

Dominik Schmid

Reibungsuntersuchungen an Linearführungen am Massenausgleich eines Verbrennungsmotors

Masterarbeit

zur Erlangung des Akademischen Grades Diplomingenieur

F 066 445

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Institutsvorstand: Univ.-Prof. DI Dr. Helmut Eichlseder

Betreuer Universität: DI. Andreas Wagner

Betreuer Fa. Steyr-Motors: DI.(FH) Stefan Brunner

Danksagung

Ich möchte meinen Diplomarbeitsbetreuern danken. Seitens der TU Graz, Herrn DI. Andreas Wagner sowie seitens der Firma Steyr-Motors, Herrn DI.(FH) Stefan Brunner. Sie standen mir mit Rat und Tat zur Seite. Weiters möchte ich mich bei den vielen hilfsbereiten Mitarbeitern der Firma Steyr-Motors bedanken, die mir immer wieder weitergeholfen haben.

Diese Diplomarbeit stellt außerdem das Ende meines Studiums dar. Ich möchte allen Menschen danken, welche es mir ermöglichten, diesen Weg zu gehen. Allen voran meinen Eltern Martin und Franziska, meiner Freundin und allen meinen Freunden.

Danke!

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am
(Unterschrift)

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
(date) (signature)

Abstract

This thesis deals with the optimization of a mass balancing unit of a diesel combustion engine. Due to stricter exhaust emission standards and the ambition of reducing the fuel consumption, there is the wish of reducing the engine friction loss.

The company Steyr-Motors has designed and made up several prototypes of a 2-cylinder diesel engine downsizing-concept for future markets and applications. Part of this engine is an innovative mass balancing system: an oscillating mass is gliding on two guiding pins. A con-rod connects the oscillating mass with a third crankpin journal in the middle of the crankshaft. There are no free forces of inertia with this kind of mass balancing unit.

In the course of this diploma-thesis, there was built up a drag test bench for the mass balancing unit. There were built up external oil- and water supplies. Test points for temperature and pressure were set up to protect the drag test bench. There was measured the drag moment of different material couplings of the guiding rod and the bearing bush. There was a variation of:

- drive,
- oil pressure,
- oil temperature,
- oil viscosity,
- coolant temperature,
- oil supply.

Through the measurement of the drag moment of the crankshaft, it was possible to calculate the drag moment of the mass balancing unit according to the different material couplings.

Kurzfassung

Diese Diplomarbeit befasst sich mit der Reibungsoptimierung eines Massenausgleichssystems. Aufgrund immer strenger werdender Abgasnormen sowie dem Wunsch nach Senkung des Kraftstoffverbrauchs, ist man bestrebt, die motorinterne Reibleistung zu minimieren.

Die Firma Steyr-Motors hat für zukünftige Märkte und Anwendungen einen 2-Zylinder Dieselmotor als Downsizingkonzept entwickelt. In diesem kommt erstmals auch ein neuartiges Massenausgleichssystem zum Einsatz: eine Blindmasse bewegt sich dabei auf zwei Führungsstangen gleitend auf und ab. Bewegt wird diese Blindmasse durch ein Pleuel, welches auf einem zusätzlichen Hubzapfen in der Mitte der Kurbelwelle sitzt. Bei diesem Massenausgleichssystem werden die freien Massenkräfte vollständig ausgeglichen.

Im Zuge der Diplomarbeit wurde ein Prüfstands Aufbau für den Schleppbetrieb des Massenausgleichssystems aufgebaut. Um eine möglichst genaue Konditionierung der Betriebsmedien Öl und Kühlflüssigkeit zu gewährleisten, wurde eine externe Ölkonditionierung sowie eine externe Kühlwasserkonditionierung installiert. Temperatur- und Druckmessstellen wurden zur Prüfstandsabsicherung appliziert. Danach wurden verschiedenste Reibpaarungen (Führungsstangen, Axial-Gleitführungsbuchsen) eingebaut und das notwendige Schleppmoment vermessen. Es wurden:

- Drehzahl,
- Öldruck,
- Öltemperatur,
- Ölviskosität,
- Ölzufuhr,
- Kühlwassertemperatur

variiert. Nachdem die Grundreibung der Kurbelwelle vermessen wurde, konnte durch anschließende Messungen das Reibmoment des Massenausgleichssystems ermittelt und eine Aussage über die Reibleistung der verschiedenen Reibpaarungen getroffen werden.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	ii
Eidesstattliche Erklärung	iii
Abstract	iv
Kurzfassung	v
Inhalt	viii
Abkürzungen	ix
Symbole	x
1. Einleitung	1
1.1. Allgemeine Einleitung	1
1.2. Die Firma Steyr Motors	1
1.2.1. Produkte	2
1.3. Aufgabenstellung	2
1.4. Allgemeine Vorgehensweise	3
2. Grundlagen	4
2.1. Der Range Extender	4
2.2. Ausgleich der freien Massenkräfte	6
2.2.1. Kinematik des Kurbeltriebs	6
2.2.1.1. Trägheitskräfte	8
2.3. Der Zweizylinder-Motor von Steyr Motors	12
2.3.1. Motordaten	13
2.3.2. Der Massenausgleich	13
2.3.2.1. Die Funktionsweise des Massenausgleiches	13
2.3.2.2. Der Druckölkreislauf des MAG	15
2.3.2.3. Die Kinematik des Massenausgleiches	17
2.4. Tribologie	20
2.4.1. Reibungsarten	21

2.4.2. Die Stribeckkurve	23
2.4.3. Der hydrodynamische Schmierkeil	26
2.5. Ermittlung der Reibung	34
3. Experimentelle Untersuchungen	36
3.1. Versuchsaufbau	36
3.1.1. Messstellen	42
3.1.1.1. Grenzwerte und Prüfstandsabsicherung	44
3.1.2. Messtechnik	46
3.1.2.1. Messgenauigkeit	47
3.1.3. Umbauten am Prüfstand	47
3.1.3.1. Nachbearbeitung der Meistergewichte	47
3.1.3.2. Ölwanneabfluss	48
3.1.3.3. Gehäuseumbau	48
3.1.3.4. Regelung des Öldruckes	49
3.1.3.5. Temperaturüberwachung der Führungsstangen	49
3.1.3.6. Drehmomentspitzen am Drehmoment-Messflansch	51
3.1.3.7. Ölversorgung	53
3.1.4. Einfluss der Stehlagertemperatur	53
3.2. Durchgeführte Versuche	54
3.2.0.1. Grundreibmoment	56
3.2.0.2. Reibmoment des Massenausgleiches	57
3.2.0.3. Gesamtreibmoment	57
3.2.1. Variation der Reibpaarungen	58
3.2.1.1. Führungsstangen	58
3.2.1.2. Axial-Gleitführungsbuchsen	60
3.2.1.3. Versuchsmatrix	62
3.2.2. Variation der Ölzufuhr	63
3.2.3. Variation des Öldruckes	64
3.2.4. Variation der Öl- und Kühlwassertemperatur	65
3.2.5. Variation des Lagerspiels	65
3.2.6. Variation der Ölviskosität	66
4. Resultate	67
4.1. Grundreibmoment	67
4.2. Variation der Reibpaarungen	67
4.3. Variation der Ölzufuhr	74
4.4. Variation des Öldruckes	76
4.5. Variation der Öl- und Kühlwassertemperatur	77
4.6. Variation des Lagerspiels	78
4.7. Variation der Ölviskosität	79

4.8. Vergleich mit anderen Massenausgleichssystemen	82
5. Zusammenfassung und Ausblick	90
Abbildungsverzeichnis	I
Tabellenverzeichnis	V
Literaturverzeichnis	VI
A. Anhang	VIII

Abkürzungen

Abb.	Abbildung
ASM	Asynchronmaschine
bzgl.	bezüglich
d.h.	das heißt
ECT	Engine Coolant Temperature
FH	Fachhochschule
FMEP	Friction mean effective pressure
FU	Frequenzumrichter
GG	Grauguss
HV	Härte Vickers
KW	Kurbelwinkel
KWHL	Kurbelwellenhauptlager
osz	Index, oszillierend
OT	oberer Totpunkt
REX	Range Extender
SMO	Steyr-Motors
TU	Technische Universität
UT	unterer Totpunkt
VKM	Verbrennungskraftmaschine

Symbole

Variablen

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
A	Fläche	m^2
D	Durchmesser	m
F_I	Massenkräfte erster Ordnung	N
F_{II}	Massenkräfte zweiter Ordnung	N
F_G	Gewichtskraft	N
F_h	hin- und hergehende Massenkräfte	N
F_m	Trägheitskraft	N
F_R	Reibkraft	N
F_r	Summe der rotierenden Massenkräfte	N
F_{S^r}	rotierende Massenkraft der Schubstange	N
F_{W^r}	rotierende Massenkraft der Pleuelwelle	N
M_{MAG}	Reibmoment des Massenausgleichssystems	Nm
M_{Ges}	Gesamtreibmoment	Nm
M_{Grund}	Grundreibmoment	Nm
P_r	Reibleistung	W
T	Temperatur	K
T_0	Umgebungstemperatur	K
V	Volumen	m^3
W_r	Reibarbeit	J
a_K	Kolbenbeschleunigung	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
a_A	Ausgleichsmassenbeschleunigung	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
g	Erdbeschleunigung	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
i	Hebelverhältnis	-
l	Lagerabstand Pleuel	m
l_1	Abstand Schwerpunkt zur Mitte des großen Pleuelauges	m
l_2	Abstand Schwerpunkt zur Mitte des kleinen Pleuelauges	m
m	Masse	kg
m_K	Kolbenmasse	kg

m_S	Masse der Pleuelstange	kg
m_{Sh}	hin- und hergehender Massenanteil der Pleuelstange	kg
m_{Sr}	rotierender Massenanteil der Pleuelstange	kg
m_W	Masse der Pleuelstange	kg
m_{Wr}	in die Pleuelzapfen reduzierte, rotierende Masse	kg
p	Druck	Pa
p_0	Umgebungsdruck	Pa
p_e	effektiver Mitteldruck	Pa
p_i	innerer (indizierter) Mitteldruck	Pa
p_r	Reibungsmitteldruck	Pa
r	Pleuelradius	m
r_W	Abstand des Schwerpunktes von m_W von der Pleuelwellenachse	m
v	Geschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
v_0	Geschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
v_K	Kolbengeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
v_A	Ausgleichsmassengeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
x	Position in x Richtung	m
β	Pleuelstangenwinkel	rad
φ	Pleuelwinkel	rad
μ	Reibungsbeiwert	-
μ_0	Haftreibungsbeiwert	-
λ_s	Schubstangenverhältnis	-
λ_{SA}	Schubstangenverhältnis des Ausgleichspleuels	-
\dot{m}	Massenstrom	$\frac{kg}{s}$
\ddot{x}	zweite Ableitung des Weges nach der Zeit (Beschleunigung)	$\frac{m}{s^2}$

1. Einleitung

1.1. Allgemeine Einleitung

In einer Zeit sich verknappender und teurer werdender Ressourcen ist das Schlagwort Energieeffizienz in aller Munde. Auch im automotiven Bereich werden große Anstrengungen unternommen um den Kraftstoffverbrauch beziehungsweise den CO_2 -Ausstoß zu senken. Um das Ziel einer höheren Energieeffizienz erreichen zu können, gibt es eine Vielzahl von Möglichkeiten. Diese reichen vom Downsizing der Motoren über eine Elektrifizierung des Antriebsstranges hin zur Reibleistungsoptimierung der Verbrennungsmotoren und Antriebsstrangkomponenten. Die Firma Steyr-Motors entwickelte, um diesen Anforderungen Rechnung zu tragen, einen Zweizylinder Dieselmotor (Parallel-Twin). Dieser kommt für verschiedenste Anwendungsgebiete in Frage: automotive Anwendung als Range-Extender, maritime Anwendung als Generatormotor oder für den Stationärbetrieb. Der Nachteil dieser Parallel-Twin Bauweise ist ein unruhiger Motorlauf mit starken Vibrationen. Um diese Nachteile zu kompensieren wurde ein neuartiger Massenausgleich entwickelt. Dieser erfüllt den Wunsch nach hoher Laufruhe, da es zu einem vollständigen Ausgleich der freien Massenkräfte kommt.

1.2. Die Firma Steyr Motors

Steyr Motors ist eine mittelständische Unternehmung mit 160 (2013) Mitarbeitern, welche am Firmensitz in Steyr beschäftigt sind. Sie entstand durch die Zerschlagung der Steyr-Daimler-Puch AG 1990. Damals war die Firma unter den Namen Steyr Motorentechnik in Besitz des Magna-Konzerns.

Seit 2001 ist SMO aufgrund eines Management-Buyouts ein eigenständiges Unternehmen. Das Sortiment umfasst prinzipiell die Familie des M1-Monoblock-Motors, dessen Basis noch von der Motorensparte von Steyr-Daimler-Puch entwickelt wurde. Der Steyr-M1-Motor wird hauptsächlich mit vier oder sechs Zylindern hergestellt und findet seine Anwendung bei Motorbooten und Militärfahrzeugen. Seit 2009 werden in den USA durch AM General Steyr M16-Monoblock-Motoren in

Lizenz gebaut, die Helwan Diesel Engine Company ist Lizenznehmer für Steyr 4- und 6-Zylinder-Monoblockmotoren in Ägypten. Am 27. September 2012 gab das Unternehmen bekannt, dass 100 % von der chinesischen Investorengruppe Phoenix Tree HSC Investment übernommen wurden [1], [16].

1.2.1. Produkte

Die M1-Motoren sind Monoblock-Turbodieselmotoren mit einem sogenannten 2 Phasen Pumpe-Düse Hochdruckeinspritzsystem. Dieses Einspritzsystem erzeugt Einspritzdrücke bis zu 2200 bar. Die Steyr M1-Monoblock-Familie besteht aus vielen verschiedenen Designlösungen, um eine optimierte Abstimmung auf die jeweiligen Umweltbedingungen zu ermöglichen. Die Motoren sind robust und besitzen eine außergewöhnlich gute Zylinderkühlung. Aufgrund ihrer Konstruktion als Monoblock sind sie kompakt und relativ leicht (weniger als 1,2 kg pro PS Nennleistung). Sie können mit Diesel (F54, EN 590ff), Kerosin (JP8/F34) oder Marinedestillaten betrieben werden .

Marine Anwendungen in Sport- und Freizeitbooten der M1-Familie machen 60 bis 70 % des Gesamtumsatzes aus. Zum Beispiel werden Steyr-Motoren in den Booten des holländischen Unternehmens Linssen Yachts eingesetzt. Auch in Motorrettungsbooten, wie dem niederländischen FRSQ 700 (M16, 230 PS), und den Boomeranger-Festrumpfschlauchbooten, wie dem RIB C-680, die von der finnischen Küstenwache eingesetzt werden, finden sich Steyr-Dieselmotoren. Gleiches gilt für die Beiboote der Rainbow Warrior III von Greenpeace, die von einem Hybridmotor betrieben werden.

Verschiedene Designlösungen des M1-Motors finden sich in Bussen, Lastwagen, aber vor allem in einer Vielzahl an gepanzerten Fahrzeugen. Das sind unter anderen AM Generals HMMWV (M16, 135 kW), Panhards VBL (M14, 95 kW), Hägglunds Bandvagn 206S (M16, 145 kW), UROVESAs URO VAMTAC (M16, 135 kW) und Force Protections Ocelot (M16, 160 kW) [1], [16].

1.3. Aufgabenstellung

Die Aufgabenstellung dieser Diplomarbeit wurde vom Diplomarbeitbetreuer, Herrn DI.(FH) Stefan Brunner, vorgegeben. In seiner Position als Leiter der Motormechanik-Entwicklung bei SMO gab es rund um den neu entwickelten Massenausgleich eine Reihe von Fragestellungen. Aufgrund der Neuartigkeit des Systems gibt es noch wenige Erfahrungswerte rund um den Massenausgleich.

Es sollte untersucht werden wie hoch die Reibleistung des Massenausgleichssystems ist, und ob diese optimiert werden kann. Eine der Hauptfragestellungen war der Einfluss verschiedener Materialpaarungen auf die Reibleistung des MAG. Weiters sollte der Einfluss verschiedener Öle auf die Reibleistung des Massenausgleiches bestimmt werden. Es galt auch eine Aussage über die (Mindest-)Schmierölversorgung zu treffen. Ebenso sollte untersucht werden ob es geometrische Möglichkeiten zur Reibleistungsoptimierung gibt. Zuletzt sollte ein Vergleich der Reibleistung mit anderen Systemen und Herstellern stattfinden.

1.4. Allgemeine Vorgehensweise

Um die umfangreichen Fragestellungen innerhalb der veranschlagten 6 Monate beantworten zu können, war es notwendig den zeitlichen Ablauf der Diplomarbeit von Beginn an genau zu planen. Auf zahlreiche zeitliche Einschränkungen musste schon zu Beginn der DA Rücksicht genommen werden:

- die Dauer der Materialbestellungen von externen Lieferanten,
- die Dauer der Bestellungen für Prüfstandsequipment,
- die begrenzte Verfügbarkeit des Prüfstandsraumes,
- die begrenzte Verfügbarkeit von Prüfstandsequipment wie z.B. Drehwinkelsensoren usw.

Aufgrund dieser Einschränkungen wurde wie folgt vorgegangen: Nach einer kurzen Eingewöhnungsphase, um mit den Abläufen und Vorgehensweisen bei SMO vertraut zu werden, sollte so schnell wie möglich die Auswahl der zu bestellenden Teile und deren Bestellung erfolgen. Daraufhin wurde ein Konzept zum Prüfstandsaufbau ausgearbeitet und fehlende Komponenten bestellt.

Um die im Prüfstandsraum benötigte Zeit minimal zu halten, wurde der Prüfstandsaufbau so weit wie möglich im Prototypenbau fertiggestellt. Danach wurde der Prüfstandsaufbau im Prüfstandsraum aufgebaut und mit der notwendigen Mess- und Konditioniertechnik bestückt. Daraufhin konnte mit den eigentlichen Prüfstandsmessungen begonnen werden. Die Auswertung der Versuche erfolgte größtenteils nach den Prüfstandsmessungen um ein rasches Abarbeiten der Versuche zu gewährleisten.

2. Grundlagen

2.1. Der Range Extender

Aufgrund sich verschärfender Grenzwerte für den CO_2 - und Schadstoffausstoß, sind Automobilhersteller auf der Suche nach energieeffizienten Konzepten für den Fahrtrieb. Zum aktuellen Zeitpunkt gibt es eine Vielzahl von Konzepten welche miteinander konkurrieren. Viele Hersteller setzen dabei auf eine Elektrifizierung des Fahrtriebes, obwohl auch dem „klassischen“ Verbrennungsmotor noch große Verbesserungspotenziale bescheinigt werden. Es scheint, dass zumindest mittelfristig eine größere Vielfalt an Konzepten miteinander konkurrieren wird [17].

Eines dieser Konzepte ist das, des sog. Range Extenders oder REX. Es stellt eine Art von Kompromiss zwischen den Konzept eines seriellen Hybrids mit einem Schwerpunkt auf den Verbrennungsmotor und einem reinen Elektrofahrzeug dar, wie in Abb. 2.1 dargestellt. Der Range Extender soll dabei die Reichweite des reinen Elektrofahrzeuges erhöhen, oder auch der sog. Reichweitenangst entgegenwirken (70% der täglichen Fahrten in Deutschland sind kürzer als 50 km und somit mit einem reinen Elektrofahrzeug bewältigbar). Beim Range Extender kann zwischen den Varianten chemisch-elektrischer REX und thermischer REX unterschieden werden. Beim chemisch-elektrischen REX wird die zur Reichweitenverlängerung benötigte Energie von einer Brennstoffzelle umgewandelt, beim thermischen REX von einem Verbrennungsmotor (Abb. 2.2). Die Anforderungen an einen solchen Verbrennungsmotor sind [18]:

- kleiner Bauraum,
- niedriges Gewicht,
- unauffälliges Laufverhalten(Akustik und Vibrationen),
- niedrige Kosten.

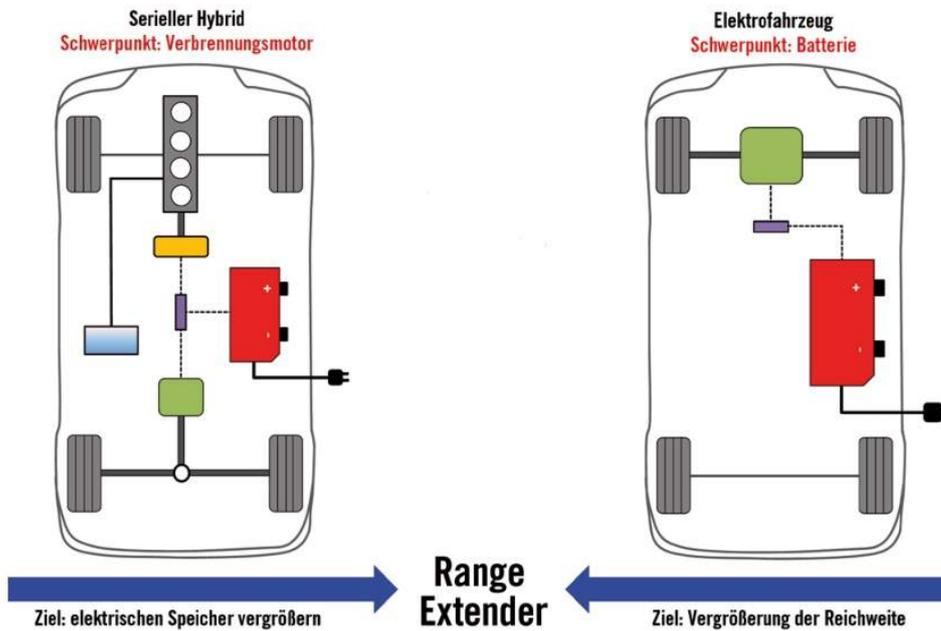


Abbildung 2.1.: Rangeextender, ein Kompromiss zwischen seriellen Hybrid und reinem Elektrofahrzeug, [18]

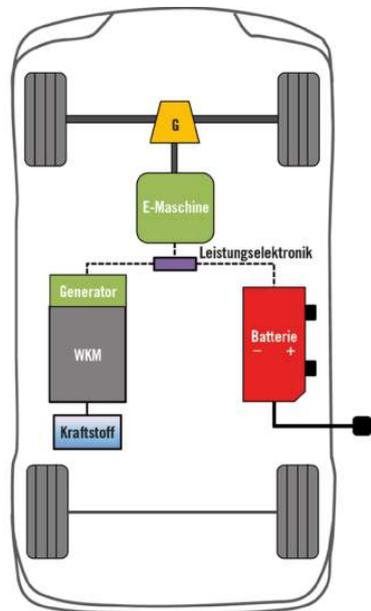


Abbildung 2.2.: Schematischer Aufbau eines thermischen Rangeextenders, [18]

Eine weitere Besonderheit einer solchen Verbrennungskraftmaschine ist eine quasi-stationäre Betriebsweise dieser. Das bedeutet, dass ein Zweipunkt- oder Dreipunkt-Betrieb einer solchen Maschine ausreichend ist. Die VKM kann somit in diesen Betriebspunkten auf Gemischbildung, Verbrennung, Abgasnachbehandlung und Akustik hin optimiert werden. Weiters ist ein Anlassen mit der gekoppelten el. Maschine möglich. In Summe aller Eigenschaften könnte der Range Extender eine Schlüsseltechnologie sein, mithilfe derer das reine Elektrofahrzeug eine höhere Kundenakzeptanz erfährt [18].

Damit die relativ kleinen REX-Verbrennungskraftmaschinen die hohen Anforderungen an Laufruhe und geringen Vibrationen erfüllen können, ist ein, zumindest teilweiser, Ausgleich der freien Massenkräfte unumgänglich.

2.2. Ausgleich der freien Massenkräfte

2.2.1. Kinematik des Kurbeltriebs

Um die freien Massenkräfte eines Triebwerks bestimmen zu können, muss zuerst die Kinematik des Kurbeltriebs hergeleitet werden. Abbildung 2.3 zeigt die grundlegenden geometrischen Zusammenhänge im Kurbeltrieb [8].

Der Weg x des Punktes A vom oberen Totpunkt OT beträgt [8]:

$$x = r + l - r \cdot \cos(\varphi) - l \cdot \cos(\beta) \quad (2.1)$$

$$\sin(\beta) = \lambda_s \cdot \sin(\varphi) \quad (2.2)$$

$$\lambda_s = \frac{r}{l} \quad (2.3)$$

λ_s ...Schubstangenverhältnis

Durch Umformung und Reihenentwicklung erhält man [8]:

$$x = r \cdot (1 - \cos(\varphi) + \frac{\lambda_s}{2} \sin^2(\varphi) + \frac{\lambda_s^3}{8} \sin^4(\varphi) + \frac{\lambda_s^5}{16} \sin^6(\varphi) + \dots) \quad (2.4)$$

Für die üblichen Schubstangenverhältnisse $\lambda_s = 1/3,5$ bis $\lambda_s = 1/4,5$ kann man die Glieder höherer Ordnung vernachlässigen. Es ergibt sich [8]:

$$x = r \cdot (1 - \cos(\varphi) + \frac{\lambda_s}{2} \sin^2(\varphi)) \quad (2.5)$$

2.2.1.1. Trägheitskräfte

Abbildung 2.4 zeigt die Massenaufteilung sowie Schwerpunktsabstände im Kurbeltrieb.

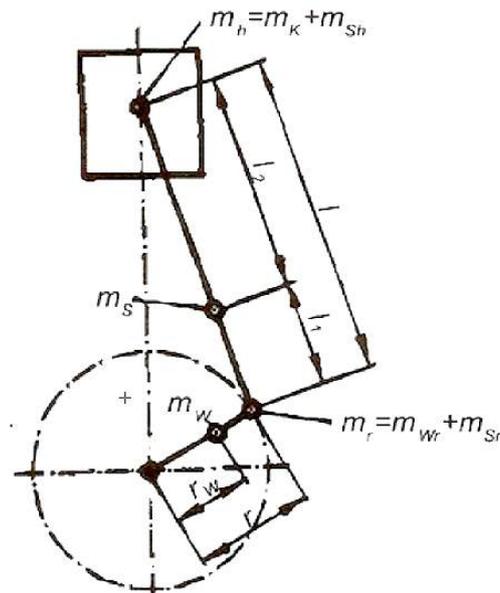


Abbildung 2.4.: Massen des Kurbeltriebwerks, [8]

Allgemein gilt für die Trägheitskraft [8]:

$$F_m = -m \cdot a \quad (2.8)$$

Im Kolbenmaschinenbau hat sich die Bezeichnung Massenkräfte für die Trägheitskräfte eingebürgert.

Kolben mit Kolbenbolzen: Die Kolbenmasse m_K wird in die Kolbenbolzenmitte „verschoben“. Diese führt dann eine hin- und hergehende Bewegung mit der Beschleunigung a_K aus [8].

Pleuelstange (Schubstange): Die Bewegung der Pleuelstange ist nur durch eine sog. Dreipunktaufteilung exakt ersetzbar. Hierbei wird die Masse der Pleuelstange auf drei Punkte (Kolbenbolzenmitte, Pleuellagerbolzenmitte, Pleuellagerzapfenmitte) aufgeteilt. Nur dann bleiben alle Trägheitsmomente erhalten [8].

Es ist jedoch üblich die Pleuelmasse in der sog. Zweipunktaufteilung nur auf die Pleuellagerbolzen- und Pleuellagerzapfenmitte aufzuteilen, was eine gute Näherung ergibt. Die Aufteilung wird so durchgeführt, dass der Schwerpunkt erhalten bleibt [8].

$$m_{Sh} + m_{Sr} = m_S \quad (2.9)$$

$$m_{Sr} \cdot l_1 = m_{Sh} \cdot l_2 \quad (2.10)$$

$$l_1 + l_2 = l \quad (2.11)$$

m_{Sr} ...rotierender Masseanteil der Pleuelstange (dreht um den Kurbelzapfenmittelpunkt)

m_S ...Masse der Pleuelstange

m_{Sh} ...hin- und hergehender Massenanteil der Pleuelstange (bewegt sich mit dem Kolben) [8]

$$m_{Sr} = \frac{l_2}{l} \cdot m_S \quad (2.12)$$

$$m_{Sh} = \frac{l_1}{l} \cdot m_S \quad (2.13)$$

Kurbelwelle: Die exzentrische Masse der Kurbelkröpfung (Kurbelwangen und Kurbelzapfen) wird in der Weise in den Kurbelzapfenmittelpunkt reduziert, dass die Fliehkraft erhalten bleibt [8]:

$$m_W r = \frac{r_W}{r} \cdot m_W \quad (2.14)$$

m_W ...Masse der Kurbelkröpfung

r_W ...Abstand des Schwerpunktes von m_W von der Kurbelwellenachse

$m_W r$...in die Kurbelzapfenmitte reduzierte, rotierende Masse

Entsprechend der Zweipunktaufteilung erhält man zwei Massen und daraus abgeleitet zwei Trägheitskräfte [8]:

- Hin- und hergehende Massen (Trägheitskräfte)
- Rotierende Massen (Trägheitskräfte)

Trägheitskräfte aus hin- und hergehenden Massen: Die Summe der hin- und hergehenden Massen beträgt entsprechend Bild 2.4:

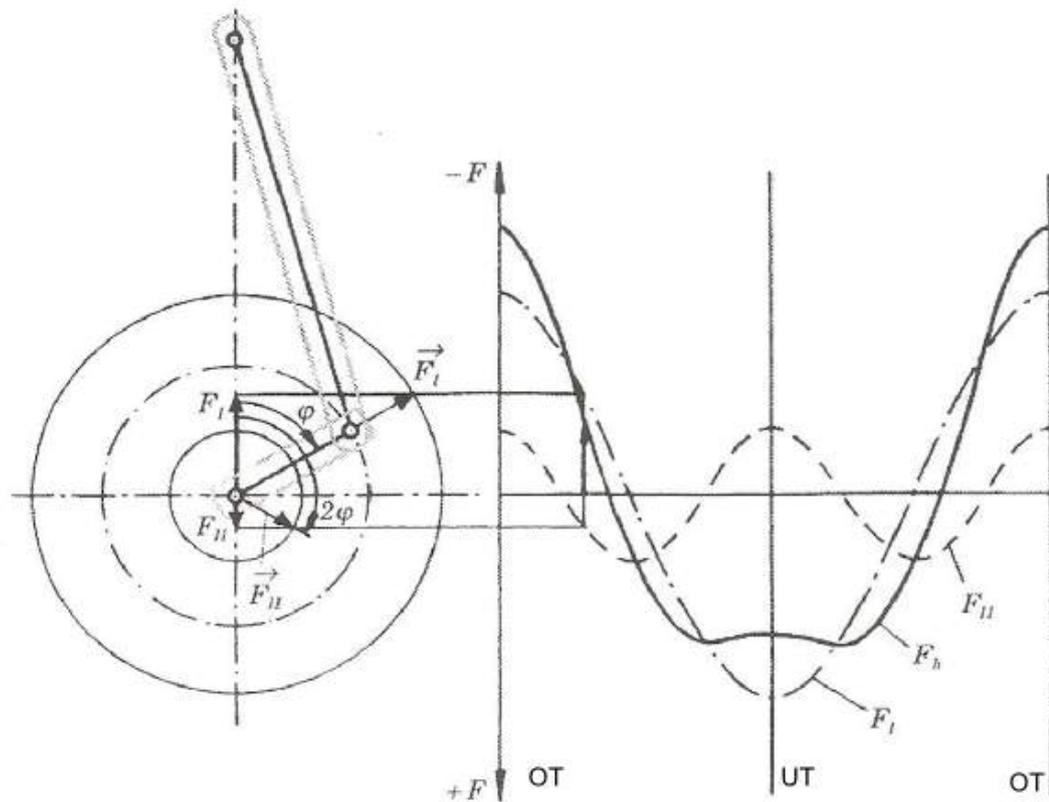


Abbildung 2.5.: Massenkräfte über dem Kurbelwinkel, [8]

$$m_h = m_K + m_{Sh} \quad (2.15)$$

Mit der Beschleunigung aus Gl.2.7 ergibt sich [8]:

$$F_h = -m_h \cdot a_K = -m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\varphi) - m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda_S \cdot \cos(2\varphi) \quad (2.16)$$

Wobei:

$$F_I = -m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\varphi) \quad (2.17)$$

$$F_{II} = -m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda_S \cdot \cos(2\varphi) \quad (2.18)$$

$$F_h = F_I + F_{II} \quad (2.19)$$

F_h ...hin- und hergehende Massenkräfte

F_I ...Massenkräfte erster Ordnung

F_{II} ...Massenkräfte zweiter Ordnung

Massenkräfte I. Ordnung: Diese Kräfte wirken mit der Maschinenfrequenz in Richtung der Zylinderachse 2.17. Die Funktion $\cos(\varphi)$ legt eine Darstellung mit rotierendem Zeiger(\vec{F}_I in Abbildung 2.5) nahe. Es ist besonders darauf zu achten, dass nur der in die Zylinderachse projizierte Anteil F_I real wirkende Kraft ist [8].

Massenkräfte II. Ordnung: Sie wirken mit doppelter Maschinenfrequenz in Richtung der Zylinderachse. Ähnlich den Massenkräften I. Ordnung werden sie durch einen mit $2\omega t$ umlaufenden Zeiger (\vec{F}_{II} in Abbildung 2.5) dargestellt. Real wirkende Kraft ist der in die Zylinderachse projizierte Anteil F_{II} , 2.18

Man beachte: Die Massenkraft II. Ordnung ist zwar um den Faktor λ_S kleiner als die Massenkraft I. Ordnung, sie ist aber wegen der doppelten Frequenz relativ energiereich [8].

Trägheitskräfte aus rotierenden Massen: Die Summe der rotierenden Massen beträgt entsprechend Bild 2.4:

$$m_r = m_W r + m_S r \quad (2.20)$$

Die Beschleunigung in Kurbelrichtung erfolgt mit gleichbleibendem Betrag [8]:

$$a_r = r \cdot \omega^2 \quad (2.21)$$

$$m_r \cdot a_r = m_W r \cdot r \cdot \omega^2 + m_S r \cdot r \cdot \omega^2 \quad (2.22)$$

$F_r = m_R \cdot a_r$...Summe der rotierenden Massenkräfte

$F_W r = m_W r \cdot r \cdot \omega^2$...rotierende Massenkraft der Kurbelwelle

$F_S r = m_S r \cdot r \cdot \omega^2$...rotierende Massenkraft der Schubstange

Normalkraft und Schubstangenkraft:

Ist die auf den Kolben wirkende Kraft lediglich die hin- und hergehende Massenkraft F_h (siehe Abb. 2.6) so lässt sich die Schubstangenkraft F_S mit dem Pleuelstangenwinkel β wie folgt berechnen:

$$F_S = F_h / \cos(\beta) \quad (2.23)$$

in einem Stück vergossen.

2.3.1. Motordaten

Zur besseren Übersicht sind in Tabelle 2.1 die wichtigsten Motordaten der Prototypenserie dargestellt.

2.3.2. Der Massenausgleich

Der von der Firma SMO neu entwickelte Massenausgleich ist ein vollständiger Massenausgleich. Er gleicht die Massenkräfte erster und zweiter Ordnung aus. Es kommt auch zu keinen freien Massenmomenten. Das bedeutet größtmögliche Laufruhe und minimale Vibrationen. Abbildung 2.7 zeigt die Gesamtansicht des teilweise aufgeschnittenen Grundtriebwerks. Darin ist auch die Parallel-Twin Bauweise des Motors gut ersichtlich. Die Nummern beschreiben folgende Bauteile:

1. die Monoblock-Bauweise,
2. Kurbelwelle mit drei Hubzapfen,
3. die beiden Führungsstangen des Massenausgleiches,
4. der Gusskäfig des Massenausgleiches,
5. die Blindmasse des Massenausgleiches,
6. das Ausgleichspleuel,
7. die vier Kurbelwellenhauptlager,
8. die Kolben in Parallel-Twin Anordnung.

2.3.2.1. Die Funktionsweise des Massenausgleiches

Beide Kolben bewegen sich (8) gleichgerichtet Richtung OT. Zeitgleich bewegt sich die Ausgleichsmasse (5, in späterer Folge auch Ausgleichsgewicht oder Blindmasse genannt) gegengleich Richtung UT. Dabei wird sie von den beiden Führungsstangen (3) geführt. Der Gusskäfig (4) verbindet dabei die Führungsstangen mit dem Lagerstuhl. Die Ausgleichsmasse ist durch das Ausgleichspleuel (6) mit der mittleren Kurbelwellenkröpfung verbunden. Durch eine geeignete Wahl von Schubstangenverhältnis und Masse des Ausgleichsgewichtes kommt es dadurch zu

Tabelle 2.1.: Motordaten, [16]

Motorbeschreibung	
Motortyp	2 Zylinder in-line
Aufladung	Abgasturbolader
Brennverfahren	Diesel Direkteinspritzung
Einspritzsystem	Steyr-Motors Pumpe-Düse
Kühlsystem	Flüssigkeitskühlung
Ventile pro Zylinder	2
Motordaten	
Zylinderzahl	2
Hubraum	1006 ccm
Bohrung	85 mm
Hub	94 mm
Verdichtungsverhältnis	$\varepsilon = 17$
Drehrichtung von Zyl. 1 Richtung Abtrieb	Clockwise
Kaltstartlimit	-32 °C
Leistung und Drehmoment	
Nennleistung	26,4 kW
Nenndrehzahl	3600 min ⁻¹
maximales Drehmoment	77 Nm
Drehzahl bei max. Drehmoment	1500 min ⁻¹
effektiver Mitteldruck (P_{\max})	8,3 bar
effektiver Mitteldruck (M_{\max})	9 bar
Leerlaufdrehzahl	1500 min ⁻¹
Höchstdrehzahl	3600 min ⁻¹
Abmessungen	
Länge	690 mm
Breite	450 mm
Höhe	430 mm
Gewicht, trocken	90 kg
Gewicht, befüllt	100 kg
Leistungsgewicht, trocken	6,8 kg/kW

einem vollständigen Ausgleich der freien Massenkräfte. Weiters gibt es aus Symmetriegründen keine freien Massenmomente. Die folgenden Abbildungen sollen die Funktionsweise noch weiter verdeutlichen.

Abbildung 2.8 zeigt die 3D-Gesamtansicht des Massenausgleichssystems mit folgenden Komponenten:

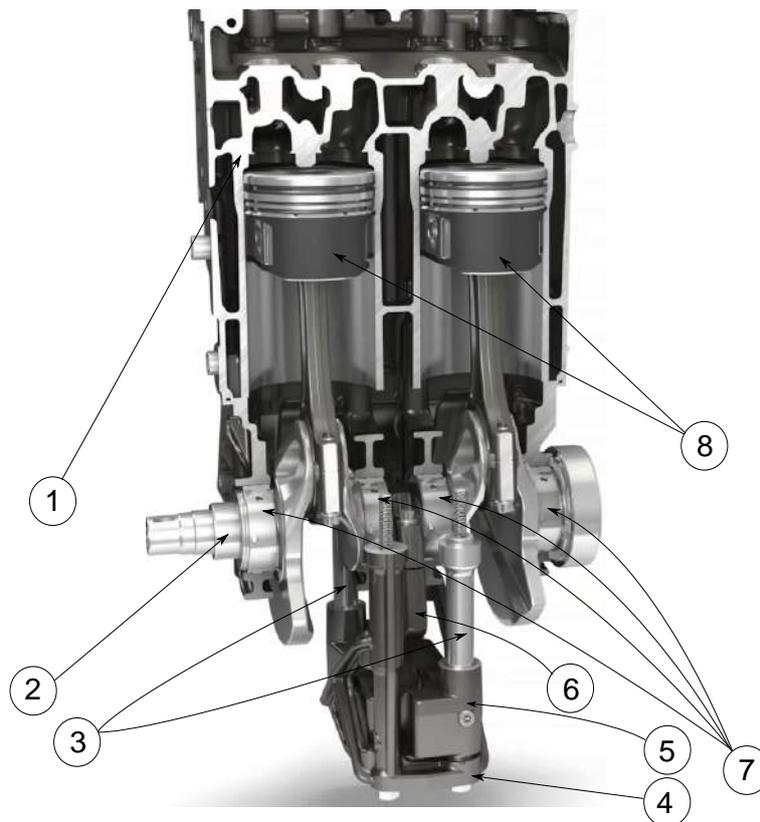


Abbildung 2.7.: Gesamtansicht Motor, [16]

1. Axial-Gleitführungsbuchsen,
2. Ausgleichsmasse,
3. Gusskäfig des Massenausgleiches,
4. Führungsstangen,
5. Bolzen der Ausgleichsmasse,
9. Ausgleichspleuel.

2.3.2.2. Der Druckölkreislauf des MAG

Der in der Ölwanne befindliche Schmierstoff wird von der Ölpumpe angesaugt. Daraufhin wird es durch den Ölfilter und den Ölkühler in den Hauptölkanal gefördert. Von dort werden die Kurbelwellenhauptlager mit Öl versorgt. Die Ausgleichspleuelkröpfung ist wiederum durch Bohrungen in der Kurbelwelle mit den

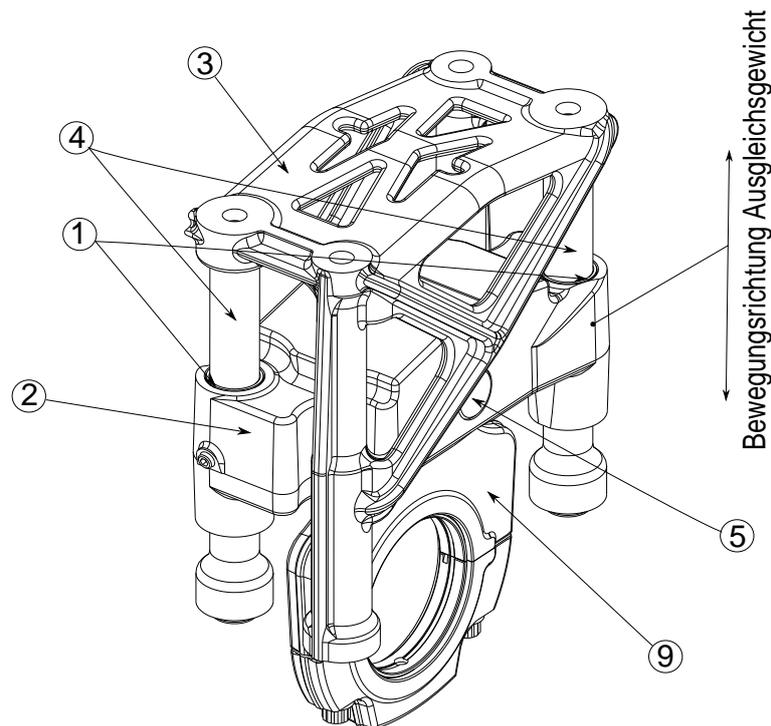


Abbildung 2.8.: 3D-Gesamtansicht des Massenausgleiches, [16]

beiden mittleren Kurbelwellenhauptlagern (links und rechts der Kröpfung) verbunden und erhält von dort Drucköl. Weiters gibt es im Ausgleichspleuel (9) eine Verbindungsbohrung (8, Druckölverlauf in Abb.2.9 gelb dargestellt) zwischen großem und kleinem Pleuelauge, welche das kleine Ausgleichspleuelauge sowie den Ausgleichsmassenbolzen (5) mit Öl versorgt. Durch den hohlen Bolzen wird das Öl weiter in die Blindmasse (2) und durch eine Verbindungsbohrung in den Raum zwischen die beiden Axial-Gleitführungsbuchsen (1 und 7, in der weiteren Diplomarbeit auch Gleitbuchsen, Führungsbuchsen oder nur Buchsen genannt) gedrückt. Von dort gelangt das Öl zurück in den Motorraum bzw. in die Ölwanne.

Abbildung 2.9 zeigt den Schnitt durch die Gesamtansicht des Massenausgleichsystems mit folgenden Komponenten:

- 1: Axial-Gleitführungsbuchse,
- 2: Ausgleichsmasse,
- 3: Gusskäfig,
- 4: Führungsstangen,
- 5: Bolzen der Ausgleichsmasse,

- 6: Wurmschraube zum Verschließen des Druckölbereiches,
- 7: Buchsen des Axialgleitlagers,
- 8: Druckölkanal im Ausgleichspleuel,
- 9: Ausgleichspleuel.

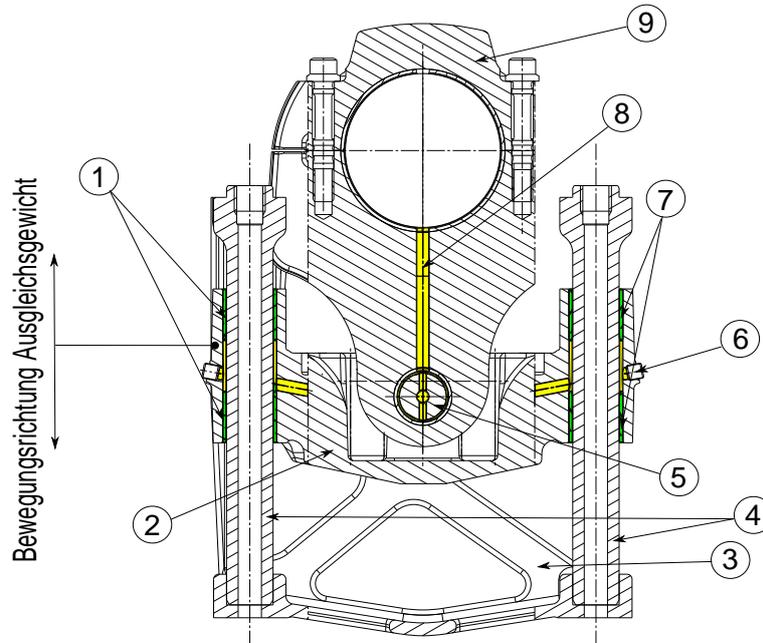


Abbildung 2.9.: Schnitt der Gesamtansicht des Massenausgleiches, [16]

Weiters kommt es zu einer zusätzlichen Ölversorgung der Führungsstangen durch den Ölnebel und feine Öltröpfchen im Kurbelgehäuse. Dieser Ölnebel entsteht durch die Rotation der Kurbelwelle sowie durch die Bewegung der Ausgleichsmasse und der Kolben, welche zur Kolbenbodenkühlung durch Spritzdüsen mit Drucköl beaufschlagt werden.

2.3.2.3. Die Kinematik des Massenausgleiches

Der Massenausgleich wird über ein Pleuel, dem sogenannten Ausgleichspleuel, angetrieben und ist somit ein Schubkurbeltrieb. Aus diesem Grund ist die Kinematik des Massenausgleiches mit den selben Ansätzen wie die Kinematik des Kurbeltriebs zu berechnen. Werden die MAG-spezifischen Werte für l, r, ω bzw. λ_S in die Grundgleichungen 2.5, 2.6 und 2.7 eingefügt, so erhält man Weg, Geschwindigkeit und Beschleunigung des Ausgleichsgewichtes. Diese sind in Abbildung 2.10

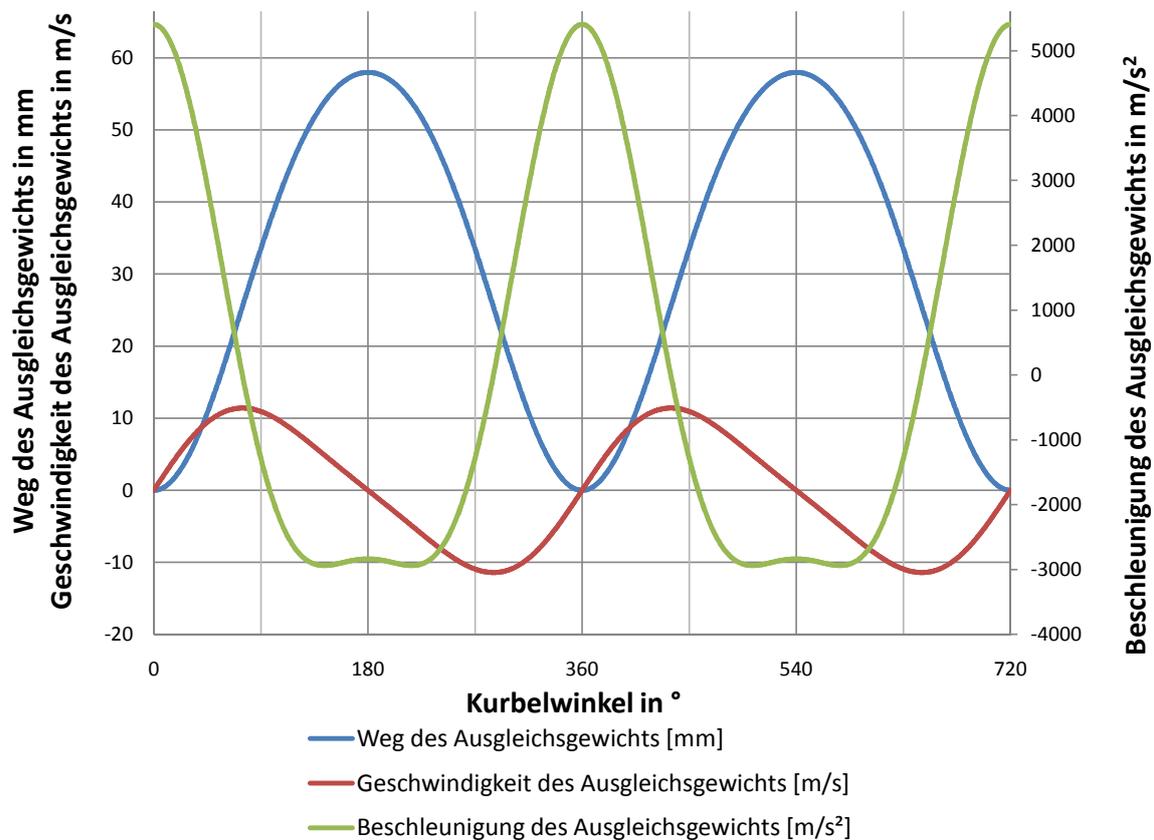


Abbildung 2.10.: Berechnete Geschwindigkeiten und Beschleunigungen des Ausgleichsgewichtes

für die Nenndrehzahl $n = 3600 \text{ min}^{-1}$ dargestellt. Die Maximalwerte im OT sind $a_A = 5400 \text{ m/s}^2$ für die Ausgleichsmassenbeschleunigung und $v_A = 11,4 \text{ m/s}$ für die Ausgleichsmassengeschwindigkeit.

Auch die Kräftesituation des MAG ist vergleichbar mit dem des Kurbeltriebs. Setzt man in Gleichung 2.16 die entsprechenden Werte für die Masse des Ausgleichsgewichtes sowie der hin- und hergehenden Masse des Ausgleichspleuels ein, so erhält man F_h aufgrund der Ausgleichsmasse. Damit lässt sich mit Gl.2.24 die gesamte, auf die Führungsstangen wirkende Normalkraft berechnen. Ersetzt man weiters den Ausgleichspleuelwinkel β durch den Kurbelwinkel φ mit der Beziehung [11]:

$$\sin(\beta) = \lambda_{Pl} \cdot \sin(\varphi) \quad (2.25)$$

$$\cos(\beta) = \sqrt{1 - \lambda_{Pl}^2 \cdot \sin^2(\varphi)} \quad (2.26)$$

so erhält man für die Normalkraft auf die Führungsstangen :

$$F_N = \frac{F_h \cdot \lambda_{SA} \cdot \sin(\varphi)}{\sqrt{1 - \lambda_{SA}^2 \cdot \sin(\varphi)^2}} \quad (2.27)$$

λ_{SA} ...Schubstangenverhältnis des Ausgleichspleuels

Die auf das Ausgleichspleuel wirkende Schubstangenkraft F_S lässt sich wie folgt berechnen:

$$F_S = \frac{F_h}{\sqrt{1 - \lambda_{SA}^2 \cdot \sin(\varphi)^2}} \quad (2.28)$$

Dabei wurde in Formel 2.23 der Schubstangenwinkel β durch den Kurbelwinkel φ ersetzt.

Abbildung 2.11 zeigt die hin- und hergehende Massenkraft des Ausgleichsgewichtes F_h (eine Addition der Massenkraft 1. und 2. Ordnung), die Pleuelstangenkraft des Ausgleichspleuels F_S sowie die gesamte Normalkraft des Ausgleichsgewichtes F_N . Die Maximalwerte am OT sind 20,8 kN für F_S und F_h sowie $F_N = 2,8$ kN bei $\varphi = 118^\circ$ KW bzw. 478° KW.

Um die Hertz'sche Pressung in der Kontaktfläche Axialgleitbuchse- Führungsstange zu berechnen, wurde das Modell Linienberührung Zylinder-Zylinder verwendet [13]:

$$p_{max} = \sqrt{\frac{F \cdot E_{mittel}}{2\pi l r_{mittel}}} \quad (2.29)$$

mit:

$$r_{mittel} = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} \quad (2.30)$$

sowie:

$$E_{mittel} = 2 \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 \cdot (1 - \nu_2^2) + E_2 \cdot (1 - \nu_1^2)} \quad (2.31)$$

wobei:

l ...Berührungslänge der Zylinder

F ...wirkende Normalkraft in [N]

E_{mittel} ...reduzierter Elastizitätsmodul

r_{mittel} ...reduzierter Krümmungsradius

r_1, r_2 ...Zylinderradien, Zylinder 1 und Zylinder 2

ν_1, ν_2 ...Querdehnzahlen beider Kontaktpartner

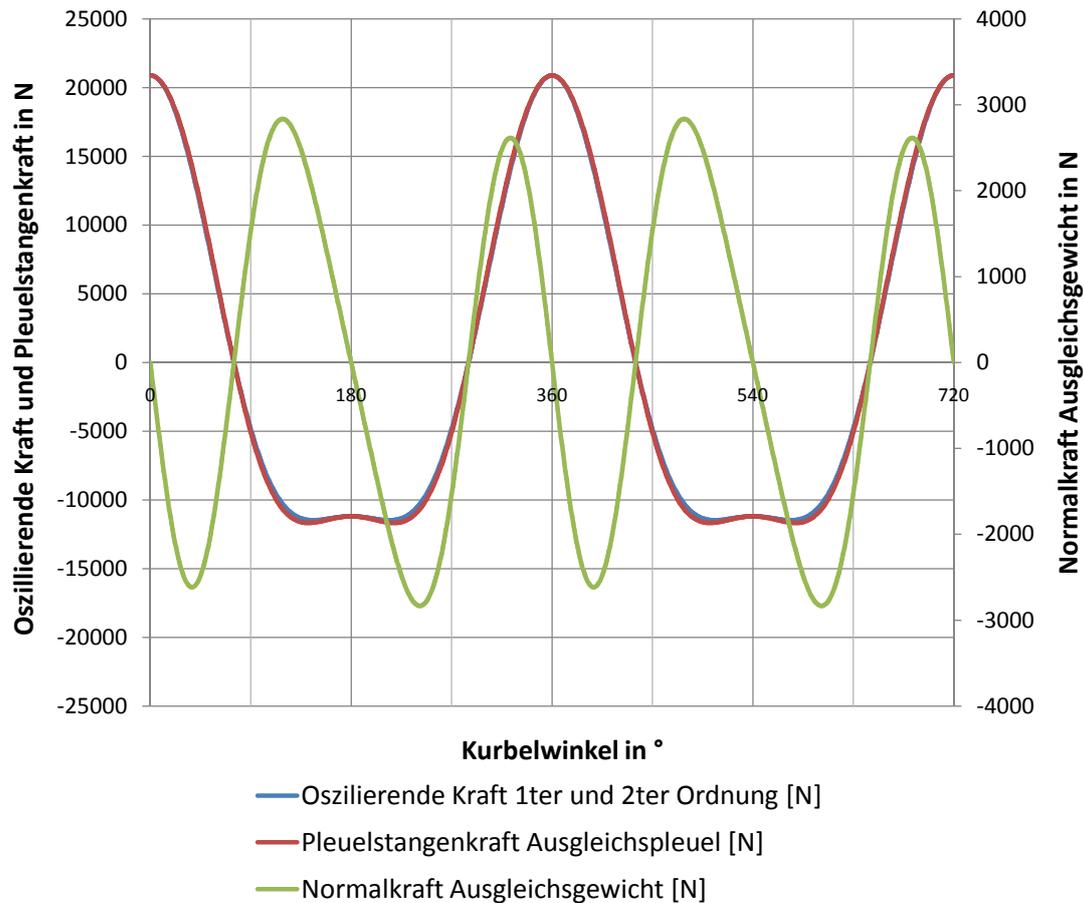


Abbildung 2.11.: Berechnete Kräfte am Massenausgleich

E_1, E_2 ...Elastizitätsmodule beider Kontaktpartner

Abbildung 2.12 zeigt den mit Formel 2.29 berechneten Verlauf der Hertz'schen Pressung über °KW.

2.4. Tribologie

Der Begriff Tribologie kommt aus dem Griechischen (tribein: reiben) und bedeutet wörtlich Reibungslehre. Sie befasst sich mit der wissenschaftlichen Beschreibung von Reibung, Verschleiß und Schmierung sowie der Entwicklung von Technologien zur Optimierung von Reibungsvorgängen.

Reibung ist ein Bewegungswiderstand. Er äußert sich als Widerstandskraft sich

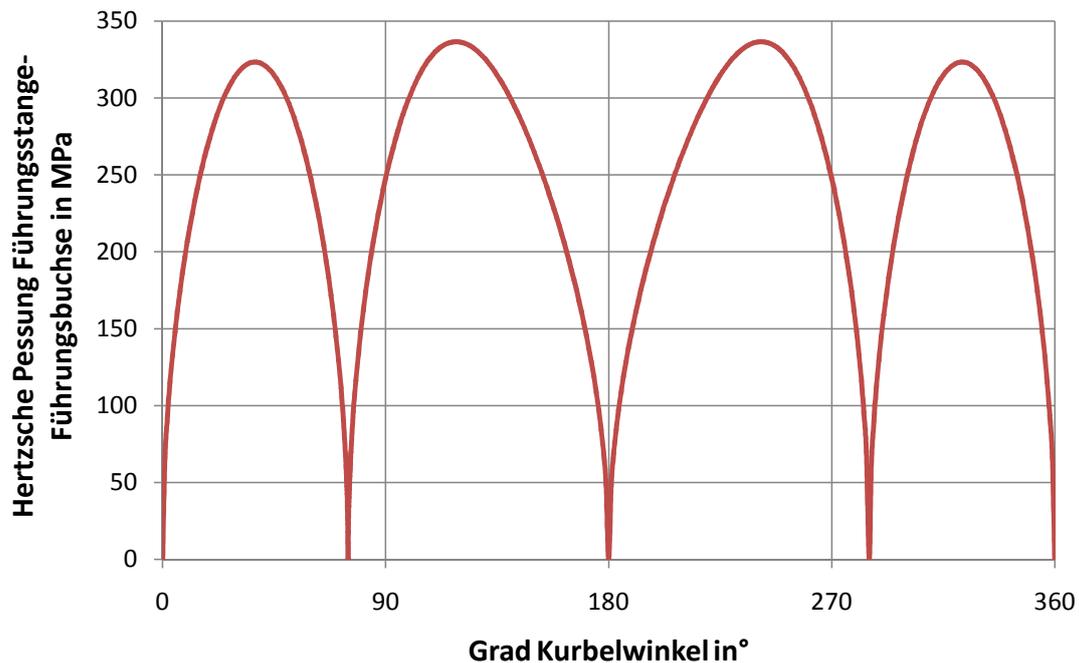


Abbildung 2.12.: Berechnete Flächenpressung zwischen Führungsstangen und Buchsen, [16]

berührender Körper gegen die Einleitung einer Relativbewegung (Ruhreibung, statische Reibung) oder deren Aufrechterhaltung (Bewegungsreibung, dynamische Reibung). Neben dieser „äußeren Reibung“ gibt es die „innere Reibung“ von Stoffen (Viskosität) [7].

2.4.1. Reibungsarten

Die Reibung eines tribologischen Systems wird durch Reibungsbegriffe beschrieben, die mittels der Stribeckkurve (Abb.2.13) eingeteilt und auch zur Klassifikation des Verschleißes und der Schmierung verwendet werden [7]:

- Festkörperreibung,
- Grenzreibung,
- Flüssigkeitsreibung,
- Gasreibung,
- Mischreibung.

Festkörperreibung: oder *Coulombsche* Reibung. Beim unmittelbaren Kontakt fester Körper, ohne Schmierfilm zwischen Grund- und Gegenkörper. Der Zusammenhang zwischen Normalkraft F_N und Reibkraft F_R ist linear und geschwindigkeitsunabhängig [10].

$$F_R = \mu_0 \cdot F_N \quad (2.32)$$

$$\mu_0 > \mu \quad (2.33)$$

Durch die Berührung der Gleitflächen an der Grenzschicht treten folgende Verschleißformen auf [7]:

- Abscheren der Rauheitsspitzen
- Ausbrechen überbeanspruchter Teilchen
- Ausschmelzung bei Überhitzung

Grenzreibung: oder Grenzschichtreibung. Festkörperreibung, bei der die Oberflächen der Reibpartner mit einem molekularen Grenzschichtfilm bedeckt sind. Lassen die Beanspruchungsbedingungen von ölgeschmierten Werkstoffpaarungen die Bildung hydrodynamischer oder elastohydrodynamischer Schmierfilmtraganteile nicht zu, weil z. B. die Geschwindigkeit zu niedrig oder die Belastung zu hoch ist, so herrscht Grenzreibung (engl.: boundary lubrication) vor. Reibung und Verschleiß werden von den Eigenschaften der sich auf den Werkstoffoberflächen bildenden Grenzschichten beeinflusst, die primär von den Eigenschaften des Schmierstoffes - insbesondere der Schmierstoffadditive - aber auch von den Eigenschaften der Werkstoffoberflächen abhängen [10].

Flüssigkeitsreibung: Reibung in einem die Reibpartner lückenlos trennenden flüssigen Film, der hydrostatisch oder hydrodynamisch erzeugt werden kann. Je kleiner die Oberflächenrauheit dabei ist, desto leichter ist ein verschleißfreier Lauf möglich, da sich der hydrodynamische Schmierfilm leichter bildet. Der Reibvorgang findet hier im Stoffbereich des Schmiermittels statt. Der Öldruck ist dabei zwei- bis viermal so groß wie die mittlere Flächenpressung. Die Haftfähigkeit des Schmierfilms ist von folgenden drei Haupteinflussgrößen abhängig [10]:

- Schmierfilmzusammensetzung
- Gleitwerkstoffe
- Temperatur

Gasreibung: Reibung in einem die Reibpartner lückenlos trennenden gasförmigen Film, der aerostatisch oder aerodynamisch erzeugt werden kann [10].

Mischreibung: Reibung, bei Koexistenz von Festkörperreibung und Flüssigkeitsreibung. Der in der Kontaktzone vorhandene Schmierfilm reicht nicht aus um die

relativ zueinander bewegten Teile vollständig von einander zu trennen. Es treten Bereiche mit Festkörperreibung und Bereiche mit Flüssigkeitsreibung auf [10].

2.4.2. Die Stribeckkurve

Abbildung 2.13 stellt die sogenannte Stribeckkurve dar. Sie wurde nach Richard Stribeck benannt, welcher die Kurve 1902 veröffentlichte.

Die Stribeckkurve wird verwendet, um das Betriebsverhalten eines Gleitlagers darzustellen. Sie setzt sich aus zwei Anteilen zusammen, welche superponiert werden können: Dem Anteil reiner Flüssigkeitsreibung F_{Rh}/F_N (annähernd parabelförmiger Verlauf) sowie dem der Festkörperreibung F_{Rf}/F_N . Die Stribeck-Kurve stimmt ab der Geschwindigkeit u_0 mit dem Ast der Flüssigkeitsreibung völlig überein, zwischen ihrem Minimum bei u_{ue} (Übergangsdrehzahl) und u_0 verbleibt eine geringe Differenz. Diese in Abbildung 2.13 kaum auszumachende Differenz findet sich als Festkörperreibung in der Kurve F_{Rf}/F_N wieder [15].

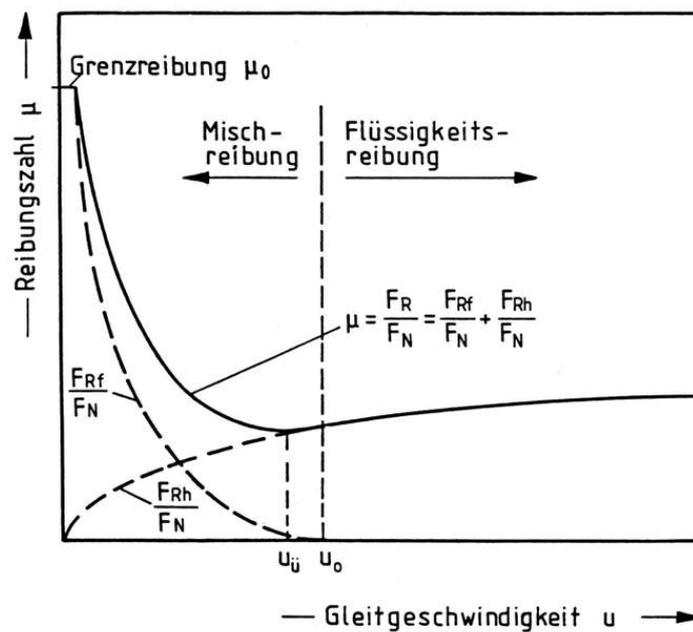


Abbildung 2.13.: Stribeckkuve, [15]

Während sich im Bereich $u > u_0$, d.h. auf dem Ast reiner Flüssigkeitsreibung, das Betriebsverhalten der Gleitlager ausschließlich durch die Beziehungen der Hydrodynamik beschreiben lässt, muss im sog. Mischreibungsgebiet mit $u < u_0$ das

Kräftegleichgewicht durch zusätzliche Berücksichtigung von Festkörperkräften beschrieben werden [15]:

Normalkräfte:

$$\begin{aligned} F_N &= F_h + F_f \\ \frac{F_f}{F_N} &= 1 - \frac{F_h}{F_N} \end{aligned}$$

Reibungskräfte:

$$\begin{aligned} F_R &= F_{Rh} + F_{Rf} \\ \mu \cdot F_N &= \mu_h \cdot F_H + \mu_f \cdot F_f \\ \mu &= \mu_h \cdot \frac{F_h}{F_N} + \mu_f \cdot \frac{F_f}{F_N} \end{aligned}$$

Setzt man als Festkörperreibungszahl $\mu_f \sim \mu_0$, wobei μ_0 die Reibungszahl bei $u=0$ bzw. die Haftreibungszahl darstellt, so erhält man als genäherte Beziehung zur Beschreibung der Stribeckkurve [15]:

$$\begin{aligned} \mu &= \mu_h \cdot \frac{F_h}{F_N} + \mu_0 \cdot \frac{F_f}{F_N} \\ \mu &= \mu_h \cdot \frac{F_h}{F_N} + \mu_0 \cdot \left(1 - \frac{F_h}{F_N}\right) \end{aligned}$$

Das bedeutet, dass sich die Reibungszahl μ im Mischreibungsgebiet als „gewogenes“ Mittel der Reibungszahlen μ_h und $\mu_f \sim \mu_0$ ergibt, wobei als „Wichtungsfaktoren“ die Traganteile F_h/F_N und F_f/F_N eingehen [15].

Das tribologische System Führungsstange - Gleitbuchse führt eine oszillierende Bewegung aus. Das bedeutet, dass sämtliche Reibungszustände (falls es überhaupt zu einem reinen hydrodynamischen Schmierzustand kommen sollte) entlang der Stribeckkurve durchfahren werden. Das gilt für jeden einzelnen Hub, da die Geschwindigkeit an den beiden Totpunkten (OT, UT) jeweils null ist (vgl. Abb. 2.10). Das erklärt wiederum, warum die Verschleißspuren an den Umkehrpunkten immer am deutlichsten ausgeprägt sind. Abbildung 2.14 zeigt eine Stribeckkurve mit den unterschiedlichen Reibungszonen.

Abbildung 2.15 zeigt eine Stribeckkurve mit unterschiedlichen Viskositäten. Man kann erkennen, dass die Ausklinkdrehzahl (das gilt gleichermaßen für die Ausklingsgeschwindigkeit) mit steigender Viskosität sinkt. Diese Erkenntnis ist für die spätere Variation der Ölviskositäten nicht unerheblich. Sie bedeutet, dass der Verschleiß im System Führungsstange - Gleitbuchse bei höherer Viskosität sinkt, da das Ausgleichsgewicht bereits mit niedrigeren Geschwindigkeiten von der Führungsstange abheben würde.

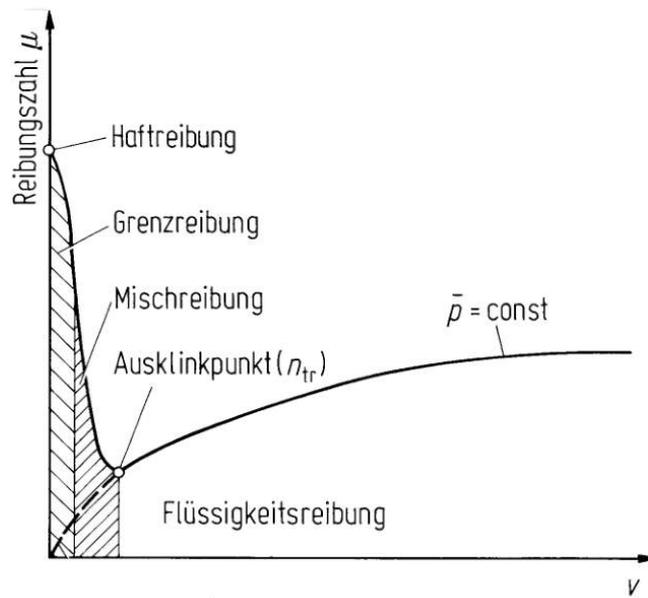


Abbildung 2.14.: Stribeckkuve mit Reibungszonen, [14]

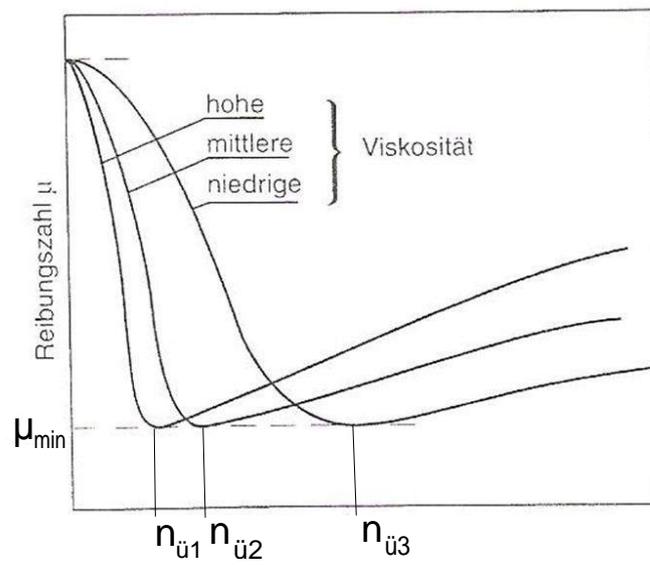


Abbildung 2.15.: Stribeckkuve mit Viskositätseinfluss, [5]

2.4.3. Der hydrodynamische Schmierkeil

Um eine erste Abschätzung geben zu können, ob es zu einem hydrodynamischen Schmierfilmaufbau und damit zu einer vollständigen Flüssigkeitsreibung kommt, muss abgeschätzt werden, wie groß die hydrodynamischen Kräfte zwischen Führungsstangen und Axial-Gleitführungsbuchsen sind. Da eine exakte analytische Berechnung aufgrund der komplexen Schmierverhältnisse (siehe Abb.2.9) und der anspruchsvollen Geometrie der Buchsen zu aufwändig wäre, wurden die Kräfte überschlägig mit den Formeln der Anwendung der hydrodynamischen Theorie auf den Spitzkeil berechnet.

Abbildung 2.16 zeigt ein Teil in Ruhezustand (schraffiert), während sich der darunterliegende Teil in negativer x -Richtung bewegt. In z -Richtung wird die Ausdehnung als unendlich angenommen.

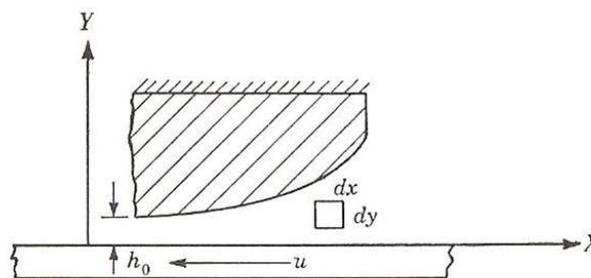


Abbildung 2.16.: Entstehung eines Flüssigkeitskeiles, [9]

Grundlegende Voraussetzungen zur Berechnung [9]:

- laminare Strömung von Flüssigkeiten entsprechend der *Newtonschen* Definition,
- Trägheitskräfte infolge Beschleunigung der Flüssigkeitsteilchen sind gering im Vergleich zu den Scherkräften und können vernachlässigt werden,
- Die Flüssigkeit ist inkompressibel,
- Der Druck im Film ist nur eine Funktion von x ,
- Die Geschwindigkeit im Film ist eine Funktion von x und y ,
- Die Flüssigkeitsviskosität bleibt beim Durchgang durch das Lager konstant.

Die Summengleichung der in horizontaler Richtung wirkenden Kräfte ist beim

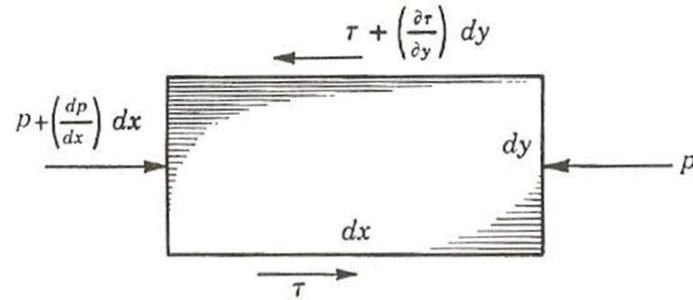


Abbildung 2.17.: Gleichgewichtsbedingungen für ein Volumenelement im hydrodynamischen Film, [9]

Gleichgewichtszustand [9]:

$$\left[p + \left(\frac{dp}{dx} \right) dx \right] bdy + \tau dx b = \left[\tau + \left(\frac{\partial \tau}{\partial y} \right) dy \right] bdx + p bdy \quad (2.34)$$

oder:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad (2.35)$$

Per Definition gilt [9]:

$$F = \eta A \frac{dv}{dh} \quad (2.36)$$

mit $\tau = F/A$ ergibt sich:

$$\tau = \eta \frac{dv}{dh} \quad (2.37)$$

In diesem Fall ist v jedoch eine Funktion von X und Y , deswegen [9]:

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} = \eta \frac{\partial^2 v}{\partial^2 y} \quad (2.38)$$

in Gleichung 2.35 eingesetzt ergibt:

$$\frac{dp}{dx} = \eta \frac{\partial^2 v}{\partial^2 y} \quad (2.39)$$

Um die Geschwindigkeitsverteilung in y -Richtung zu erhalten, wird zweimal partiell nach y integriert. In Bezug auf Y ist $\frac{dp}{dx}$ eine Konstante, d.h. $\frac{\partial^2 v}{\partial^2 y} = \text{const.}$, somit [9]

$$v = \frac{1}{2\eta} \left(\frac{dp}{dx} \right) y^2 + C_1 y + C_2 \quad (2.40)$$

Die Werte für die Konstanten C_1 und C_2 erhält man aus folgenden Randbedingungen [9]:

1. für $y=0$ ist $v = -u$, d.h. $C_2 = -u$
2. für $y = h$ ist $v = 0$, d.h. $C_1 = \frac{u}{h} - \frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dx} h$

damit wird Gl. 2.40 zu [9]:

$$\begin{aligned} v &= \frac{1}{2\eta} \left(\frac{dp}{dx} \right) y^2 + \left(\frac{u}{h} - \frac{1}{2\eta} \left(\frac{dp}{dx} \right) h \right) y - u \\ &= \frac{1}{2\eta} \left(\frac{dp}{dx} \right) y^2 \cdot \left(y^2 - hy \right) + u \left(\frac{y}{h} - 1 \right) \end{aligned} \quad (2.41)$$

Gleichung 2.41 stellt die Geschwindigkeitsverteilung im Flüssigkeitsfilm dar, und zwar als Überlagerung einer parabelförmig verlaufenden Geschwindigkeitsverteilung (erster Klammerausdruck) mit einer linear verlaufenden Geschwindigkeitsverteilung (zweiter Klammerausdruck). Aufgrund der Druckveränderung entlang der

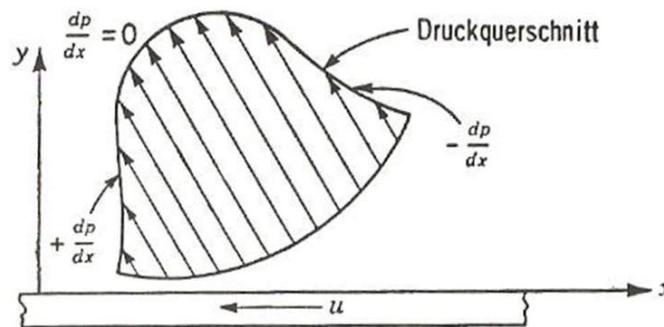


Abbildung 2.18.: Druckverteilungsquerschnitt in einem hydrodynamischen Film

Filmerstreckung muss an einer beliebigen Stelle ein Druckmaximum vorhanden sein. Zum gleichen Zeitpunkt wird bezüglich der x -Richtung das Druckdifferential zu 0, also $\frac{dp}{dx} = 0$. Setzt man das in in Gl.2.41 ein, dann ist die Geschwindigkeitsverteilung an dieser Stelle [9]:

$$v = u \left(\frac{y}{h} - 1 \right) \quad (2.42)$$

also eine lineare Funktion. Die Filmstärke an der Stelle des Maximaldruckes wird h^* genannt. Um den Differentialdruck $\frac{dp}{dx}$ zu ermitteln, soll die Stetigkeit der Fließbewegung geprüft werden. Die Durchflussmenge durch einen beliebigen Querschnitt

ist [9]:

$$Q = b \int_0^h v b \, dy \quad (2.43)$$

b ...Breite

Durch Einsetzen des Wertes von v aus 2.41 wird [9]:

$$\begin{aligned} Q &= \int_0^h \frac{1}{2\eta} \left(\frac{dp}{dx} \right) y^2 \cdot (y^2 - hy) + u \left(\frac{y}{h} - 1 \right) dy \\ Q &= b \left(-\frac{1}{12\eta} \left(\frac{dp}{dx} \right) h^3 - \frac{uh}{2} \right) \end{aligned} \quad (2.44)$$

Sofern keine seitlichen Leckverluste auftreten und die Fließbewegung stetig ist, ist Q als konstant anzusehen. Bei der Druckspitze p_{max} und der Filmstärke h^* ist $\frac{dp}{dx} = 0$, d.h. [9]:

$$Q^* = -\frac{u}{2} b h^* \quad (2.45)$$

Unter Voraussetzung der Kontinuität können die Werte für Q bzw. Q^* aus Gleichung 2.44 und 2.45 gleichgesetzt werden, daraus ergibt sich [9]:

$$\begin{aligned} -\frac{u}{2} b h^* &= b \left(-\frac{1}{12\eta} \left(\frac{dp}{dx} \right) h^3 - \frac{uh}{2} \right) \\ \frac{dp}{dx} &= 6\eta u \left(\frac{h^* - h}{h^3} \right) \end{aligned} \quad (2.46)$$

Diese Gleichung stellt eine allgemein gültige Beziehung dar. Solange h als Funktion von x ausgedrückt werden kann, vermittelt sie einen Überblick über den Druckaufbau einer beliebigen Geometrie. Die Anwendung auf den Spitzkeil und somit eine überschlägige Berechnung auf das System Führungsstange - Gleitbuchse erfolgt folgendermaßen [9]:

Wird der Keil durch ebene Oberflächen, wie in Abb.2.19 dargestellt, begrenzt, so ist die Schmierfilmdicke h an einer bestimmten Stelle [9]:

$$h = h_0 + y' \quad (2.47)$$

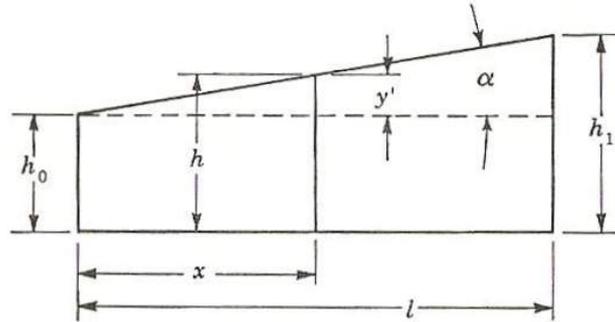


Abbildung 2.19.: Form eines konvergierenden Keils, [9]

aus der Proportionalität folgt [9]:

$$\begin{aligned}\frac{y'}{h_1 - h_0} &= \frac{x}{l} \\ y' &= \frac{x}{l}(h_1 - h_0) \\ h &= h_0 + \frac{x}{l}(h_1 - h_0) \\ h &= h_0 \cdot \left(1 + m' \cdot \frac{x}{l}\right)\end{aligned}\quad (2.48)$$

$$m' = \frac{h_1}{h_0} - 1 \quad (2.49)$$

Es kann weiters h^* in Gleichung 2.46 durch $C^* \cdot h_0$ ersetzt werden, wobei $C^* > 1$ sein muss. Werden die obigen Werte in Gl. 2.46 eingesetzt, erhält man [9]:

$$\frac{dp}{dx} = 6\eta u \left[\frac{C^* h_0 - h_0 \left(1 + m' \frac{x}{l}\right)}{h_0^3 \left(1 + m' \frac{x}{l}\right)^3} \right] \quad (2.50)$$

Damit:

$$dp = \frac{6\eta u}{h_0^2} \left[C^* \left(1 + m' \frac{x}{l}\right)^{-3} dx - \left(1 + m' \frac{x}{l}\right)^{-2} dx \right] \quad (2.51)$$

Integriert ergibt [9]:

$$p = \frac{6\eta u l}{m' h_0^2} \cdot \left[\frac{C^*}{-2 \left(1 + m' \frac{x}{l}\right)^2} + \frac{1}{\left(1 + m' \frac{x}{l}\right)} + D \right] \quad (2.52)$$

Die Integrationskonstante D sowie die Konstante C^* können mit nachstehenden Randbedingungen ermittelt werden [9]:

1. für $x = l$ wird der Filmpressdruck $p = 0$
2. für $x = 0$ wird am Keilende ebenfalls $p = 0$

mit Randbedingung (1) wird aus Gl. 2.52:

$$D = \frac{C^*}{2(1+m')^2} - \frac{1}{1+m'} \quad (2.53)$$

mit Randbedingung (2) wird aus Gl.2.52:

$$D = \frac{C^*}{2} - 1 \quad (2.54)$$

Durch Gleichsetzen erhält man [9]:

$$C^* = \frac{2m' + 2}{2 + m'} \quad (2.55)$$

und damit auch:

$$D = -\frac{1}{2 + m'} \quad (2.56)$$

Mit diesen Werten für C^* und D erhält man aus Gl.2.52 als Druckfunktion [9]:

$$p = \frac{6\eta ul}{m'h_0^2} \left[\frac{2m' + 2}{-2(2 + m') \left(1 + m'\frac{x}{l}\right)^2} + \frac{l}{\left(1 + m'\frac{x}{l}\right)} - \frac{1}{2 + m'} \right] \quad (2.57)$$

$$p = \frac{6\eta ul}{h_0^2} \cdot K_p \quad (2.58)$$

$$K_p = \frac{1}{m'} \left[\frac{2m' + 2}{-2(2 + m') \left(1 + m'\frac{x}{l}\right)^2} + \frac{l}{\left(1 + m'\frac{x}{l}\right)} - \frac{1}{2 + m'} \right] \quad (2.59)$$

Damit ist die Druckverteilung bekannt und es kann die Belastungsfähigkeit des Schmierkeils berechnet werden [9]:

$$p_{\text{mittel}} = \frac{1}{l} \int_{x=0}^{x=l} p \, dx \quad (2.60)$$

Durch Einsetzen des Wertes für p aus Gl.2.57 und nach durchgeführter Integration erhält man [9]:

$$p_{\text{mittel}} = \frac{6\eta ul}{h_0^2} \left[\frac{1}{m'^2} \ln(1 + m') - \frac{2}{m'(2 + m')} \right] \quad (2.61)$$

$$p_{\text{mittel}} = \frac{6\eta ul}{h_0^2} \cdot K_{pm} \quad (2.62)$$

Es ist nun ersichtlich von welchen Parametern p_{mittel} abhängig ist. Diese sind:

- η ...Viskosität des Fluids,
- u ...Gleitgeschwindigkeit des Schmierkeils, diese entspricht der Ausgleichsmaschengeschwindigkeit, v (vgl. Gl. 2.6 und Abbildung 2.10),
- l ...Länge des Keils,
- h_0 ...Filmstärke am Schmierkeilbeginn,
- K_{pm} ...Geometriekonstante.

Da die Viskosität des verwendeten Fluids nicht beeinflussbar ist (durch das verwendete Motoröl vorgegeben, eine Ölalterung ist im Schleppbetrieb ebenfalls vernachlässigbar), die Gleitgeschwindigkeit des Ausgleichsgewichtes von der Drehzahl abhängig und ebenfalls nicht beeinflussbar ist, gibt es nur eine begrenzte Anzahl von Möglichkeiten die Tragfähigkeit des Schmierkeiles zu erhöhen. Eine davon ist die Optimierung des Faktors K_{pm} . Dieser hat bei $K_{pm} = 0,026707$ sein Maximum, siehe Abb.2.20. Dieses erreicht er bei $m' = 1,1886$.

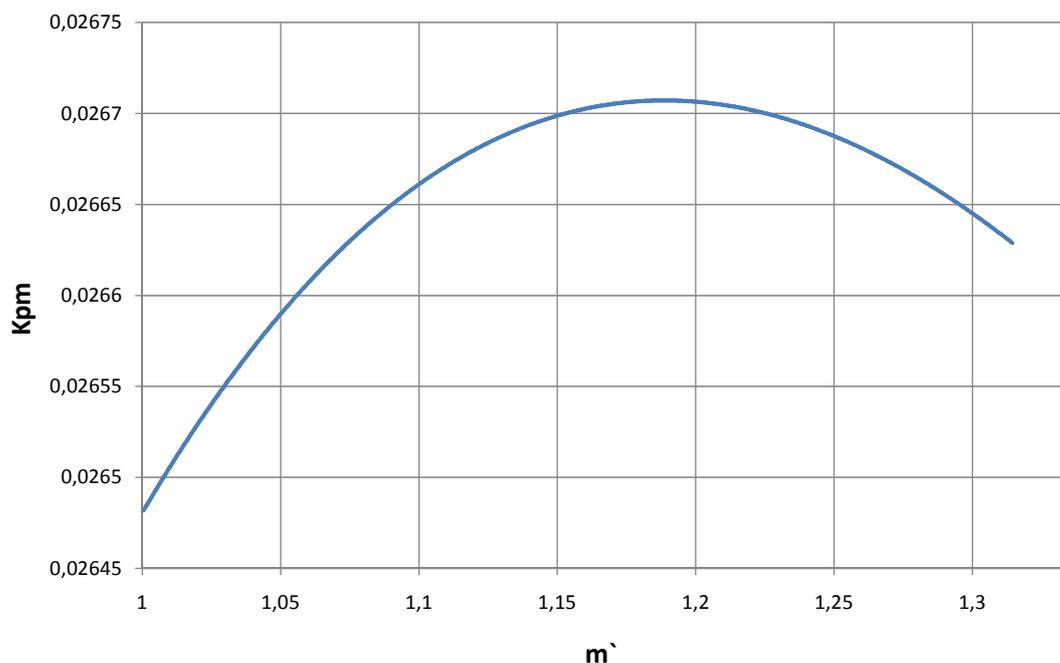


Abbildung 2.20.: K_{pm} über m'

Soll die Tragfähigkeit des Schmierkeils optimiert werden, sollte die Schmierkeillänge l möglichst hoch sein und das dazugehörige m' auf 1,1886 (d.h. die Keilneigung)

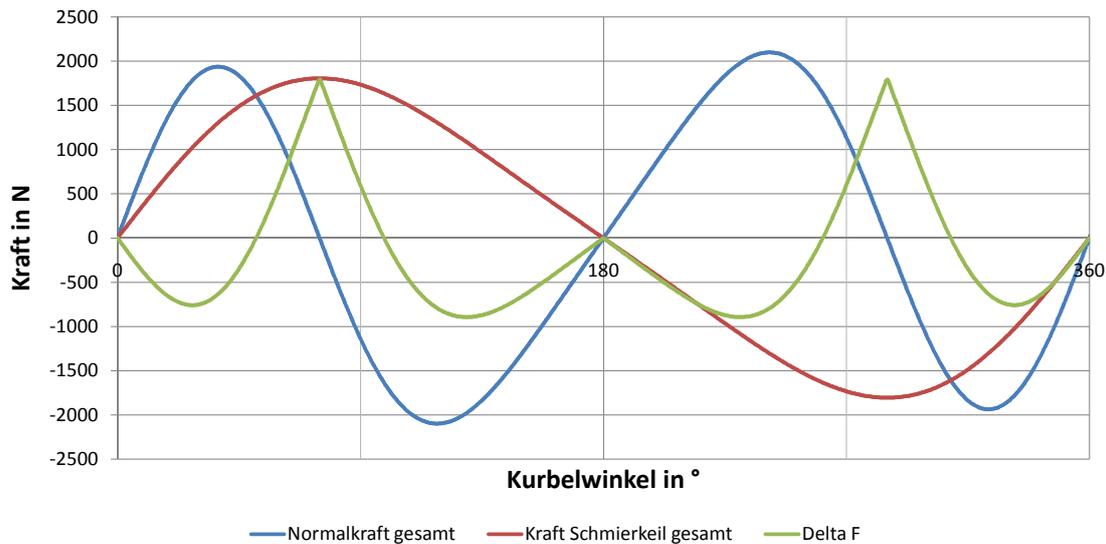


Abbildung 2.21.: gesamte Normalkraft F_N , gesamte Kraft des Schmierkeils, Differenzkraft über Kurbelwinkel

optimiert werden. Die Größe h_0 am Beginn der Ausprägung eines hydrodynamischen Schmierkeiles hängt von der Oberflächenrauigkeit ab. Je geringer die Oberflächenrauigkeit, desto kleiner ist h_0 .

Die durch den Schmierkeil wirkende Gesamtkraft kann mit folgender Gleichung berechnet werden:

$$F_{\text{Schmierkeil}} = p_{\text{mittel}} \cdot l \cdot b \quad (2.63)$$

wobei l die Keillänge und b die Keilbreite sind. Wird nun für die Keillänge $l = 4\text{mm}$ und für die Keilbreite $b = 18\text{mm}$, d.h. die Führungsstangenbreite eingesetzt, so ergeben sich bei zwei aktiven Schmierkeilen sowie den aus Vermessungen bekannten restlichen Geometrieparametern unter der Verwendung von $K_{pm-opt} = 0,026707$ die in Abb.2.21 ersichtlichen Kraftverläufe. Sobald die in Grün dargestellte Differenzkraft positiv ist, ist die hydrodynamische Kraft des Schmierkeils größer als die Normalkraft und das Ausgleichsgewicht würde vollständig auf dem Ölfilm aufschwimmen. Werden jedoch anstatt des Wertes K_{pm-opt} die tatsächlichen Geometriewerte verwendet, kann laut überschlägiger Berechnung keine relevante hydrodynamische Kraft aufgebaut werden. Mit einer im hydrodynamischen Bereich angesiedelten Reibung ist also mit dieser ersten Abschätzung nicht zu rechnen.

2.5. Ermittlung der Reibung

Prinzipiell stehen zur Reibungsermittlung am Verbrennungsmotor verschiedene Verfahren zur Auswahl:

- der Auslaufversuch,
- der Abschaltversuch,
- die Willans-Linien,
- das Schleppen,
- die Stripmethode (Strip-down Methode),
- die Indiziermethode,
- Sondermessverfahren.

Beim Auslaufversuch wird der Motor abgestellt und die Änderung der Drehzahl über der Zeit gemessen. Mit Hilfe der Massenträgheitsmomente der bewegten Massen kann daraus das Reibmoment sowie der Reibmitteldruck ermittelt werden [6].

Beim Abschaltversuch wird die Kraftstoffzufuhr (eines Mehrzylinder-Motors) zu einem Zylinder abgeschaltet. Die restlichen Zylinder arbeiten weiterhin gefeuert und schleppen den abgeschalteten Zylinder. Die Veränderung der Motorleistung wird gemessen und aus dieser kann anschließend auf die Reibleistung geschlossen werden [6].

Bei den sog. Willans-Linien wird bei einer konstanten Motordrehzahl der effektive Mitteldruck p_{me} über den zeitlichen Kraftstoffverbrauch aufgetragen. Extrapoliert man diesen Verlauf bis zum negativen Verbrauch erhält man auf der negativen p_{me} -Achsen den ungefähren Reibmitteldruck [6].

Bei der Schleppmethode wird das Drehmoment, welches zum Schleppen eines Motors am Prüfstand benötigt wird, gemessen. Das kann am betriebswarmen Motor oder beim extern konditionierten Motor erfolgen [6].

Die Stripmethode (od. Strip-down Methode) stellt gewissermaßen eine Sonderform der Schleppmethode dar. Bei dieser werden schrittweise Komponenten des Motors abgebaut. Aus der Differenz der Messwerte ergibt sich der Einfluss der demontierten Komponente auf die Gesamtreibung [6].

Mit der Indiziermethode kann die Reibung eines Motors im gefeuerten Betrieb bestimmt werden. Aufgrund dessen werden mit der Indiziermethode die realen Verhältnisse am Motor wiedergegeben. Es wird der Zylinderdruck p über das Ar-

beitsspiel gemessen. Dadurch kann mit den Formeln [6]:

$$W_i = \oint p \, dV \quad (2.64)$$

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} \quad (2.65)$$

W_i ...Gasarbeit am Kolben pro Arbeitsspiel

V_h ...Hubvolumen

dV ...Volumenänderung

p_i ...innerer (indizierter) Mitteldruck

der indizierte Mitteldruck berechnet werden. Durch das Vermessen des Drehmomentes an der Antriebswelle kann der effektive Mitteldruck ermittelt werden. Mit [6]:

$$p_e = \frac{M_e \cdot 2\pi}{V_h \cdot i} \quad (2.66)$$

$$p_r = p_i - p_e \quad (2.67)$$

p_e ...effektiver Mitteldruck

p_r ...Reibmitteldruck (FMEP)

M_e ...effektives Drehmoment

i ...Arbeitsspiele pro Umdrehung (0,5 für 4-Takt, 1 für 2-Takt)

kann daraus der Reibmitteldruck bestimmt werden.

Weiters gibt es eine Vielzahl von Sondermessverfahren um die Reibung einzelner Komponenten zu bestimmen, z.B. das Messen von Drehmomenten an Schnittstellen mit Hilfe von Drehmoment-Messflansche, oder das Floating-Liner Messverfahren für die Vermessung der Reibung der Kolbengruppe. Bei diesem wird Mittels Kraftsensoren die in einem speziellen Prüfstands Aufbau appliziert sind, die Reibung der Kolbengruppe auf der Zylinderwandung isoliert [3].

3. Experimentelle Untersuchungen

Dieses Kapitel widmet sich der Beschreibung der im Zuge der Diplomarbeit durchgeführten Versuche. Diese wurden auf einem Schleppprüfstand bei der Fa. SMO durchgeführt und in der Abteilung Prototypenbau vorbereitet.

3.1. Versuchsaufbau

Um eine Übersicht über den Prüfstands Aufbau zu geben, ist in Abbildung 3.1 der prinzipielle Prüfstands Aufbau mit den wichtigsten Komponenten dargestellt:

- 1: Grundplatte des Drehmoment-Messflansches,
- 2: Grundplatte des Versuchsmotors,
- 3: Versuchsmotor,
- 4: Drehwinkel-Messsensor,
- 5: externer Ölbehälter,
- 6: Frequenzumrichter der Hydraulikpumpe,
- 7: Hydraulikpumpe,
- 8: Wärmetauscher Wasser-Öl,
- 9: externes Wasserconditioniergerät für die Öltemperierung,
- 10: externes Wasserconditioniergerät für die Kühlwassertemperierung,
- 11: Schwungmasse des Versuchsmotors,
- 12: Gleichlauf-Gelenkwelle,
- 13: Flansch Gelenkwelle Welle des Asynchronmotors,
- 14: Stehlager,
- 15: Stator des Drehmoment-Messflansches,
- 16: Inkrementscheibe des Drehmoment-Messflansches,

- 17: Rotor des Drehmoment-Messflansches,
- 18: Klauenkupplung mit Elastomerkranz,
- 19: Einstellbare Rutschkupplung,
- 20: Gelochter Ring für Rutschkupplungssensor,
- 21: Asynchronmotor,
- 22: Frequenzumrichter für Asynchronmotor,
- 23: verstellbare Füße zum Einrichten des ASM.

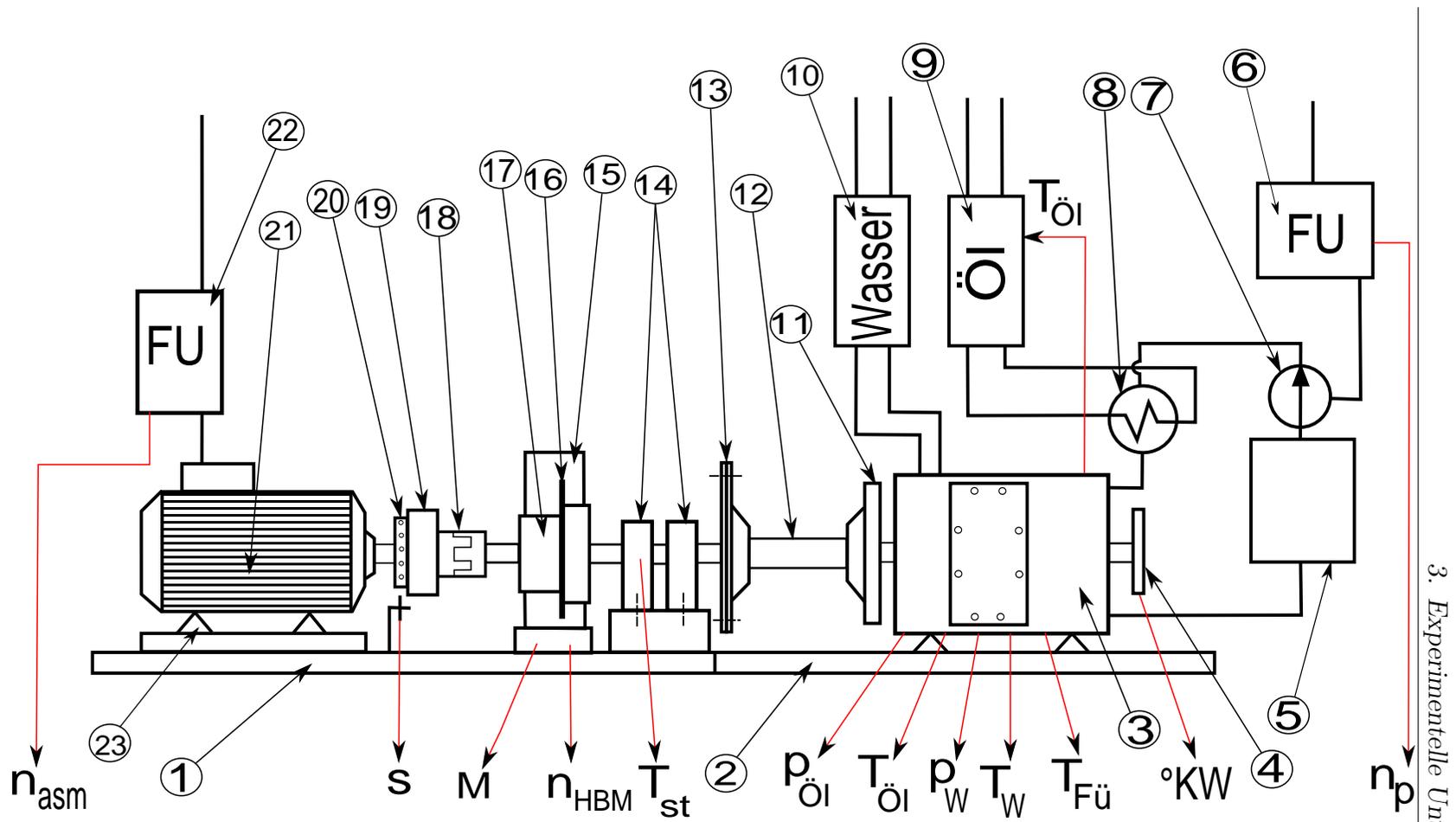


Abbildung 3.1.: Prinzipieller Prüfstands Aufbau

Um möglichst kurze Rüstzeiten und damit eine gute Auslastung der Prüfstände zu ermöglichen, hat sich bei SMO das Arbeiten mit fahrbaren Gestellen etabliert, dem sog. Palettensystem. Sowohl in der Serienfertigung als auch im Prototypenbau werden die Motoren auf Paletten montiert und mit sämtlicher Messtechnik ausgestattet. Diese Motoren müssen für einen Prüfstandsbetrieb lediglich mit dem Prüfstand verbunden werden. Dadurch soll ein reibungsloser Prüfstandsbetrieb ermöglicht werden. In abgeschwächter Form wird dieses System auch für den Aggregate/Schleppprüfstand angewendet. Deswegen wurde ein fahrbares Gestell angekauft und auf diesem der Versuchsmotor erstmalig aufgebaut. Am Schleppprüfstand wurden die beiden Grundplatten bzw. Gestelle (1 und 2) beim Beginn der Versuche zusammengeschraubt.

Der Versuchsmotor (3) bestand aus einem Prototypen eines 2-Zylinder Monoblocks (siehe Abb.2.7, 1). Dieser war aufgrund eines Defekts am Zylinderkopf zwar ein Ausschussteil, was für die durchgeführten Schleppversuche jedoch unerheblich war. Weiters bestand er aus einem gelaufenen Lagerstuhl, mit Kurbelwelle und Kurbelwellenhauptlagern. Die zu Beginn verwendete Ölwanne war mit einem Plexiglas-Sichtfenster ausgestattet. Dadurch war es bei der Erstinbetriebnahme des Versuchsmotors möglich, etwaige Probleme im Schmierkreislauf frühzeitig zu erkennen und zu beheben. Ölpumpe, Ölkühler, Wasserpumpe, Thermostat, Schwungmasse, Kolben und Pleuel des Versuchsmotors wurden entfernt. Um ein Auslaufen des Öls aufgrund fehlender Kolben zu verhindern, wurden Ventile in den Monoblock eingebaut. Weiters wurden die Ölspritzdüsen zur Kolbenbodenkühlung entfernt und mit Wurmschrauben verschlossen. Ein Adapter zur Montage eines Drehwinkelsensors (4) wurde ebenfalls an der Kurbelwelle des Versuchsmotors angebracht.

Der Schmierölkreislauf des Motors sollte vollständig von motorexternen Anlagen konditioniert werden, um das benötigte Schleppmoment nicht zu beeinflussen. Die Ölkonditionierung gestaltete sich folgendermaßen: Aus einem ca. 35 Liter fassenden Ölbehälter (5) wurde das Öl von der integrierten Hydraulikpumpe (7) angesaugt und durch einen Ölfilter in den Wärmetauscher (8) gepumpt. Die Hydraulikpumpe wurde von einem, von der Prüfstandswarte aus regelbaren, Frequenzumrichter (6) mit Spannung versorgt. Vom Wärmetauscher aus gelangte das temperierte Öl in den Hauptölkanal des Versuchsmotors. Der Rücklauf des Öls von der Ölwanne zurück in den Ölbehälter erfolgte aufgrund der höheren Position der Ölwanne.

Um das Öl temperieren zu können wurde der Wärmetauscher mit Kühlflüssigkeit von einem externen Wasserkonditioniergerät (9) versorgt. Dazu wurde eigens ein Gerät der Firma GWK angekauft, da die von SMO eingesetzten Geräte Temperaturen über 90 °C nicht erreichen konnten. Aufgrund der großen Ölmenge, der verschiedenen Öltemperaturen sowie der unbekanntenen und sich ständig verändernden Temperaturspreizung im Wärmetauscher schien es nicht möglich die Öltemperatur nur

mit Einstellen der Wassertemperatur des Konditioniergerätes zu regeln. Um dieses Problem zu umgehen wurde ein externer Temperatursensor in die Ölleitung von Wärmetauscher zu Hauptölkanal appliziert. Dieser wurde mit dem Konditioniergerät verbunden. Dadurch regelte das Wasserkonditioniergerät auf die Temperatur des externen Temperatursensors hin und regelte somit die Öltemperatur.

Um mögliche Differenzen zwischen realem Verhalten des Motors und dem Verhalten des Versuchsmotors aufgrund unterschiedlicher Kühlwassertemperaturen zu vermeiden, wurde auch das Kühlwasser temperiert. Dies sollte mögliche thermische Einflüsse wie Verzüge oder ähnliches vermeiden, beziehungsweise den realen Gegebenheiten angleichen. Dazu wurde ein Wasserkonditioniergerät (10) der Marke Vulkatherm in den Kühlkreislauf des Versuchsmotors integriert.

Um den Drehmomentverlauf zu glätten sowie unzulässige Drehmomentspitzen am Drehmoment-Messflansch zu vermeiden (siehe 3.1.3.6), wurde eine Zusatzschwungmasse (11) am Motor angebracht.

Da der Versuchsaufbau auf zwei zusammengeschraubten fahrbahren Gestellen aufgebaut war, war ein Fluchtungsfehler nicht zu vermeiden. Aufgrund dessen und aufgrund der vom Massenausgleichssystem hervorgerufenen starken Vibrationen war eine starre Verbindung zwischen Versuchsmotor und ASM-Welle nicht möglich. Deswegen wurde eine bei SMO bereits vorhandene Gleichlaufwelle (12) mit zwei homokinetischen Gelenken verbaut.

Die Stehlager (14) sicherten den Drehmoment-Messflansch vor unzulässigen Biege- und Normalspannungen. Auf den Einfluss der Stehlager auf das Reibmoment wird in Kapitel 3.1.4 näher eingegangen.

Stator (17), Rotor (17) und Inkrementscheibe (16) bilden beim Drehmoment-Messflansch eine Einheit. Der verwendete Typ HBM 200 wird in Kapitel 3.1.2 genauer beschrieben.

Obwohl die genaue Ausrichtung der ASM-Welle sehr viel Arbeitszeit in Anspruch nahm, konnten leichte Fluchtungsfehler dennoch nicht vermieden werden. Um einer Verspannung der Welle und den dadurch entstehenden Messfehlern des Drehmoment-Messflansches entgegenzuwirken wurde eine Klauenkupplung mit Elastomerkranz (18) verbaut.

Die Rutschkupplung (19) diente der mechanischen Absicherung des Drehmoment-Messflansches. Aufgrund der langsamen Ansprechzeit der mechanischen Rutschkupplung kann es kurzzeitig jedoch zu einem viel höheren Drehmoment als dem eingestellten kommen. Deswegen ist eine rein mechanische Absicherung des Drehmoment-Messflansches unzulässig. Trotzdem konnte die Rutschkupplung beim ersten Verreiben des Massenausgleiches eine Zerstörung des Messflansches verhindern. Der gelochte Ring ist Teil der Rutschkupplung. Sollte es zu einem Auslösen der Rutsch-

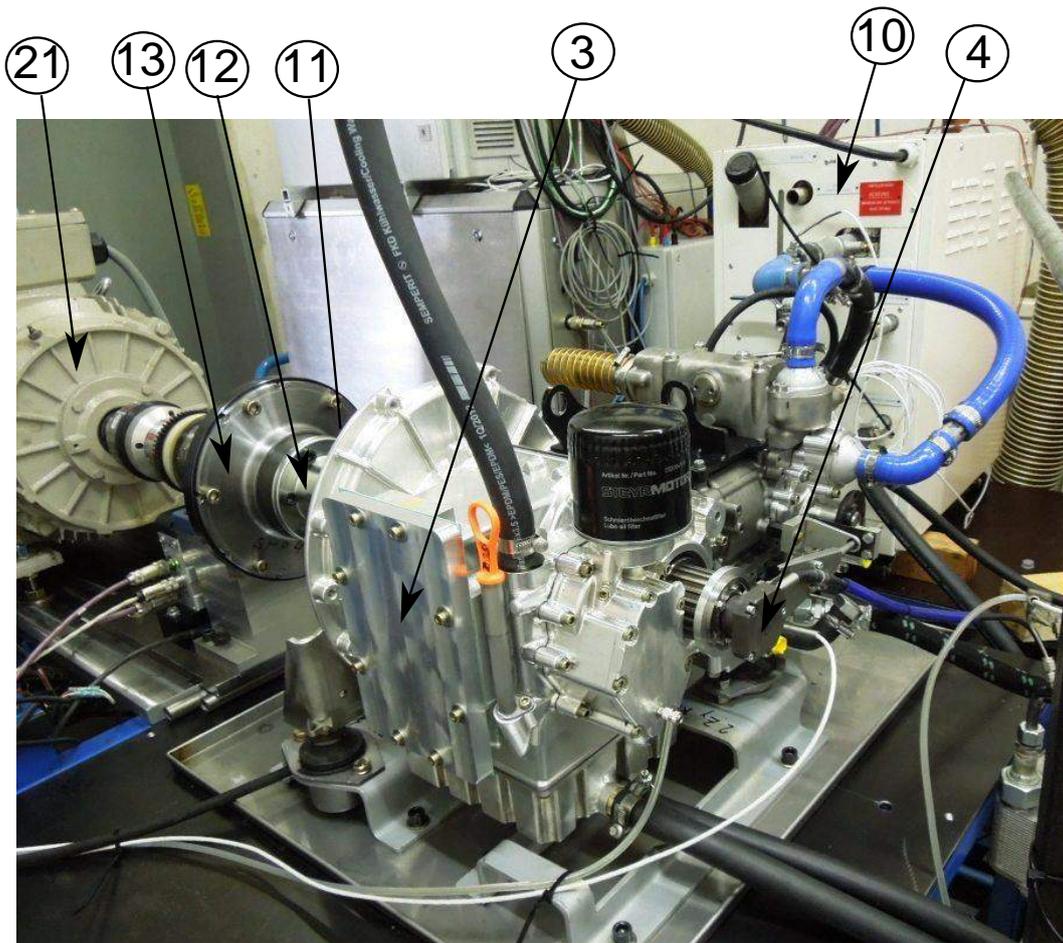


Abbildung 3.2.: Prüfstands Aufbau

kupplung kommen, wandert der gelochte Ring in Abb.3.1 nach links und ein Sensor sendet ein Signal an die Prüfstandssoftware, welche einen Notstopp des Prüfstandes einleitet.

Angetrieben wurde der Prüfstands Aufbau von einer Asynchronmaschine (21). Diese wurde von einem Frequenzumrichter (22) mit Spannung versorgt. Dadurch konnte die Drehzahl stufenlos von der Prüfstandswarte aus verstellt werden. Mithilfe der verstellbaren Auflager (23) konnte die ASM-Welle ausgerichtet werden.

Abbildung 3.2 sowie 3.3 zeigen Fotos des Prüfstands Aufbaus mit der gleichen Teillebenennung wie Abb. 3.1.

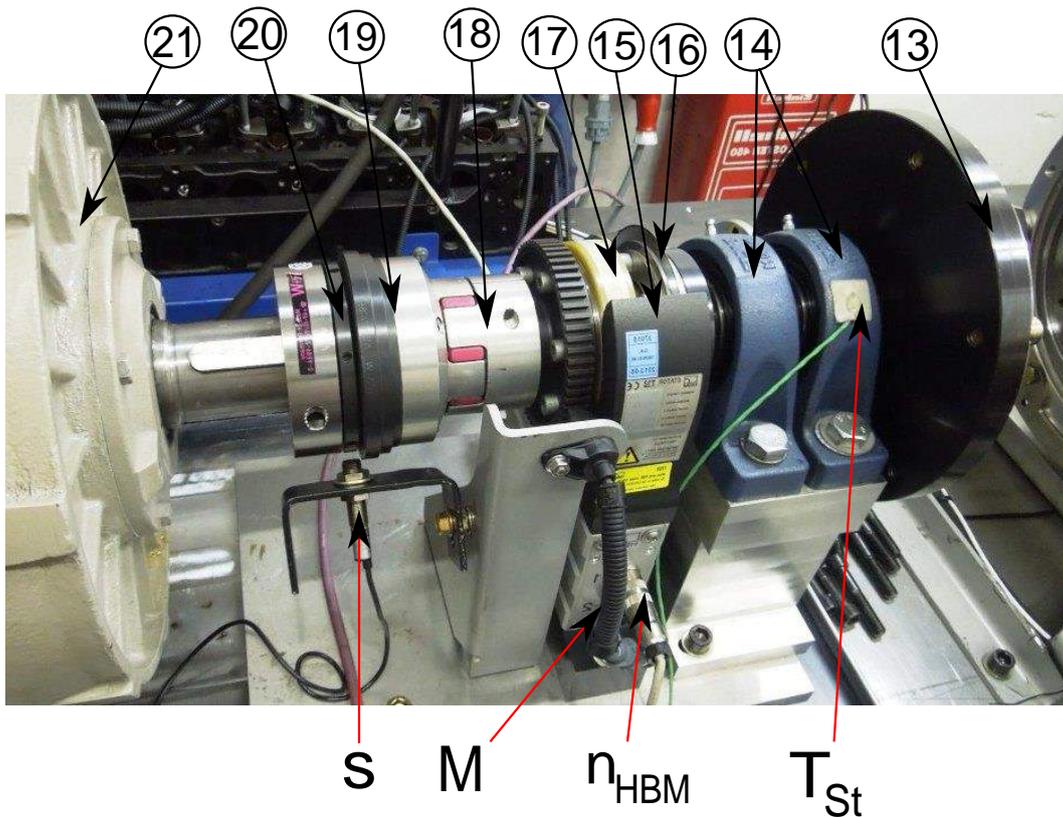


Abbildung 3.3.: Prüfstands Aufbau

3.1.1. Messstellen

Um einen sicheren Prüfstandsbetrieb zu gewährleisten und um die benötigten Messwerte zu erhalten wurden verschiedenste Messgrößen aufgezeichnet und von der Prüfstandssoftware überwacht. Eine Übersicht über diese Größen wird in Abb.3.1 gegeben. Die roten Pfeile kennzeichnen ein Messsignal und am Pfeilende sind die Messgrößen benannt. Diese waren:

- n_{ASM} : die Wellendrehzahl des ASM
- s : Signal zur Überwachung der Stellung der Rutschkupplung
- M : das auf der Welle anliegende Moment
- n_{HBM} : die Wellendrehzahl n .
- T_{St} : Temperatur der Stehlager
- p_{oel} : der Öldruck

- T_{oel} : die Öltemperatur
- T_W : die Temperatur des Kühlwassers
- p_W : der Kühlflüssigkeitsdruck
- T_{Fue} : die Temperatur der Führungsstangen
- $°KW$: Signal des Drehwinkelsensors
- n_p : die Drehzahl der externen Ölpumpe

Der Asynchronmotor wurde von einem Frequenzumrichter mit Spannung versorgt. Dieser Frequenzumrichter berechnete einen Wert für die Wellendrehzahl n_{ASM} und übermittelte diesen an die Prüfstandssoftware.

Wie in Kap.3.1 ausführlicher beschrieben, wurde von einem Induktiv-Sensor die Stellung des gelochten Rings der Rutschkupplung überwacht. Eine axiale Bewegung des Rings löste ein Signal s an die Prüfstandssoftware und einen Notstopp des Prüfstandes aus.

Die wichtigste Messgröße des gesamten Prüfstandsbaus war das an der Antriebswelle anliegende Schleppmoment M , welches vom Drehmoment-Messflansch abgegriffen wurde. Im Messflansch war ebenfalls eine Inkrementscheibe angebracht. Mit dieser ermittelte der Messflansch die exakte Wellendrehzahl n_{HBM} .

Um die Temperatur der Stehlager T_{St} von der Prüfstandswarte aus überwachen zu können wurde ein Temperatursensor am zweiten Stehlager (siehe T_{St} in Abb.3.3) angebracht. Dieser Sensor wurde nur oberflächlich auf dem Stehlager angebracht und gab deswegen nicht die exakte Temperatur der Stehlager wieder. Diese Ungenauigkeit war jedoch unerheblich, da die Stehlagertemperatur lediglich verwendet wurde um eine bessere Reproduzierbarkeit der Versuche zu gewährleisten (siehe Kap.3.1.4).

Der Öldruck p_{oel} war eine wichtige Messgröße und wurde von einem Drucksensor in der Sensorbox ausgewertet. Dieser Sensor war mit einem Kunststoffschlauch mit der Messstelle verbunden. Diese wurde am Öleintritt vom abgeschlossenen Ölkühler in den Motorblock appliziert. Da die Messstelle ca. 1,5 cm vom Hauptölkanal entfernt war (siehe Abb. 3.5), entsprach p_{oel} dem Öldruck im Hauptölkanal.

Zur Ermittlung der Öltemperatur im Hauptölkanal T_{oel} war direkt in diesem ein Temperatursensor angebracht (siehe Abb.3.5).

Die Temperatur der Kühlflüssigkeit oder ECT (Engine Coolant Temperature) wurde mit T_W bezeichnet. Der dafür verwendete Temperatursensor war im Wasserkreislauf im Rücklauf von Motor zu Wasserkonditioniergerät angebracht. Die Kühlwassertemperatur konnte zwar nicht von der Prüfstandswarte aus verändert, jedoch überwacht werden.

Der Drucksensor für den Druck der Kühlflüssigkeit p_W war in der Sensorbox des Prüfstandes platziert. Von dort wurde er mit der Messstelle im Kühlwassermantel des Versuchsmotors verbunden. Der ECT-Druck war lediglich erforderlich um zu überwachen, ob das Wasserkonditioniergerät aktiv war.

Die Temperatur der Führungsstangen des Massenausgleichs T_{Fue} wurde ebenfalls erfasst, um ein mögliches Verreiben der Ausgleichsmasse frühzeitig zu erkennen (siehe Kapitel 3.1.3.5).

Ein am Zahnriemenantrieb befestigter Drehwinkelsensor (4) lieferte das Signal $°KW$ um einen Verlauf des Drehmomentes über $°KW$ zu ermöglichen und eventuelle für den Drehmoment-Messflansch gefährliche dynamische Drehmomentspitzen zu erkennen.

Die Drehzahl der externen Ölpumpe n_p wurde vom Frequenzumrichter der Ölpumpe errechnet und in die Prüfstandssoftware eingespeist.

3.1.1.1. Grenzwerte und Prüfstandsabsicherung

Um einen sicheren Prüfstandsbetrieb zu gewährleisten ist es möglich in der Prüfstandssoftware *Tornado* Grenzwerte für die empfangenen Signale abzuspeichern. Eine Grenzwertüberschreitung führt entweder sofort oder nach einer frei wählbaren Zeitdauer zu einer Notabschaltung des Prüfstandes oder einer Warnung. Mit dieser Absicherung sollte die Zerstörung des Messflansches und andere unvorhersehbare Probleme verhindert werden. Grenzwerte für folgende Messwerte wurden abgesichert:

- M ..Drehmomentsignal vom Messflansch,
- n_{HBM} ...Drehzahlsignal vom Messflansch,
- n_{ASM} ...Drehzahlsignal vom FU der ASM,
- P_{ASM} ...Leistung des ASM,
- p_{sec} ...Druck im Wasserzulauf,
- p_{oel} ...Öldruck,
- p_W ...Druck der Kühlflüssigkeit,
- T_{Fue} ...Führungsstangentemperatur,
- T_{St} ...Stehlagertemperatur.

Das Drehmomentsignal des Messflansches M wurde auf 10 Nm begrenzt. Bei einer Überschreitung dieses Wertes von 0,1 s würde ein Notstopp eingeleitet. Beim

Hochfahren der Motordrehzahl in einer vorher festgelegten Zeitdauer (sog. Rampe) wurde diese 10 Nm-Marke gerade nicht überschritten und deswegen Prüfstandsgrenzwert herangezogen.

Das Drehzahlsignal des Messflansches n_{HBM} wurde auf 3650 min^{-1} limitiert um einem unbeabsichtigten Hochfahren der Drehzahl über die Nenndrehzahl vorzubeugen.

Der FU (Frequenzumrichter) der ASM berechnete ebenfalls eine Drehzahl. Da dieses Signal vor der Rutschkupplung und das Drehzahlsignal des Messflansches nach der Rutschkupplung abgegriffen wurde, war die Absicherung der Differenzdrehzahl wichtig. Sollte es zu einem Auslösen der mechanischen Rutschkupplung kommen, würde ansonsten die Asynchronmaschine die Wellendrehzahl erhöhen, da die Wellendrehzahl mit n_{HBM} geregelt wurde. Dadurch käme es zu einer unzulässigen Erhöhung der Wellendrehzahl im Bereich zwischen ASM und Rutschkupplung. Durch die Absicherung der Differenzdrehzahl konnte dieses Szenario ausgeschlossen werden.

Die vom FU der ASM berechnete Leistung P_{ASM} , wurde ebenfalls mit einem Grenzwert abgesichert.

Im Kaltwasser-Zulauf zu den Konditioniergeräten (zum Abkühlen der zu temperierenden Medien) war ebenfalls ein Drucksensor verbaut. Das zugehörige Signal p_{see} wurde abgesichert, um bei größeren Leckagen ein elektromagnetisches Ventil im Zulauf zu schließen und einen unerwünschten Wasseraustritt im Prüfstandsraum zu verhindern.

Der Öldruck p_{oel} wurde mit einer Ober- und Untergrenze überwacht, um den Versuchsmotor bei einem etwaigen Defekt der externen Ölversorgung abzusichern.

Der Kühlwasserdruck p_W wurde ebenfalls mit Ober- und Untergrenze überwacht um den Versuchsmotor bei Problemen mit der externen Kühlwasserversorgung zu schützen.

Nach dem ersten Schadensfall wurde auch die Führungsstangentemperatur T_{Fue} abgenommen. Ein Grenzwert für die Differenztemperatur zwischen Öl und Führungsstange wurde eingestellt. Bei einem Schadensfall durch Verreiben würde die Führungsstangentemperatur steigen und höher als die Öltemperatur sein. Im Normalbetrieb war die Führungsstangentemperatur ca. 1°C höher als die Öltemperatur. Beim Herunterkühlen auf niedrigere Temperaturen musste dieser Grenzwert temporär deaktiviert werden, da die Öltemperatur schneller als die Stangentemperatur sank und dies einem Notstopp ausgelöst hätte.

Die Stehlagertemperatur T_{St} wurde ebenfalls mit einer Obergrenze überwacht, um einen etwaigen Schaden des Stehagers zu erkennen.

3.1.2. Messtechnik

Am Prüfstand wurde folgende Messtechnik eingesetzt:

- M : das Drehmoment wurde vom Drehmoment-Messflansch *HBM T12 200* erfasst,
- n_{HBM} : die Drehzahl wurde ebenfalls vom Drehmoment- Messflansch *HBM T12 200* erfasst,
- T_{St} : die Stehlagertemperatur wurde von einem *Pt – 100* Temperatursensor erfasst,
- p_{oel} : der Öldruck wurde von einem Drucksensor Typ: *PMA–DrucktransmitterPM31* erfasst
- T_{oel} : die Öltemperatur wurde von einem *Pt – 100* Temperatursensor erfasst,
- p_W : der Kühlflüssigkeitsdruck wurde von einem Drucksensor Typ: *PMA – DrucktransmitterPM31* erfasst
- T_W : die Wassertemperatur wurde von einem *Pt – 100* Temperatursensor erfasst,
- T_{Fue} : die Führungsstangentemperatur wurde ebenfalls von einem *Pt-100* Temperatursensor erfasst
- $^{\circ}KW$: der Kurbelwinkel wurde von einem optischen Drehwinkelsensor des Typs: *X AVL 365 C* aufgenommen.

Pt-100 ist die Bezeichnung für einen Temperatursensor welcher die Veränderung des elektrischen Widerstandes als Messeffekt verwendet. Ein Pt-100 Widerstandstempatursensor besteht aus Platin und hat einen Nennwiderstand von $100\ \Omega$ bei $0\ ^{\circ}C$. Sämtliche Temperatursensoren wurden vor der Inbetriebnahme mit dem Temperatur-Kalibriergerät des Typs *Jofra ITC 650 A* kalibriert. Dazu wurden fünf verschiedene Temperaturen am Kalibriergerät eingestellt und die dazugehörigen Werte der Temperaturfühler an der Prüfstandssoftware angepasst. Die am Kalibriergerät eingestellten Temperaturen wurden zwischen $20-140\ ^{\circ}C$ ausgewählt. Dadurch konnte der bei den Versuchsläufen benötigten Temperaturbereich möglichst genau abgedeckt werden.

Auch die Drucksensoren wurden vor der Erstinbetriebnahme mit dem Druckkalibriergerät Typ: *General Electric Measurement & Control DPI 610* überprüft.

Der für die Messung von Drehmoment und Drehzahl verwendete Drehmoment-Messflansch *HBM T12 200* wird jährlich von der Erzeugerfirma *HBM* kalibriert.

Zur Verarbeitung der Messsignale kam die Prüfstandssoftware *Tornado* der Fa. *Kristl & Seibt* zum Einsatz.

3.1.2.1. Messgenauigkeit

Die verwendeten Temperatursensoren des Typs Pt-100 hatten die Genauigkeitsklasse B und somit eine Ungenauigkeit bei der Maximaltemperatur von $120 \pm 0,9^\circ\text{C}$.

Der Hersteller des Drehmoment-Messflansches gibt bei der Genauigkeit des Drehzahlsignals eine maximale Drehzahlabweichung von $1,5 \text{ min}^{-1}$ bei der Nenndrehzahl von 15000 min^{-1} an. Für das Drehmoment wird die Genauigkeitsklasse 0,03 angegeben, was einer Messgenauigkeit von $200 \pm 0,06 \text{ Nm}$ bei Nenndrehmoment entspricht. Aufgrund des Prüfstandsbaus kam es zu keinen relevanten statischen Belastungen (Normalkraft, Querkraft, Biegemoment, sog. parasitäre Lasten) auf den Drehmoment-Messflansch, welche zu einer größeren Messungenauigkeit des Messflansches geführt hätten.

Für die extern konditionierten Werte T_W und T_{oel} konnte eine Temperaturspanne von $\pm 1,5^\circ\text{C}$ sichergestellt werden.

3.1.3. Umbauten am Prüfstand

Nach und während der Erstinbetriebnahme des Prüfstandsbaus traten einige unvorhergesehene Probleme auf, die es zu lösen galt. Das folgende Kapitel zeigt die größten dieser Probleme und deren Lösungsansätze auf.

3.1.3.1. Nachbearbeitung der Meistergewichte

Beim Einbau der sog. Meistergewichte (Auslegung und Bedeutung siehe Kap. 3.2.0.1) kam es zwar bei der Vermessung der Grundreibung zu keinerlei Problemen, bei der Montage der Meistergewichte nach dem Einbau des MAG-Systems wäre es jedoch zu einer Kollision der Meistergewichte mit dem Gusskäfig des Massenausgleiches gekommen. Da es jedoch aus Schmierungs- und Vibrationsgründen sowie der Nachbildung einer realistischen Belastungssituation wichtig war, Meistergewichte einzusetzen, wurden sie an den betroffenen Stellen nachbearbeitet, siehe Abbildung 3.4. Um zu vermeiden, dass diese Maßnahme einen Einfluss auf die Grundreibung hat, wurde sie später mit den nachbearbeiteten Meistergewichten erneut vermessen.

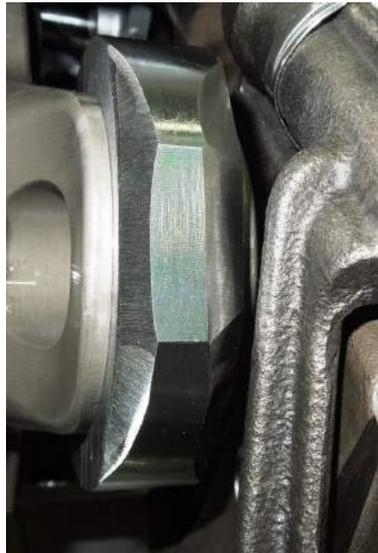


Abbildung 3.4.: Eingebaute und nachbearbeitete Meistergewichte der Kolben-Pleuel

3.1.3.2. Ölwanneabfluss

Bei der Erstinbetriebnahme des Versuchsaufbaus wurde eine Ölwanne mit integriertem Schauglas verwendet. Damit konnte eine visuelle Kontrolle der Schmierölströme und des Ölstandes vorgenommen werden. Es zeigte sich, dass bei Öltemperaturen von 40 °C der Ölabfluss zu gering war. Die Gefahr eines Aufstauens des Öls im Motorraum und ein dadurch hervorgerufenes Eintauchen der Blindmasse in das Ölbad war gegeben. Dies hätte zu erheblich größeren Schleppmomenten und einer Verfälschung der Messergebnisse geführt. Um dies zu verhindern wurde ein zweiter Ölabfluss in die Ölwanne integriert (Abb.3.5).

3.1.3.3. Gehäuseumbau

Nach dem ersten Umbau auf dem Prüfstand zeigte sich, dass ein Tauschen des MAG mit einem enormen Zeitaufwand verbunden war. Um Komponenten des MAG tauschen zu können, musste die Gleichlaufwelle abgeflanscht werden. Weiters war es nötig, die Ölwanne zu entfernen. Aufgrund der kompakten Bauweise des Motors sind die Befestigungsschrauben sehr schlecht zugänglich und schwierig zu entfernen. Weiters musste der Ölpumpendeckel entfernt werden. Da es jedoch sehr oft nötig war, Komponenten des MAG zu tauschen, wurde folgende Veränderung vorgenommen: Die bestehende Konstruktion der Ölwanne wurde im Bereich

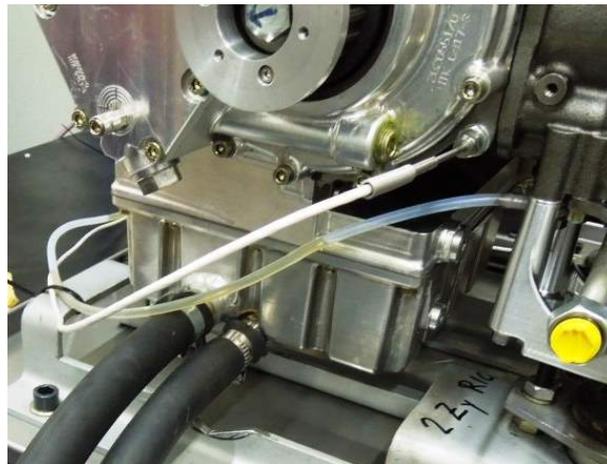


Abbildung 3.5.: Zweiter Ölabfluss und die Messstellen für T_{oel} und p_{oel}

des Ölpumpengehäuses abgeändert, um ein Entfernen des Blindmassenbolzens bei montierter Ölwanne zu ermöglichen. Zusätzlich wurde ein Deckel zum Ausbau des gesamten Massenausgleiches bei montierter Ölwanne vorgesehen. Durch diesen Deckel konnten auch die Führungsstangen bei einem Schwanken des Schleppmomentes auf Reibspuren untersucht werden. Abbildung 3.6 und 3.7 zeigen die abgeänderte Konstruktion. Durch die veränderte Konstruktion der Ölwanne konnte die Rüstzeit drastisch verringert, und der Zeitplan eingehalten werden.

3.1.3.4. Regelung des Öldruckes

Zu Beginn der Versuche wurde eine Hydraulikpumpe mit manuell regelbarem Ventil eingesetzt. Um den Öldruck zu verändern musste dieses Ventil unter ständiger Überwachung des Öldruckes an der Prüfstandswarte verstellt werden. Somit wurden für eine Veränderung des Öldruckes zwei Personen benötigt. Beim ersten Testlauf mit einer Öltemperatur von 120°C konnte der gewünschte Öldruck aufgrund der niedrigen Viskosität des Öls nicht mehr erreicht werden. Zum Lösen dieser Problemstellung wurde ein Frequenzumrichter zur Spannungsversorgung der Hydraulikpumpe eingebaut. Weiters wurde der FU mit der Prüfstandssoftware verbunden. Damit wurde es möglich den Öldruck von der Prüfstandswarte aus zu verstellen.

3.1.3.5. Temperaturüberwachung der Führungsstangen

Nach dem ersten Schadensfall (Verreiben des Ausgleichgewichtes) war erkennbar dass die Absicherung des Prüfstandes noch ungenügend und zu langsam war. Um

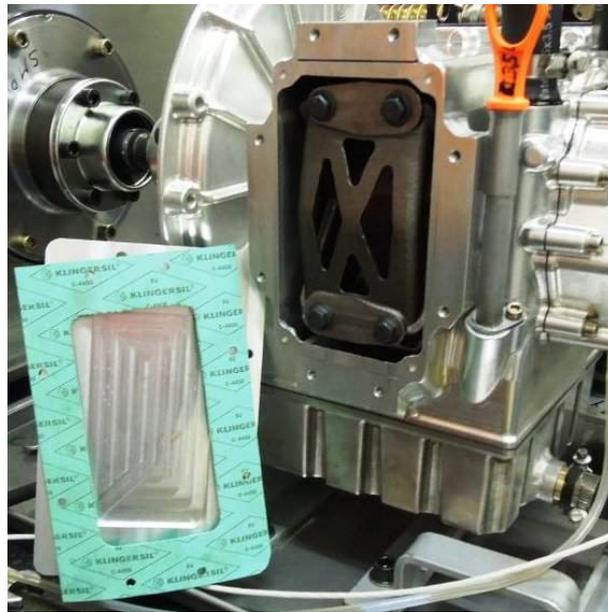


Abbildung 3.6.: umgebaute Ölwanne mit Deckel

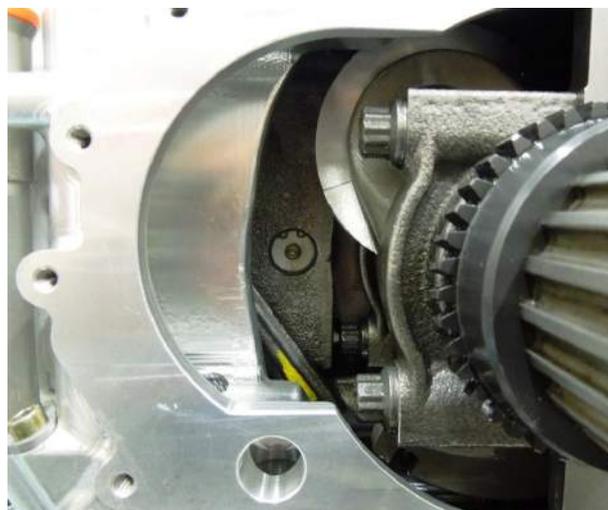


Abbildung 3.7.: umgebaute Ölwanne im Bereich Ölpumpendeckel



Abbildung 3.8.: Temperaturmessstelle an den Führungsstangen

dies zu verbessern, wurde beschlossen die Führungsstangentemperatur während des Betriebes zu messen. Da die bereits verriebenen Führungsstangen sehr heiß wurden (Anlassfarben auf Ausgleichsmasse und Führungsstangen), wurde eine leichte Erwärmung der Führungsstangen vor dem Schadensfall vermutet. Realisiert wurde diese Temperaturmessstelle durch Anbringen eines Sensors an die Führungsstangen (Abb.3.8).

3.1.3.6. Drehmomentspitzen am Drehmoment-Messflansch

Zu Beginn der Versuchsläufe wurde aufgrund von verzögerten Materiallieferungen der Lieferanten der Versuch mit Variation des Lagerspieles (Kapitel 3.2.5) vorgezogen. Nachdem die Standard-Materialpaarung mit geringerem Spiel zwischen Führungsstangen und Führungsbuchsen verrieben ist, musste festgestellt werden, ob der Drehmoment-Messflansch beschädigt oder zerstört wurde. Dazu wurde mit der Messflansch-eigenen Software der Drehmoment-Messflansch ausgelesen. Diese Software der Firma *HBM* zeichnet eine Überlastung des Messflansches auf, dadurch ist es möglich die Häufigkeit von Überlastungen festzustellen. Es stellte sich heraus, dass der Messflansch bereits sehr viele Drehmomentspitzen jenseits von 200 Nm aufgezeichnet hat. Eine Vorausberechnung des dynamischen Drehmomentverlaufes deutete jedoch nicht auf eine Überschreitung der 200 Nm-Grenze hin.

Um herauszufinden zu können wo die Drehmomentspitzen herrührten, war es nötig eine sensiblere Auswertung des Drehmoment-Signals vorzunehmen, da die Prüfstandssoftware lediglich das mittlere Schlepptomente aufzeichnete. Dafür wurde ein Drehwinkelsensor am Antrieb des Zahnriemens installiert. Die Signale des Drehmoment-Messflansches und des Drehwinkelsensors wurden in das *AVL – Indimodul* geleitet, und von dort weiter zur *AVL – Indicom* Auswerteeinheit geführt. Diese werden üblicherweise zur Messung des Zylinderdruckes über den

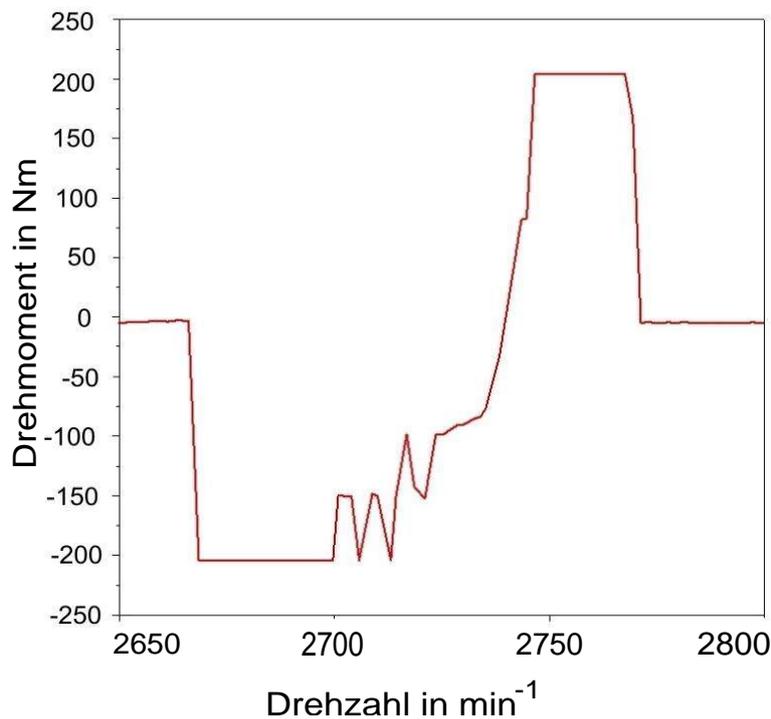


Abbildung 3.9.: Drehmomentsignal beim Überfahren der kritischen Drehzahl

Kurbelwinkel verwendet und erlauben aufgrund dessen eine Messung des Drehmomentes über $^{\circ}KW$.

Im stationären Betrieb konnte der vorher abgeschätzte Verlauf von M über $^{\circ}KW$ überprüft werden. Dieser Verlauf änderte seine Drehmoment-Amplituden mit der Drehzahl und überstieg auch bei der Nenndrehzahl von $n = 3600 \text{ min}^{-1}$ nicht die 200 Nm Marke. Daraufhin wurde ein Recorder (permanentes Speichern der Messdaten) gestartet und die Drehzahl des Versuchsträgers langsam von der Leerlaufdrehzahl $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ auf die Nenndrehzahl $n = 3600 \text{ min}^{-1}$ erhöht. Dabei kam es zu einer Drehmomentspitze bei einer Drehzahl von $n = \text{ca. } 2700 \text{ min}^{-1}$, siehe Abbildung 3.9. Da der Drehmoment-Messflansch nur Drehmomente bis $M = 200 \text{ Nm}$ darstellen kann, sind die Drehmomentspitzen gekappt. Das bedeutete, dass der Drehmoment-Messflansch bei jedem Überfahren dieser Drehzahl unzulässig beansprucht wurde. Es wurde vermutet, dass es aufgrund des leichten Spieles der Gleichlaufwelle zu einer Resonanz bei dieser Frequenz kam. Aufgrund dessen wurde ein Zusatzschwungmasse am Versuchsmotor angebracht. Daraufhin wurde erneut das gesamte Drehzahlband abgefahren. Die Drehmomentspitzen traten allerdings nicht mehr auf, woraufhin die Zusatzschwungmasse im Prüfstandsaufbau belassen wurde.



Abbildung 3.10.: Spritzdüsen und fixierter Kolben

3.1.3.7. Ölversorgung

Nach einem erneuten Schadensfall durch Verreiben des Ausgleichgewichtes auf den Führungsstangen (bei der Reibpaarung geschliffene Führungsstangen und Grauguss-Buchsen) wurde nach Gründen für das neuerliche Versagen des Massenausgleichsystems gesucht. Da andere Prototypenteile bereits eine Laufzeit von 1000 h und mehr ohne Versagen erreichten, wurden die für den Versuchsaufbau relevanten Unterschiede zwischen befeuerten Betrieb und Schleppbetrieb ermittelt. Einer der Hauptunterschiede war der stärkere Ölnebel am befeuerten Massenausgleich aufgrund der Kolbenbodenkühlung mit Ölspritzdüsen. Um diesen Nachteil zu beseitigen, wurden die Ölspritzdüsen wieder eingebaut und zusätzlich Kolben eingebaut und fixiert (Abb.3.10). Da sich die Kolben jedoch nicht bewegten, war die Ölnebelbildung nicht so ausgeprägt wie an der befeuerten VKM.

3.1.4. Einfluss der Stehlagertemperatur

Da die Stehlagertemperatur im Gegensatz zu der Öl- und Kühlwassertemperatur nicht aktiv geregelt werden konnte, musste festgestellt werden, wie sich der Temperatureinfluss auf das Stehlagerreibmoment auswirkt. Da die Stehlagertemperatur aufgrund von sich ändernder Raumtemperatur, Öltemperatur, Kühlwassertemperatur und Wellendrehzahl zwischen 20-55 °C schwankte, mussten Reibmomentmessungen dieser Baugruppe durchgeführt werden. Ansonsten wäre die Reproduzierbarkeit der MAG-Reibleistungsmessungen nicht gegeben gewesen.



Abbildung 3.11.: Stehlager

Abbildung 3.12 zeigt die Abhängigkeit des Reibmomentes der beiden Stehlager (Abbildung 3.11 zeigt die beiden Stehlager und den Verbindungsflansch) von der Temperatur bei der jeweiligen Drehzahl n . Es ist ersichtlich, dass ab einer Temperatur von ca. 36°C die Reibmomente nur mehr minimal schwanken (ca. $0,02\text{ Nm}$).

Aufgrund dieser Ergebnisse wurden die MAG-Reibmomentmessungen immer erst gestartet, wenn sich die Stehlager auf ca. 40°C erwärmt haben. Ein relevanter Einfluss auf die Messungen konnte somit ausgeschlossen werden und eine bessere Reproduzierbarkeit war gewährleistet.

3.2. Durchgeführte Versuche

Im Allgemeinen wurde zwischen zwei verschiedenen Prüfstandsaufbauten unterschieden:

- Grundreibungsaufbau
- Gesamtreibungsaufbau

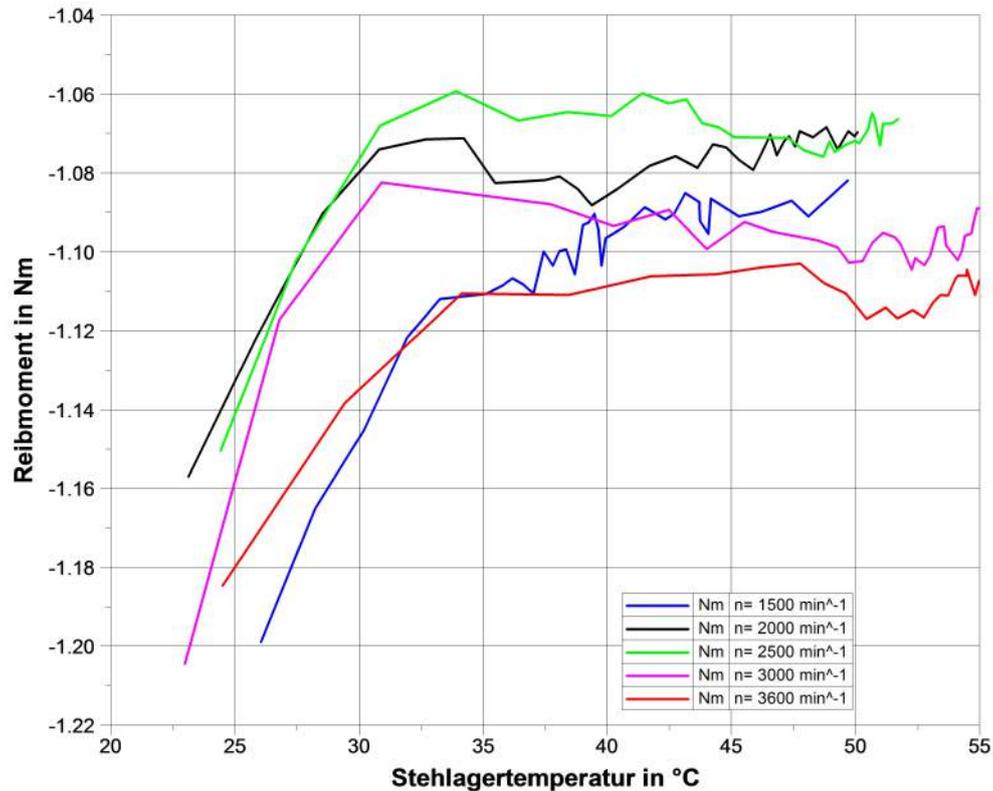


Abbildung 3.12.: Stehlagerreibung über Stehlagertemperatur

Es wurde also die Strip-down Methode zur Reibleistungsmessung angewendet. Formel 3.1 beschreibt den Zusammenhang zwischen den verschiedenen Aufbauten:

$$M_{MAG} = M_{Ges} - M_{Grund} \quad (3.1)$$

M_{MAG} ...Reibmoment des Massenausgleichssystems

M_{Ges} ...Gesamtes Reibmoment

M_{Grund} ...Grundreibmoment

Um das Reibmoment des Massenausgleichssystems zu ermitteln, wurden also die Größen M_{Ges} und M_{Grund} benötigt. Abbildung 3.13 zeigt beispielhaft eine Messung mit M_{MAG} , M_{Ges} , M_{Grund} (die Messwerte für M_{Ges} und M_{Grund} sind nicht von der Stehlagerreibung bereinigt).

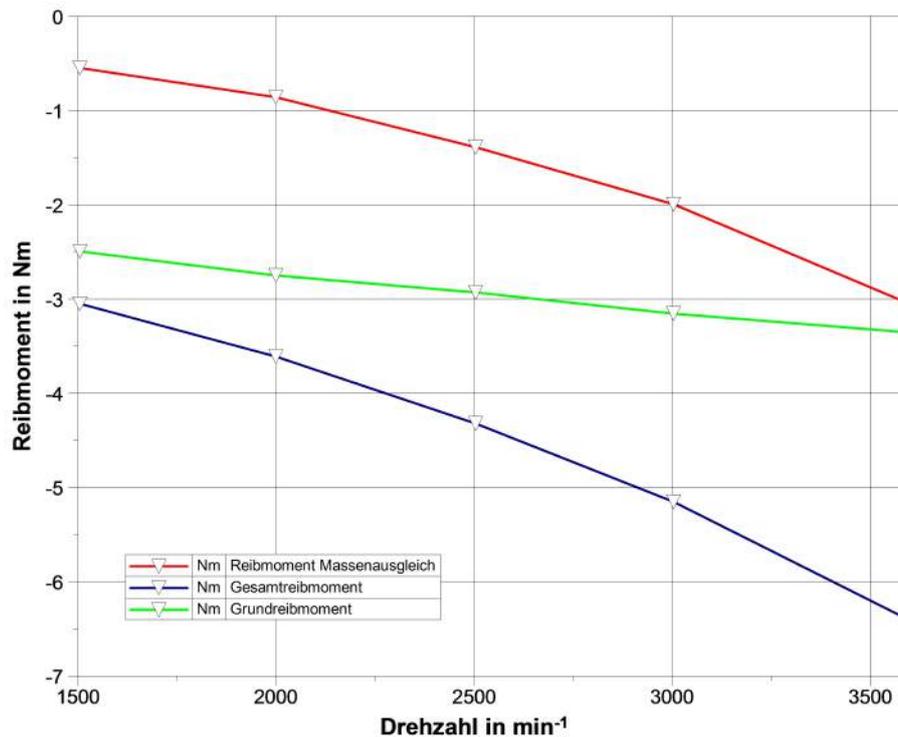


Abbildung 3.13.: Beispiel für M_{MAG} , M_{Ges} , M_{Grund} über n für die Reibpaarung Plas-Ox nitrierte Führungsstangen und Bögra-Gleitbuchse mit 8er-Nut bei $T = 90/90^\circ\text{C}$ und $p_{oel} = 3,9$ bar und Öl der Viskositätsklasse 10W-40

3.2.0.1. Grundreibmoment

Der Prüfstands Aufbau zum Vermessen des Grundreibmomentes war, wie in Abb.3.1 dargestellt, aufgebaut. Der Aufbau des Versuchsmotors unterschied sich jedoch wesentlich. Dieser bestand lediglich aus dem Gehäuse und der Kurbelwelle mit den Meistergewichten. Das bedeutet M_{Grund} ist mit dem Reibmoment der Kurbelwelle gleichzusetzen. Dieses setzte sich aus folgenden Komponenten zusammen:

- Reibmoment der vier Kurbelwellenhauptlager (Grundlager),
- Reibmoment der zwei Radialwellendichtringe,
- Reibmoment, welches durch Öl- und Luftverwirbelungen durch die Kurbelwelle entstehen.

Weiters wurde bei der Vermessung des Grundreibmomentes auch das Reibmoment der Stehlager mitgemessen. Da dieses jedoch auch bei der Vermessung des Ge-

samtreibmomentes mitgemessen wurde, veränderte es nichts am Reibmoment des MAG.

Um ein exaktes Ergebnis zu erhalten, war es nötig, sämtliche Betriebszustände (p_{oel} , T_{oel} , T_W) der Gesamtreibmoment-Vermessung auch bei der Grundreibmoment-Vermessung anzufahren.

Meistergewichte: Auf die Kurbelwelle wurden zusätzlich sog. Meistergewichte (siehe Abb.3.4) angebracht. Diese werden aus folgenden Gründen angebracht: Einerseits verschließen sie die auf den Hubzapfen gelegenen Ölversorgungsbohrungen und stellen so die Ölversorgung der Kurbelwellenhauptlager sicher, andererseits minimieren sie die Vibrationen der Kurbelwelle, da sie den Einfluss der rotierenden Massen kompensieren [6] (siehe Gl.2.20 und folgende). Bei der Grundreibungsvermessung wurden Meistergewichte an allen drei Hubzapfen angebracht.

3.2.0.2. Reibmoment des Massenausgleiches

Das Reibmoment des Massenausgleiches entsteht durch folgende Komponenten:

- Reibung im großen Pleuelauge zwischen Pleuellagerschale und Kurbelwelle,
- Reibung zwischen Ausgleichsmassenbolzen und Lagerbuchse im kleinen Pleuelauge,
- Reibung zwischen Ausgleichsmassenbolzen und Ausgleichsmasse,
- Reibung zwischen Führungsstangen und Gleitbuchsen,
- durch die oszillierende Bewegung der Ausgleichsmasse hervorgerufene Öl- und Luftverwirbelungsverluste,
- zusätzliche Reibungsverluste in den KWHL (Kurbelwellenhauptlager) hervorgerufen durch die Mehrbelastung durch das MAG-System.

Diese Komponenten bilden gemeinsam das Reibmoment des Massenausgleichsystems M_{MAG} , da sie ohne sehr großen Mehraufwand des Prüfstandsbaus nicht mehr sinnvoll separiert werden können. Eventuell muss zu diesen Komponenten auch noch ein zusätzliches Kurbelwellenhauptlager addiert werden, wie in Kap. 4.8 näher erläutert wird.

3.2.0.3. Gesamtreibmoment

Um das Gesamtreibmoment zu messen, wurde im bestehenden Prüfstandsbaus der Versuchsmotor folgendermaßen aufgebaut: Kurbelwelle mit zwei Meistergewichten am ersten und dritten Hubzapfen, am mittleren Hubzapfen wurde das

Ausgleichspleuel des Massenausgleichs befestigt. Weiters wurde das gesamte Massenausgleichssystem aufgebaut.

3.2.1. Variation der Reibpaarungen

Ein Hauptbestandteil der Diplomarbeit war die Variation der Reibpaarung von Führungsstange und Gleitbuchse. Dazu wurden die jeweiligen Reibpartner in den Versuchsmotor verbaut und das jeweilige Gesamtreibmoment vermessen. Ausgewählt wurden verschiedenste Oberflächenbehandlungen und -beschichtungen für die Führungsstangen sowie verschiedene Formen und Materialien für die Axial-Gleitführungsbuchsen. Es sollte vermessen werden, welche Gleitpaarung die niedrigsten Reibmomente aufweist und eine erste Abschätzung für den Verschleiß sollte erfolgen. Diese Versuche sollten einen Teil der Entscheidungsgrundlage für die Auswahl der Serienkomponenten darstellen.

Grundsätzlich wurden sämtliche verbauten Teile vorher in der firmeneigenen Qualitätsabteilung vermessen, um im Schadensfall einen Ausfall aufgrund falscher Toleranzen ausschließen zu können und eventuell einzelne Teile nachvermessen zu können. Die Messungen wurden erst nach einer Einlaufzeit der verbauten Komponenten von 2 Stunden, bei einer Drehzahl von $n = 2000\text{min}^{-1}$ und den Temperaturen $T = 90/90\text{ }^\circ\text{C}$, gestartet. Nach dieser Zeit konnten keine relevanten Drehmomentänderungen mehr festgestellt werden, was auf einen abgeschlossenen Einfahrvorgang hindeutete.

3.2.1.1. Führungsstangen

Für das Führungsstangen-Grundmaterial EN 10085; 31CrMoV9 wurden folgende Beschichtungen und Oberflächenbehandlungen ausgewählt und im Prüfstandsbetrieb erprobt:

- gehärtet und supergefinished,
- gehärtet und geschliffen,
- ANS-Triboconditioning Oberflächenbehandlung,
- DLC-Beschichtung,
- Gas-Ox Nitrierung,
- Plas-Ox Nitrierung.

gehärtet und supergefinished: Die bereits in einem 400h-Dauerlauf erprobten Führungsstangen (im folgenden auch Standard-Führungsstangen genannt) werden

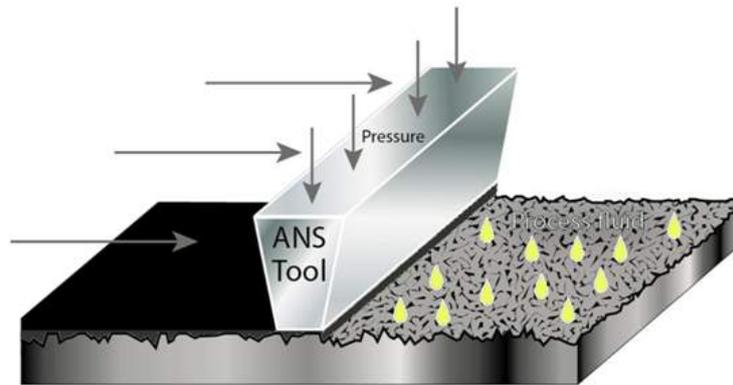


Abbildung 3.14.: Prinzip des ANS-Triboconditioning Prozesses, [4]

zur Zeit im 2-Zylinder Motor verwendet. Die Führungsstangen werden induktiv gehärtet und anschließend geschliffen. Der Superfinish-Prozess wird momentan von der Fa. Nagel Maschinen- und Werkzeugfabrik in Nürtingen bei Stuttgart durchgeführt. Beim Superfinishen (auch Außenhonen oder Kurzhubhonen genannt) wird ein, einem Honstein ähnlichen, Schleifkörper gegen das sich drehende Werkstück gedrückt. Dieser Schleifkörper führt schnelle Längsschwingungen von nur wenigen Millimetern durch. Durch die Überlagerung der Bewegungen bewegen sich die Schleifkörner auf immer neuen Wegen über die Werkstückoberfläche. Dadurch erreicht man besonders hohe Oberflächengüten [19].

gehärtet und geschliffen: Die Führungsstangen werden induktiv gehärtet und anschließend geschliffen. Im Vergleich zu den Standard-Führungsstangen fällt der sehr teure Superfinish-Prozess weg.

ANS-Triboconditioning Oberflächenbehandlung: Diese Oberflächenbehandlung wurde von der Firma Applied Nano Surfaces in Uppsala, Schweden durchgeführt. Bei diesem patentierten tribochemischen Verfahren werden eine hohe Oberflächengüte und eine sehr verschleißfeste Oberfläche erzeugt. Bild 3.14 zeigt das Prinzip dieser Oberflächenbehandlung. Mit sehr hohem Druck wird ein mechanisches Werkzeug in Anwesenheit eines Prozessfluids auf die Werkstückoberfläche gedrückt. Dabei kommt es zu einer mechanischen Einebnung der Oberflächenrauigkeiten des Werkstückes. Gleichzeitig kommt es zum Aufbau einer Druckeigenspannung in der Randschicht des Werkstückes und einer Aktivierung der Oberfläche aufgrund der Entfernung von Oxid- und Schmutzschichten. Aufgrund der hohen Drücke wird sehr viel Reibungsenergie in der Kontaktzone zwischen Werkstück und Werkzeug frei. Diese punktuell sehr hohen Temperaturen und Drücke starten die chemischen Reaktionen welche zum Aufbau des Tribofilms führen. Dieser Tribofilm besteht vorrangig aus WS_2 , Wolfram-Disulfid als reibungsminimierenden

Stoff. Dieses ist thermisch stabil, unlöslich in Wasser, Öl und anderen technischen Lösungsmitteln und relativ unempfindlich gegenüber Feuchtigkeit. Allerdings ist der ANS-Tribofilm für Reibungspaarungen mit Kupferbestandteilen ungeeignet, weswegen sie nur mit Grauguss-Gleitbuchsen kombiniert wurden [4].

DLC-Beschichtung: DLC ist die Kurzform von Diamond-like-Carbon und ist der Überbegriff für diamantähnliche Kohlenstoffschichten. Diese Beschichtung zeichnet sich durch hohe Härte (bis zu 1500 HV), niedrige Reibungskoeffizienten, hohe Verschleißfestigkeit und hohe Korrosionsbeständigkeit aus. Die Eigenschaften der DLC-Schicht kann variiert werden und hängt vom Verhältnis sp^2/sp^3 ab, wobei sp^2 eine graphitartige Struktur des Kohlenstoffes und sp^3 eine diamantartige Struktur des Kohlenstoffes bedeuten. Bei der Fa. Rübzig kann die DLC-Beschichtung mit einer PlasOx Nitrierung kombiniert werden. In diesem Fall wird das Bauteil vorher nitriert, um eine Stützschiicht für die DLC-Beschichtung zu erzeugen [7].

GasOx Nitrierung: Beim Gasnitrieren werden die Werkstücke in einem Nitrierofen bei Atmosphärendruck erhitzt. Die Temperaturen beim Gasnitrieren bewegen sich zwischen 500-570 °C. Das geschieht in der Anwesenheit von Ammoniak als Prozessgas. Dadurch kommt es zu einer Anreicherung der Werkstückoberfläche mit Stickstoff und zum Aufbau einer Verbindungsschiicht und einer Diffusionsschiicht. Diese besitzen eine höhere Härte als der Grundwerkstoff. Wird die Werkstückoberfläche nach dem Nitriervorgang durch Oxidieren auch noch passiviert, spricht man beim Zulieferer der Oberflächenbehandelten Führungsstangen, der Firma Rübzig aus Wels, von einer sogenannten GasOx Nitrierung [2].

PlasOx Nitrierung: Das sog. PlasOx Nitrieren ist eine Kombination der beiden Prozesse Plasmanitrieren und anschließendem Passivieren der Oberfläche durch Oxidation. In einem Plasmanitrierofen werden die Werkstücke bei einem Druck <1 mbar erhitzt. Durch den geringen Druck wird das Prozessgas bereits bei niedrigen Drücken el. leitend bzw. zum Plasma. Das Prozessgas besteht aus einer Mischung von Wasserstoff und molekularem Stickstoff. Durch elektrisches Pulsen zwischen Anode und Kathode (Werkstück und Plasmanitrieranlage) kommt es zu einer Anreicherung der Oberfläche mit Stickstoff und damit zu einer Härte- und Verschleißfestigkeitssteigerung [2].

3.2.1.2. Axial-Gleitführungsbuchsen

Es wurden drei verschiedene Varianten von Gleitführungsbuchsen im Prüfstandsbetrieb erprobt:

- Standard-Buchsen,
- Buchsen mit 8er-Nut,

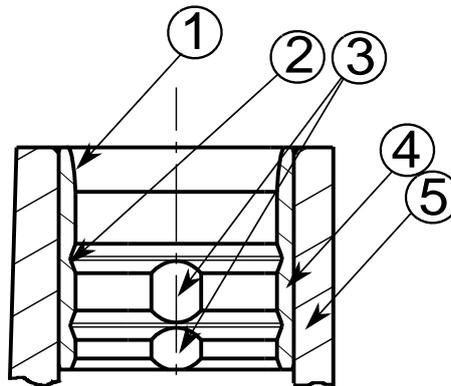


Abbildung 3.15.: Schnitt durch die Standardbuchse im Ausgleichsgewicht

- Graugussbuchsen.

Standard-Buchsen: Als Standard-Buchse wird in dieser DA die bereits in diversen Prototypen verwendete Buchse bezeichnet. In Abbildung 3.15 ist ein Schnitt durch diese ersichtlich. (4) bezeichnet darin die aufgeschnittene Buchse, (5) die aufgeschnittene Ausgleichsmasse. Die Buchse hat einen „trompetenförmigen“ Einlaufbereich (1) sowie zahlreiche Einstiche (2). Es wurde ebenfalls eine Nut in axialer Richtung vorgesehen (3). Diese Nut sollte einen gewissen Mindest-Schmieröldurchsatz sichern. Dieser sollte vor allem die nötige Kühlung der Reibpaarung sicherstellen. Aufgrund der Komplexität dieser Buchsenform schien eine analytische Berechnung des hydrodynamischen Verhaltens dieser Buchse zu aufwendig. Um diese Gleitbuchsenform in der Blindmasse zu realisieren, musste ein Buchsenrohling in die Blindmasse gepresst werden und anschließend unter Beachtung der Form- und Lagetoleranzen in der Blindmasse fertig bearbeitet werden.

Die Buchse wurde von der Fa. Bögra in Solingen hergestellt. Sie wurde aus einer Lagerbronze mit der Bezeichnung PSN108, mit der chemischen Zusammensetzung (CuSn10Ni8Zn3) hergestellt. Da von einem vorwiegendem Betrieb im Misch- und Grenzreibungsgebiet ausgegangen wurde, wurde bei der Materialwahl auf hohe Verschleißfestigkeit wertgelegt.

Buchsen mit 8er-Nut: Eine zweite Variante der Axial-Gleitbuchsen wurde von der Fa. Bögra, bei einem Versuch die Geometrie zu optimieren, vorgeschlagen. Das Material war das selbe wie bei der Standard-Buchse, es änderte sich lediglich die Geometrie der Buchseninnenseite. In dieser wurde nun eine Nut in Form einer 8 eingefräst (siehe Abb.3.16 (1)), im Folgenden wird diese Gleitbuchsenart mit 8er-Nut bezeichnet). Die Buchsen wurden so in die Ausgleichsmasse eingepresst, dass in Hauptbelastungsrichtung (entgegen von F_N) die meiste Auflagefläche vorhanden

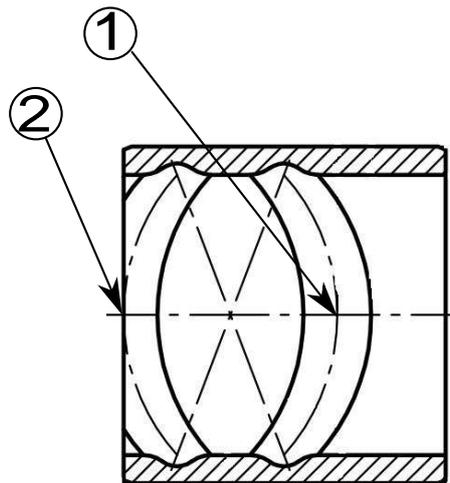


Abbildung 3.16.: Schnitt durch 8er-Nut Buchse

war. Diese 8er Kontur war in Richtung der internen Ölversorgungsbohrung hin (vgl. Abb. 3.17, Druckölkanal) geöffnet (2), um ein Einströmen des Drucköls in die Kontur zu erleichtern. Diese Buchse hatte vergleichbar mit der Standard-Buchse eine Bearbeitungszugabe, um sie nach dem Einpressen in die Ausgleichsmasse endbearbeiten zu können.

Graugussbuchsen: Die dritte Variation der Gleitbuchsen war, diese vollständig wegzulassen. Das bedeutet, dass die Blindmasse direkt auf den Führungsstangen auf und ab lief (im Folgenden wird diese Version als Graugussbuchse bezeichnet werden, obwohl es eine Buchse in diesem Sinne nicht gibt). Diese Variante hatte vor allem große kostentechnische Vorteile, da ein aufwendiges Auf- und Abspannen der Blindmasse an der Bearbeitungsmaschine entfällt bzw. alle Endbearbeitungen auf einmal vorgenommen werden können. Die Kontur der Laufflächen war mit jener der Standard-Buchse vergleichbar.

3.2.1.3. Versuchsmatrix

Damit nach der Prüfstandsoptimierung der Tausch des Massenausgleichssystems relativ schnell durchgeführt werden konnte, fiel die Entscheidung, alle Materialien miteinander zu vergleichen. Dies führte zu einer Versuchsmatrix mit 6 Führungsstangenarten und 3 Buchsenarten. Die Versuchsmatrix ist in Tabelle 3.1 zur besseren Übersicht noch einmal dargestellt.

Eine Kostenabschätzung wurde dabei nicht gemacht, da eine solche ohne dem Wissen über eine ungefähre Stückzahl nicht vernünftig durchzuführen ist.

Führungs- stangenart \ Gleitbuchsen- art	Standard- buchse	8er-Nut Buchse	Grauguss- Buchse
GasOx-nitriert	✓	✓	✓
PlasOx-nitriert	✓	✓	✓
ANS-Triboconditioning	n. mögl.	n. mögl.	✓
gehärtet und supergefinished	✓	✓	✓
gehärtet und geschliffen	✓	✓	verrieben
DLC-beschichtet	✓	✓	✓
supergefinished, 1000h	✓	n. durchgef.	n. durchgef.

Tabelle 3.1.: Versuchsmatrix der Materialpaarungen

3.2.2. Variation der Ölzufuhr

Aufgrund der Ergebnisse der Messungen mit verschiedenen Materialpaarungen wurde zum Ende der Diplomarbeit hin ein verstärktes Augenmerk auf die Kostenoptimierung gelegt. Es stand die Frage im Raum, ob eine interne Ölversorgung der Axialgleitbuchsen überhaupt notwendig sei, oder ob eine Ölversorgung mit dem, durch die Rotation der Pleuelauge sowie durch die Spritzdüsen zur Pleuelauge entstehenden Ölnebel, zur Ölversorgung der Axialgleitbuchsen ausreichend ist. Zur Abklärung dieser Fragestellung wurde eine Blindmasse mit Graugussbuchsen präpariert: Es wurde in die Ölversorgungsbohrung zwischen Gleitbuchse und kleinem Pleuelauge des Ausgleichspleuels eine Wurmsschraube platziert. Diese verhinderte, dass Drucköl zur Lagerstelle gelangen konnte. Siehe Abbildung 3.17

Die präparierte Blindmasse wurde zusammen mit DLC-beschichteten Führungsstangen in den Versuchsaufbau eingebaut. Da die Konsequenzen einer nicht vorhandenen internen Ölversorgung nicht abzuschätzen waren, wurde besonderer Wert auf die Absicherung durch die Grenzwerte gelegt, um ein Überfahren und mögliches Zerstören des Drehmoment-Messflansches zu verhindern. Der Einlauf erfolgte wie üblich bei den Temperaturen $T = 90/90^\circ\text{C}$. Nach kurzer Einlaufphase kam es jedoch zu einem Notstopp aufgrund einer Grenzwertüberschreitung des Drehmomentes. Das Ausbauen und Zerlegen des Massenausgleiches mit anschließender Sichtprüfung der Teile ergab jedoch keine nennenswerten Schäden. Es konnte lediglich eine leichte Kratzspur festgestellt werden. Diese entstand vermutlich durch einen Span, der sich noch in der Ausgleichsmasse befand. Nach einem erneuten Einbau der Teile konnten die Messungen ohne weitere Komplikationen durchgeführt werden.

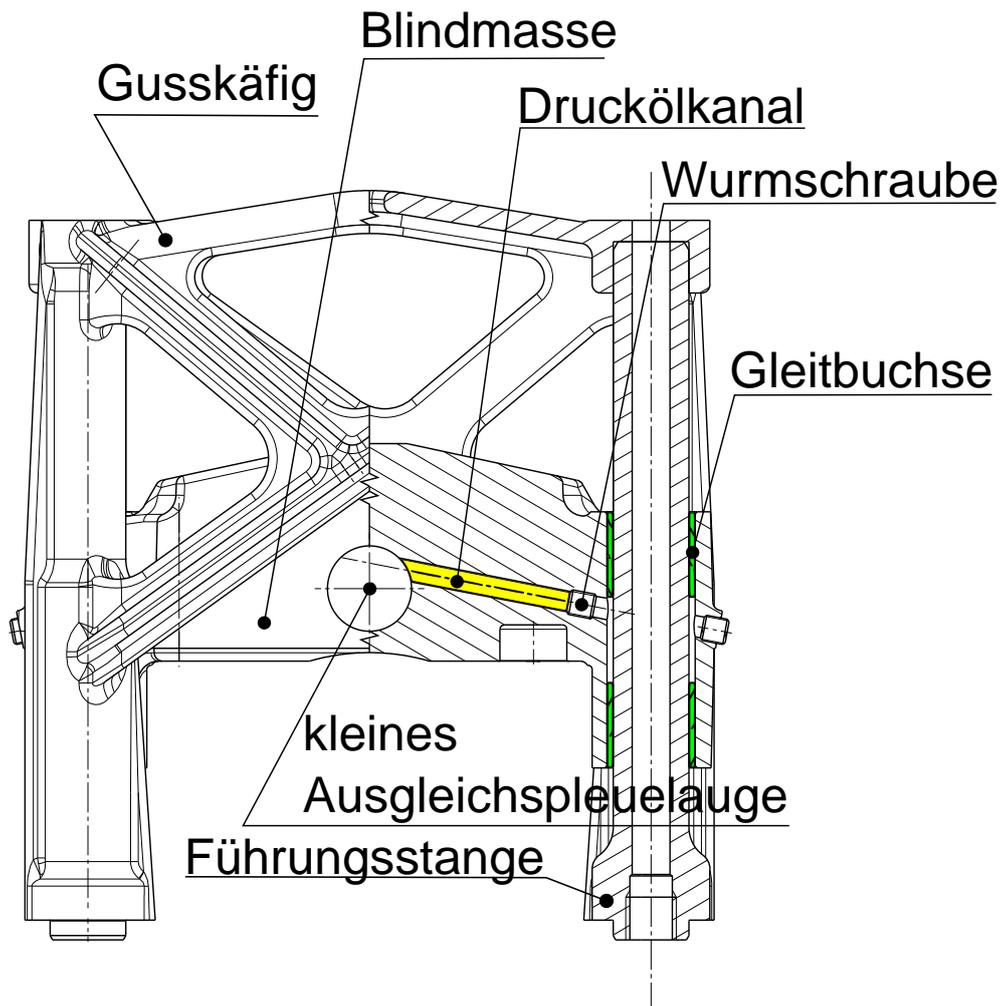


Abbildung 3.17.: Verschließen des Druckölkanals

3.2.3. Variation des Öldruckes

Nach der Installation des Frequenzumrichters für die externe Hydraulikpumpe war eine Änderung des Öldruckes p_{oel} problemlos von der Prüfstandswarte aus möglich. Somit konnten für jede eingestellte Temperatur verschiedenste Öldrücke eingestellt und das zugehörige Schleppmoment vermessen werden. Diese Betriebspunkte mussten auch für die Grundreibungsmessung angefahren werden um die MAG-Reibmomente bestimmen zu können. Die Öldrücke wurden von $p_{oel} = 3,1$ bar bis $p_{oel} = 4,3$ bar verändert. Die Werte für den Öldruck wurden deswegen ausgewählt, weil bei einem bereits durchgeführten 400h-Dauerlaufversuch diese Öldrücke im Hauptölkanal gemessen wurden.

3.2.4. Variation der Öl- und Kühlwassertemperatur

Die Öltemperatur hat neben der Drehzahl großen Einfluss auf das Reibmoment des Versuchsmotors. In der weiteren DA werden die konditionierten Temperaturen folgendermaßen dargestellt: T_{oel}/T_W bzw. Öltemperatur/ECT. Um alle Betriebszustände eines Motors abbilden zu können, sind bei jedem Versuchslauf drei verschiedene Fluidtemperaturen angefahren worden. Diese waren:

- $T = 40/40\text{ °C}$,
- $T = 90/90\text{ °C}$,
- $T = 120/90\text{ °C}$.

Der Bereich $T = 40/40\text{ °C}$ sollte den Betriebszustand eines kalten bzw. gerade warmlaufenden Motors wiedergeben. Der Bereich $T = 90/90\text{ °C}$ sollte die Temperaturverhältnisse eines betriebswarmen Motors wiedergeben. Der dritte Bereich von $T = 120/90\text{ °C}$ sollte die Temperaturen bei Vollast und ungünstigen Kühlbedingungen wiedergeben. Diese Werte waren nicht willkürlich gewählt, sondern gingen aus typischen Vergleichsmessungen für Motorreibung hervor.

Drehzahl-Temperatur-Reibmoment Kennfelder wurden nur exemplarisch für einige wenige Materialpaarungen herausgefahren, da sich die Reibmomente der verschiedenen Materialpaarungen nur minimal von einander unterschieden, und somit eine verlängerte zeitliche Inanspruchnahme des Prüfstandes unnötig erschien.

3.2.5. Variation des Lagerspiels

Es war auch von Interesse welche Auswirkungen eine Veränderung des Spiels zwischen Axial-Gleitbuchse und Führungsstange mit sich bringt. Zu diesem Zweck wurde die Materialpaarung Standard-Buchsen mit Standard-Führungsstangen mit einem Lagerspiel von 0,05 mm verbaut. Dies entspricht in etwa der Hälfte des sonst verwendeten Lagerspiels.

Erste Probleme traten bereits beim Einbau dieser Komponenten auf. Beim Anschrauben des Gusskäfigs an den Lagerstuhl begann das ansonsten leichtgängige Ausgleichsgewicht, sich schwergängig auf den Führungsstangen auf und ab zu bewegen. Nach dem Festziehen der Befestigungsschrauben des Gusskäfigs (mit dem vorgesehenen Drehmoment), steckte das Ausgleichsgewicht vollständig fest. Nach diesen Komplikationen wurden Gusskäfig und Lagerstuhl in der firmeneigenen Qualitätsabteilung vermessen. Es waren jedoch sämtliche Bauteile innerhalb der Fertigungstoleranzen. Um dieses Problem zu beseitigen, wurde eine Fühlerlehre (siehe Abb.3.18) zwischen Gusskäfig und Lagerstuhl gelegt und die Befestigungsschrau-



Abbildung 3.18.: Verspannung des Massenausgleichssystems

ben mit dem vorgeschriebenen Drehmoment festgezogen. Bei einer Fühlerlehrendicke von 0,3mm konnte das Ausgleichsgewicht wieder leichtgängig bewegt werden. Danach wurde anstelle der Fühlerlehre eine Passscheibe beigelegt und das Massenausgleichssystem aufgebaut und vermessen.

3.2.6. Variation der Ölviskosität

Um den Einfluss der Ölviskosität auf das Reibmoment zu beurteilen, wurden ausgewählte Versuche mit verschiedenen Ölviskositäten durchgeführt. SMO verwendet zur Erstbefüllung seiner Motoren zwei verschiedene Öle:

- Shell Rimula R6 M 10W-40; ein synthetisches Hochleistungsdiesmotorenöl für Nutzfahrzeuge,
- Shell Helix Ultra Extra 5W-30; vollsynthetisches Motoröl.

Da die Erstbefüllung seitens SMO mit einem dieser beiden Motoröle stattfinden würde, wurde eine Befüllung mit einem Öl anderer Viskosität nicht in Betracht gezogen und lediglich zwischen diesen beiden Ölen variiert. Es musste für ein exaktes Ergebnis auch die Grundreibung mit beiden Ölen gesondert vermessen werden.

4. Resultate

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der durchgeführten Messungen dargestellt und erläutert.

4.1. Grundreibmoment

Die Messergebnisse des in Kap.3.2.0.1 genauer erläuterten Grundreibmoments werden hier, nach Subtraktion der Stehlagerreibung, dargestellt. Abbildung 4.1 zeigt die Abhängigkeit der Grundreibung von den Parametern Drehzahl und Öldruck bei den Temperaturen $T = 90/90^\circ\text{C}$ und Öl der Viskositätsklasse 10W-40.

In diesem Diagramm ist ersichtlich, dass das Grundreibmoment entgegen ersten Vermutungen mit sinkendem Öldruck sinkt. Eine mögliche Erklärung ist, dass mit sinkendem Öldruck auch die Öldurchflussmenge in den Kurbelwellenhauptlagern sinkt. Dies wiederum könnte zu einer stärkeren Erwärmung des Öls im KWHL führen. Eine höhere Temperatur des Öls würde wiederum eine höhere Viskosität und niedrigere hydrodynamische Verluste im KWHL erklären. Durch diesen Effekt könnte eine kleinere Ölpumpe mit geringerer Pumpleistung auch zu einer Reduktion der Grundreibung führen. Dabei ist natürlich auf die hinreichende Ölversorgung anderer hochbelasteter Lager Rücksicht zu nehmen.

Abbildung 4.2 zeigt die Abhängigkeit der Grundreibung von den Parametern Drehzahl und Temperatur bei einem Öldruck $p_{oel} = 3,9$ bar und Öl der Viskositätsklasse 10W-40. Man erkennt, dass die Öltemperatur einen sehr starken Einfluss auf die Grundreibung ausübt, da Viskosität des Motoröls stark von der Temperatur abhängt (Abb.A.1,A.2).

4.2. Variation der Reibpaarungen

Die Auswertung der Reibmomente der verschiedenen Reibpaarungen führte zu unerwarteten Ergebnissen.

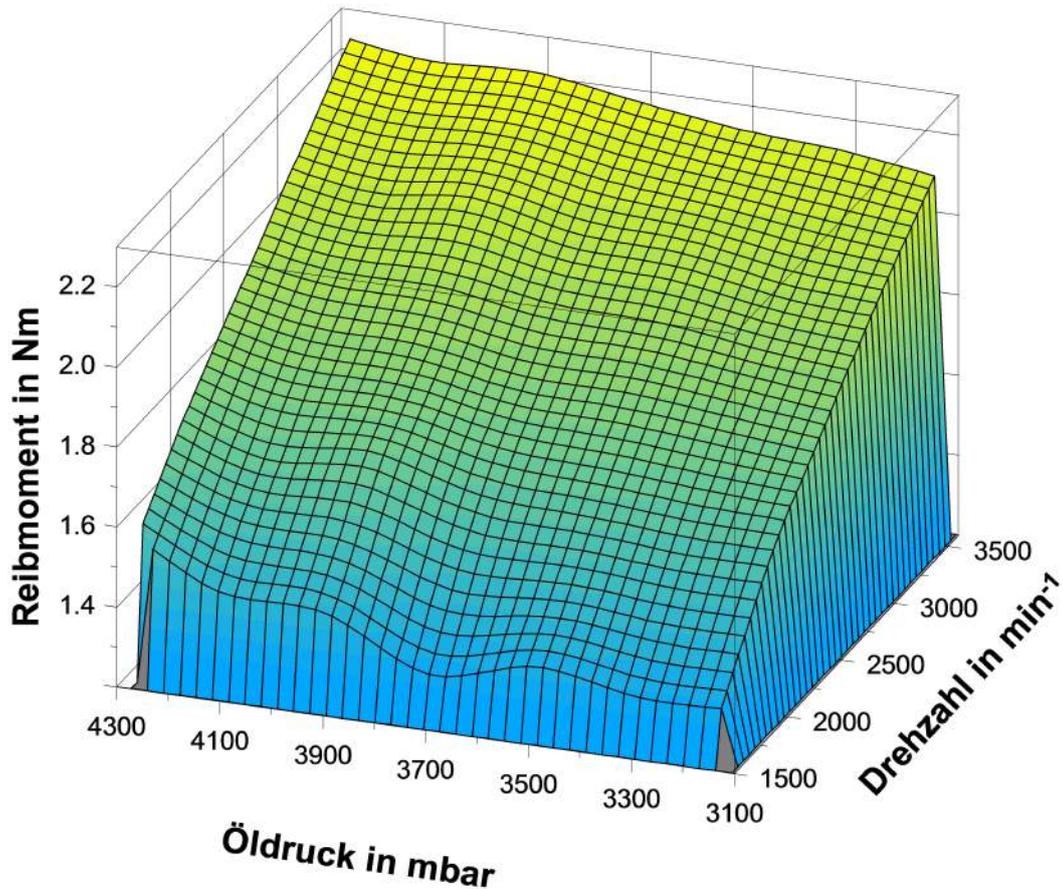


Abbildung 4.1.: Kennfeld Grundreibung: Öldruck über Grundreibmoment über Drehzahl bei einem Öl der Viskositätsklasse 10W-40 und $T = 90/90^\circ\text{C}$

Abbildung 4.4 zeigt das Reibmoment des MAG über die Drehzahl für sämtliche eingesetzte Reibpaarungen. Das Reibmoment wurde jeweils bei den Drehzahlen $n = 1500, 2000, 2500, 3000, 3600 \text{ min}^{-1}$ gemessen. Aus dieser Abbildung ist gut ersichtlich, dass Materialeigenschaften wie Härte, Oberflächenrauigkeit und Oberflächenstruktur keinen relevanten Einfluss auf das gemessene Reibmoment und damit auf die Reibleistung des MAG haben. Diese Erkenntnis kam relativ überraschend, da auch seitens der Firma SMO ein stärkerer Einfluss der Materialien auf das Reibmoment erwartet wurde.

Ein Erklärungsversuch für dieses Verhalten ist, dass das System entgegen erster überschlägiger Berechnungen doch hydrodynamisch wird. Wenn sich ein hydrodynamischer Schmierfilm ausbildet, wären in weiterer Folge die Materialeigenschaften

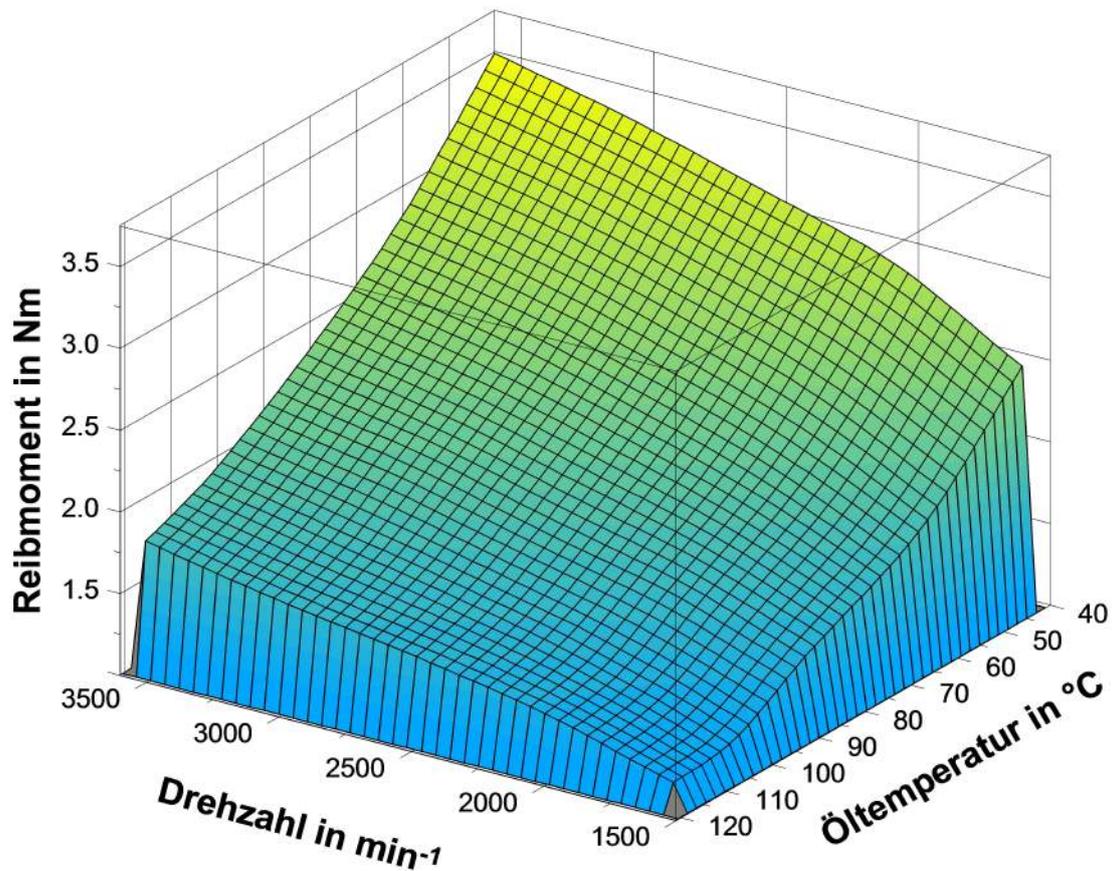


Abbildung 4.2.: Kennfeld Grundreibung: Öltemperatur über Grundreibmoment über Drehzahl mit Öl der Viskositätsklasse 10W-40 und $T = 90/90^\circ\text{C}$

für die Reibleistung irrelevant und das verwendete Öl würde zum zentralen Stellglied für die Reibleistungsoptimierung.

In weiterer Folge bedeutete das auch, dass die Bemühungen, ein auf Reibleistung optimiertes MAG-System zu entwickeln, von einem anderen Ziel, der Kostenoptimierung, verdrängt wurde.

Die bis dahin verwendete Materialpaarung induktionsgehärtete supergefinishte Führungsstangen in eingepressten Gleitbuchsen ist vor allem wegen des aufwendigen Superfinish-Prozesses sehr teuer. Da es für die Reibleistung jedoch mehr oder weniger unerheblich ist, welche Reibpaarung verwendet wird, könnte diese Paarung durch weitaus günstigere Paarungen mit geeignetem Dauerlaufverhalten ersetzt



Abbildung 4.3.: verriebene Führungsstange der Reibpaarung geschliffene Führungsstange und Graugussbuchse

werden.

Dafür würde sich zum Beispiel die sehr günstige Variante GasOx- oder PlasOx nitrierte Führungsstangen in Grauguss eignen. Ein Dauerlaufversuch mit geeigneten Alternativen würde Aufschluss über die Dauerlaufeignung dieser Materialien geben.

Die Materialpaarung geschliffene Führungsstangen und Grauguss Gleitbuchsen scheid für eine nähere Betrachtung aus, obwohl diese Variante die günstigste wäre. Diese Paarung ist bei einer Temperatur von $T = 120/90^\circ\text{C}$ durch verreiben zerstört worden (siehe Abb.4.3). Dieses Ergebnis rechtfertigte im Nachhinein auch den Mehraufwand, welcher für die Bereitstellung von 120°C heißen Motoröl benötigt wurde.

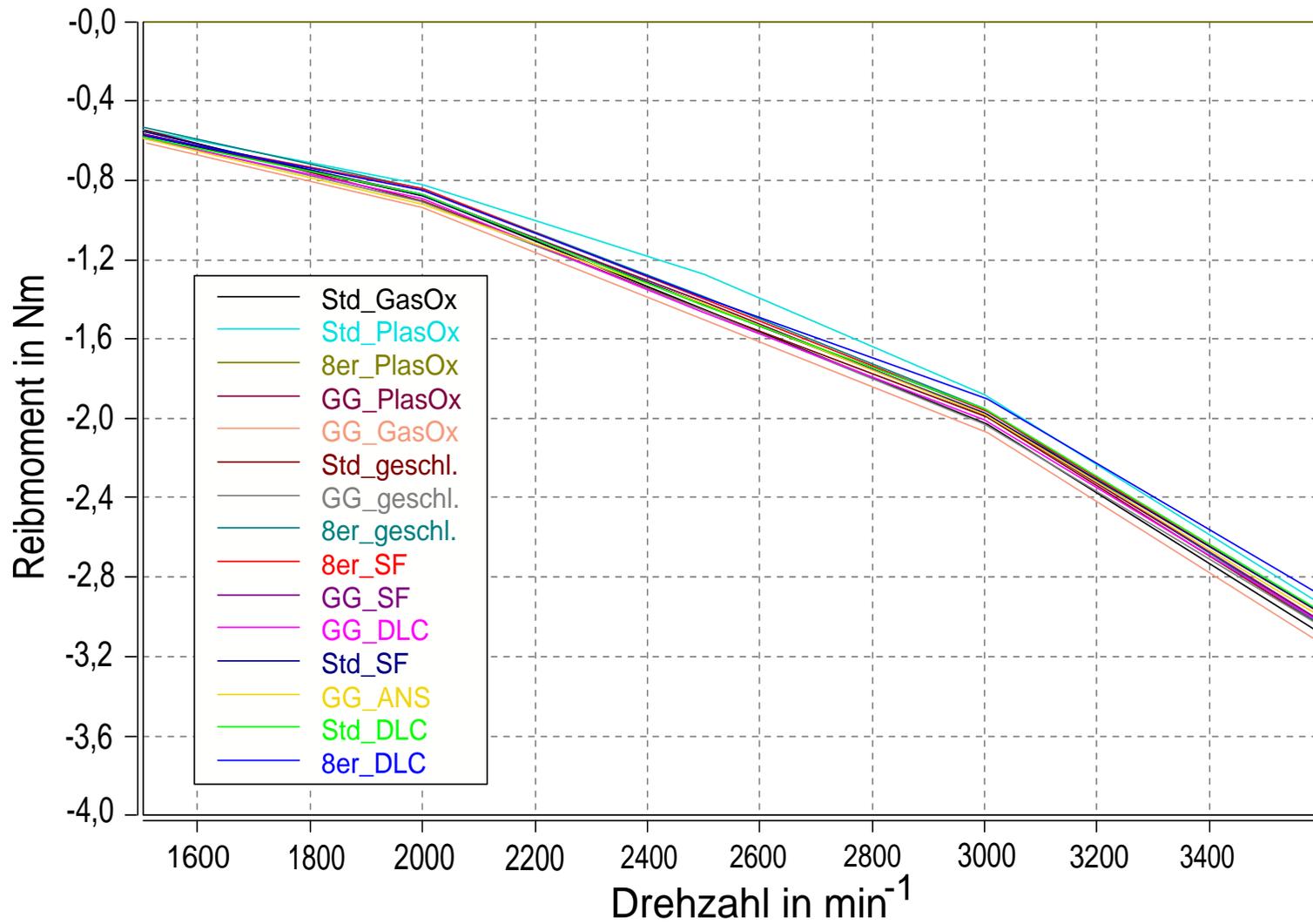


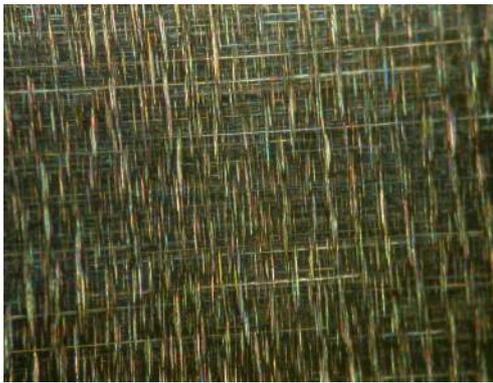
Abbildung 4.4.: Vergleich aller Varianten bei $T = 90/90^{\circ}\text{C}$ und $p_{oel} = 3,9$ bar mit Öl der Viskositätsklasse 10W-40

Abbildung 4.5 zeigt Oberflächenfotos ausgewählter Materialpaarungen:

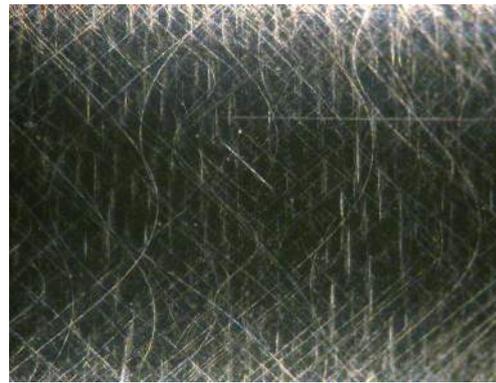
- a : der metallische Glanz ist (vermutlich aufgrund des WS_2) anders als bei den restlichen Führungsstangen. Es sind kaum Verschleißspuren erkennbar,
- b : bis auf ganz vereinzelte Riefen keine Verschleißspuren ersichtlich. Das Superfinish der Grundstruktur ist gut sichtbar,
- c : bis auf ganz vereinzelte Riefen keine Verschleißspuren ersichtlich,
- d : leichte Längsriefen an den Umkehrpunkten, ansonsten kein Verschleiß,
- e : starke und tiefe Verschleißspuren, vor allem an den Umkehrpunkten,
- f : es sind Anlassfarben aufgrund der Überhitzung erkennbar, vermutlich Gusswerkstoff in den Riefen der radialgeschliffenen Führungsstangen.

Abbildung 4.6 zeigt weitere Aufnahmen der im Prüfstandsbetrieb gelaufenen Führungsstangen:

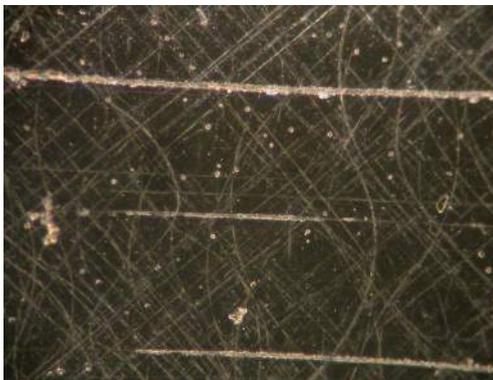
- a : der auf den Führungsstangen abgelagerte Gleitbuchsenwerkstoff ist gut zu erkennen,
- b : an den Umkehrpunkten kam es zu Ablagerungen des Buchsenwerkstoffes auf den Führungsstangen, diese waren jedoch nur unter dem Mikroskop deutlich zu erkennen,
- c : ebenfalls Ablagerungen an den Umkehrpunkten, jedoch großflächiger als in b,
- d : bereits 1000h gelaufene Teile. In Hauptbelastungsrichtung ist die Oberflächenstruktur des Superfinish-Prozesses beinahe vollständig verschlissen. Normal zur Hauptbelastungsrichtung ist die Superfinish-Struktur noch teilweise erhalten.



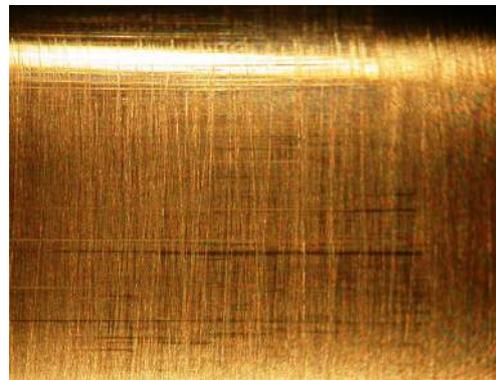
(a) ANS mit GG-Buchse



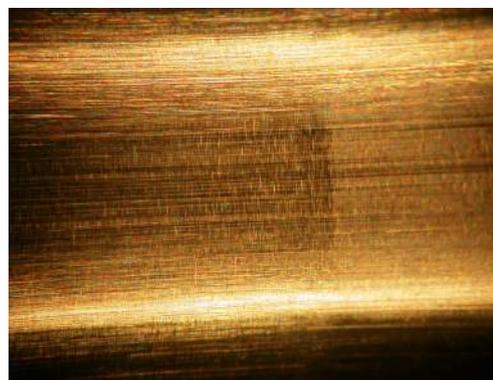
(b) DLC mit GG-Buchse



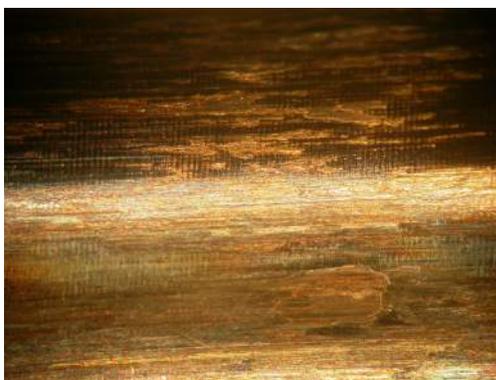
(c) DLC mit Standard-Buchse



(d) GasOx mit GG-Buchse

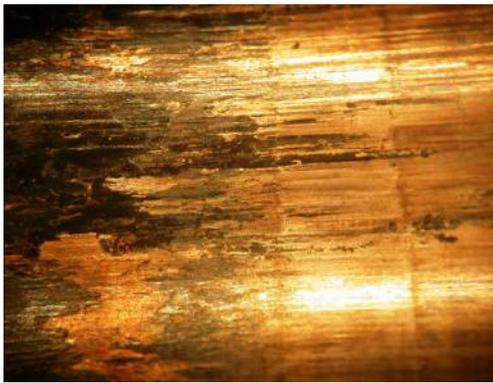


(e) geschliffen mit GG-Buchse

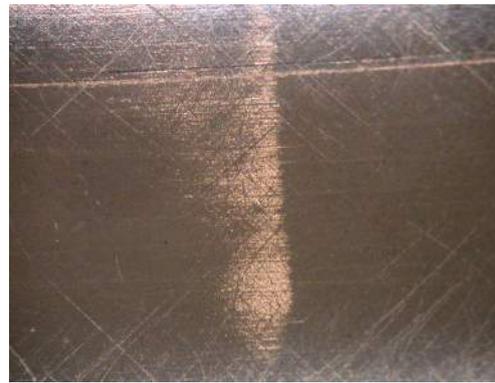


(f) geschliffen mit GG-Buchse, verrieben

Abbildung 4.5.: Oberflächenfotos ausgewählter Materialpaarungen



(a) Superfinish mit Standard-Buchse, verrieben



(b) PlasOx mit Standard-Buchse



(c) PlasOx mit 8er-Nut Buchse



(d) Superfinish mit Standard-Buchse, 1000h

Abbildung 4.6.: Oberflächenfotos ausgewählter Materialpaarungen

4.3. Variation der Ölzufuhr

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der im Kapitel Experimentelle Untersuchungen beschriebenen Versuche zur Variation der Ölzufuhr dargestellt. Abbildung 4.7 zeigt die Ergebnisse des Versuches. Erkennbar ist eine direkte Gegenüberstellung der Massenausgleichsreibmomente mit (durchgezogene Linien) und ohne (strichlierte Linien) interner Ölversorgung bei den verschiedenen Temperaturen $T = 40/40; 90/90; 120/90^\circ\text{C}$.

Gut erkennbar ist, dass ein Weglassen der internen Ölversorgung bei DLC- beschichteten Führungsstangen zwar möglich ist, es jedoch zu einer messbaren Erhöhung des Reibmomentes kommt. Offensichtlich wird der Unterschied zwischen den

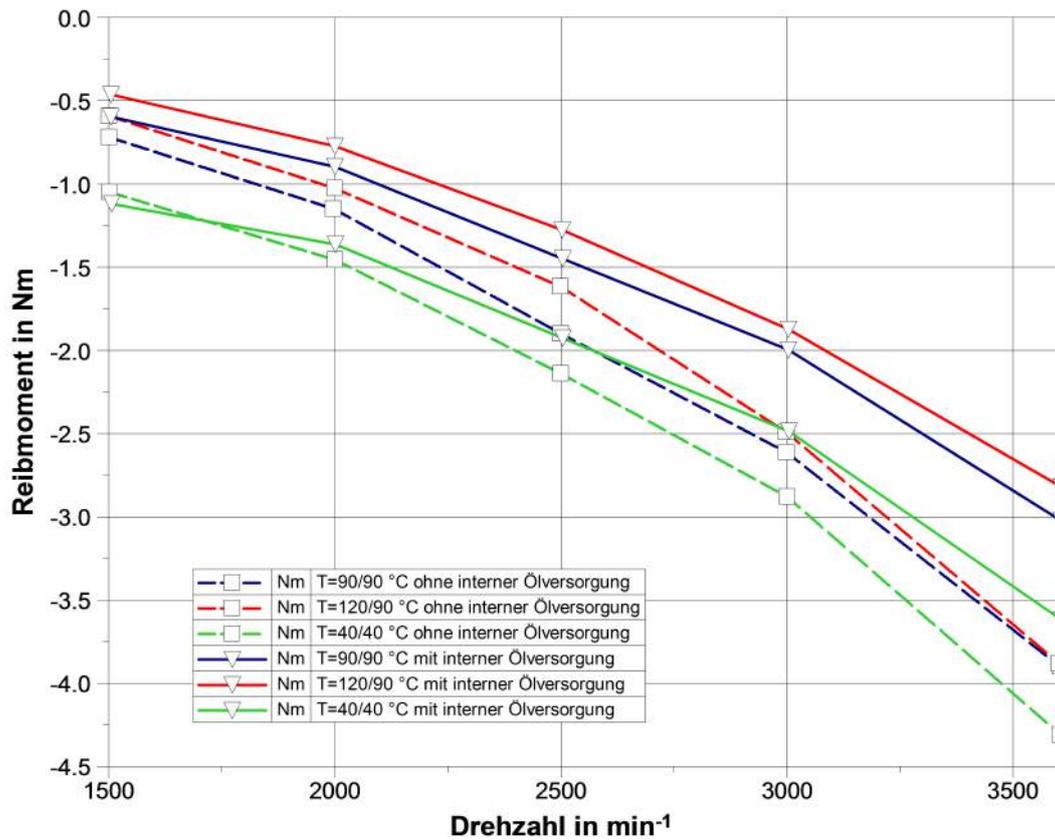


Abbildung 4.7.: Vergleich des MAG-Reibmomentes der Reibpaarung DLC beschichtete Führungsstangen mit GG-Blindmasse mit und ohne interner Ölversorgung

Reibwerten mit interner Schmierung und ohne interner Schmierung mit steigender Temperatur größer. Vermutlich lässt sich dieses Verhalten durch die Viskositätsänderung des Öls über die Temperatur erklären. Je höher die Temperatur des Öls, desto niedriger wird auch die Viskosität des Öls. Ist diese niedrig und außerdem nicht genug Öl vorhanden, kommt es zu einer verspäteten Bildung eines hydrodynamischen Schmierfilms. Das System befindet sich länger im Mischreibungszustand und das Reibmoment steigt, siehe Abbildung 2.15. Aufgrund der Messergebnisse ist es fraglich, ob eine Kostenreduktion in der Fertigung, durch Einsparen der Ölversorgungsbohrung sinnvoll ist, da damit einhergehend auch die Reibleistung sowie der Verschleiß auf den Führungsstangen steigt.

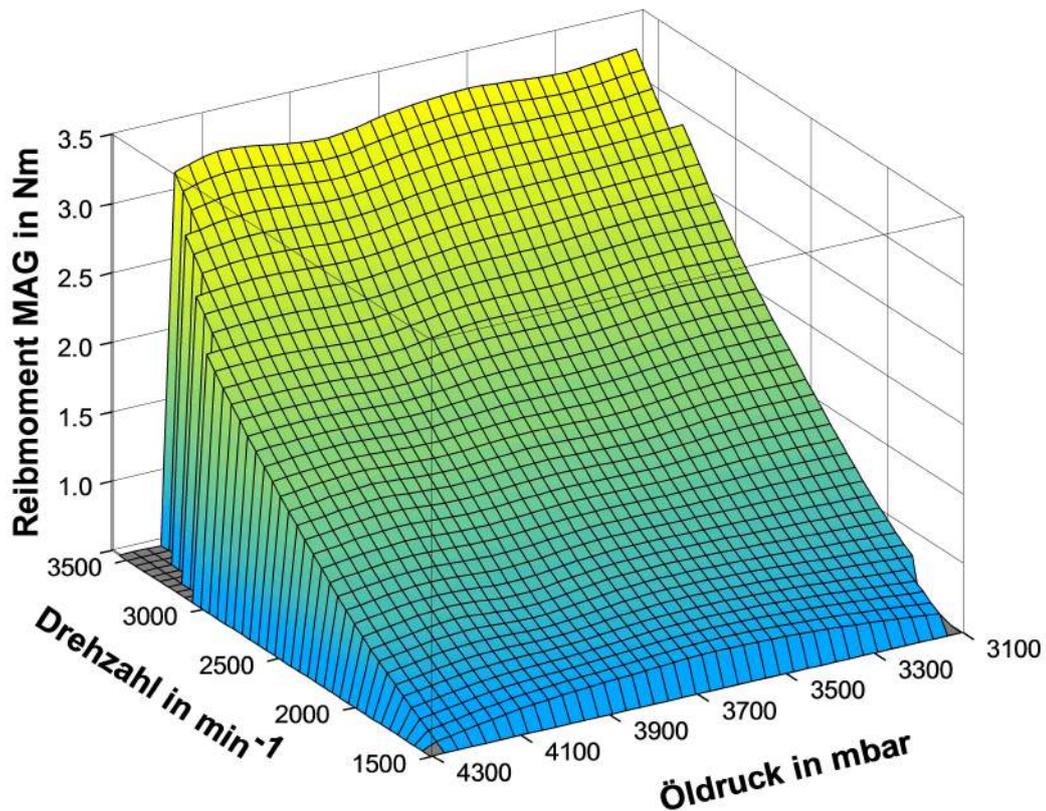


Abbildung 4.8.: Kennfeld GasOx GG: Öldruck über Reibmoment MAG über Drehzahl bei $T = 90/90^\circ\text{C}$ und Öl der Viskositätsklasse 10W-40

4.4. Variation des Öldruckes

Im Gegensatz zur Grundreibung konnte bei der Reibung des MAG kein relevanter Einfluss des Öldruckes auf das Reibmoment festgestellt werden, siehe Abbildung 4.8. Diese zeigt das Kennfeld p_{oel} über n über Reibmoment MAG der Reibpaarung GasOx nitrierte Führungsstangen mit Grauguss Buchsen. Es scheint, als ob ab einer gewissen Mindest-Ölversorgung (zum Aufbau eines hydrodynamischen Schmierfilms), sich das Reibmoment des MAG kaum noch ändert.

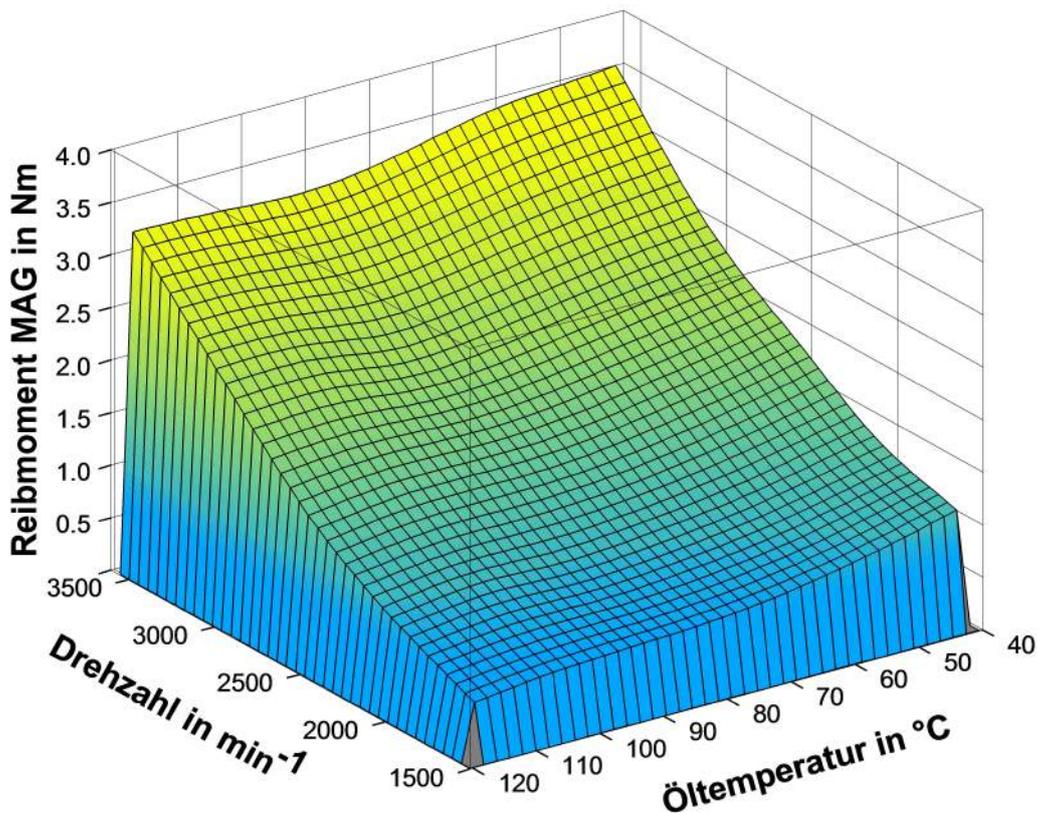


Abbildung 4.9.: Kennfeld GasOx GG: Öltemperatur über Reibmoment MAG über Drehzahl bei $p_{oel} = 3,9$ bar und Öl der Viskositätsklasse 10W-40

4.5. Variation der Öl- und Kühlwassertemperatur

Die Ölviskosität ist stark von der Öltemperatur abhängig. Aus diesem Grund hat die Öltemperatur auch einen starken Einfluss auf das Reibmoment des Massenausgleichsystems. Abbildung 4.9 zeigt das Kennfeld T über n über Reibmoment MAG der Reibpaarung GasOx nitrierte Führungsstangen mit Grauguss Buchsen. Die Öltemperatur stellt neben der Drehzahl den größten Einflussfaktor auf das Reibmoment dar.

Abbildung 4.10 zeigt das Kennfeld Drehzahl über Temperatur über Reibleistung der Materialpaarung GasOx nitrierte Führungsstangen mit Grauguss Buchsen. Bei einer Öltemperatur von 40 °C und der Drehzahl von 3600 min^{-1} macht die Reibleistung ca. 5% der Maximalleistung von $26,4\text{ kW}$ aus und ist damit nicht unerheblich.

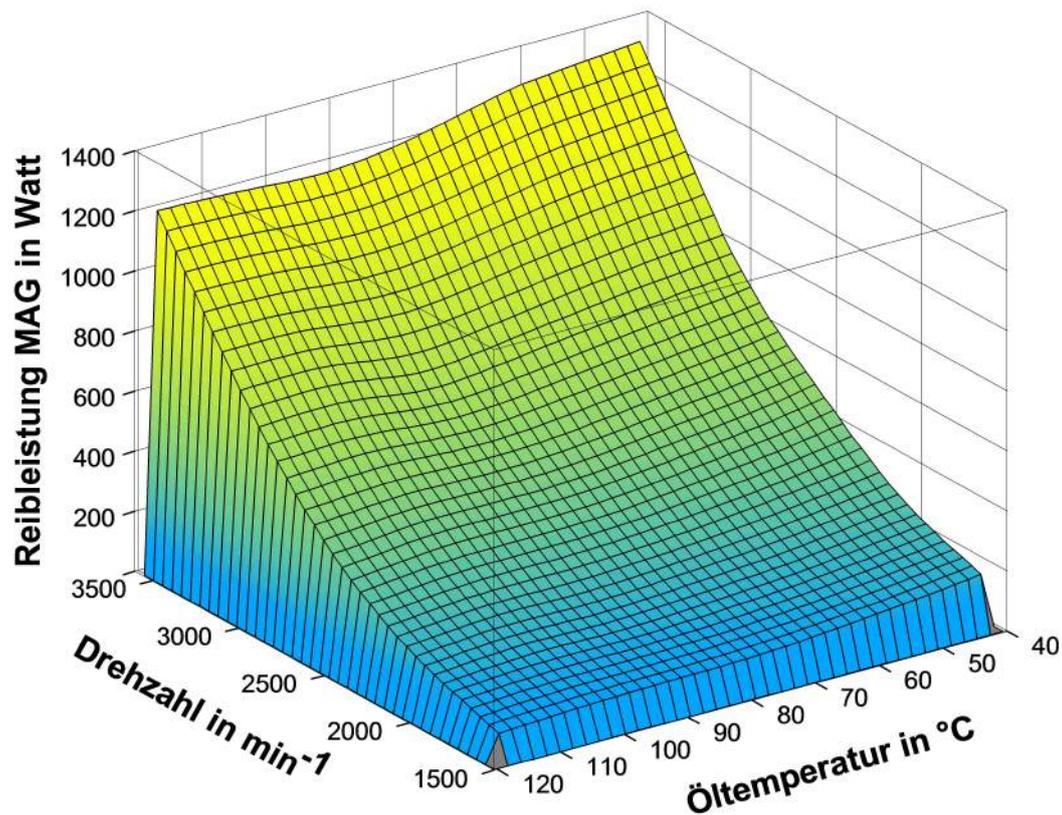


Abbildung 4.10.: Kennfeld GasOx GG: Öltemperatur über Reibleistung MAG über Drehzahl bei $p_{oel} = 3,9$ bar und Öl der Viskositätsklasse 10W-40

Abbildung 4.11 zeigt das Gesamtreibmoment über T über n mit der Materialpaarung GasOx nitrierte Führungsstangen mit Grauguss Buchsen. Bei einer Öltemperatur von 40 °C und einer Drehzahl von 3600 min^{-1} wären das ca. 10% des bei dieser Drehzahl anfallenden Drehmomentes.

4.6. Variation des Lagerspiels

Aus dem Versuch mit dem reduzierten Lagerspiel liegen keine Messergebnisse vor. Nach einigen Minuten Betrieb, welcher subjektiv im Vergleich mit den anderen Reibpaarungen leiser war, kam es zu einem plötzlichen Reibmomentanstieg, welcher das Verreiben des Massenausgleichs ankündigte. Nach ca. drei Sekunden hat sich die Blindmasse so stark an den Führungsstangen verrieben, dass die Standard-Buchsen aus der Blindmasse gezogen wurden. Abbildung 4.12 zeigt den verriebe-

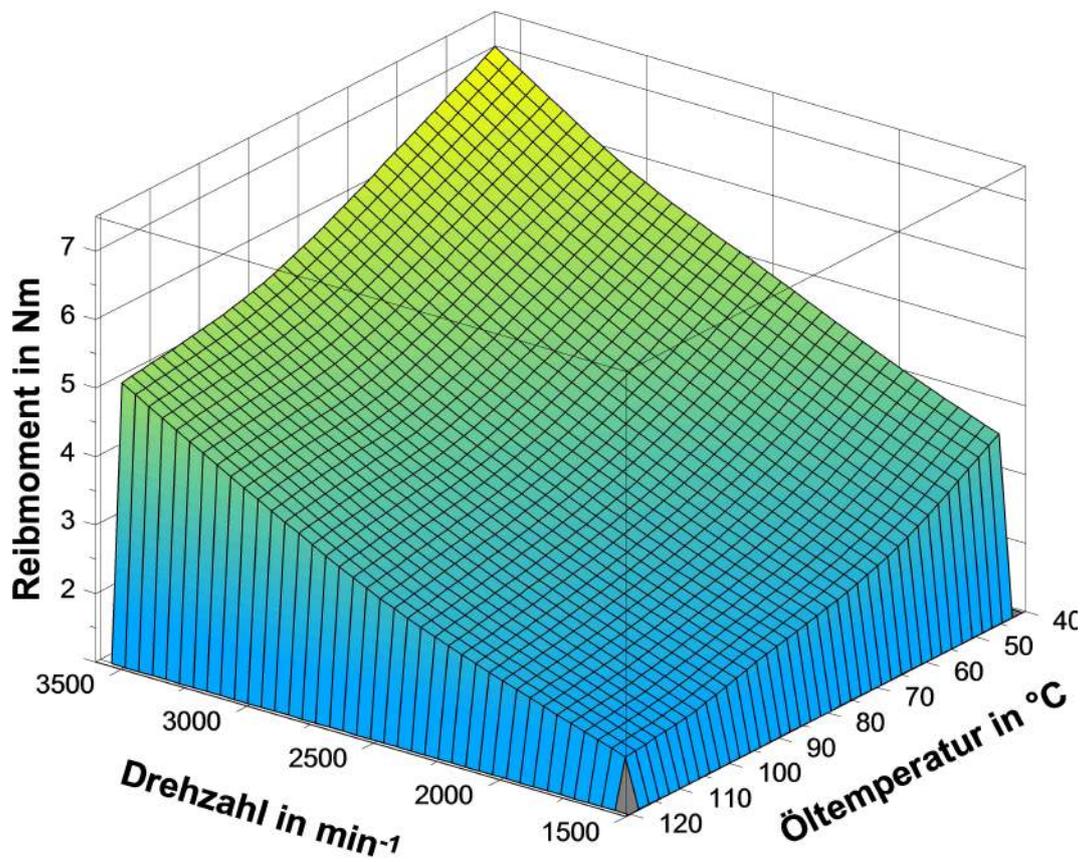


Abbildung 4.11.: Kennfeld GasOx GG: Öltemperatur über Gesamtreibmoment über Drehzahl bei $p_{oel} = 3,9$ bar und Öl der Viskositätsklasse 10W-40

nen Massenausgleich. Nach diesem Versuch wurden keine weiteren Variationen des Lagerspiels mehr vorgenommen.

4.7. Variation der Ölviskosität

Die Auswahl des Motoröles hat einen wesentlichen Einfluss auf das Reibmoment des MAG. Grundsätzlich bedeutet eine niedrigere Viskosität des Motoröles ein reduziertes Reibmoment, da der Scherwiderstand des Öls sinkt. Das trifft jedoch vor allem auf Systeme zu, welche im hydrodynamischen Bereich des Stribeck-Diagramms



Abbildung 4.12.: Verriebener Massenausgleich

arbeiten. Ist die Viskosität so gering, dass ein hydrodynamischer Schmierkeil die Gleitflächen nicht trennen kann, bewegt man sich im Bereich der Mischreibung und das Reibmoment ist höher (vgl. Abbildung 2.13 sowie 2.15).

Bei der Firma SMO werden in der Serienbefüllung zwei verschiedene Öle verwendet: Shell Helix ultra extra 5W-30 sowie Shell Rimula R6 M 10W-40. Da aus diesem Grund der Einsatz eines alternativen Öls keine Option darstellte, wurde der Einfluss der Ölviskosität anhand dieser beiden Produkte beurteilt.

Abbildung 4.13 zeigt verschiedene Reibmomente der Reibpaarung ANS-beschichtete Führungsstangen mit Graugussbuchsen: Grundreibmoment, Reibmoment MAG sowie das Gesamtreibmoment über die Drehzahl bei $T = 40/40^\circ\text{C}$, $p_{oel} = 3,9\text{ bar}$ und den Öl der Viskositätsklassen 10W-40 und 5W-30 (Grundreibmoment und Gesamtreibmoment wurden von der Stehlagerreibung bereinigt).

In Abbildung 4.14 sind wie bereits in 4.13 verschiedene Reibmomente der Reibpaarung ANS-beschichtete Führungsstangen mit Graugussbuchsen dargestellt: Grundreibmoment, Reibmoment MAG sowie Gesamtreibmoment über die Drehzahl, jedoch bei den Temperaturen $T = 90/90^\circ\text{C}$ und den Ölviskositäten 10W-40 und 5W-30 (Grundreibmoment und Gesamtreibmoment wurden von der Stehlagerreibung bereinigt).

Mit steigender Öltemperatur wird der Unterschied im Grundreibmoment zwischen den beiden Ölviskositäten immer geringer. Das lässt sich auf das Viskositätsverhalten der Öle zurückführen. Eine Besonderheit stellt das MAG-Reibmoment bei den Temperaturen $T = 120/90^\circ\text{C}$ dar. Die Reibmomente der Radialgleitlager sind, unabhängig von den Radialwellendichtringen (Siehe 4.18), bei der Ölviskositätsklasse

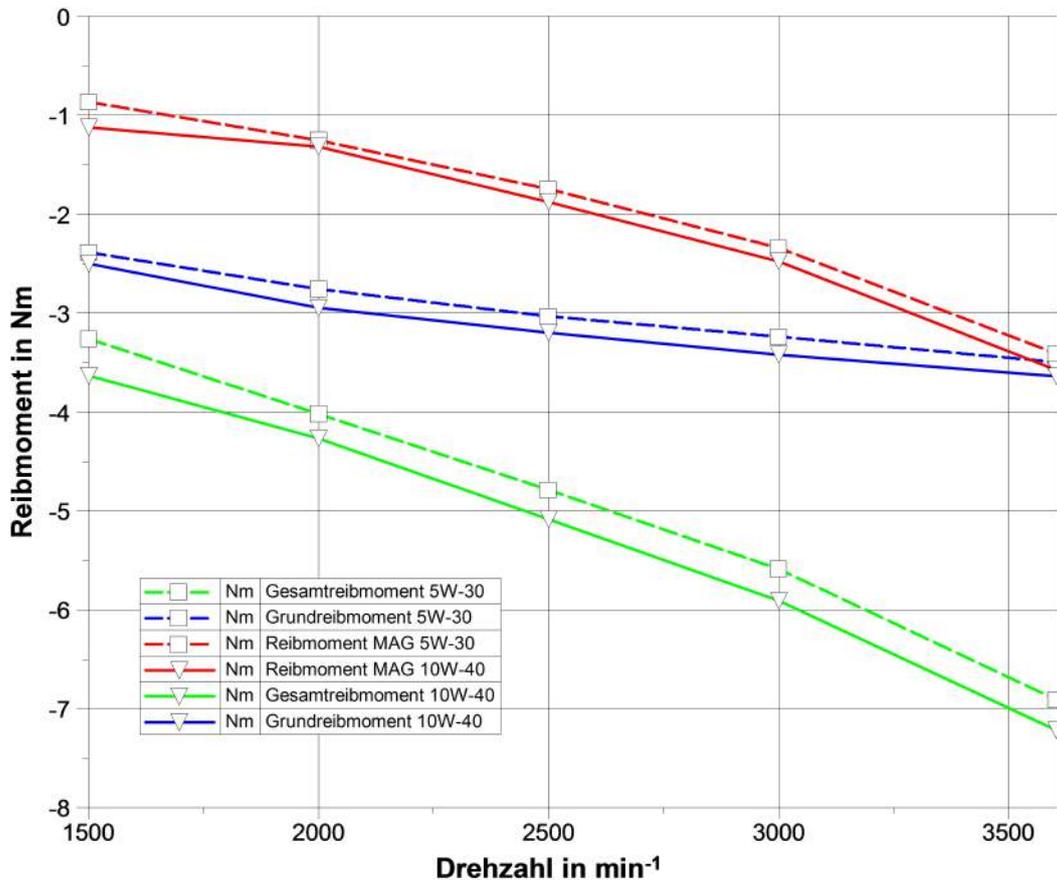


Abbildung 4.13.: Vergleich verschiedener Ölviskositäten der Reibpaarung ANS auf GG: Drehzahl über Reibmoment bei $T = 40/40^\circ\text{C}$ und $p_{oel} = 3,9\text{ bar}$

5W-30 niedriger. Die Vermutung liegt nahe, dass dieser Effekt auch auf das Gleitlager im großen Ausgleichspleuel zutrifft. Da das Reibmoment des gesamten MAG jedoch nicht bzw. nur unwesentlich niedriger ist, liegt die Vermutung nahe, dass positive Effekte der niedrigeren Viskosität im Pleuellager sich mit negativen Effekten in den Axialgleitlagern kompensieren. Diese negativen Effekte könnten ein längeres Verbleiben in der Mischreibungszone aufgrund der niedrigeren hydrodynamischen Kraft auf das Axialgleitlager sein.

In Abbildung 4.15 wurden im Vergleich zu den Abbildungen 4.13 und 4.14 lediglich die Temperaturen auf $T = 120/90^\circ\text{C}$ verändert.

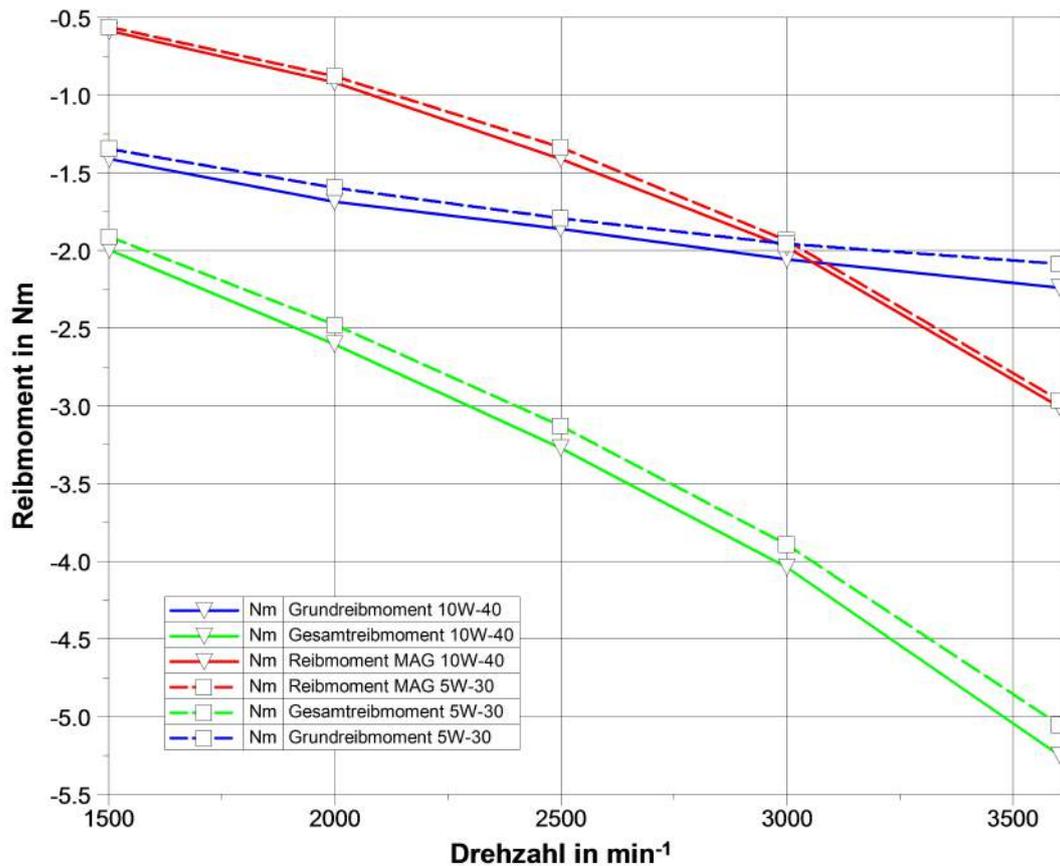


Abbildung 4.14.: Vergleich verschiedener Ölviskositäten der Reibpaarung ANS auf GG: Drehzahl über Reibmoment bei $T = 90/90^\circ\text{C}$ und $p_{oel} = 3,9$ bar

4.8. Vergleich mit anderen Massenausgleichssystemen

Ein wesentliches Ziel der Diplomarbeit war, das bestehende MAG-System von SMO mit anderen Systemen zu vergleichen. Da das System in dieser Form neuartig ist, gab es bisher keine genauen Anhaltspunkte, wo es sich in puncto Reibleistung bzw. FMEP im Vergleich zur Konkurrenz befindet. Die zum Vergleich benötigten Streubänder wurden von einer externen Dienstleistungsfirma zur Verfügung gestellt. Es gilt jedoch zu beachten, dass lediglich die Streubänder für Massenausgleiche erster Ordnung und getrennt dazu zweiter Ordnung zur Verfügung standen. Da das SMO-Konzept jedoch einen vollständigen Massenausgleich darstellt, musste zusätz-

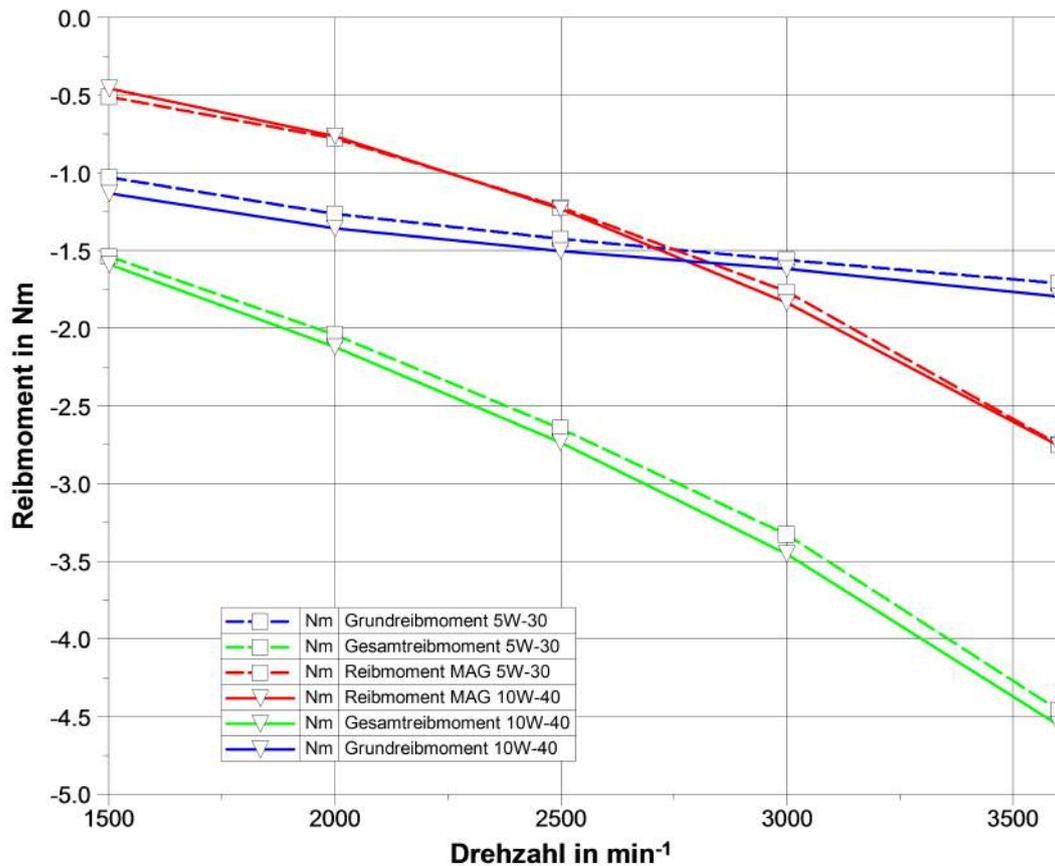


Abbildung 4.15.: Vergleich verschiedener Ölviskositäten der Reibpaarung ANS auf GG: Drehzahl über Reibmoment bei $T = 120/90^\circ\text{C}$ bei $p_{oel} = 3,9$ bar

lich auch das Streuband für die Gesamtreibleistung bzw. Gesamt-FMEP erstellt werden. Dazu wurden vereinfachend die Streubänder 1.- und 2. Ordnung addiert. Der FMEP-Wert wurde durch Einsetzen des Reibmomentes in Gl. 2.66 errechnet, dadurch wird aus dem effektiven Mitteldruck p_{me} der Reibmitteldruck p_{mr} .

Abbildung 4.16 zeigt die Reibmitteldruckstreubänder des Ausgleichs der Massenkräfte 1. und 2. Ordnung sowie das Gesamt-FMEP Streuband über die Drehzahl. Darin wurden die FMEP-Werte für die Materialpaarung ANS-beschichtete Führungsstangen mit Grauguss-Buchsen bei den verschiedenen Öltemperaturen $T = 40/40; 90/90; 120/90^\circ\text{C}$ eingetragen, das verwendete Öl hatte die Viskosität 5W-30.

Abbildung 4.17 zeigt die Streubänder des FMEP 1. Ordnung und 2. Ordnung sowie

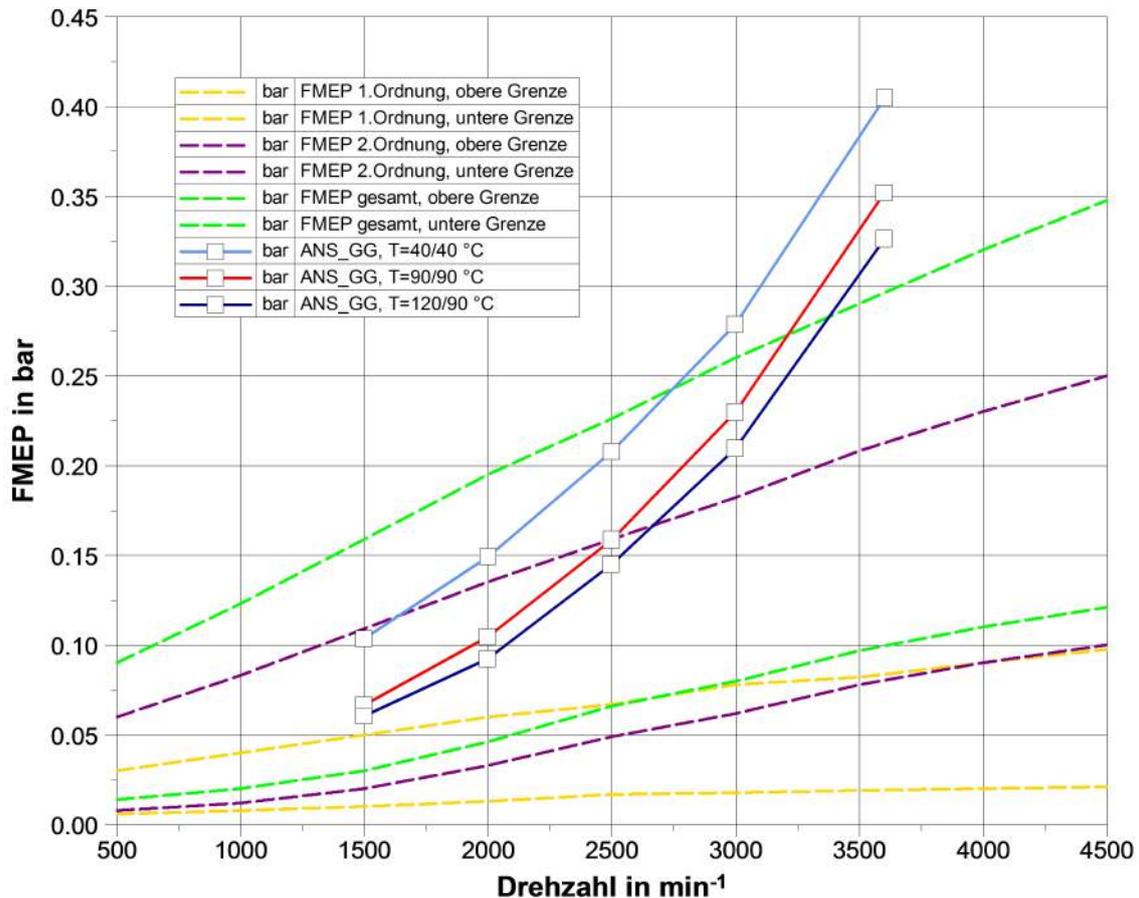


Abbildung 4.16.: Streuband FMEP von MAG mit ANS beschichteten Führungsstangen und GG-Buchsen mit Öl der Viskositätsklasse 5W-30 ohne KWHL

das Gesamt-FMEP Streuband über die Drehzahl. Darin wurden die FMEP-Werte für die Materialpaarung PlasOx-nitrierte Führungsstangen mit Grauguss-Buchsen bei den verschiedenen Öltemperaturen $T = 40/40$; $90/90$; $120/90$ °C eingetragen, das verwendete Öl hatte die Viskositätsklasse 10W-40.

Aufgrund der speziellen Konstruktion des Massenausgleichssystems von SMO ist es erforderlich, dass der Motor über vier Kurbelwellenhauptlager verfügt. Da dies jedoch eine Eigenheit dieser Konstruktion ist und andere 2-Zylindermotoren mit drei KWHL auskommen, muss das auch im Vergleich mit anderen Konzepten berücksichtigt werden.

Es musste also die Reibung eines einzelnen Kurbelwellenhauptlagers ermittelt wer-

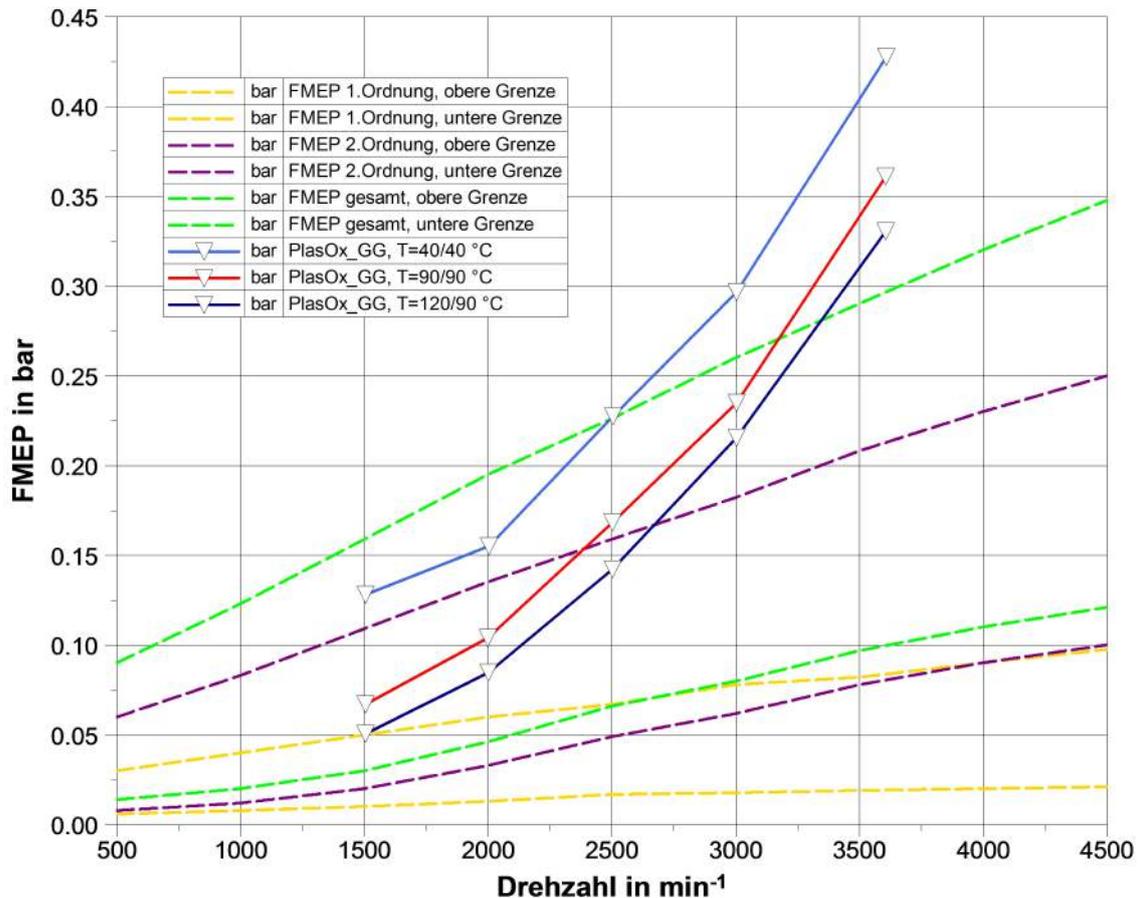


Abbildung 4.17.: Streuband FMEP von MAG mit PlasOx beschichteten Führungsstangen und GG-Buchsen mit Öl der Viskositätsklasse 10W-40 ohne KWHL

den, um den Wert des Massenausgleichsreibmomentes beziehungsweise des Reibmitteldruckes des MAG-Systems berichtigen zu können. Da sich die Grundreibung der Kurbelwelle jedoch aus der Reibung der Kurbelwellenhauptlager sowie der Reibung der beiden Radialwellendichtringe zusammensetzt (Ventilationsverluste werden vernachlässigt), ist ein Viertel der Grundreibung nicht zweckmäßig. Es musste also das Reibmoment eines Radialwellendichtringes ermittelt werden.

Eine Variante diese zu bestimmen wäre, einen Radialwellendichtring auszubauen und die Grundreibung erneut zu vermessen. Da dies aufgrund des auslaufenden Öls mit einem erheblichen Arbeitsaufwand verbunden gewesen wäre, wurde eine andere Methode angewandt: trägt man den Reibmitteldruck bzw. das Reibmoment der Kurbelwelle über der Drehzahl auf und extrapoliert man diese Werte bis zu ei-

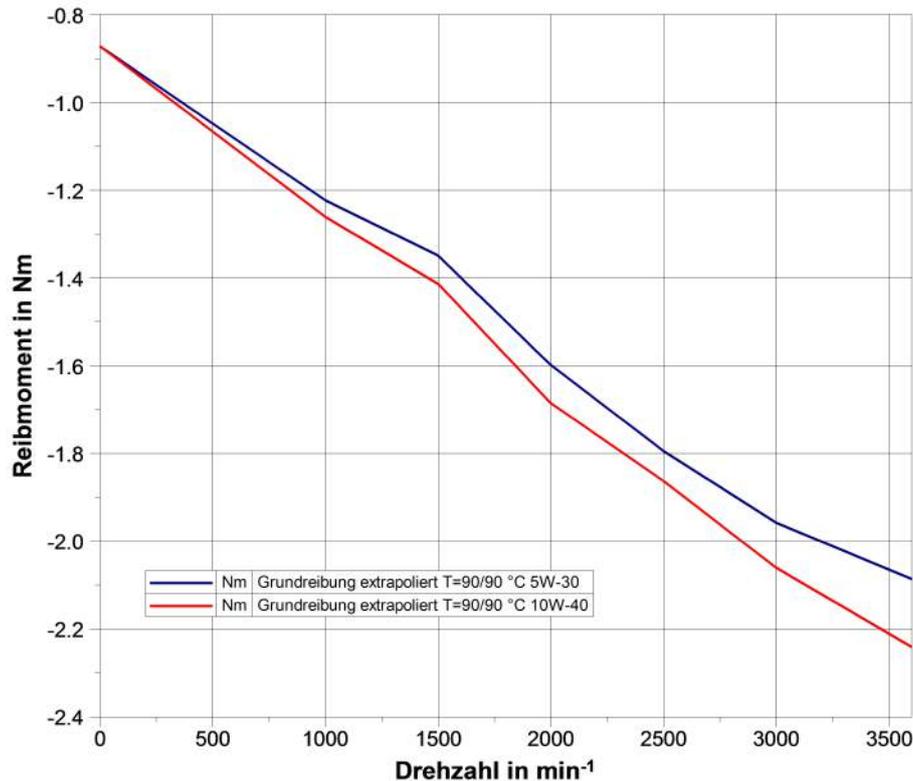


Abbildung 4.18.: Extrapolation der Grundreibung bei $T = 90/90^\circ\text{C}$ und $p_{oel} = 3,9$ bar und verschiedenen Ölviskositäten

ner theoretischen Drehzahl von $n = 0 \text{ min}^{-1}$, so lässt sich der hierdurch erhaltene Y-Abschnitt grob als der (von der Drehzahl relativ unabhängige) Reibungsbeitrag der Radialwellendichtringe interpretieren. Der Wert korreliert mit den Messwerten aus der Separierung der Radialwellendichtringe durch Demontage [6]. Abbildung 4.18 zeigt diese Vorgehensweise bei einem Öldruck $p_{oel} = 3,9$ bar sowie den Temperaturen $T = 90/90^\circ\text{C}$ sowie den Einfluss verschiedener Ölviskositäten auf das Grundreibmoment.

Es ist gut ersichtlich, dass die Ölviskosität so gut wie keinen Einfluss auf das Reibmoment der Radialwellendichtringe hat. Abbildung 4.19 zeigt, dass die Temperatur jedoch einen großen Einfluss hat. Deswegen wurde zu jeder Öltemperatur das zugehörige KWHL-Reibmoment erneut berechnet und die entsprechenden Werte zur Korrektur des MAG-Reibmomentes herangezogen.

Die korrigierten Werte für FMEP werden in Abbildung 4.20 dargestellt. Es kommt aufgrund des höheren Reibmomentes zu einer Verschiebung der Kennlinien aus dem Streuband heraus nach oben.

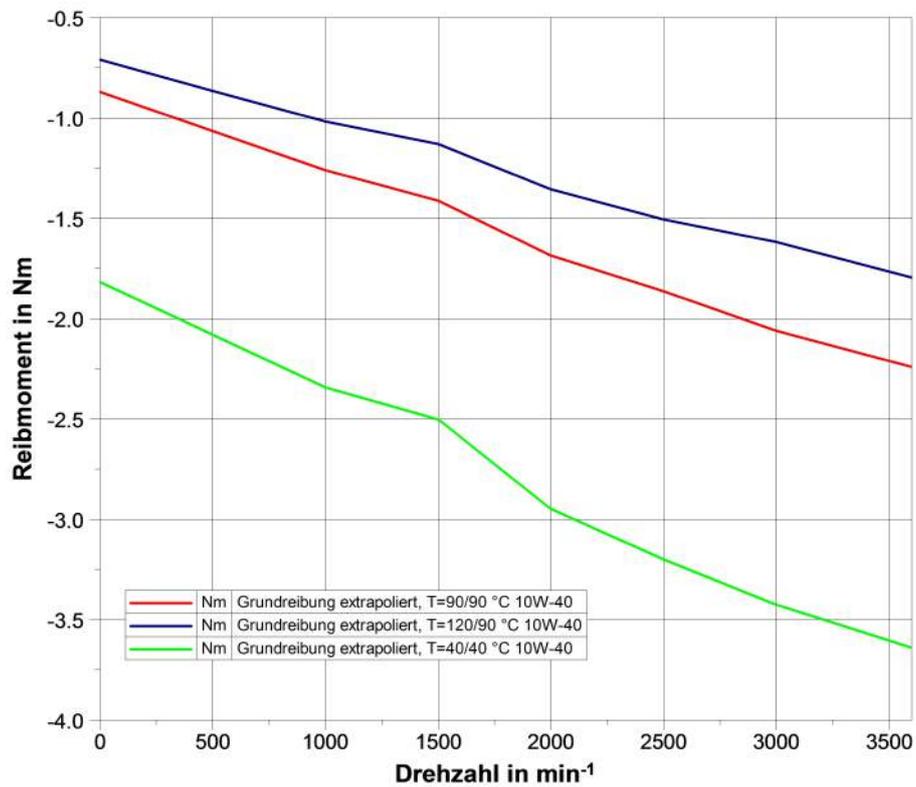


Abbildung 4.19.: Extrapolation der Grundreibung bei verschiedenen Öltemperaturen bei einem Öldruck von $p_{oel} = 3,9$ bar und einem Öl der Viskositätsklasse 10W-40

Abbildung 4.21 zeigt die bereits in Abbildung 4.17 dargestellten Kennlinien, die jedoch um das Reibmoment eines KWHL bereinigt wurden.

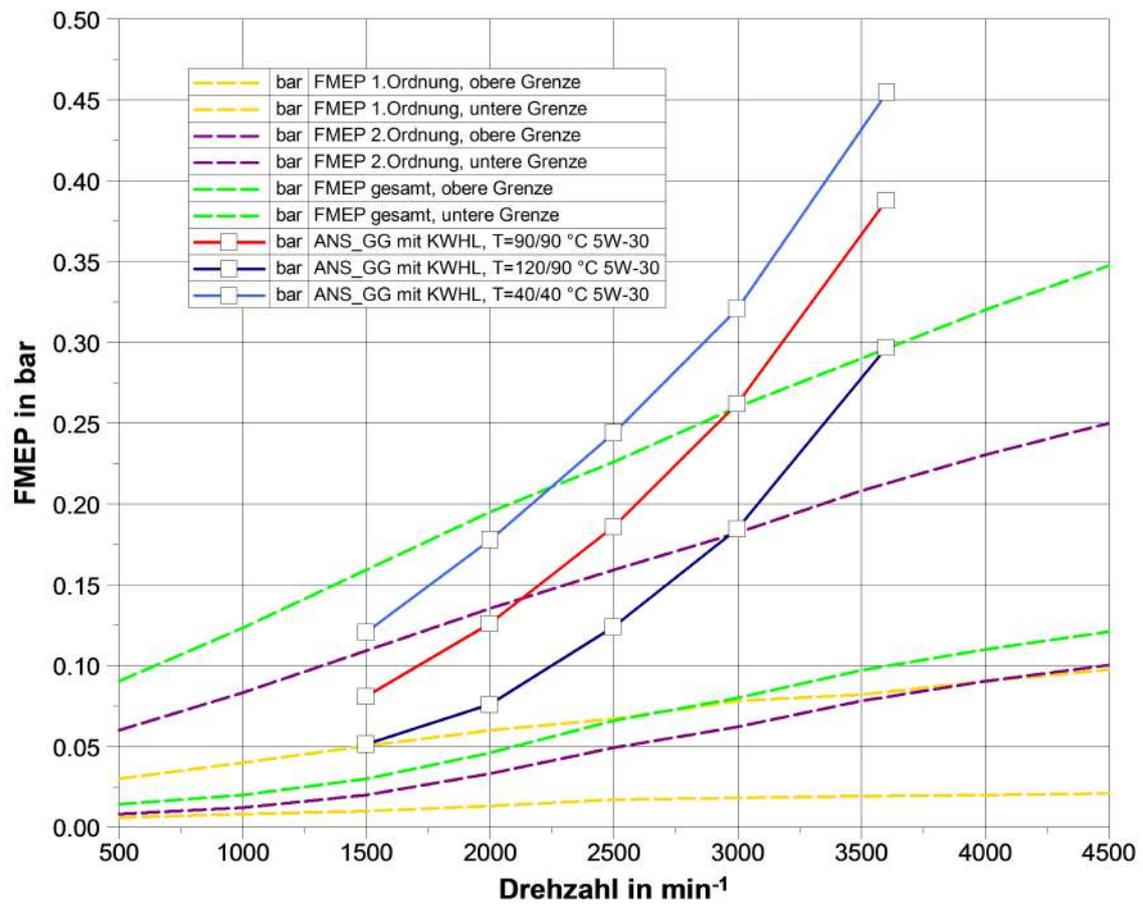


Abbildung 4.20.: Streuband FMEP von MAG mit ANS beschichteten Führungsstangen und GG-Buchsen mit Öl der Viskositätsklasse 5W-30 mit KWHL

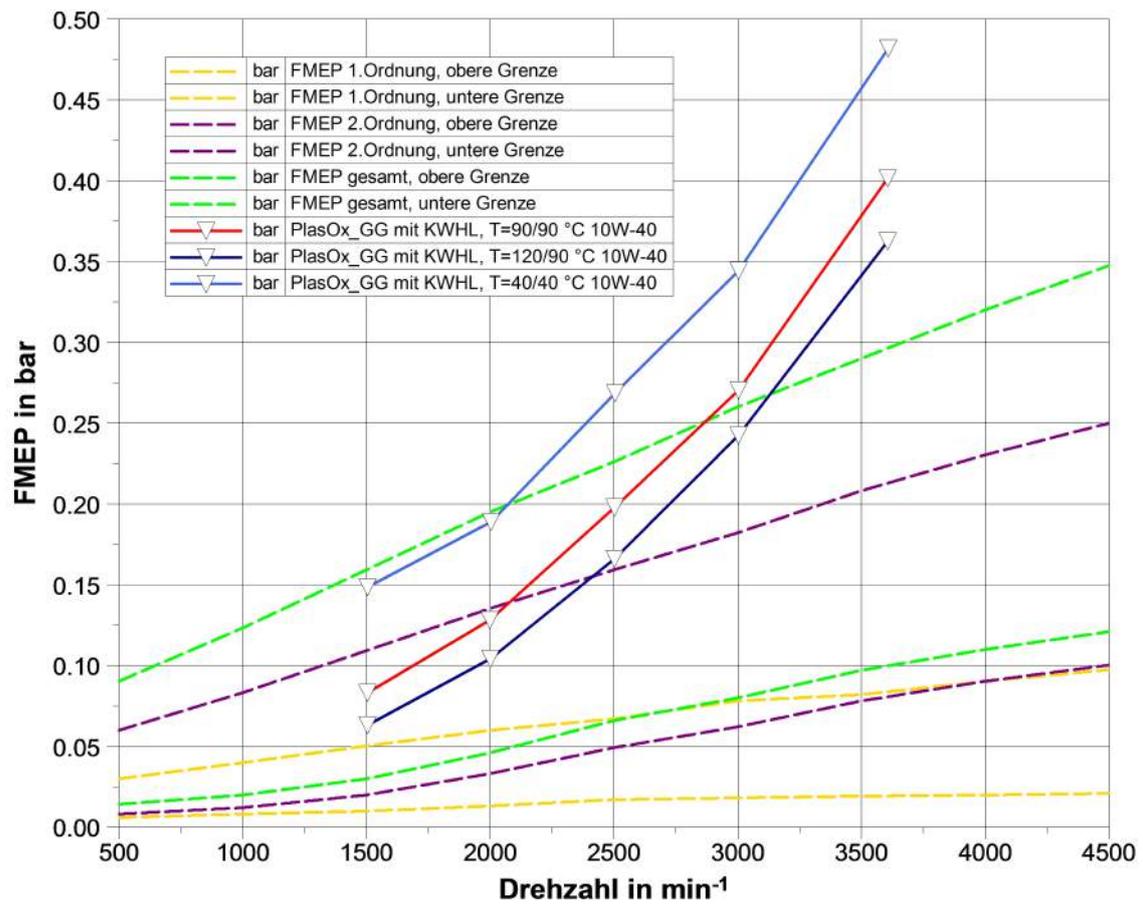


Abbildung 4.21.: Streuband FMEP von PlasOx beschichteten Führungsstangen und GG-Buchsen mit Öl der Viskositätsklasse 10W-40 mit KWHL

5. Zusammenfassung und Ausblick

Diese Diplomarbeit beschäftigt sich mit der Vermessung und Optimierung eines neuartigen Massenausgleichssystems. Dieses Massenausgleichssystem ist, wie der dazugehörige Zweizylinder Dieselmotor in Parallel-Twin Ausführung, eine vollständige Neuentwicklung der Firma Steyr Motors. Durch dieses System werden die hin- und hergehenden Massenkräfte vollständig ausgeglichen und aufgrund der Bauweise des Motors treten auch keine freien Massenmomente auf.

Bei diesem Massenausgleichssystem führt eine Ausgleichsmasse eine oszillierende Bewegung, welche gegengleich zu den Kolben erfolgt, durch. Dabei wird sie von zwei Führungsstangen geführt. Angetrieben wird die Ausgleichsmasse von einem Ausgleichspleuel, welches auf einem dritten Hubzapfen in der Mitte der Kurbelwelle sitzt. Aufgrund der Neuartigkeit dieses Systems gibt es noch wenige Erfahrungswerte dazu.

Im Zuge dieser Diplomarbeit wurde ein Prüfstands Aufbau zur Vermessung des Reibmomentes am Schlepp-Prüfstand aufgebaut. Mit Hilfe der Strip-down Methode konnte anschließend das Reibmoment des Massenausgleichssystems ermittelt werden. Dieser Prüfstands Aufbau beinhaltete neben einem zum Schleppbetrieb und raschen Umbau hin adaptierten Versuchsmotor, den dazugehörigen Messaufbau. Es wurden externe Konditioniersysteme für den Öl- sowie den Kühlfüssigkeitskreislauf des Motors aufgebaut. Dadurch war es möglich, einen realitätsnahen Betrieb des Massenausgleichssystems sicherzustellen. Es sollte der Einfluss der Parameter:

- Reibpaarung/ Materialien,
- Drehzahl,
- Öltemperatur,
- Öldruck,
- Ölviskosität,
- Ölzufuhr,
- Kühlwassertemperatur,

vermessen werden. Dadurch sollte eine Entscheidungsgrundlage zur Materialauswahl von Führungsstangen und Axial-Gleitführungsbuchsen geschaffen werden.

Die Auswertung der Messungen führte zu unvorhergesehenen Ergebnissen. Es wurde erkannt, dass eine Reibleistungsoptimierung mit Hilfe einer geänderten Materialpaarung Führungsstange-Gleitbuchse nicht möglich ist. Entgegen ersten Vermutungen bewegt sich das System großteils im hydrodynamischen Reibungsbereich. Diese Erkenntnis ermöglicht allerdings eine kostentechnische Optimierung, da die momentan verwendete Materialpaarung, Superfinish auf den Führungsstangen sowie eingepresste Axial-Gleitführungsbuchsen aus Lagerbronze in der Ausgleichsmasse, teuer und fertigungstechnisch aufwendig ist. Da diese Lösung jedoch keinerlei Vorzüge bezüglich der Reibleistung hat, muss über einen Austausch dieser Komponenten durch günstigere Varianten nachgedacht werden. Reibpaarungen wie z.B. GasOx nitrierte Führungsstangen, welche die Ausgleichsmasse ohne Buchse im Guss dieser führen, sind vielversprechende Alternativen. In weiterer Folge müssen diese Alternativen ihre Eignung bei Dauerlauf-Tests unter Beweis stellen.

Die Versuche zeigten weiters, dass ein Weglassen der internen Schmierölversorgung grundsätzlich möglich ist. Somit kann auch über eine alternative Variante der Ölversorgung, eventuell mit Ölspritzdüsen, nachgedacht werden. Das würde weitere Kosteneinsparungen für die Serienfertigung bedeuten.

Wird der Motor für den Antrieb eines Generators verwendet, findet dies vor allem bei niedrigen Drehzahlen statt. Das Reibverhalten des Massenausgleichssystems ist bei diesen niedrigeren Drehzahlen günstiger, was sich wiederum positiv auf den Wirkungsgrad auswirkt.

Abschließend ist zu sagen, dass die Optimierung des Massenausgleichssystems noch nicht abgeschlossen ist und eine weitere Bauteiloptimierung hinsichtlich Produktion sowie Akustik bereits begonnen hat. Weiters stehen Versuche mit Kunststoff-Gleitlagerbuchsen zur Diskussion, welche vor allem der akustischen Optimierung des Massenausgleichssystems dienen sollen.

Abbildungsverzeichnis

2.1. Rangeextender, ein Kompromiss zwischen seriellen Hybrid und reinem Elektrofahrzeug, [18]	5
2.2. Schematischer Aufbau eines thermischen Rangeextenders, [18]	5
2.3. Geometrie des Kurbeltriebs einer Hubkolbenmaschine, [8]	7
2.4. Massen des Kurbeltriebwerks, [8]	8
2.5. Massenkräfte über dem Kurbelwinkel, [8]	10
2.6. Kräftezerlegung am Kolben, [5]	12
2.7. Gesamtansicht Motor, [16]	15
2.8. 3D-Gesamtansicht des Massenausgleiches, [16]	16
2.9. Schnitt der Gesamtansicht des Massenausgleiches, [16]	17
2.10. Berechnete Geschwindigkeiten und Beschleunigungen des Ausgleichsgewichtes	18
2.11. Berechnete Kräfte am Massenausgleich	20
2.12. Berechnete Flächenpressung zwischen Führungsstangen und Buchsen, [16]	21
2.13. Stribeckkuve, [15]	23
2.14. Stribeckkuve mit Reibungszonen, [14]	25
2.15. Stribeckkuve mit Viskositätseinfluss, [5]	25
2.16. Entstehung eines Flüssigkeitskeiles, [9]	26
2.17. Gleichgewichtsbedingungen für ein Volumselement im hydrodynamischen Film, [9]	27
2.18. Druckverteilungsquerschnitt in einem hydrodynamischen Film	28
2.19. Form eines konvergierenden Keils, [9]	30
2.20. K_{pm} über m'	32
2.21. gesamte Normalkraft F_N , gesamte Kraft des Schmierkeils, Differenzkraft über Kurbelwinkel	33
3.1. Prinzipieller Prüfstands Aufbau	38
3.2. Prüfstands Aufbau	41
3.3. Prüfstands Aufbau	42
3.4. Eingebaute und nachbearbeitete Meistergewichte der Kolben-Pleuel	48
3.5. Zweiter Ölabbfluss und die Messstellen für T_{oel} und p_{oel}	49
3.6. umgebaute Ölwanne mit Deckel	50

3.7.	umgebaute Ölwanne im Bereich Ölpumpendeckel	50
3.8.	Temperaturmessstelle an den Führungsstangen	51
3.9.	Drehmomentsignal beim Überfahren der kritischen Drehzahl	52
3.10.	Spritzdüsen und fixierter Kolben	53
3.11.	Stehlager	54
3.12.	Stehlagerreibung über Stehlagertemperatur	55
3.13.	Beispiel für M_{MAG} , M_{Ges} , M_{Grund} über n für die Reibpaarung Plas- Ox nitrierte Führungsstangen und Bögra-Gleitbuchse mit 8er-Nut bei $T = 90/90^\circ\text{C}$ und $p_{oel} = 3,9$ bar	56
3.14.	Prinzip des ANS-Triboconditioning Prozesses, [4]	59
3.15.	Schnitt durch die Standardbuchse im Ausgleichsgewicht	61
3.16.	Schnitt durch 8er-Nut Buchse	62
3.17.	Verschließen des Druckölkanals	64
3.18.	Verspannung des Massenausgleichssystems	66
4.1.	Kennfeld Grundreibung: Öldruck über Grundreibmoment über Dreh- zahl bei einem Öl der Viskositätsklasse 10W-40 und $T = 90/90^\circ\text{C}$	68
4.2.	Kennfeld Grundreibung: Öltemperatur über Grundreibmoment über Drehzahl mit Öl der Viskositätsklasse 10W-40 und $T = 90/90^\circ\text{C}$.	69
4.3.	verriebene Führungsstange der Reibpaarung geschliffene Führungs- stange und Graugussbuchse	70
4.4.	Vergleich aller Varianten bei $T = 90/90^\circ\text{C}$ und $p_{oel} = 3,9$ bar mit Öl der Viskositätsklasse 10W-40	71
4.5.	Oberflächenfotos ausgewählter Materialpaarungen	73
4.6.	Oberflächenfotos ausgewählter Materialpaarungen	74
4.7.	Vergleich des MAG-Reibmomentes der Reibpaarung DLC beschich- tete Führungsstangen mit GG-Blindmasse mit und ohne interner Ölversorgung	75
4.8.	Kennfeld GasOx GG: Öldruck über Reibmoment MAG über Dreh- zahl bei $T = 90/90^\circ\text{C}$ und Öl der Viskositätsklasse 10W-40	76
4.9.	Kennfeld GasOx GG: Öltemperatur über Reibmoment MAG über Drehzahl bei $p_{oel} = 3,9$ bar und Öl der Viskositätsklasse 10W-40 . .	77
4.10.	Kennfeld GasOx GG: Öltemperatur über Reibleistung MAG über Drehzahl bei $p_{oel} = 3,9$ bar und Öl der Viskositätsklasse 10W-40 . .	78
4.11.	Kennfeld GasOx GG: Öltemperatur über Gesamtreibmoment über Drehzahl bei $p_{oel} = 3,9$ bar und Öl der Viskositätsklasse 10W-40 . .	79
4.12.	Verriebener Massenausgleich	80
4.13.	Vergleich verschiedener Ölviskositäten der Reibpaarung ANS auf GG: Drehzahl über Reibmoment bei $T = 40/40^\circ\text{C}$ und $p_{oel} = 3,9$ bar	81

4.14. Vergleich verschiedener Ölviskositäten der Reibpaarung ANS auf GG: Drehzahl über Reibmoment bei $T = 90/90^\circ\text{C}$ und $p_{oel} = 3,9\text{ bar}$	82
4.15. Vergleich verschiedener Ölviskositäten der Reibpaarung ANS auf GG: Drehzahl über Reibmoment bei $T = 120/90^\circ\text{C}$ bei $p_{oel} = 3,9\text{ bar}$	83
4.16. Streuband FMEP von MAG mit ANS beschichteten Führungsstangen und GG-Buchsen mit Öl der Viskositätsklasse 5W-30 ohne KWHL	84
4.17. Streuband FMEP von MAG mit PlasOx beschichteten Führungsstangen und GG-Buchsen mit Öl der Viskositätsklasse 10W-40 ohne KWHL	85
4.18. Extrapolation der Grundreibung bei $T = 90/90^\circ\text{C}$ und $p_{oel} = 3,9\text{ bar}$ und verschiedenen Ölviskositäten	86
4.19. Extrapolation der Grundreibung bei verschiedenen Öltemperaturen bei einem Öldruck von $p_{oel} = 3,9\text{ bar}$ und einem Öl der Viskositätsklasse 10W-40	87
4.20. Streuband FMEP von MAG mit ANS beschichteten Führungsstangen und GG-Buchsen mit Öl der Viskositätsklasse 5W-30 mit KWHL	88
4.21. Streuband FMEP von PlasOx beschichteten Führungsstangen und GG-Buchsen mit Öl der Viskositätsklasse 10W-40 mit KWHL	89
A.1. kinematische Viskosität über Temperatur, [12]	IX
A.2. kinematische Viskosität über Temperatur, [12]	X
A.3. Kalibrierprotokoll Drehmoment-Messflansch	XI
A.4. Kalibrierprotokoll Drehmoment-Messflansch	XII
A.5. Kalibrierprotokoll Drehmoment-Messflansch	XIII
A.6. Kalibrierprotokoll Drehmoment-Messflansch	XIV
A.7. Kalibrierprotokoll Drehmoment-Messflansch	XV
A.8. Kalibrierprotokoll Drehmoment-Messflansch	XVI
A.9. Kalibrierprotokoll Drehmoment-Messflansch	XVII
A.10. Grundreibung: Öldruck über Drehzahl über Reibleistung bei $T = 90/90^\circ\text{C}$ und Öl der Viskositätsklasse 10W-40	XVIII
A.11. Grundreibung: Öldruck über Drehzahl über FMEP bei $T = 90/90^\circ\text{C}$ und Öl der Viskositätsklasse 10W-40	XVIII
A.12. Grundreibung: Öltemperatur über Drehzahl über Reibleistung bei $p_{oel} = 3,9\text{ bar}$ und Öl der Viskositätsklasse 10W-40	XIX
A.13. Grundreibung: Öltemperatur über Drehzahl über FMEP bei $p_{oel} = 3,9\text{ bar}$ und Öl der Viskositätsklasse 10W-40	XIX
A.14. GasOx Führungsstangen mit GG Gleitbuchse: Öltemperatur über Drehzahl über FMEP bei $p_{oel} = 3,9\text{ bar}$ und Öl der Viskositätsklasse 10W-40	XX

A.15. GasOx Führungsstangen mit GG Gleitbuchse: Öltemperatur über Drehzahl über Gesamt-FMEP bei $p_{oel} = 3,9$ bar und Öl der Viskositätsklasse 10W-40	XX
A.16. GasOx Führungsstangen mit GG Gleitbuchse: Öltemperatur über Drehzahl über Gesamt-Reibleistung bei $p_{oel} = 3,9$ bar und Öl der Viskositätsklasse 10W-40	XXI

Tabellenverzeichnis

2.1. Motordaten, [16]	14
3.1. Versuchsmatrix der Materialpaarungen	63

Literaturverzeichnis

- [1] Internetressource. Abrufbar unter http://de.wikipedia.org/wiki/Steyr_Motors, 2014. Zugriff im Januar 2014.
- [2] Internetressource. Abrufbar unter <http://www.nitrierpraxis.de>, 2014. Zugriff im Januar 2014.
- [3] Werner, Martin; Graf, Stefan; Merkle, Andre; Wachtmeister, Georg. Direkte Messung der Kolbengruppenreibung. Technical report, MTZ-Motortechnische Zeitschrift, January 2014, Volume 75, Issue 1, pp 72-79, 2014.
- [4] Zhmud, Boris. Triboconditioning- Process Description. Technical report, Applied Nano Surfaces, Uppsala- Sweden, 2013.
- [5] Affenzeller, Josef; Gläser, Heinz. *Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren*. Springer Wien New York, 1996.
- [6] Basshuysen, Richard van; Schäfer, Fred. *Handbuch Verbrennungsmotor*. Vieweg + Teubner, 2005.
- [7] Czichos, Horst; Habig, Karl-Heinz. *Tribologie-Handbuch*. Vieweg + Teubner, 2010.
- [8] Eichlseder, Helmut. *Vorlesungsskriptum: Kolbenmaschinen*. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, September 2009.
- [9] Fuller, Dudley D. *Theorie und Praxis der Schmierung*. Berliner Union, Stuttgart, 1960.
- [10] Künne, Bernd. *Einführung in die Maschinenelemente*. B. G. Teubner, 2001.
- [11] Mollenhauer, Klaus; Tschöke, Helmut. *Handbuch Dieselmotoren*. Springer Wien New York, 2007.
- [12] Motlicek, Rudolf; Shell Schmierstoffe. *Anfrage*. Shell, 2013.
- [13] Muhs; Wittel; Jannasch; Voßiek. *Roloff/Matek Maschinenelemente*. Vieweg + Teubner, 2007.
- [14] Niemann, Gustav; Winter, Hans. *Maschinenelemente, Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen*. Springer Wien New York, 2001.

- [15] Schwarze, H. TU Clausthal, Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen. Abrufbar unter <http://www.itr.tu-clausthal.de>, Oktober 2010. Zugriff im September 2013.
- [16] Steyr Motors. *Entwicklungsabteilung*. SMO, 2013.
- [17] Tschöke, Helmut. 1. Hybridantriebe, MTZ-Wissen. Technical report, MTZ-Motortechnische Zeitschrift, May 2012, 73. Jahrgang, pp 413 ff, 2012.
- [18] Tschöke, Helmut. 2. Rangeextender, MTZ-Wissen. Technical report, MTZ-Motortechnische Zeitschrift, July 2012, 73. Jahrgang, pp 510-515, 2012.
- [19] Tschätsch, Heinz; Dietrich, Jochen. *Praxis der Zerspantechnik*. Vieweg + Teubner, 2008.

A. Anhang

Viskositäts -Temperatur - Diagramm
Shell Helix Ultra Extra 5W-30

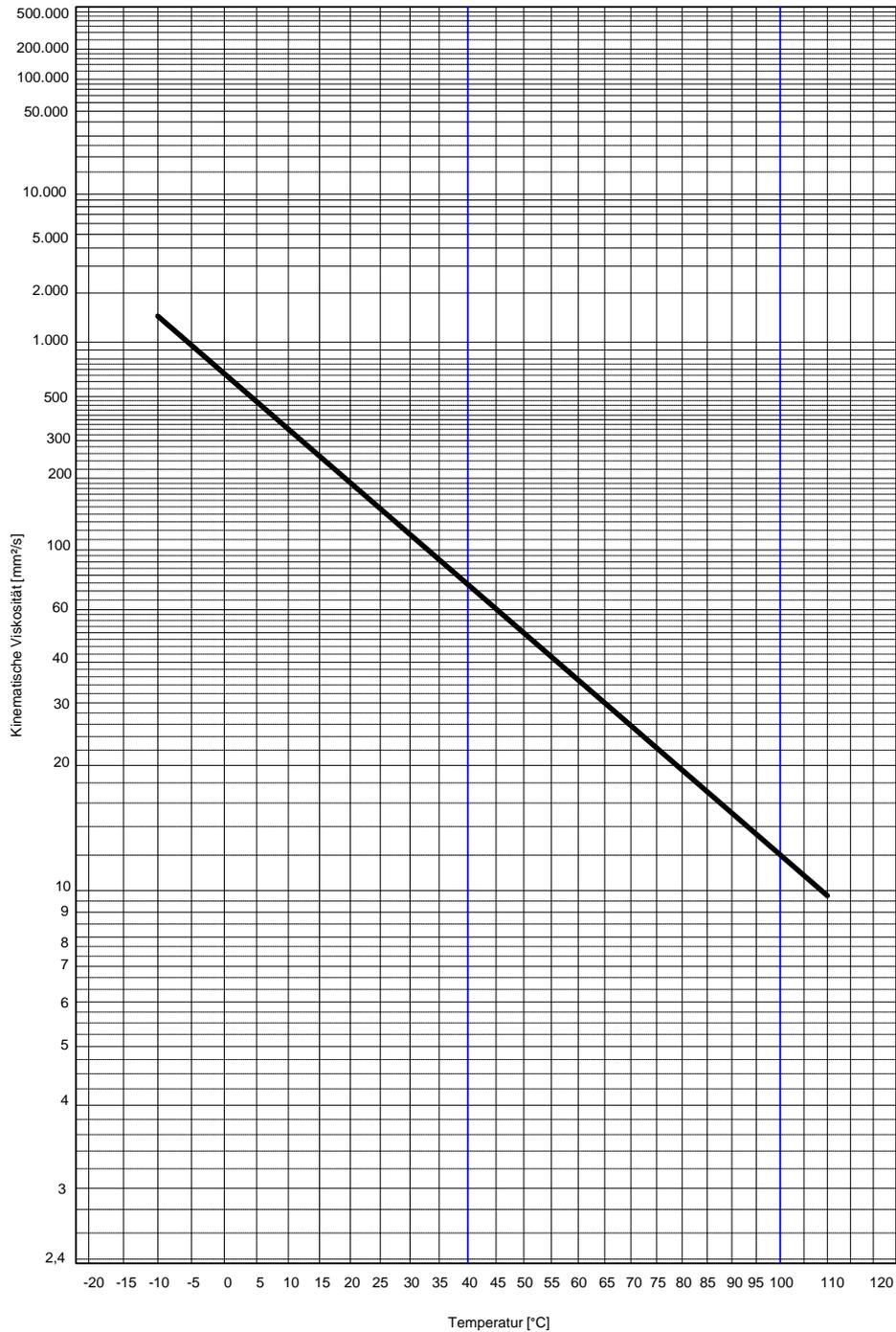


Abbildung A.1.: kinematische Viskosität über Temperatur, [12]

Viskositäts -Temperatur - Diagramm
Shell Rimula R6 M 10W-40

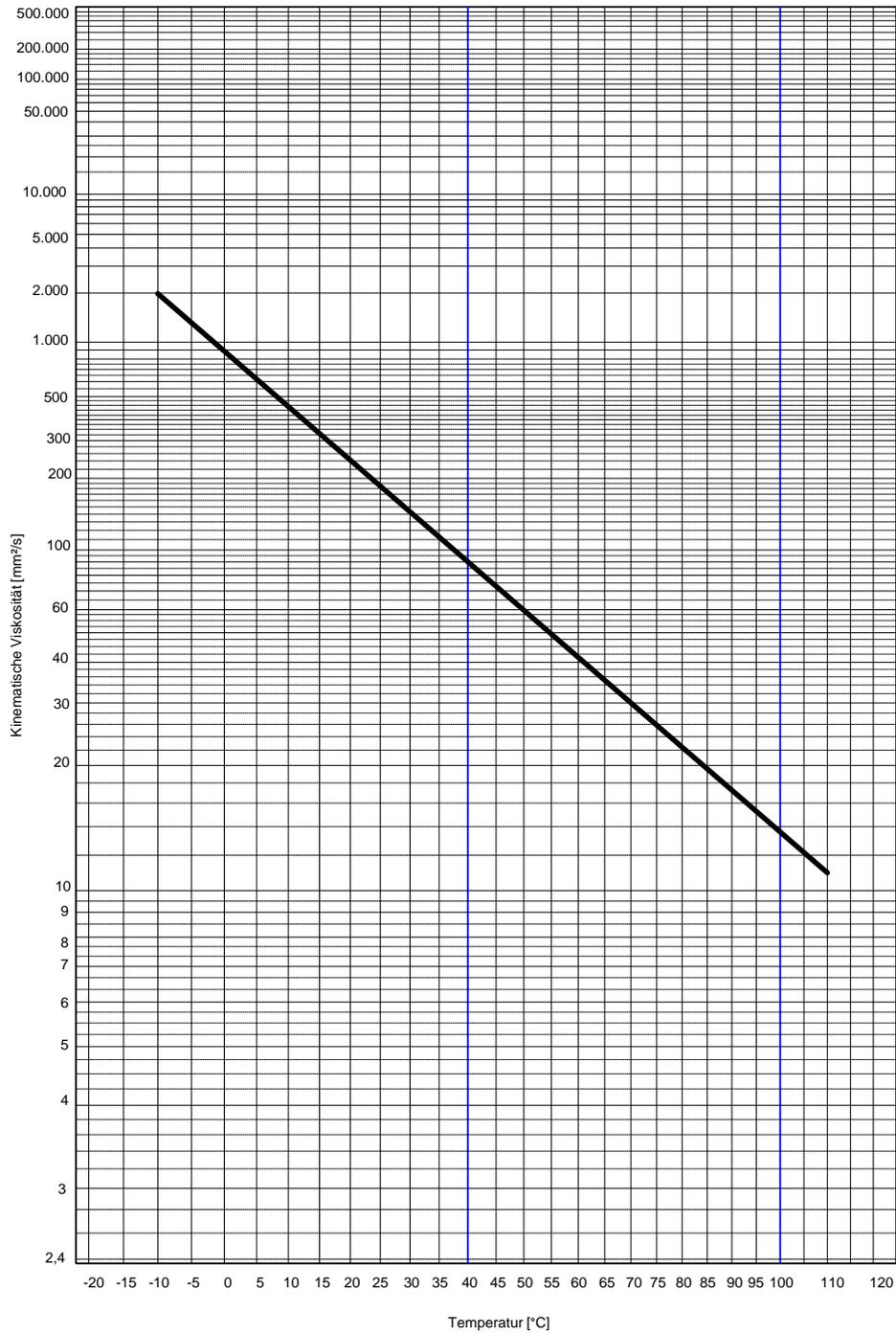


Abbildung A.2.: kinematische Viskosität über Temperatur, [12]



Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH
 DAkkS-Kalibrierlaboratorium nach ISO 17025
 Im Tiefen See 45 · DE - 64293 Darmstadt
 Tel. +49 / (0)6151 / 803-436 · Fax. +49 / (0)6151 / 803-590

akkreditiert durch die / accredited by the

Deutsche Akkreditierungsstelle GmbH

als Kalibrierlaboratorium im / as calibration laboratory in the

Deutschen Kalibrierdienst



Deutsche
 Akkreditierungsstelle
 D-K-12029-01-00

Kalibrierschein
 Calibration certificate

Kalibrierzeichen
 Calibration mark

37015
D-K- 12029-01-00
2013-05

Gegenstand <i>Object</i>	Drehmomentaufnehmer <i>Torque Transducer</i>
Hersteller <i>Manufacturer</i>	Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, DE - Darmstadt
Typ <i>Type</i>	T12/200 N·m
Fabrikat/Serien-Nr. <i>Serial number</i>	152130094
Auftraggeber <i>Customer</i>	Steyr Motors GmbH; AT - 4407 Steyr
Auftragsnummer <i>Order No.</i>	440005680
Anzahl der Seiten des Kalibrierscheines <i>Number of pages of the certificate</i>	7
Datum der Kalibrierung <i>Date of calibration</i>	2013-05-27

Dieser Kalibrierschein dokumentiert die Rückführung auf nationale Normale zur Darstellung der Einheiten in Übereinstimmung mit dem Internationalen Einheitensystem (SI). Die DAkkS ist Unterzeichner der multilateralen Übereinkommen der European co-operation for Accreditation (EA) und der International Laboratory Accreditation Cooperation (ILAC) zur gegenseitigen Anerkennung der Kalibrierscheine. Für die Einhaltung einer angemessenen Frist zur Wiederholung der Kalibrierung ist der Benutzer verantwortlich. *This calibration certificate documents the traceability to national standards, which realize the units of measurement according to the International System of Units (SI). The DAkkS is signatory to the mutual agreements of the European co-operation for Accreditation (EA) and of the International Laboratory Accreditation Cooperation (ILAC) for the multilateral recognition of calibration certificates. The user is obliged to have the object recalibrated at appropriate intervals.*

Dieser Kalibrierschein darf nur vollständig und unverändert weiterverbreitet werden. Auszüge oder Änderungen bedürfen der Genehmigung sowohl der Deutschen Akkreditierungsstelle GmbH als auch des ausstellenden Kalibrierlaboratoriums. Kalibrierscheine ohne Unterschrift haben keine Gültigkeit.

This calibration certificate may not be reproduced other than in full except with the permission of both the Deutsche Akkreditierungsstelle GmbH and the issuing laboratory. Calibration certificates without signature are not valid.

Stempel <i>Seal</i>	Datum <i>Date</i>	Stellv. Leiter des Kalibrierlaboratoriums <i>Deputy Head of the calibration laboratory</i>	Bearbeiter <i>Person in charge</i>
	2013-05-28	 Fraiss	 Schwenz

Zertifiziert nach ISO 9001 und ISO 14001 (DQS-000001) Akkreditiert als EMV-Prüflab. (Reg.-Nr. D-PL-12029-01) Seite / Page **1**
 Certified according to ISO 9001 and ISO 14001 by DQS Accredited as EMC testing laboratory by DAkkS

Abbildung A.3.: Kalibrierprotokoll Drehmoment-Messflansch



Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

Seite / Page 2

In case of doubt, only the German text of this certificate is valid.

37015

D-K-
12029-01-00

2013-05

Kalibriereinrichtung

Torque reference standard

1 kN·m Drehmoment-BNME (s. DAkkS-Akkreditierungsurkunde vom 2012-11-27)
(see DAkkS accreditation certificate dated 2012-11-27)

Anschlussmessunsicherheit: **<= 0.01 %**

Best measurement capability

der eingestellten Drehmomentstufe
of the torque step selected

Kalibrierbedingungen

Calibration conditions

Umgebungstemperatur: **(21 ± 1) °C** Umgebungsfeuchte: **(46 ± 2) % rel.**

Ambient temperature

Environmental humidity

Umgebungsluftdruck: **(995 ± 3) hPa**

Atmospheric pressure

Die Kalibrierung ist nur gültig bei Verwendung des unten beschriebenen Ausgeber-Typs.

The calibration is only valid if a signal conditioner of the same type as described below is used.

Angaben zum Aufnehmer

Transducer data

Stator; Serien-Nr.: **T12-Stator; 154170025**

Stator; serial number

Statorversorgung: ********

Stator supply

Nullsignal (ausgebaut): **59991,5 Hz**

Zero signal (unmounted)

Einbauteile der Kalibrierung:

Mounting parts for calibration

DAkkS-Standard

DAkkS-Standard

Angaben zum Kabel:

Cable data

HBM eig. Anschlusskabel 6 m, 6-adrig

HBM owned connection cable 6 m, 6-wire

Aufnehmersversorgung:

Transducer supply voltage

5 VDC

Rev. 2.0.07

Abbildung A.4.: Kalibrierprotokoll Drehmoment-Messflansch



Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

Seite / Page 3

In case of doubt, only the German text of this certificate is valid.

37015

D-K-
12029-01-00

2013-05

Angaben zum Ausgeber und Anzeiger*Signal conditioner and indicator data*

Grundgerät: System	HBM-MGCplus	(Eigentum des Kalibrierlaboratoriums) (owned by the calibration laboratory)
Identifizierung: Identification	2550-30610	
Verstärkertyp: Amplifier type	HBM-ML60B	(Eigentum des Kalibrierlaboratoriums) (owned by the calibration laboratory)
Identifizierung: Identification	DKD73	
Firmware-Version: Firmware version	P5.18	
Messkanal: Measuring channel	3	
Messbereich: Measuring range	200000,0 Hz	
Filter: Filter	0,1 Hz Bessel	
Kalibriersignal: Calibration signal	14997,3 Hz	
Anschlussart: Type of connection	Standard	
Anzeigertyp: Indicator type	HBM-AB22A	(Eigentum des Kalibrierlaboratoriums) (owned by the calibration laboratory)
Identifizierung: Identification	----	
Software: Software	****	
Anzeigeranpassung: Indicator adaptation	****	

Sonstiges*Other data*

Die im TEDS-Speicher des Aufnehmers hinterlegten Skalierungsinformationen sind NICHT an die vorliegende Kalibrierung angepasst (s.Beilageblatt Kalibrierung von T12).

The scaling information stored in the transducer's TEDS memory has NOT been adapted to the calibration at hand (see supplement "Particularities of T12 Calibration").

Rev. 2.0.07



Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

Seite / Page 4

In case of doubt, only the German text of this certificate is valid.

37015
D-K- 12029-01-00
2013-05

Kalibrierverfahren

Die Kalibrierung wurde gemäß der Richtlinie VDI/VDE 2646 durchgeführt:

- 1) 3-malige Vorbelastung vor Kalibrierung in der jeweiligen Belastungsrichtung mit 100% des Nenn Drehmoments. (Diese Vorbelastung ist vor jeder Benutzung zu wiederholen!)
- 2) Anzeigewerte bei zunehmendem Drehmoment: Messreihen rechts: R1, R3; links: R4, R6
Anzeigewerte bei abnehmendem Drehmoment: Messreihen rechts: R2'; links: R5'

Das Kalibrierdrehmoment M_k ist die jeweilige Drehmoment-Stufe gemäß Anzeige an der Kalibrier-einrichtung. Korrekturen laut Akkreditierung sind berücksichtigt.

Alle berechneten Werte sind um die jeweilige Nullanzeige reduziert.

"AE" = Anzeigeeinheiten.

Messunsicherheit

In Tabelle 2 ist das erweiterte Messunsicherheitsintervall W' angegeben, das sich aus der Standardmessunsicherheit durch Multiplikation mit dem Erweiterungsfaktor $k=2$ und (in Abänderung zu VDI/VDE 2646) folgenden systematischen Abweichungen ergibt: statistisch ermittelte Spannweite b , Umkehrspanne h (siehe auch DIN 51309, C.1.2.2) und die Interpolationsabweichung. Die Standardmessunsicherheit wurde gemäß DAkkS-DKD-3 ermittelt und umfasst den Einfluss der Anzeigauflösung auf den Nullwert und den Anzeigewert, die Einflüsse von Wiederholpräzision, Vergleichspräzision, Umkehrspanne, Abweichung des Nullsignals und Interpolations- bzw. Anzeigeabweichung. Der Wert der Messgröße liegt mit einer Wahrscheinlichkeit von 95% im zugeordneten Wertintervall.

Interpolation

Auf Seite 7 ist die Interpolationsgleichung, die der Berechnung der Interpolationsabweichung (Linearitätsabweichung) zugrunde liegt angegeben. Ermittelt nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate aus dem Kalibrierergebnis, d.h. es sind nur Anzeigewerte bei zunehmendem Drehmoment berücksichtigt.

X: um das Nullsignal bereinigter Anzeigewert in Hz

M_n : berechneter Drehmomentwert aus der Interpolation in N·m

Optimierter Kennwert

Tabelle 4 gibt den optimierten Kennwert nach VDI/VDE 2639 an, ermittelt nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate unter Einbeziehung der Messwerte aus Aufwärts- und Abwärtsreihe (ohne die Wiederholmessreihe).

Remanenzwert

Der Remanenzwert (Tabelle 4) kann nur berechnet werden, wenn die Kalibrierung beide Richtungen umfasst.

Konformität

Die Überprüfung der Einhaltung der Herstellerspezifikationen in Tabelle 3 berücksichtigt die maximale Abweichung von der Bezugsgeraden, die mit dem optimierten Kennwert gemäß Tabelle 4 gebildet ist, in % vom Kalibrierbereichsendwert M_E .

OK in der Spalte Ergebnis bedeutet:

Der Kalibriergegenstand erfüllt bei den angegebenen Merkmalen die Herstellerspezifikationen.

Rev. 2.0.17

Abbildung A.6.: Kalibrierprotokoll Drehmoment-Messflansch



Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

Seite / Page 5

In case of doubt, only the German text of this certificate is valid.

37015
D-K- 12029-01-00
2013-05

Calibration procedure

The calibration was performed according to the guideline VDI/VDE 2646:

- 1) 3 times loading with 100% of nominal torque in the torque direction concerned prior to calibration.
(This kind of preloading has to be repeated each time the transducer is used!)
- 2) Readings at increasing torque: clockwise: R1, R3; anticlockwise: R4, R6
Readings at decreasing torque: clockwise: R2'; anticlockwise: R5'

The calibration torque M_k is the respective torque step according to reading from the calibration device. Corrections according to accreditation included.

All calculated results have been reduced by the indication at zero load.

"AE" = Indication units.

Measurement uncertainty

In table 2 the reported expanded uncertainty interval W' is stated as the sum of the standard uncertainty multiplied by the coverage factor $k=2$ and (as a modification of VDI/VDE 2646) the following systematic errors: statistically determined span b , reversal error h and interpolation error. The standard uncertainty has been determined according to DAkkS-DKD-3 and covers the following effects: the influence of the resolution on the zero signal and on the display value, the influences of repeatability, reproducibility, reversibility, residual deviation and the interpolation error or display error respectively. The coverage probability is approximately 95%.

Interpolation

On page 7 the interpolation equation used for evaluating the interpolation error (linearity deviation) is given. Determined according to the least-squares method from the calibration result, i.e. only readings at increasing torque are taken into account.

X : zero-value compensated display value in Hz

M_a : torque value determined from the interpolation equation in N·m

Optimized sensitivity

Table 4 shows the optimized sensitivity according to VDI/VDE 2639, determined according to the least-squares method taking into account the values from measurement series with increasing and decreasing torque (without repeatability series).

Mechanical remanence

Calculation of mechanical remanence (table 4) only if both directions are tested.

Compliance

Verification of compliance with manufacturer specifications in table 3 takes into account the maximum deviation from the reference line defined by the optimised characteristic value given in table 4, expressed in % of the upper limit of the calibrated range M_E .

OK in the result column means:

The calibration object complies with the manufacturer's specifications for the stated properties.

Rev. 2007



Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

Seite / Page 6

In case of doubt, only the German text of this certificate is valid.

37015
D-K- 12029-01-00
2013-05

Tabelle 1 Anzeigewerte, in Hz
table 1 Readings, in Hz

M_K in N·m	Rechtsdrehmoment / clockwise torque			Linksdrehmoment / anticlockwise torque		
	R1	R2'	R3	R4	R5'	R6
0	59994,2	59994,7	59994,5	59987,1	59986,3	59986,5
40	65993,6	65996,1	65993,9	53987,3	53984,7	53986,6
80	71994,4	71997,5	71994,6	47986,5	47983,4	47986,0
100	74995,0	74998,2	74995,3	44986,1	44982,9	44985,7
120	77995,6	77998,6	77995,8	41985,3	41982,4	41984,9
160	83997,4	83999,9	83997,6	35983,4	35981,4	35983,0
200	89999,8	89999,8	90000,1	29981,2	29981,2	29980,8

Tabelle 2 Kalibrierergebnis
table 2 Calibration result

M_K in N·m	Rechtsdrehmoment / clockwise torque			Linksdrehmoment / anticlockwise torque		
	Signal	rel. Unsicherheit W'		Signal	rel. Unsicherheit W'	
	$Y(M_K)$ in Hz	rel. uncertainty W' in % von/of M_K		$Y(M_K)$ in Hz	rel. uncertainty W' in % von/of M_K	
0	0,0			0,0		
40	5999,4	0,099		-5999,9	0,094	
80	12000,2	0,077		-12000,6	0,078	
100	15000,8	0,077		-15000,9	0,078	
120	18001,4	0,073		-18001,7	0,072	
160	24003,2	0,066		-24003,6	0,065	
200	30005,6	0,061		-30005,8	0,060	

Dieser Messwertaufnehmer wurde nur in einer Einbaustellung kalibriert. Das ausgewiesene Ergebnis der Messunsicherheitsbestimmung beinhaltet den Beitrag des statistisch ermittelten Kennwerts b und ist gemäß der Richtlinie VDI/VDE 2646 vollständig.

This transducer was calibrated in only one installation position. The shown result of the measuring uncertainty determination contains the contribution of the statistically determined characteristic value b and is complete according to guideline VDI/VDE 2646.

Tabelle 3 Überprüfung der Einhaltung der Herstellerspezifikation anhand der Kalibrierergebnisse
table 3 Verification of compliance with manufacturer specification based on calibration results

	Richtung Direction	Zulässiger Wert Admissible value	Berechneter Wert Value determined	Ergebnis Result
Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese d_h in % von M_E Linearity deviation including hysteresis d_h in % of M_E	rechts clockwise	0,02	-0,007	ok
	links anticlockwise	0,02	-0,007	ok

Rev 2.6/07

Abbildung A.8.: Kalibrierprotokoll Drehmoment-Messflansch



Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

Seite / Page 7

In case of doubt, only the German text of this certificate is valid.

37015
D-K- 12029-01-00
2013-05

Interpolationsgleichung

Interpolation equation

Rechtsdrehmoment / clockwise torque

Linksdrehmoment / anticlockwise torque

$$M_s = 0,0066658 \cdot X$$

$$M_a = 0,0066657 \cdot X$$

Tabelle 4 Zusätzliche aus den Messergebnissen bestimmte Kenngrößen

table 4 Further parameters determined from the measurement results

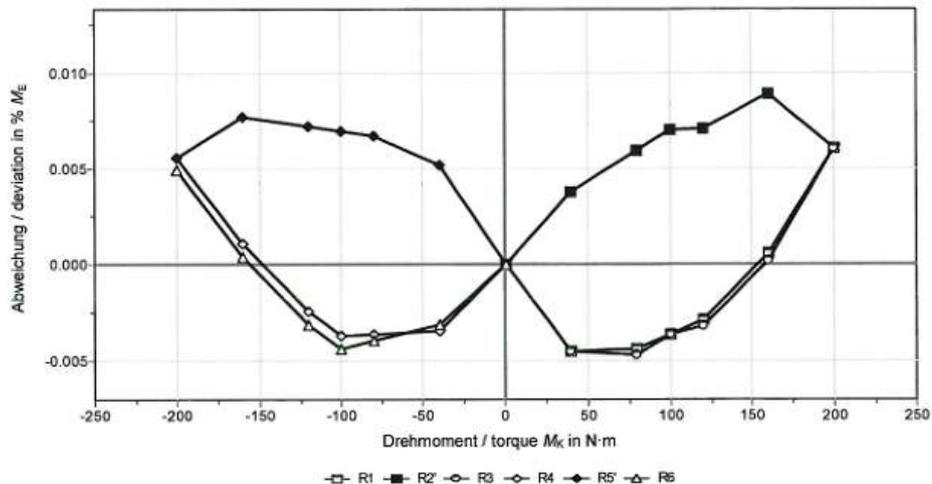
Def. nach VDI/VDE 2639 def. according to VDI/VDE 2639	Berechneter Wert computed value		Einheit unit
	rechts clockwise	links anticlockwise	
optimierter Kennwert optimized sensitivity	30005,3	-30005,7	Hz
max. Linearitätsabweichung d_{lin} max. linearity deviation	0,006	0,005	% von M_E % of M_E
max. rel. Umkehrspanne max. relative hysteresis	0,042	0,043	% von M_K % of M_K
Remanenzwert mechanical remanence	0,024		% von M_E % of M_E

Grafische Darstellung der Messwerte

Graphical representation of the measured values

Abweichungen von der Bezugsgeraden die mit dem optimierten Kennwert gemäß Tabelle 4 gebildet ist, in % vom Kalibrierbereichsendwert M_E .

Deviations from the reference line defined by the sensitivity given in table 4, expressed in % of the upper limit of the calibrated range M_E .



Rev. 23/27

Abbildung A.9.: Kalibrierprotokoll Drehmoment-Messflansch

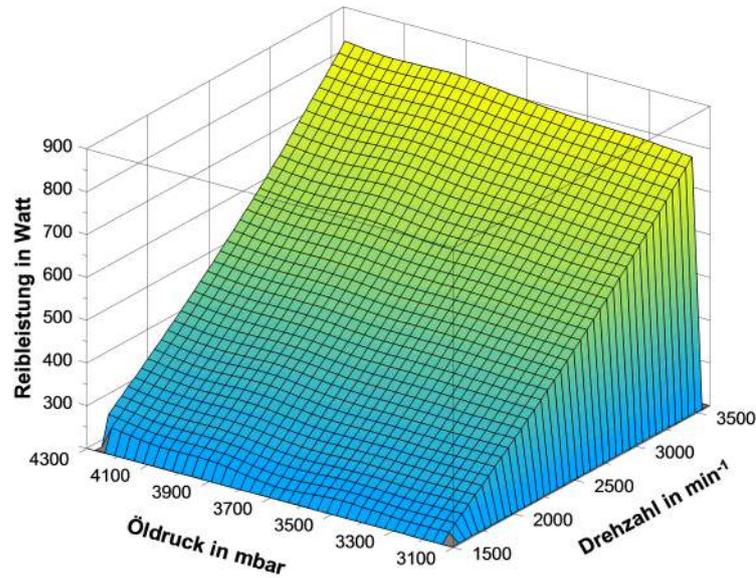


Abbildung A.10.: Grundreibung: Öldruck über Drehzahl über Reibleistung bei $T = 90/90^\circ\text{C}$ und Öl der Viskositätsklasse 10W-40

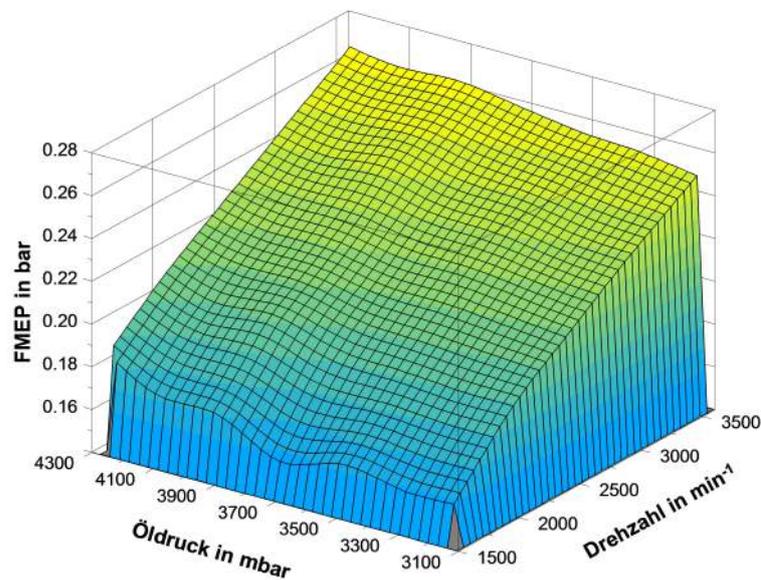


Abbildung A.11.: Grundreibung: Öldruck über Drehzahl über FMEP bei $T = 90/90^\circ\text{C}$ und Öl der Viskositätsklasse 10W-40

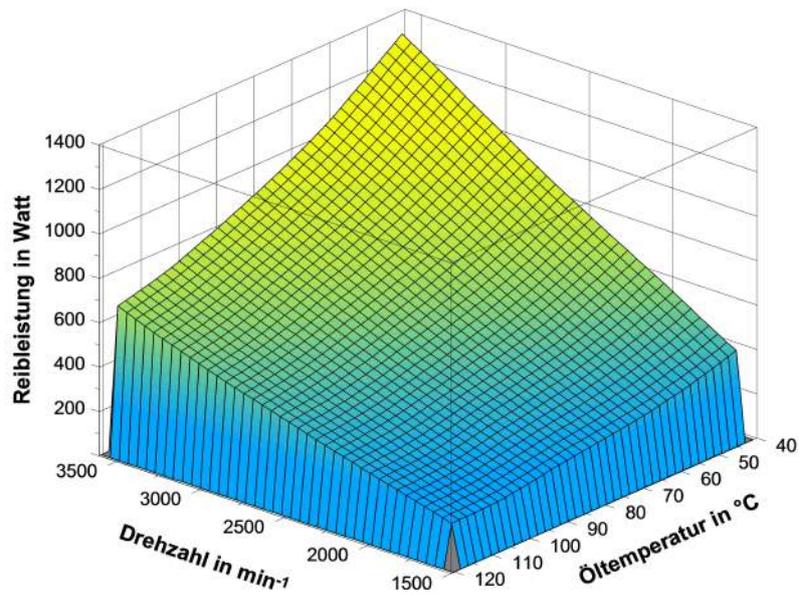


Abbildung A.12.: Grundreibung: Öltemperatur über Drehzahl über Reibleistung bei $p_{oel} = 3,9$ bar und Öl der Viskositätsklasse 10W-40

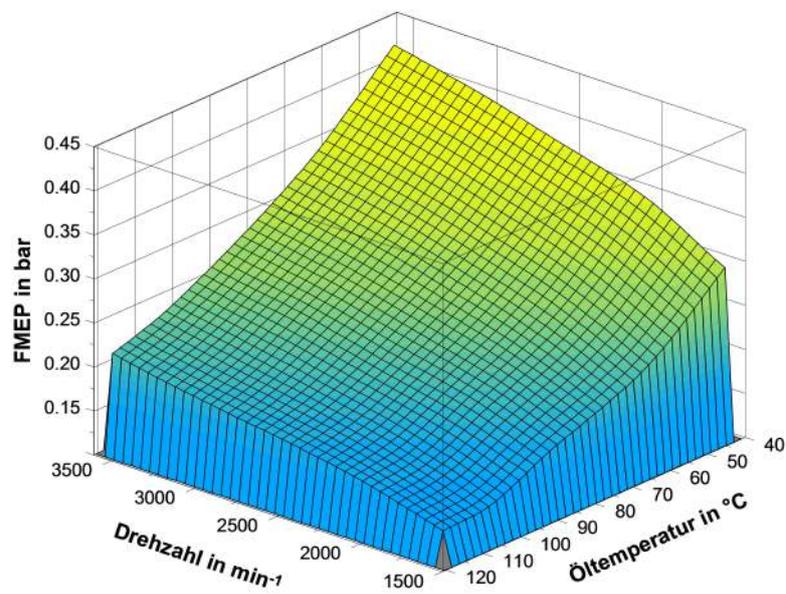


Abbildung A.13.: Grundreibung: Öltemperatur über Drehzahl über FMEP bei $p_{oel} = 3,9$ bar und Öl der Viskositätsklasse 10W-40

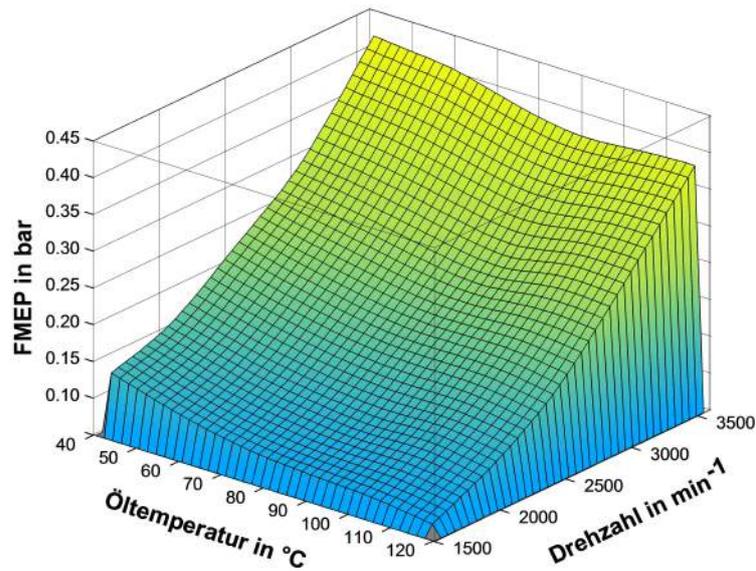


Abbildung A.14.: GasOx Führungsstangen mit GG Gleitbuchse: Öltemperatur über Drehzahl über FMEP bei $p_{oel} = 3,9$ bar und Öl der Viskositätsklasse 10W-40

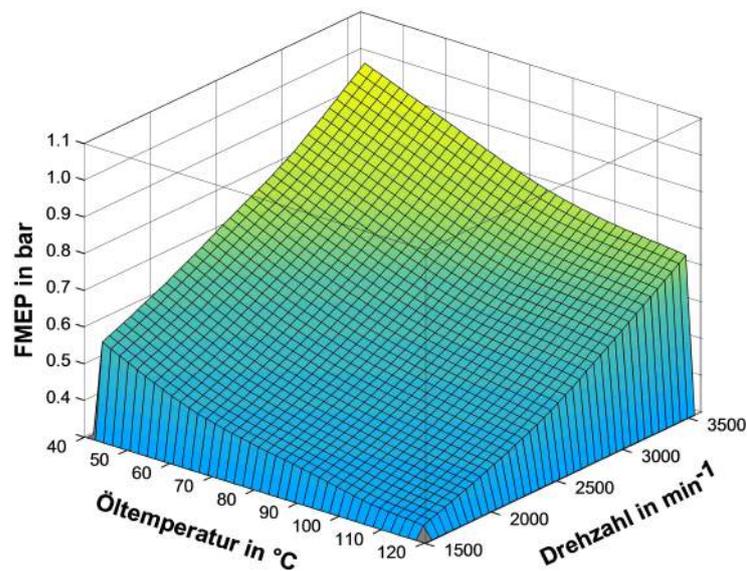


Abbildung A.15.: GasOx Führungsstangen mit GG Gleitbuchse: Öltemperatur über Drehzahl über Gesamt-FMEP bei $p_{oel} = 3,9$ bar und Öl der Viskositätsklasse 10W-40

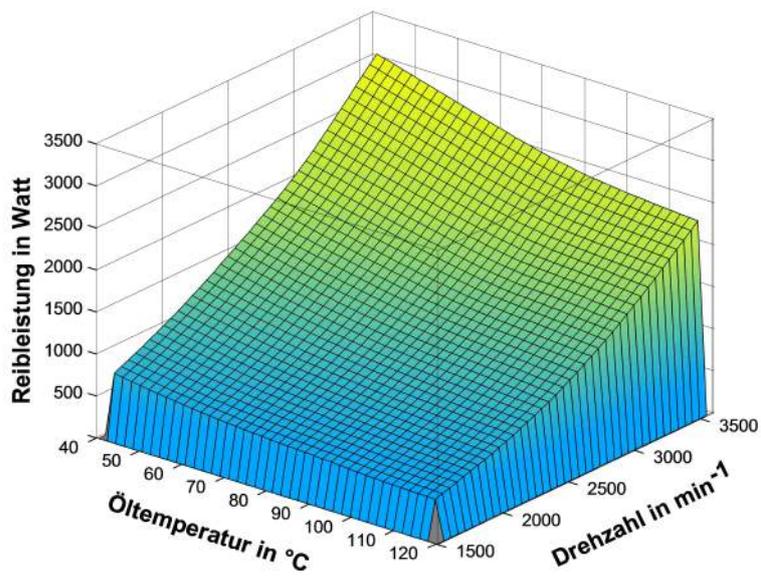


Abbildung A.16.: GasOx Führungsstangen mit GG Gleitbuchse: Öltemperatur über Drehzahl über Gesamt-Reibleistung bei $p_{oel} = 3,9$ bar und Öl der Viskositätsklasse 10W-40