderaggregat.

Die Brennraumdruckkurven der beiden Betriebspunkte sind in Abbildung 6.5 und die resultierenden Kräfte in der Kolbennabe in Abbildung 6.6 dargestellt. In Abbildung 6.3 ist erkennbar, dass die Auswertung der Drehbewegung innerhalb eines Zyklus sehr zeitaufwendig und ungenau ist. Deshalb wird über 50

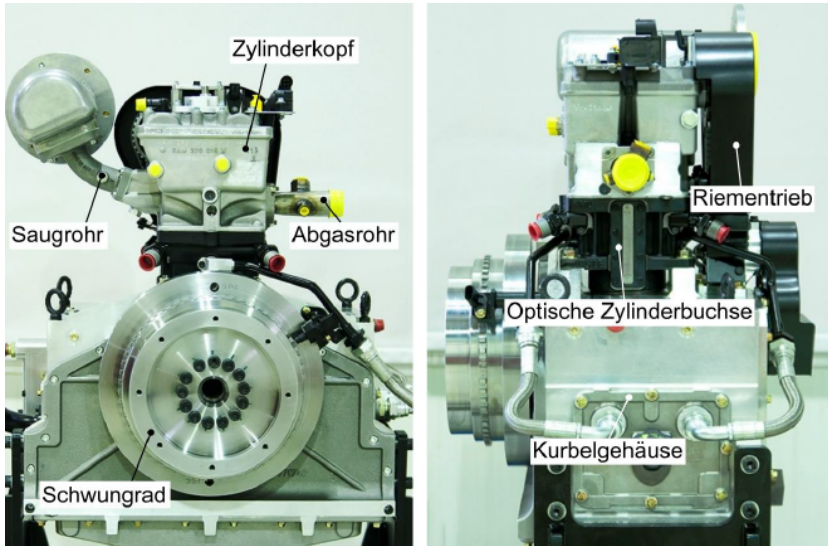


Abbildung 6.1: Aufbau Laser-Optischer Transparent Tribologie-Einzyliermotor [45]

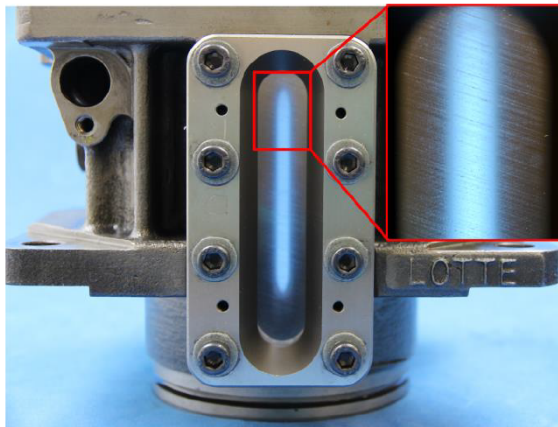


Abbildung 6.2: Zylinder mit Glasfenster des Laser-Optischen Transparent Tribologie-Einzyliermotors [65]



Abbildung 6.3: Drehbewegung innerhalb eines Arbeitsspiels, Optische Aufnahmen am Laser-Optischen Transparent Tribologie-Einzylindermotor, 4000min^{-1} Schubbetrieb

Arbeitstakte eine mittlere Drehbewegung ermittelt, s. Abbildung 6.4. Dementsprechend ergibt sich bei einer Drehung von 135° nach 50 Arbeitstakten mit einer Frequenz von 4000min^{-1} eine mittlere Drehgeschwindigkeit von 15min^{-1} des Pleierbolzens bei 6 bar pme. Im Schubbetrieb kann keine Drehbewegung ermittelt werden, da sie sehr klein und visuell nicht wahrnehmbar ist.

Die resultierenden Kräfte bewegen sich während der Anfangsphase (bis 270°) des Zyklus und zum Ende des Zyklus (ab 630°) auf einem ähnlichen Niveau. In diesen Bereichen ist die Massenkraft des Pleiers dominierend. Im restlichen Bereich dominiert die Gaskraft und die Kurven unterscheiden sich deutlich voneinander. Im Schubbetrieb gibt es einen Vorzeichenwechsel der resultierenden Kraft in der Mitte des Zyklus. Durch die Massenkraftentlastung wirkt in diesem Bereich kaum eine Kraft auf den Pleierbolzen. Dies ist ebenso aus den berechneten Reibmomenten erkennbar, s. Abbildung 6.8. Der Pleierbolzen kann

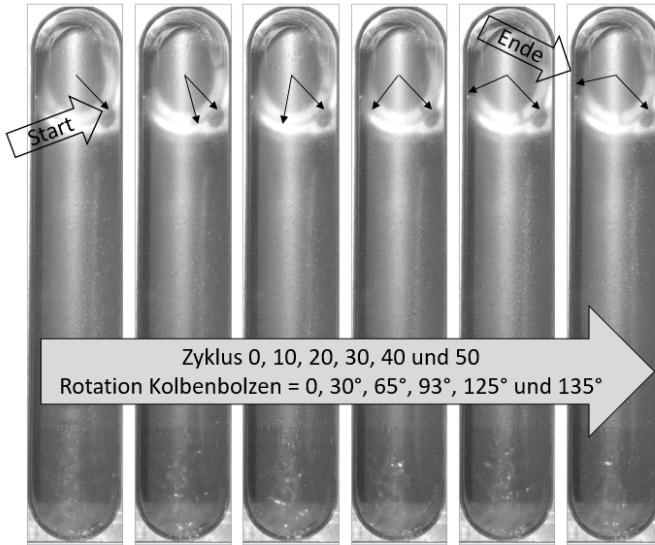


Abbildung 6.4: Auswertung der mittleren Drehbewegung über 50 Arbeitsspiele, 4000 min⁻¹ 6 bar pme

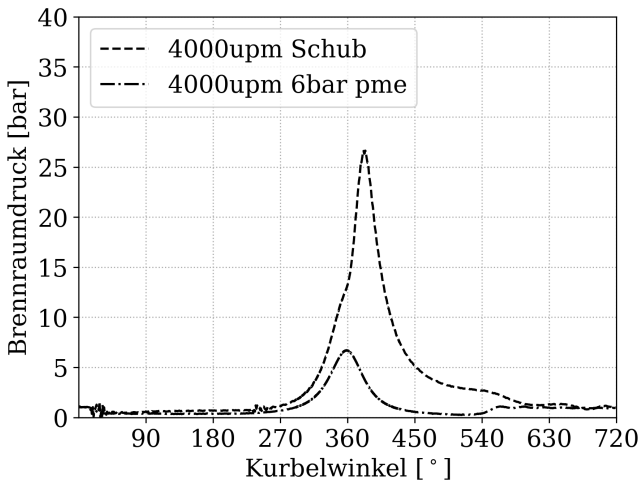


Abbildung 6.5: Brennraumdrücke des Laser-Optischen Transparent Tribologie-Einzylindermotors über ein Arbeitsspiel

sich fast frei drehen. Seine Drehbewegung folgt der Pleuelschwenkbewegung, ist jedoch um ein vielfaches langsamer. Es findet in beiden Betriebspunkten eine Drehrichtungsänderung bei etwa 360° statt. Jene Bewegungsänderung im Schubbetrieb ist bedingt durch den Anlagenwechsel der resultierenden Kraft. Bei 6bar pme findet diese Änderung zeitlich später statt. Aufgrund der steigenden Belastung steigt das Reibmoment in der Kolbennabe an, s. Abbildung 6.7. Ab 540° haben beide Kurven einen ähnlichen Verlauf, wobei die Drehbewegung bei 6bar pme einen größeren Betrag aufweist. Das entstehende Reibmoment in der Kontaktstelle zwischen Pleuel und Bolzen steigt in der zweiten Hälfte des Zyklus aufgrund des steigenden Brennraumdrucks bei 6bar pme an. Der Bolzen wird deshalb stärker durch die Pleuelschwenkbewegung angetrieben. Auch das Reibmoment in der Kontaktstelle Kolben und Bolzen steigt ab etwa 360° bei 6bar pme über jenes im Schubbetrieb. Die Reibmomente in PIBo sind größer als in KoBo, wobei alle Werte sehr gering sind. In den betrachteten Betriebspunkten befindet sich die Kolbenbolzenlagerung in einem Mischreibungszustand mit sehr hohem Anteil an Flüssigkeitsreibung.

Die durchschnittlich berechnete Drehgeschwindigkeit liegt im Schubbetrieb bei -8 min^{-1} und bei 6bar pme bei 14.4 min^{-1} . Damit wird der Lastfall mit höherem anliegenden Druck besser approximiert als der Schubbetrieb. Eine korrekte Modellierung der Bolzendrehbewegung erweist sich als sehr komplex, da sie durch eine Vielzahl von Faktoren beeinflusst wird. Die größten Einflussfaktoren sind die Belastung und der Mischreibungsübergang der Oberflächen.

6.1.2 Auswirkung der Kolbennabenform/-ausführung

Die von Meiser et al. [42] verwendeten Kolben bewegen sich mit ihren Maßen in den Fertigungstoleranzen jener, die in Kapitel 5.1.2 auf dem Prüfstand analysiert werden. Im Kapitel 3.1.2 wird bereits auf die verschiedenen Nabenformen eingegangen. Die drei Varianten, die das größte CO_2 -Einsparpotential aufweisen, werden im Folgenden mit dem erarbeiteten Motormodell simulativ analysiert und mit der Standardnabenform verglichen.

Zur Berechnung der Variante mit erhöhtem Nabenspiel und des Slotkolbens, wird die Rauigkeit der Standardnabenform verwendet, um vergleichbare Ergebnisse zu erhalten. Somit kann ausgeschlossen werden, dass die unterschiedliche

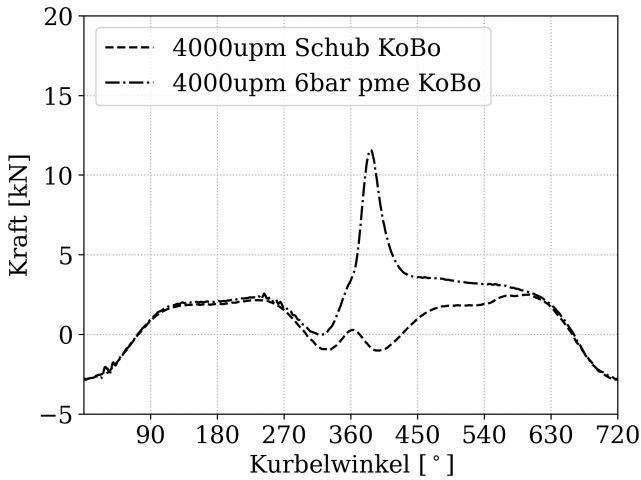


Abbildung 6.6: Berechnete resultierende Kräfte des Kontaktes KoBo über ein Arbeitsspiel (LOTTE)

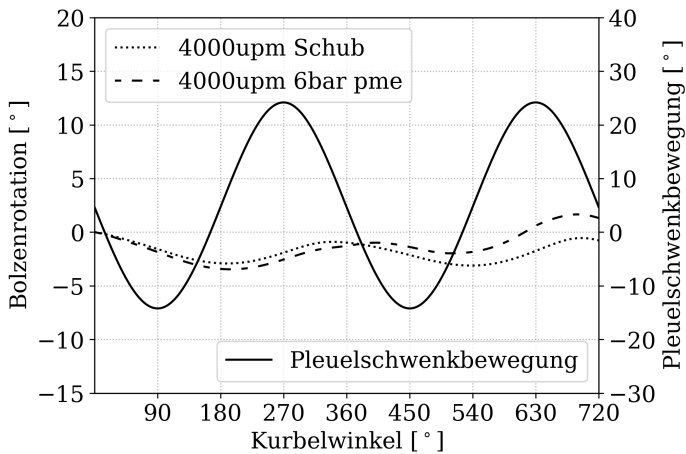


Abbildung 6.7: Berechnete Bolzenrotation über ein Arbeitsspiel bei verschiedenen Betriebspunkten (LOTTE)

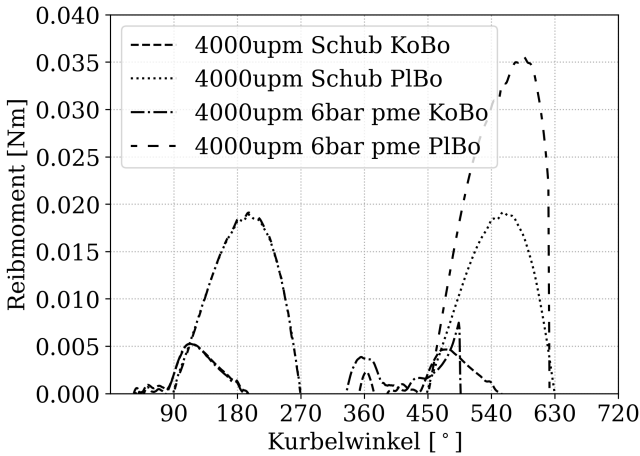


Abbildung 6.8: Berechnete Reibmomente der Kontakte KoBo und PIBo über ein Arbeitsspiel bei verschiedenen Betriebspunkten (LOTTE)

Rauigkeit die Ergebnisse beeinflusst. Das Plateau-Profil hingegen wird mit angepasster Rauigkeit berechnet, welche die Eigenschaften der verschiedenen Traganteile innerhalb des Profils berücksichtigt. Um die Varianten besser bewerten zu können, werden die Pleuelstangen über alle Simulationen identisch ausgeführt. Die verwendeten Brennraumdruckkurven sind in Abbildung 6.9 dargestellt, die resultierenden Kräfte innerhalb der Kolbennabe in Abbildung 6.10. Der Teillastpunkt hat eine Drehzahl von 1600 min^{-1} und weist einen maximalen Brennraumdruck von 42 bar auf. Es wird eine reduzierte Schmierfilmdicke an der Zylinderwand verwendet, da in diesem Betriebspunkt die Ölspritzen ausgeschaltet sind. Bei Nennlast steigt der maximale Druck auf ca. 95 bar an und die Kurbelwellendrehzahl beträgt 6100 min^{-1} . Die maximalen resultierenden Kräfte betragen ca. 22 kN bei Teillast und ca. 46 kN bei Nennlast. Bei sehr hohen Drehzahlen sinkt die Belastung des Kolbenbolzen durch die Massenkraftentlastung erheblich. Berechnet wird das Verhalten an einem Modell, welches einen der sechs Zylinder abbildet, in diesem Fall Zylinder 5. Dieser liegt betragsmäßig zwischen den Temperaturen und damit der vorherrschenden Verzüge der anderen Zylinder und stellt somit einen guten Mittelwert aller

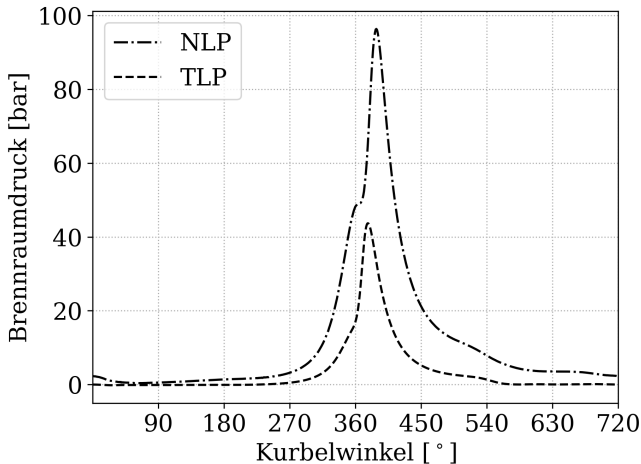


Abbildung 6.9: Brennraumdrücke der ausgewählten Lastfälle über ein Arbeitsspiel

Zylinder dar.

Im Blickpunkt der Betrachtung stehen die Teile des Kolbens, die einen Kontakt zur Zylinderlaufbahn herstellen können, denn die Kolbenhemden und der Bolzen tragen zu etwa 17 % der Motorgesamtreibung und Nebenaggregateverluste bei. Die Ringreibung liegt bei etwa 22 % [11]. Fokus dieser Arbeit liegt auf der Reibung der Kolbenhemden, die Ringreibung wird somit nicht betrachtet.

Die Kontaktdissipation in W/m^2 gibt das Verhältnis der flächenbezogenen Reibenergie aus der Festkörperreibung und der Zeit wieder. Sie wird neben der Reibenergie-dichte (s, Kapitel 2.1.2) zur Beschreibung der entstehenden Wärme aus Festkörperkontakten und als Indikator für eine erhöhte Verschleißneigung verwendet. Die Abbildungen 6.11 und 6.12 zeigen die maximale und mittlere Kontaktdissipation der Kolbenhemden bei verschiedenen Kolbennanvarianten über dem Winkel der Kurbelwelle. Dabei wird zwischen Druck- und Gegendruckseite unterschieden. Die Unterschiede sind visuell schwer zu erkennen. Aus diesem Grund sind diese in zusätzlichen Fenstern innerhalb der Abbildungen vergrößert dargestellt. Die maximale Kontaktdissipation auf dem Kolbenhemd der Gegendruckseite zeigt bei allen Varianten einen ähnlichen

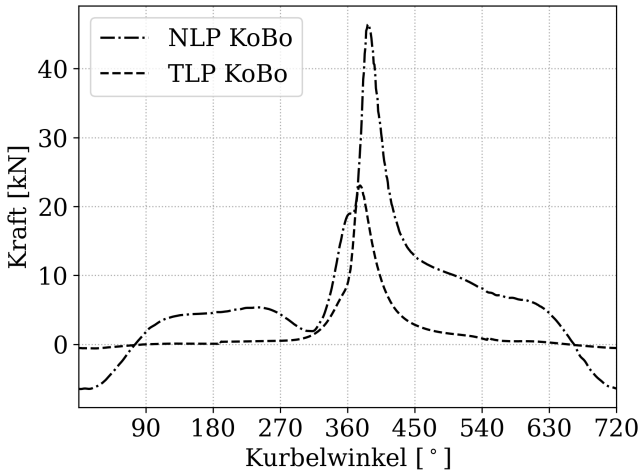
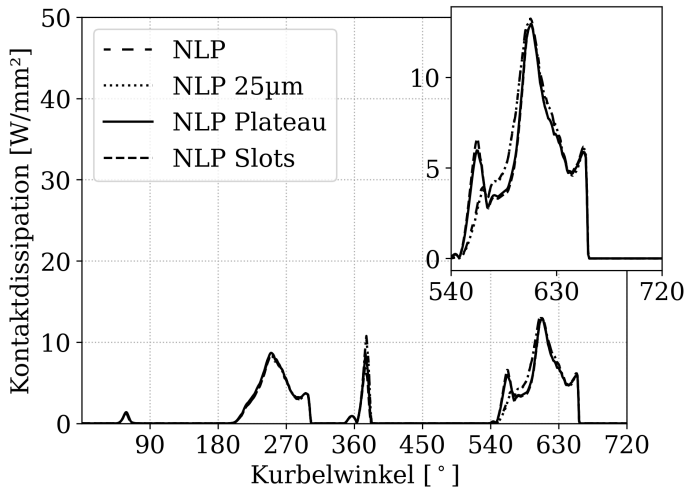


Abbildung 6.10: Resultierende Kräfte in KoBo über ein Arbeitsspiel

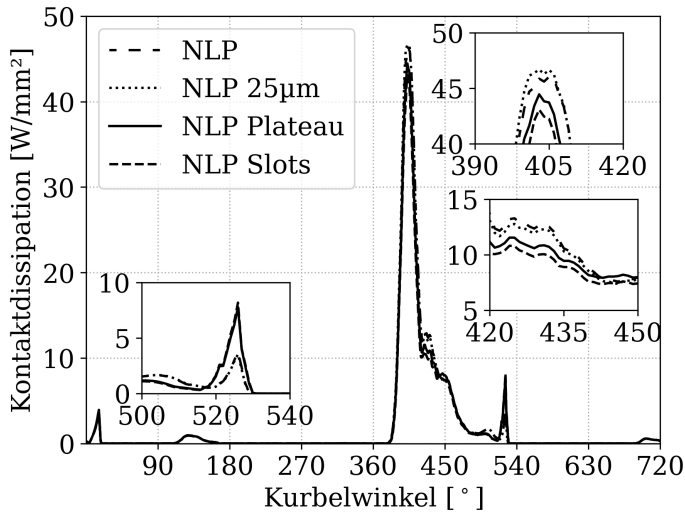
Verlauf. Die Werte der Druckseite sind deutlich höher. Grund dafür ist der hohe Brennraumdruck, der auf den Kolben einwirkt, während die Druckseite an dem Zylinder anliegt.

Die Ergebnisse der normalen Kolbennabe und des vergrößerten Nabenspiels haben den gleichen Verlauf, genau wie die Ergebnisse des Slotkolbens und des Plateau-Profiles. Im Bereich zwischen 540 und 720° des Kurbelwinkels liegen bei dem Slotkolben und dem Plateau-Profil drei Maxima der Kontaktdissipation vor. Das erste Maxima entsteht unmittelbar nach Anlagenwechsel in UT. Die Kontaktdissipationen der normalen Nabe und des vergrößerten Nabenspiels zeigen lediglich zwei Maxima in diesem Bereich. Der niedrigeren Gradienten der Kurven deuten auf einen langsameren Anlagenwechsel hin, als dies bei den Slotkolben und dem Plateau-Profil der Fall ist.

Auf der Druckseite sind drei Bereiche näher zu beleuchten. Die größte maximale Kontaktdissipation entsteht bei der Variante mit erhöhtem Nabenspiel zwischen 390 und 420° Kurbelwinkel und zwischen 420 und 450° des Kurbelwinkels bei der Variante mit normaler Kolbennabe. Im Bereich zwischen 500 und 540° des Kurbelwinkels reduzieren der Slotkolben und das erhöhte Nabenspiel das Kontaktdissipationsmaximum. Neben den lokalen meist kurzzeitig auftretenden



(a) Gegendruckseite



(b) Druckseite

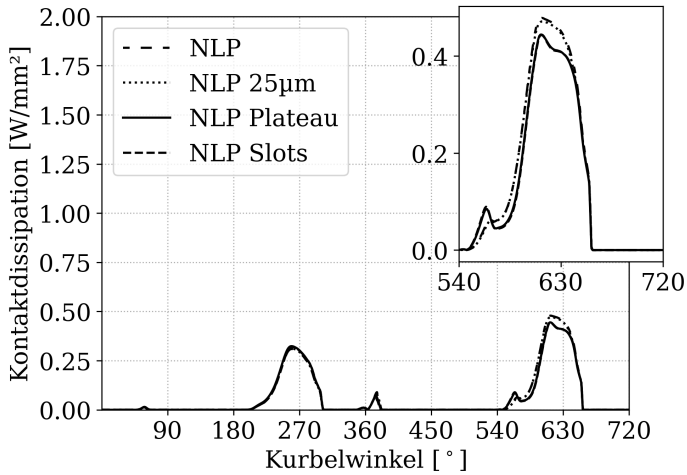
Abbildung 6.11: Maximale Kontaktdissipation pro Kurbelwinkel in einem Arbeitsspiel am Kolbenhemd bei Nennlast verschiedener Kolbennaben-Ausführungen

Maxima der Kontaktdissipation wird die mittlere Kontaktdissipation über alle Knoten der Kolbenhemden ausgewertet, s. Abbildung 6.12.

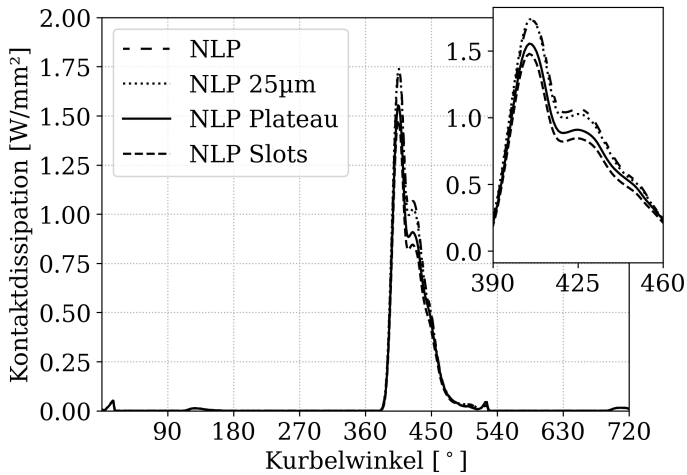
Auf der Gegendruckseite im Bereich zwischen 540 und 720° des Kurbelwinkels zeigen die normal ausgeführte Kolbennabe und das vergrößerte Nabenspiel eine erhöhte mittlere Kontaktdissipation. Auf der Druckseite zeigt der Slotkolben Vorteile gegenüber den anderen Varianten. Die Unterschiede sind im Bereich von 360 bis 540° des Kurbelwinkels sichtbar. Für die normale Kolbennabe wird dabei die größte mittlere Kontaktdissipation ermittelt, gefolgt von dem vergrößerten Nabenspiel, dem Plateau-Profil und den Slotkolben, welche die geringste mittlere Kontaktdissipation zeigen. Bei steigendem Brennraumdruck ist ein starker Anstieg der Kontaktdissipationswerte nach jedem Anlagenwechsel festzustellen. Die größten Unterschiede der Kontaktdissipation der verschiedenen Varianten treten vornehmlich im Bereich der Maxima der gezeigten Kurven in Abbildung 6.11 und 6.12 auf.

Der Slotkolben zeigt demnach Vorteile bei der mittleren und der maximalen Kontaktdissipation. Die Unterschiede in dem Teillastpunkt sind zu gering für eine visuelle Darstellung. Um die Vorteile einzelner Varianten beziffern zu können, werden nachfolgend in Tabelle 6.2 und 6.3 die gemittelte Reibleistung aus Misch- und Festkörperreibung der wesentlichen Lagerstellen des Kurbeltriebs zusammengefasst. Dies schließt die Pleuellager (PIKw), die Kolbenbolzenlager (PIBo und KoBo) und die Kontaktstellen des Kolbens mit der Zylinderlaufbahn (Steg, GDS und DS) ein. Zusätzlich zur bereits gezeigten Nennlast werden die Kolbennaben-Varianten in der angesprochenen Teillast betrachtet und verglichen.

Über alle Varianten und Lastfälle hinweg bleibt der Wert des Pleuellagers (PIKw) konstant auf einem Niveau. Er wird demnach nicht maßgeblich durch die Änderung der Kolbennabe beeinflusst. Die Reibleistung entsteht dabei durch reine Hydrodynamik. Die Ringstege haben ein größeres Spiel als die Kolbenhemden und dementsprechend entsteht keine Reibleistung. Die anderen Lager- bzw. Kontaktstellen besitzen eine Reibleistung, die im Nennlastpunkt in etwa zur Hälfte aus Festkörperreibung besteht. In der Teillast besteht die Reibung zu einem sehr großen Teil aus Festkörperreibung, außer in PIKw. Die niedrige Drehzahl bedingt eine hohe Festkörperreibung in KoBo und PIBo. Dieses Verhalten konnte in Kapitel 5.1.1 auf dem Prüfstand gezeigt werden. In GDS und



(a) Gegendruckseite



(b) Druckseite

Abbildung 6.12: Mittlere Kontaktdissipation pro Kurbelwinkel in einem Arbeitsspiel am Kolbenhemd bei Nennlast verschiedener Kolbennaben-Ausführungen

DS sind die ausgeschalteten Ölspritzen als Grund zu nennen. Die verschiedenen Kolbennaben-Varianten beeinflussen die beiden Lagerstellen der Kolbenbolzenlagerung deutlich. In der Teillast weisen die Slotkolben und die normale Kolbennabe die größte gemittelte Reibleistung auf. Das Plateau-Profil reduziert in diesem Betriebspunkt die Reibleistung in der Kontaktstelle KoBo und lässt diese in PIBo ansteigen. Die Bewegung des Bolzens wird in der Kolbennabe aufgrund des durch die Rauigkeit bedingten frühen Mischreibungsubergangs behindert und das kleine Auge erfährt gegenüber dem Bolzen eine Relativbewegung. Demnach zeigen das Plateau-Profil und das erhöhte Nabenspiel in PIBo die größte gemittelte Reibleistung. In der Vollast zeigt das erhöhte Nabenspiel die größte gemittelte Reibleistung in KoBo und das Plateau-Profil in PIBo.

In KoBo hat die normale Nabenform zwar eine etwas niedrigere gesamte Reibleistung, jedoch den größten Festkörperreibungsanteil. Die geringste Reibleistung aus Festkörperreibung in KoBo zeigt der Slotkolben und in PIBo die normale Nabenform. Auf der Gegendruckseite am Kolbenhemd zeigt sich kein großer Einfluss der verschiedenen Nabenvarianten in der Teillast. Auf der Druckseite zeigt das vergrößerte Nabenspiel die größte gemittelte Reibleistung und die normale Nabenform die Geringste. Wenn die Gegendruckseite bei Nennlast betrachtet wird, zeigt sich, dass die normale Nabenform Reibleistungsnachteile und der Slotkolben Reibleistungsvorteile hat. Auf der Druckseite zeigt das Plateau-Profil die niedrigste gemittelte Reibleistung und die normale Nabenform die Größte.

Es entsteht ein Reibleistungsvorteil an den Kolbenhemden durch eine erhöhte Reibleistung in PIBo bei gleichzeitig sinkender Reibleistung in KoBo. Zudem treten die größten Unterschiede kurz nach den beiden Anlagewechseln in OT und UT nach Zündung auf. Die veränderten Reibungsbedingungen durch die Slots bzw. das Plateau-Profil wirken sich positiv auf die Anlagewechsel bzw. auf die Abwärtshubbewegung bei Verbrennungsdruck aus. Eine reine Erhöhung der Rauigkeit bzw. des R_{pk} -Wertes in KoBo bringt bereits diese Reibleistungsvorteile, erhöht im Umkehrschluss jedoch die Fressneigung der Lagerung in der Kolbennabe. Es sollte daher auf die Fressgrenzen der verschiedenen Lager geachtet werden.

Tabelle 6.2: Gemittelte Reibleistung [W], hydrodynamischer und Festkörper-Anteil, über ein Arbeitsspiel, Teil- und Nennlast (T- und NLP)

Lastfall und Ausführung	PIKw	KoBo	PIBo	Steg	GDS	DS
NLP	872.02	21.50	25.65	0.00	222.33	225.97
NLP 25 μm	872.09	22.79	25.89	0.00	221.13	223.89
NLP Plateau	871.95	12.86	82.16	0.00	218.36	198.35
NLP Slots	871.93	10.01	81.16	0.00	215.19	198.76
TLP	54.32	2.63	3.10	0.00	142.90	175.06
TLP 25 μm	54.32	1.95	5.88	0.00	142.78	177.27
TLP Plateau	54.32	0.81	7.07	0.00	142.61	176.77
TLP Slots	54.31	2.81	4.72	0.00	142.66	176.23

Tabelle 6.3: Gemittelte Reibleistung [W] aus Festkörperreibung über ein Arbeitsspiel, Teil- und Nennlast (T- und NLP)

Lastfall und Ausführung	PIKw	KoBo	PIBo	Steg	GDS	DS
NLP	0.01	10.27	16.63	0.00	116.83	143.63
NLP 25 μm	0.01	7.88	16.79	0.00	115.73	141.78
NLP Plateau	0.01	6.75	72.10	0.00	112.96	117.91
NLP Slots	0.01	2.32	70.91	0.00	110.13	118.30
TLP	0.00	1.95	3.63	0.00	140.10	171.28
TLP 25 μm	0.00	1.25	5.50	0.00	139.98	173.45
TLP Plateau	0.00	0.40	6.68	0.00	139.82	172.98
TLP Slots	0.00	2.18	4.34	0.00	139.87	172.44

Werden die gemittelten Reibleistungen der GDS und DS im TLP und NLP addiert, zeigt die normale Kolbennabe mit 766.26 W die größte gemittelte aufsummierte Reibleistung. Es folgen das vergrößerte Nabenspiel mit 765.07 W, das Plateau-Profil mit 736.09 W und der Slotkolben mit 732.84 W, mit der geringsten Reibleistung.

In Kapitel 5.1.2 sind die Prüfstandergebnisse der verschiedenen Nabenformen dargestellt. Das erhöhte Nabenspiel zeigt dort mitunter eine sehr große Reibung.

Das ist jedoch nicht auf das erhöhte Spiel zurückzuführen, sondern kann durch zusätzlichen Einfluss produktionsbedingter Abweichungen der Makrogeometrie entstehen. Es wird in diesem Kapitel bereits gezeigt, dass eine höhere Reibung in KoBo einen Reibleistungsvorteil für den gesamten Motorbetrieb zur Folge hat. Das ermittelte CO₂-Einsparpotential kann durch Fehlstellen in der Kolbennabe größer ausfallen als es die alleinige Maßnahme des vergrößerten Nabenspiels abbildet. Dem vorausgesetzt ist eine Reibungserhöhung durch die Fehlstellen in KoBo. Berechnungsseitig kann kein Vorteil des vergrößerten Nabenspiels festgestellt werden. Die Ergebnisse bestätigen die Vorteile der Slotkolben und des Plateau-Profiles gegenüber der normalen Kolbennabe. Erst bei steigendem Brennraumdruck und dementsprechender Belastung der Kolbenbolzenlagerung werden die Vorteile der verschiedenen Varianten deutlich. Ob die Ergebnisse auf andere Motoren übertragbar sind, ist für den Einzelfall zu prüfen.

Werden retrospektiv die Prüfstandversuche betrachtet, zeigt das Plateau-Profil die größten Drehmomentenwerte. Der Slotkolben und die normale Nabenform konnten sehr hoch belastet werden und es werden durchgängig niedrige Drehmomente gemessen. Jedoch zeigte sich bereits, dass der Slotkolben trotz geringster reduzierter Spitzenhöhe ein höheres Drehmoment auf dem Prüfstand aufwies als die normale Nabenform. Durch die vorgenommene Vereinheitlichung der Kontaktdruckkurven in der vorliegenden Berechnung wird dem Slotkolben eine Oberfläche mit etwas früherem Mischreibungsbeginn zugeordnet. In der Folge würden die berechneten Prüfstandversuche mit dem Slotkolben höhere Drehmomente aufweisen.

Ebenso ist mit steigender Reibung in den Kolbennaben und im kleinen Auge eine steigende Reiber- bzw. Fressneigung vorhanden. Eine ideale Auslegung unterliegt in diesem Fall einem sogenannten Trade-Off-Problem zwischen einer erhöhten Reibung in der Kontaktstelle KoBo und der Sicherheit gegen Ausfall. Als mögliche Kenngröße dient der R_{pk} -Wert. In Kapitel 3.1.4 wird gezeigt, dass die Mischreibungsgrenze bei steigenden R_{pk} -Werten hin zu größeren Spaltweiten bewegt wird.

7 Fazit und Ausblick

Die zunehmende Digitalisierung und steigende Rechenleistung begünstigt eine rechenintensive digitale Vorauslegung von dynamisch belasteten Gleitlagerungen wie der Kolbenbolzenlagerung. Diese Möglichkeit der digitalen Entwicklung gewinnt aufgrund der fallenden Anzahl an Versuchsträgern und der stetig ansteigenden Belastungen im heutigen Verbrennungsmotor zunehmend an Bedeutung. Nötig sind validierte Berechnungsmodelle, welche die wesentlichen Eigenschaften der Lagerung abbilden können, wie z.B. das Verhalten bei hohen Lasten, geringen Schmierfilmdicken, unterschiedlicher Ölzufuhr, hohen Temperaturen, etc.

Im Rahmen dieser Arbeit werden Komponententests zur Validierung eingesetzt. Sie bieten definierbare und gut einstellbare Parameter und reduzieren die Komplexität des Gesamtsystems auf wesentliche, relevante Bauteile: Kolben, Kolbenbolzen und Pleuelstange. Eine neuartig entwickelte hydrostatische Lagerung am Prüfstand ermöglicht eine größere elastische Deformation des Kolbens und damit eine brennraumnahe Verformung der Bauteile. Diese hat unmittelbaren Einfluss auf das tribologische Verhalten der Kolbenbolzenlagerung. Durch einen Hydropulser wird das große Auge mit zeitlich einstellbarem Kraftverlauf belastet. Eine optische Drehmomentenmesswelle wird eingesetzt, um das entstehende Drehmoment am angetriebenen Kolbenbolzen zu messen. Die Drehbewegung des Bolzens wird durch einen Elektromotor realisiert, welcher die Antriebswelle über einen Keilriemen mit konstanter Geschwindigkeit antreibt. Prüfstandsseitig wird sichergestellt, dass die Messungen des zeitkontinuierlichen Drehmomentes reproduzierbar sind, keine Störsignale durch Resonanzen beinhalten und die Daten geeignet verarbeitet werden können.

Die Messungen sind zweigeteilt ausgeführt. Es werden sowohl Teile eines Diesel-Motors als auch Teile eines Otto-Motors analysiert. Beide Motoren sind Teil des Produktportfolios der Mercedes-Benz-AG. Mit den Teilen des Diesel-Motors wird eine Parameterstudie durchgeführt. Damit können die Haupteffekte der Lagerung bei veränderter Pulsfrequenz, Ölmenge, Öltemperatur, Drehzahl des Kolbenbolzens und Amplitude der Kraft auf dem Prüfstand ermittelt und

simulativ mittels Mehrkörpersimulation mit Schmierfilmkopplung in den Lagern und elastischen Körpern nachgestellt werden. Es zeigt sich, dass der zeitkontinuierliche Verlauf dieser Messungen am besten mit einer Verschleißberechnung innerhalb der Kolbennabe und dem kleinen Pleuelauge nachgestellt wird.

Durch Versuche ausgewählter Varianten des Otto-Motors konnte gezeigt werden, dass die Nabenform einen wesentlichen Einfluss auf die gemessenen Drehmomente hat. Die zusätzliche Herausforderung ist die unterschiedliche Materialpaarung bzw. die höheren Reibkoeffizienten innerhalb der Lagerung bei einer Paarung von Stahl (Kolbenbolzen) und Aluminium (Kolben). Aufgrund bauartbedingter Unterschiede der Materialpaarungen innerhalb der Kolbenbolzenlagerung ergeben sich unterschiedliche Gleitreibungskoeffizienten. Hohe Gleitreibungskoeffizienten erhöhen die Bedeutung der Beölung der Kolbenbolzenlagerung. Versuche mit Beölungszuständen, wie in Kapitel 4.3.4 beschrieben, führten bei der Materialpaarung Aluminium zu Stahl nach kurzer Zeit zu Reib- bzw. Fressereignissen innerhalb der Kolbennabe. Aufgrund des trompetenförmigen Profils mit kleinem zylindrischen Anteil der Kolbennabe können die Tests nur mit einer Beölung von außen, von der Sicherungsringnut, durchgeführt werden. Die Trompetenform führt zu einem Ölhaltevolumen an der Innenseite, ohne einen Schmierstofftransport an die Stellen des maximalen Druckes innerhalb der Lagerung zu gewährleisten. Dies liefert einen wichtigen Hinweis, wie die Schmiermechanismen der Lagerung wirken.

Auf dem Prüfstand entstandene Laufspuren innerhalb der Kolbennabe korrelieren örtlich mit den berechneten Druckmaximima aus der Simulation. Schadensbilder können demnach sehr gut nachgestellt werden.

In der Folge wird gezeigt, wie hoch die einzelnen Nabenformen (Slotkolben, Plateau-Profil, erhöhtes Nabenspiel und die normale Nabenform) auf dem Prüfstand belastet werden können. Austrocknungstests zeigen, dass die Kolbennabe nur geringe Ölmengen benötigt und sogar kurze Zeit mit ausgeschalteter Beölung ihre Funktion aufrecht erhält. Durch die Simulation kann das ermittelte Verhalten auf dem Prüfstand nachgestellt und mit dem entstandenen validierten Berechnungsmodell weiterführende Untersuchungen durchgeführt werden.

Abschließend kann die Kolbenbolzenrotation innerhalb zweier Betriebspunkte eines Einzylinderaggregates mit Saphirglas-Fenster optisch analysiert, rechnerisch

risch korreliert und die Untersuchung von Meiser et al. [42] simulativ gestützt werden.

Aufgrund der aufgezeigten Prognosequalität der validierten Berechnungsmethodik lassen sich zukünftig wichtige Ressourcen einsparen, indem Simulationen zur steten Verbesserung der Funktionsfähigkeit und effizienteren Auslegung der Kolbenbolzenlagerung eingesetzt werden können. In weiteren Arbeiten, könnte die angedeutete Verschleißberechnung der Dieselmotor-Teile auf die Methodik der Ottomotor-Teile übertragen werden. Durch Abgleich zwischen dem Verschleiß am Prüfstand und der Simulationsergebnisse könnte der Verschleiß-Algorithmus entsprechend validiert werden. Anschließend wäre eine Beschreibung des Einflusses verschiedener Nabenformen auf die Einlaufeffekte der Lagerung denkbar. Ebenso könnte eine Korrelation zwischen den entstehenden Geräuschen (Oberflächenschnellen der Bauteile) durch den Anlagenwechseln des Bolzens (sog. Bolzentickern) und dem Verschleiß innerhalb der Kolbenbolzenlagerung im Vollmotorbetrieb ermöglicht werden.

Literaturverzeichnis

- [1] ABED, Ghassan ; ZOU, Qian ; BARBER, Gary ; ZHOU, Ben ; WANG, Yucong ; LIU, Yuchuan ; SHI, Fanghui: Study of the Motion of Floating Piston Pin against Pin Bore. In: *SAE International Journal of Engines* 6 (2013), Nr. 2, S. 990–998. – ISSN 1946-3944
- [2] AFFENZELLER, Josef ; GLÄSER, Heinz: *Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren*. Vienna and s.l. : Springer Vienna, 1996 (Springer eBook Collection Computer Science and Engineering). – ISBN 978-3-7091-7353-4
- [3] ALLMAIER, Hannes ; SANDER, David E.: Piston-Pin Rotation and Lubrication. In: *Lubricants* 8 (2020), Nr. 3, S. 30
- [4] BA, Lin ; HE, Zhen-peng ; LIU, Yue-hui ; ZHANG, Gui-chang: Analysis of piston-pin lubrication considering the effects of structure deformation and cavitation. In: *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A* 16 (2015), Nr. 6, S. 443–463. – ISSN 1673-565X
- [5] BAEHR, Hans D. ; STEPHAN, Karl: *Wärme- und Stoffübertragung*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2019. – ISBN 978-3-662-58440-8
- [6] BARTEL, Dirk: *Simulation von Tribosystemen: Grundlagen und Anwendungen: Zugl.: Magdeburg, Univ., Fak. für Maschinenbau, Habil.-Schr., 2009*. 1. Aufl. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2010 (Vieweg + Teubner Research). – ISBN 978-3-8348-1241-4
- [7] BARUS, Carl: Isothermals, isopiestic and isometrics relative to viscosity. In: *American journal of science* 45 (2008), Nr. 266, S. 87 – 96
- [8] BAUER, Frank: *Tribologie*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2021. – ISBN 978-3-658-32919-8

- [9] BERTHE, D. ; GODET, M.: A more general form of reynolds equation–Application to rough surfaces. In: *Wear* 27 (1974), Nr. 3, S. 345–357. – ISSN 00431648
- [10] BIANCO, Luigi ; BARBIERI, Saverio G. ; MANGERUGA, Valerio ; GIACOPINI, Matteo ; CAPOCCIA, Gabriele: Influence of the thermal deformation on the lubricating performance of the piston-gudgeon pin interface in an internal combustion engine. In: *Tribology International* 174 (2022), S. 107719. – ISSN 0301679X
- [11] BLÜMM, Monika ; BABERG, Arnd ; DÖRNENBURG, Frank T. H. ; LEITZMANN, Dominik: Innovative Schaftbeschichtungen für Otto- und Dieselmotorkolben. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 77 (2016), Nr. 2, S. 54–59. – ISSN 0024-8525
- [12] BORLINGHAUS, Rolf T. (Hrsg.): *Konfokale Mikroskopie in Weiß*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2016. – ISBN 978-3-662-49358-8
- [13] BOUSSINESQ, J: Application of potentials to the study of the balance and motion of elastic solids. In: *Paris: Gauthier-Villars* (1885)
- [14] CRAIG, R. R. ; BAMPTON, MERVYN C. C.: Coupling of substructures for dynamic analyses. In: *AIAA Journal* 6 (1968), Nr. 7, S. 1313–1319. – ISSN 0001-1452
- [15] CZICHOS, Horst ; HABIG, Karl-Heinz: *Tribologie-Handbuch*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020. – ISBN 978-3-658-29483-0
- [16] DIN EN ISO 13565-2:1998-04: *Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften - Teil 2: Beschreibung der Höhe mittels linearer Darstellung der Materialanteilkurve (ISO_13565-2:1996); Deutsche Fassung EN_ISO_13565-2:1997*
- [17] ETSION, I. ; HALPERIN, G. ; BECKER, E.: The effect of various surface treatments on piston pin scuffing resistance. In: *Wear* 261 (2006), Nr. 7-8, S. 785–791. – ISSN 00431648

- [18] FERRETTI, Andrea ; GIACOPINI, Matteo ; DINI, Daniele ; FANTONI, Stefano: Experimental Measurement of Roughness Data and Evaluation of Greenwood/Tripp Parameters for the Elastohydrodynamic Analysis of a Conrod Small-End/Piston Pin Coupling. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2019 (SAE Technical Paper Series)
- [19] FONTANESI, Stefano ; GIACOPINI, Matteo: Multiphase CFD–CHT optimization of the cooling jacket and FEM analysis of the engine head of a V6 diesel engine. In: *Applied Thermal Engineering* 52 (2013), Nr. 2, S. 293–303. – ISSN 13594311
- [20] GASCH, Robert ; KNOTHE, Klaus ; LIEBICH, Robert: *Strukturdynamik: Diskrete Systeme und Kontinua*. 2., neu bearb. Aufl. Berlin and Heidelberg : Springer Vieweg, 2012. – URL <http://swbplus.bsz-bw.de/bsz378117556cov.htm>. – ISBN 978-3-540-88976-2
- [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), Nr. 1, S. 625–633. – ISSN 0020-3483
- [22] GREENWOOD, J. A. ; WILLIAMSON, J. B. P.: Contact of nominally flat surfaces. In: *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences* 295 (1966), Nr. 1442, S. 300–319. – ISSN 0080-4630
- [23] GUYAN, ROBERT J.: Reduction of stiffness and mass matrices. In: *AIAA Journal* 3 (1965), Nr. 2, S. 380. – ISSN 0001-1452
- [24] HEDDERICH, Jürgen ; SACHS, Lothar: *Angewandte Statistik: Methodensammlung mit R*. 17., überarbeitete und ergänzte Auflage. Berlin and Heidelberg : Springer Spektrum, 2020 (Springer eBook Collection). – ISBN 978-3-662-62294-0
- [25] HERTZ, H: Ueber die Berührung fester elastischer Körper und über die Härte. In: *Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleisses* 61 (1882), S. 449–470

- [26] HERTZ, Heinrich: Ueber die Berührung fester elastischer Körper. (1882)
- [27] KNOLL, Gunter ; BARGENDE, Michael ; LANG, Jochen ; PHILIPP, Ulrich ; LAZZARA, Maik: Kolbenbolzen im Mischreibungskontakt. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 70 (2009), Nr. 4, S. 332–338. – ISSN 0024-8525
- [28] KOHASHI, Ken-ichi ; KIMURA, Yuichiro ; MURAKAMI, Motoichi ; DROUVIN, Yann: Analysis of Piston Friction in Internal Combustion Engine. In: *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 6 (2013), Nr. 3, S. 589–593. – ISSN 1946-3960
- [29] KÖHLER, Eduard ; FLIERL, Rudolf: *Verbrennungsmotoren*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019. – ISBN 978-3-658-24540-5
- [30] KOLLMANN, Karl ; LANG, Otto R. ; STEINHILPER, Waldemar: *Gleitlager*. Bd. 31. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 1978. – ISBN 978-3-642-81226-2
- [31] KUHLMANN, Hendrik C.: *Strömungsmechanik: Eine kompakte Einführung für Physiker und Ingenieure ; [Extras online. 2., aktualisierte Aufl. Hallbergmoos : Pearson, 2014 (ing Elektrotechnik)*. – URL <http://swbplus.bsz-bw.de/bsz400522128cov.htm>. – ISBN 978-3-86894-253-8
- [32] LAGEMANN, V. ; BOSLER, A. ; MUELLER, F. ; RÖSCH, H. ; RUOFF, A. ; STRÖER, M.: Optimierung der Kolbenreibung durch konsequenten Einsatz virtueller Prüfläufe in der Motorenentwicklung. In: *3. ATZ Fachtagung Reibungsminimierung im Antriebsstrang*, 2013
- [33] LAGEMANN, Volker: *Fortschrittsberichte Strukturanalyse und Tribologie*. Bd. 13: *Numerische Verfahren zur tribologischen Charakterisierung bearbeitungsbedingter rauher Oberflächen bei Mikrohydrodynamik und Mischreibung: Zugl.: Kassel, Univ., Diss., 2000*. Als Ms. gedr. Kassel : Inst. für Maschinenelemente und Konstruktionstechnik, 2000. – ISBN 3897920328
- [34] LAZZARA, Maik: *Tribologisches Verhalten der Kolbenbolzenlagerung*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016. – ISBN 978-3-658-14496-8

- [35] LIEBMANN, Dennis ; LAGEMANN, Volker ; BARGENDE, Michael: Friction Calculations and Validation Measures on an External Component Test Bench of the Piston Pin Bearing under the Influence of Greater Elastic Deformation Caused by a Hydrostatic Bearing. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2021 (SAE Technical Paper Series)
- [36] LIEBMANN, Dennis ; LAGEMANN, Volker ; BARGENDE, Michael: Öltransport und Reibungsbewertung innerhalb der Kolbenbolzenlagerung. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 68 (2021), Nr. 6, S. 36–44. – ISSN 07243472
- [37] LIEBMANN, Dennis ; LAGEMANN, Volker ; BARGENDE, Michael: Öltransport und Reibungsbewertung innerhalb der Kolbenbolzenlagerung. In: GESELLSCHAFT FÜR TRIBOLOGIE E. V. (Hrsg.): *62. Tribologische Fachtagung*. Göttingen, 2021, S. 50/1–10
- [38] LIGIER, Jean-Louis ; RAGOT, Patrick: Piston Pin: Wear and Rotating Motion. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2005 (SAE Technical Paper Series)
- [39] LIGIER, Jean-Louis ; RAGOT, Patrick: Small End Conrod Lubrication. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2006 (SAE Technical Paper Series)
- [40] MAHLE GMBH: *Kolben und motorische Erprobung*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. – ISBN 978-3-658-09557-4
- [41] MAHLE GMBH: *Zylinderkomponenten*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. – ISBN 978-3-658-09545-1
- [42] MEISER, Johann ; DEUSS, Thomas ; EHNIS, Holger ; KÜNZEL, Reiner: Reibleistungsmessungen am befeuerten Ottomotor Einfluss der Kolbennahe. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 78 (2017), Nr. 1, S. 62–67. – ISSN 0024-8525
- [43] MENG, Zhen ; TIAN, Tian ; LUBRECHT, Ton: A Numerical Model for Piston Pin Lubrication in Internal Combustion Engines. In: *SAE Technical*

- Paper Series*, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2020 (SAE Technical Paper Series)
- [44] MR. BEAUCHAMP TOWER: First Report on Friction Experiments. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 34 (1883), Nr. 1, S. 632–659
- [45] MÜLLER, Torben: *Simultane Visualisierung von Öl- und Kraftstoffschichten in der Kolbengruppe eines direkteinspritzenden Ottomotors durch laserinduzierte Fluoreszenz*, DuEPublico: Duisburg-Essen Publications Online, University of Duisburg-Essen, Germany, Dissertation, 2019
- [46] PATIR, Nadir.: *Effects of surface roughness on partial film lubrication using an average flow model based on numerical simulation*, Dissertation, 1978
- [47] PATIR, Nadir: A numerical procedure for random generation of rough surfaces. In: *Wear* 47 (1978), Nr. 2, S. 263–277. – ISSN 00431648
- [48] PATIR, Nadir ; 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), Nr. 1, S. 12–17. – ISSN 0022-2305
- [49] PATIR, Nadir ; CHENG, H. S.: Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces. In: *Journal of Lubrication Technology* 101 (1979), Nr. 2, S. 220–229. – ISSN 0022-2305
- [50] PEEKEN, H. J. ; KNOLL, G. ; RIENACKER, A. ; LANG, J. ; SCHÖNEN, R.: On the Numerical Determination of Flow Factors. In: *Journal of Tribology* 119 (1997), 04, Nr. 2, S. 259–264. – URL <https://doi.org/10.1115/1.2833178>. – ISSN 0742-4787
- [51] PETROW, N. ; REYNOLDS, O. ; SOMMERFELD, A. ; HOPF, L.: *Abhandlungen über die hydrodynamische Theorie der Schmiermittelreibung*. Akadem. Verlagsgesellschaft, 1927 (Ostwald's Klassiker der exakten Wissenschaften). – URL <https://books.google.de/books?id=Q9QDzgEACAAJ>

- [52] PFEIFER, T. ; SCHNEEFUSS, Karsten: Prüfung großflächig mikrostrukturierter Oberflächen – Herausforderungen durch neue Produktionsverfahren (Testing of Large Area Microstructured Surfaces – Challenges through New Production Technologies). In: *teme* 69 (2002), Nr. 12, S. 558. – ISSN 0171-8096
- [53] PISCHINGER, Stefan (Hrsg.) ; SEIFFERT, Ulrich (Hrsg.): *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 9., erweiterte und ergänzte Auflage. Wiesbaden and Heidelberg : Springer Vieweg, 2021 (ATZ/MTZ-Fachbuch). – URL <http://www.springer.com/>. – ISBN 978-3-658-25556-5
- [54] POPOV, Valentin L. ; HESS, Markus ; WILLERT, Emanuel: *Handbuch der Kontaktmechanik*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2018. – ISBN 978-3-662-53010-8
- [55] RAKOPOULOS, C. D. ; RAKOPOULOS, D. C. ; MAVROPOULOS, G. C. ; GIAKOUMIS, E. G.: Experimental and theoretical study of the short term response temperature transients in the cylinder walls of a diesel engine at various operating conditions. In: *Applied Thermal Engineering* 24 (2004), Nr. 5-6, S. 679–702. – ISSN 13594311
- [56] RIENÄCKER, Adrian: *Fortschrittsberichte Strukturanalyse und Tribologie*. Bd. 4: *Instationäre Elastohydrodynamik von Gleitlagern mit rauhen Oberflächen und inverse Bestimmung der Warmkonturen: Zugl.: Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 1995*. Als Ms. gedr. Kassel : Gesamthochsch.-Bibliothek, 1995. – ISBN 3-88122-844-6
- [57] RILL, Georg ; SCHAEFFER, Thomas: *Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation: Vertieft in Matlab-Beispielen, Übungen und Anwendungen*. 3. überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden and Heidelberg : Springer Vieweg, 2017 (Lehrbuch). – ISBN 978-3-658-16008-1
- [58] ROELANDS, C. J. A. ; VLUGTER, J. C. ; WATERMAN, H. I.: The Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils and Its Correlation With Chemical Constitution. In: *Journal of Basic Engineering* 85 (1963), Nr. 4, S. 601–607. – ISSN 0021-9223

- [59] ROTH, Stefan ; STAHL, Achim: *Mechanik und Wärmelehre*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2016. – ISBN 978-3-662-45303-2
- [60] SANTNER, Erich ; STOLZ, Ulrich ; DETERS, Ludger Dr.-Ing. ; FISCHER, Alfons Dr.-Ing. ; TRIBOLOGIE, GFT Gesellschaft für (Hrsg.): *Arbeitsblatt 7: Verschleiß, Reibung DEFINITIONEN, BEGRIFFE, PRÜFUNG*. 2002. – URL: https://neu.gft-ev.de/wp-content/uploads/2002_AB_7_Tribologie.pdf, zuletzt geprüft am 14.10.2022
- [61] SCHIEFER, Hartmut ; SCHIEFER, Felix: *Statistik für Ingenieure*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018. – ISBN 978-3-658-20639-0
- [62] SCHLAEFKE, K.: Zur Berechnung von Kolbenbolzen. In: *MTZ* 1 (1940), Nr. 4, S. 117–120
- [63] SCHMIDT, M. ; REINKE, P. ; RABANIZADA, A. ; UMBACH, S. ; RIENÄCKER, A. ; BRANCIFORTI, D. ; PHILIPP, U. ; BARGENDE, M. ; PREUSS, A.-C. ; PRYYMAK, K. ; MATZ, G.: Numerical Study of the Three-Dimensional Oil Flow Inside a Wrist Pin Journal. In: *Tribology Transactions* 63 (2020), Nr. 3, S. 415–424. – ISSN 1040-2004
- [64] SCHNEIDER, Carsten ; HALBHUBER, Johannes ; WACHTMEISTER, Georg: Measuring and Simulating Friction between Piston Pin and Connecting Rod on a Tribometer Test Bench to Define Locally Resolved Friction Coefficients. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2016 (SAE Technical Paper Series)
- [65] SCHÖLER, Jonathan ; SCHIEFER, Sebastian ; WIGGER, Stefan ; FÜSSER, Hans-Jürgen ; LAGEMANN, Volker ; KAISER, Sebastian A.: Imaging and Simulation of Oil Transport Phenomena in the Upper Piston Skirt Region. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2019 (SAE Technical Paper Series)
- [66] SCHÖNEN, Richard: *Fortschrittsberichte Strukturanalyse und Tribologie*. Bd. 15: *Strukturdynamische Mehrkörpersimulation des Verbrennungsmotors mit elastohydrodynamischer Grundlagerkopplung: Zugl.*: Kassel,

- Univ., Diss., 2001. Als Ms. gedr. Kassel : Kassel Univ. Press, 2003. – ISBN 3899585070*
- [67] SHI, Fanghui: An Analysis of Floating Piston Pin. In: *SAE International Journal of Engines* 4 (2011), Nr. 1, S. 2100–2105. – ISSN 1946-3944
- [68] TSCHÖKE, Helmut ; MOLLENHAUER, Klaus ; MAIER, Rudolf: *Handbuch Dieselmotoren*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018. – ISBN 978-3-658-07696-2
- [69] UBBELOHDE, Leo: *Zur Viskosimetrie mit Umwandlungs-und Rechentabellen*. Hirzel, 1965
- [70] UMBACH, Sascha: *Fortschrittsberichte Strukturanalyse und Tribologie. Bd. 27: Schmierstoffeinfluss auf Gleitlagermischreibung: Zugl.: Kassel, Univ., Diss., 2009. Kassel : Inst. für Maschinenelemente und Konstruktionstechnik, 2009. – ISBN 978-3-939124-08-5*
- [71] VOGELPOHL, G: Die Stribeck-Kurve als Kennzeichen des allgemeinen Reibungsverhaltens geschmierter Gleitflächen. In: *Z. VDI* 96 (1954), Nr. 9, S. 261–68
- [72] VOGELPOHL, G: *Betriebssichere Gleitlager. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg. Springer New York, 1967*
- [73] WACHTMEISTER, Georg ; HUBERT, Andreas: Drehung eines Pleuelauge während des Motorbetriebs. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 69 (2008), Nr. 12, S. 1068–1075. – ISSN 0024-8525
- [74] WALTHER, C: Anforderungen an Schmiermittel. In: *Maschinenbau* 10 (1931), Nr. 21, S. 670–675
- [75] WANG, Xiaoli ; DU, Jingfang ; ZHANG, Junyan: Mixed Lubrication Analysis of Piston Pin Bearing in Diesel Engine With High Power Density. In: *ASME/STLE 2011 Joint Tribology Conference, ASMEDC, 10242011, S. 167–169. – ISBN 978-0-7918-5474-7*

- [76] WIGGER, Stefan: *Charakterisierung von Öl- und Kraftstoffschichten in der Kolbengruppe mittels laserinduzierter Fluoreszenz*. Duisburg and Essen, Universitätsbibliothek Duisburg-Essen, Duisburg, Essen, Universität Duisburg-Essen, Diss., 2014, 2015
- [77] WIORA, Georg ; WEBER, Mark ; VALENTIN, Jürgen: *Anwendungsgebiete und Grenzen der Konfokaltechnik Applications and Limits of Confocal Technology*, 2013
- [78] WIŚNIEWSKI, Marek: *Handbuch der Tribologie und Schmierungstechnik. Bd. 9: Elastohydrodynamische Schmierung: Grundlagen und Anwendungen ; mit 12 Tabellen*. Renningen-Malmsheim : expert-Verl., 2000. – ISBN 3-8169-1745-3
- [79] WISSMANN, Johannes ; SARNES, Klaus-Dieter: *Finite Elemente in der Strukturmechanik: Mit 11 Tabellen*. 1. Aufl. Berlin : Springer, 2006. – ISBN 3-540-61836-8
- [80] ZHANG, CHAO ; CHENG, H. S. ; QIU, Liangheng ; KNIPSTEIN, K. W. ; BOLYARD, Jay: *Scuffing Behavior of Piston-Pin/Bore Bearing in Mixed Lubrication—Part I: Experimental Studies*. In: *Tribology Transactions* 46 (2003), Nr. 2, S. 193–199. – ISSN 1040-2004
- [81] ZHANG, CHAO ; CHENG, H. S. ; WANG, Q. J.: *Scuffing Behavior of Piston-Pin/Bore Bearing in Mixed Lubrication—Part II: Scuffing Mechanism and Failure Criterion*. In: *Tribology Transactions* 47 (2004), Nr. 1, S. 149–156. – ISSN 1040-2004
- [82] ZHANG, Jun Y. ; HAN, Shu K.: *The Analysis of the Deformation and Contact Lubrication Problem of HPD Diesel Engine Piston Pin Bearing Based on the FFT Method*. In: *Advanced Materials Research* 538-541 (2012), S. 1962–1966
- [83] ZHANG, Rong ; ZOU, Qian ; BARBER, Gary ; ZHOU, Ben ; WANG, Yucong: *Scuffing Test Rig for Piston Wrist Pin and Pin Bore*. In: *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 8 (2015), Nr. 1, S. 16–20. – ISSN 1946-3960

- [84] ZIMA, Stefan: *Kurbeltriebe: Konstruktion, Berechnung und Erprobung von den Anfängen bis heute*. 2., überarb. Aufl. Braunschweig and Wiesbaden : Vieweg, 1999 (ATZ-MTZ-Fachbuch). – ISBN 9783528131159