

MIHAI BALDEA

Untersuchung eines alternativen Schmiermittels hinsichtlich Funktion unter thermischer Hochlast und Auswirkungen auf den Wirkungsgrad

Diplomarbeit zur Erreichung des Grades
Diplomingenieur

Eingereicht an der Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften
Technische Universität Graz

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik
o.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gunter Jürgens

Betreuer:

o.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gunter Jürgens
Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Michael Bader

Externe Betreuer:

MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik AG & Co KG
Ing. Franz Mayr
Dipl.-Ing. Rainer Schruth

Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, TU Wien
Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Hofmann
Dipl.-Ing. Bernhard Schneeweiss

Graz, Dezember 2011

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich beim Institutsvorstand Herrn o.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gunter Jürgens und beim Herrn Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Michael Bader dafür bedanken, dass sie mir die Möglichkeit für die Durchführung dieser Diplomarbeit eröffnet haben.

Für die Betreuung dieser Diplomarbeit und die umfassende fachliche Unterstützung gebührt mein Dank Herrn Ing. Franz Mayr und Herrn Dipl.-Ing. Rainer Schruth.

Herrn Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Hofmann und Herrn Dipl.-Ing. Bernhard Schneeweiss möchte ich für die fachliche Unterstützung im Bereich Verbrennungskraftmotoren danken.

Des Weiteren möchte ich mich bei allen Kollegen der Abteilung EFM von MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik AG & Co KG, geleitet von Herrn Dr. Franz Kampelmühler, bedanken. Sie standen mir jederzeit mit Rat und Tat zur Seite und die Zusammenarbeit war von einem angenehmen Arbeitsklima geprägt.

Ein besonderer Dank gilt auch meinen Eltern, Freunden und Kollegen, welche mich während des gesamten Studiums unterstützt und geholfen haben.

Mihai Baldea

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)

Statutory Declaration

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)

Kurzreferat

Diese Diplomarbeit wurde im Rahmen eines Forschungsprojektes bei MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik AG & Co KG, Graz, in der Abteilung Vorentwicklung durchgeführt. Es war die Aufgabe ein wasserhältiges, alternatives Schmiermittel auf seinen Einsatz in Verbrennungskraftmotoren zu prüfen.

Für die Untersuchungen wurden von MAGNA STEYR zwei Notstromaggregate zur Verfügung gestellt. Diese wurden mit Messtechnik ausgestattet und mit Motoröl entsprechend eines definierten Messzyklus betrieben. Die Versuchsreihen dienten der Aufnahme des IST-Zustandes für spätere Vergleichsbetrachtungen. Die Motoren wurden zerlegt und begutachtet.

Ein Aggregat wurde für den Betrieb vorbereitet und mit einer ersten Version des alternativen Schmiermittels betrieben. Nach einer kurzen Laufzeit trat ein Motorschaden ein. Das Schadensbild wurde bewertet und mit den Erkenntnissen wurde eine neue Version des Schmiermittels im zweiten Aggregat eingesetzt. Nach einer beträchtlichen Laufzeit kam es zu einem Dichtungsschaden und die Versuchsaktivitäten wurden eingestellt.

Eine Vergleichsbetrachtung der Messreihen, sowie die Begutachtung der Motorteile zeigt, dass das alternative Schmiermittel für den Einsatz in dem getesteten Verbrennungskraftmotor nicht geeignet ist. Die Schmiermittelablagerungen, sowie der Schmiermittelverlust während des Betriebs müssten in weiteren Forschungsaktivitäten reduziert werden. Positiv anzumerken ist die Reduzierung des Verbrauchs beim Kaltstart des Motors.

Abstract

This thesis was realized as part of a research project at MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik AG & Co KG, in Graz, at the Advanced Technology Development department. The task was to examine a waterbased alternative lubricant for its operation in internal combustion engines.

Two emergency generators were provided by MAGNA STEYR for the investigations. These were fitted with measuring equipment and operated with motor oil, according to a defined measurement cycle. The test series were used to record the actual state for later comparison considerations. The engines were disassembled and inspected.

A unit was prepared for operations and ran with a first version of the alternative lubricant. After a short term, engine damage occurs. The damage was evaluated and according to the findings, a new version of the lubricant was used for the second unit. After a considerable runtime there was a seal failure and the test activity has stopped.

A comparative analysis of the measurements and the evaluation of engine components, shows that the alternative lubricant is not suitable for use in the tested internal combustion engine. The lubricant deposits and the loss of lubricant during operation must be reduced in further research activities. On a positive note, the reduction in fuel consumption during the cold engine phase can be mentioned.

Inhalt

	Seite
Verzeichnis der Bilder.....	8
Verzeichnis der Tabellen.....	11
Liste der Symbole.....	12
Liste der Abkürzungen	14
1 Einleitung	15
1.1 Allgemeines.....	15
1.2 Aufgabenstellung und Zielsetzung.....	15
2 Grundlagen	17
2.1 Tribologische Grundlagen	17
2.2 Schmierstoffe.....	24
2.3 Schmiersysteme von Verbrennungsmotoren	28
2.4 Ausblick.....	29
3 Analyse der Messverfahren	31
3.1 Auswahl Motor.....	31
3.2 Prüfstands Aufbau	32
3.3 Auswahl des Messverfahrens für Blow-By.....	43
3.4 Fehlerbetrachtung der Messkette.....	46
4 Versuchsdurchführung.....	50
4.1 Definition des Messzyklus	50
4.2 Einlaufverhalten	51
4.3 Zerlegung und Begutachtung.....	57
5 Betrieb mit alternativem Schmiermittel.....	61
5.1 Umbau für den Betrieb mit alternativem Schmiermittel	61
5.2 Versuchsdurchführung	69
6 Analyse der Ergebnisse	72
6.1 Vergleichsbetrachtungen	72
6.2 Bewertung der Motorteile.....	80
6.3 Detailbetrachtung des Schmiermittelverlustes	86
7 Zusammenfassung und Ausblick	92

Literaturverzeichnis	94
Anhang	96
Datenblätter des eingesetzten Aggregats.....	96

Verzeichnis der Bilder

Bild 2.1	Kennzeichnung der Reibungszustände.....	17
Bild 2.2	Reibungszustände.....	18
Bild 2.3	Stribeck-Kurve.....	19
Bild 2.4	Geometrische Zusammenhänge für die Gleitlagerberechnung.....	20
Bild 2.5	Hydrodynamische Radiallager.....	21
Bild 2.6	Exzentrizität.....	21
Bild 2.7	Abhängigkeit des bezogenen Reibfaktors von der Sommerfeldzahl.....	22
Bild 2.8	Kleinste zulässige Schmierfilmdicke.....	23
Bild 2.9	Ölzuführung mittels Ringnut.....	24
Bild 2.10	Stoffgruppen der Schmierflüssigkeiten.....	25
Bild 2.11	Motoröle für Viertakt Otto- und Dieselmotoren.....	26
Bild 2.12	Auswirkung moderner Dieselmotoren-Konzepte auf die Gesamtbeanspruchung des Schmieröles.....	27
Bild 2.13	Hauptschmierstellen in einem Verbrennungsmotor.....	29
Bild 3.1	Technische Daten des eingesetzten Motors.....	31
Bild 3.2	Technische Daten des eingesetzten Generators.....	32
Bild 3.3	Messaufbau.....	33
Bild 3.4	Messstellen Umgebungs- und Schmiermitteltemperatur.....	33
Bild 3.5	Messstellen Blow-By Temperaturen und Luftfeuchte.....	34
Bild 3.6	Messstelle Oberflächentemperatur.....	35
Bild 3.7	Abgastemperatur.....	35
Bild 3.8	Drehzahlsensor.....	36
Bild 3.9	MP60 Modul.....	36
Bild 3.10	Sepplergefäß.....	37
Bild 3.11	Verbrauchsmessung im Betrieb.....	38
Bild 3.12	Wirkstromzähler.....	38
Bild 3.13	Schematische Darstellung des Prüfstandsaufbaus.....	39
Bild 3.14	Prüfstandsufbau.....	40
Bild 3.15	Heißluftgebläse als Verbraucher.....	41
Bild 3.16	Wirkleistungen der einzelnen Verbraucher.....	41
Bild 3.17	Wirkleistungen der gleichzeitig eingeschalteten Verbraucher.....	42
Bild 3.18	Wege des Blow-By-Gases.....	43
Bild 3.19	Blow-By-Messsystem.....	44
Bild 3.20	Gegenüberstellung der verschiedenen Messprinzipien zur Blow-by Messung.....	45
Bild 3.21	System für Blow-By-Messung und Kondensierung.....	46
Bild 4.1	Messzyklus.....	50
Bild 4.2	Drehzahlen für V1.....	52
Bild 4.3	Abgas-Temperaturen für V1.....	52

Bild 4.4	Drehzahlen für V2	53
Bild 4.5	Öl-Temperaturen für V2, Umgebungstemperatur ist subtrahiert	53
Bild 4.6	Temperaturen der Zylinder-Oberfläche für V2	54
Bild 4.7	Abgas-Temperaturen für V2.....	54
Bild 4.8	Verbrauch mit Toleranz-Bereich für V2	55
Bild 4.9	effektiver Wirkungsgrad mit Toleranz-Bereich für V2	56
Bild 4.10	Blow-By	56
Bild 4.11	Aufbau des eingesetzten Motors	58
Bild 4.12	Messung Zylinder-Innendurchmesser	58
Bild 4.13	Kolben Außendurchmesser und Laufspiel des Kolbens im Zylinder	59
Bild 5.1	Versionen der Aggregate	61
Bild 5.2	Kondensatrückführung	62
Bild 5.3	beschädigte Pleuellager	62
Bild 5.4	Kurbelwellenzapfen.....	63
Bild 5.5	Verfärbungen an der Zylinderoberfläche.....	64
Bild 5.6	Umbauten auf Druckumlaufschmierung für Agg 1.3	64
Bild 5.7	Schadensbild Agg 1.3	65
Bild 5.8	Kondensator-Aufbau für Agg 2.2.....	67
Bild 5.9	Schmiermittel-Pegel	68
Bild 5.10	Messzylinder.....	68
Bild 5.11	Gebläse für den Kondensator	69
Bild 5.12	Gebläse für Agg 2.3.....	70
Bild 5.13	Schmiermittelspuren auf dem Kurbelwellendeckel.....	71
Bild 6.1	Umgebungstemperatur	72
Bild 6.2	Blow-By Temperatur vor dem Kondensator	73
Bild 6.3	Blow-By Temperatur nach dem Kondensator	73
Bild 6.4	Schmiermittel-Temperatur	74
Bild 6.5	Abgas-Temperaturen	75
Bild 6.6	Temperaturen der Zylinder-Oberfläche, Umgebungstemperatur ist subtrahiert....	76
Bild 6.7	Kinematische Viskosität über die Temperatur	78
Bild 6.8	Feststeckender Ölabstreifring am Kolben	81
Bild 6.9	Ablagerungen am Kolbenboden	81
Bild 6.10	Verdicktes Schmiermittel am Ventiltrieb im Zylinderkopf.....	82
Bild 6.11	Ventile mit Ablagerungen von Verbrennungsrückständen	83
Bild 6.12	Pittings am Kunststoffzahnrad des Ventiltriebs	83
Bild 6.13	Riss am Zahn des Kunststoffzahnrads.....	84
Bild 6.14	Verschleiß im Bereich der Wellendichtringe der Kurbelwelle	84
Bild 6.15	Materialabtrag und temperaturbedingte Verfärbungen am Ansatz der Kurbelwellenwangen.....	85
Bild 6.16	Unebenheiten im Bereich des unteren Totpunktes.....	86

Bild 6.17	Massenbilanz	87
Bild 6.18	Blow-By Temperaturen	88
Bild 7.1	Bewertung PV 28 M als Ersatz für Motoröl.....	92
Bild A.1	Datenblatt Motor	99
Bild A.2	Datenblatt Generator	101

Verzeichnis der Tabellen

Tabelle 3.1	Berechnungen des mittleren Fehlers vom Verbrauch.....	48
Tabelle 3.2	Berechnungen des mittleren Fehlers vom effektiven Wirkungsgrad	48
Tabelle 3.3	Berechnungen der Volumen des Sepplerrohrs.....	49
Tabelle 4.1	Abmessungen der Motorteile für Agg 1	59
Tabelle 6.1	Vergleichsbetrachtungen der Verbräuche, berechnete Werte	76
Tabelle 6.2	Streuung der Verbräuche entsprechend des mittleren Fehlers.....	76
Tabelle 6.3	Vergleichsbetrachtung des Wirkungsgrades, berechnete Werte.....	79
Tabelle 6.4	Streuung des Wirkungsgrades entsprechend des mittleren Fehlers	79
Tabelle 6.5	Vergleichsbetrachtung der Blow-By Werte	79
Tabelle 6.6	Abmessungen der Motorteile für Agg 2.2	80
Tabelle 6.7	Dampfmasse für den Bereich I	89
Tabelle 6.8	Dampfmasse für den Bereich II	89
Tabelle 6.9	Dampfmasse für den Bereich III.....	89
Tabelle 6.10	Dampfmasse für den Bereich IV	89
Tabelle 6.11	Dampfmasse	90
Tabelle 6.12	Aufteilung der Schmiermittelverluste.....	90
Tabelle 6.13	Anteil des Wasserdampfes in der Zylinderfüllung	91

Liste der Symbole

F	Tragfähigkeit
T	Reibungskraft
B	Breite
U	Relativgeschwindigkeit
h	Höhe
So	Sommerfeldzahl
d	Wellendurchmesser
r	Radius
R	Radius
P	Leistung
\dot{m}_B	Massenstrom des Brennstoffes
H_u	unterer Heizwert
\bar{x}	wahrscheinlicher Wert
n	Anzahl der Werte
v_i	scheinbare Fehler
s	Standardabweichung
m	mittlerer Fehler
t	Faktor des mittleren Fehlers
s_y	Standardabweichung des Messergebnisses
m_j	mittlerer Fehler des Messergebnisses
V	Vergleichsfall
h_0	kleinste Schmierfilmdicke
m_{nach}	Nachfüllmasse
m_d	Dampfmasse
m_{b-}	Masse negativer Blow-By
p_d	Partialdruck Dampf
R_d	Gaskonstante Wasserdampf

Griechische Symbole

ρ	Dichte
η_e	effektiver Wirkungsgrad
δ	Anstellwinkel
η	dynamische Viskosität
ω	Kreisfrequenz
μ	Reibungskoeffizient
φ	Feuchtegrad

Liste der Abkürzungen

BMWi	Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie
IWS	Fraunhofer-Institut für Werkstoff- und Strahltechnik
IFA	Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, TU Wien
Agg	Aggregat
Fa	Firma
ID	Innendurchmesser
WWW	World Wide Web

1 Einleitung

1.1 Allgemeines

Um Verbrennungskraftmaschinen in Anbetracht der Konkurrenz zu alternativen Antriebskonzepten auch in Zukunft beizubehalten, ist eine stetige Steigerung des Wirkungsgrades, sowie die Reduzierung der Verluste notwendig, da unter anderem das Umweltbewusstsein der Kunden in den letzten Jahren gestiegen ist. Weiterentwicklungen dienen somit nicht nur der Erfüllung zukünftiger Abgasnormen, sondern auch den Kundenanforderungen.

Bei der Optimierung von Verlusten spielen vor allem Reibverluste eine große Rolle. Die Weiterentwicklung hier erfolgt sowohl materialeseitig, als auch schmiermittelseitig. Durch neue Beschichtungen der Materialoberflächen wird Versucht die Reibverluste zu reduzieren. Leichtlauföle und die Entwicklung von alternativen Schmiermitteln sind weitere Ansätze, dabei spielen auch Wartungsintervalle und Umweltverträglichkeit eine große Rolle.

Die Erkenntnisse dieser Arbeit dienen der Reduzierung von Reibverlusten in Verbrennungskraftmaschinen durch den Einsatz eines alternativen Schmiermittels. Ein Ersatz zu den traditionellen Motorölen wird in dieser Arbeit untersucht.

1.2 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Zur Abschätzung der Einsatztauglichkeit eines wässrigen Schmiermittels im Bereich der Verbrennungskraftmotoren wird in Rahmen dieser Diplomarbeit eine Funktionsuntersuchung durchgeführt. Hierfür werden zwei idente Notstromaggregate eingesetzt. Dabei wird die Effizienz des alternativen Schmiermittels ermittelt, sowie ein Entlüftungskonzept zur Vermeidung von Wasserverlust erprobt. In Rahmen dieser Untersuchung wird auch die Schädigung hinsichtlich Verschleiß und Korrosion ermittelt, welche durch den Betrieb mit dem wasserhaltigen Schmiermittel verursacht wurde.

Es ist kein Ziel dieser Untersuchungen eine Aussage über die Zusammensetzung des Fluides zu treffen, da dieses von Herrn Ing. Franz Mayr zur Verfügung gestellt wurde und als Blackbox zu betrachten ist. Auf die Lebensdauer von Komponenten, z.B. Dichtringe, sowie auf die Langzeitauswirkungen des Fluides wird in dieser Arbeit nicht näher eingegangen.

Bei der in Rahmen dieser Diplomarbeit durchgeführten Erprobungen handelt es sich um einen Stichversuch. Somit kann keine Aussage darüber getroffen werden ob das betrachtete Schmiermittel für den Einsatz in Verbrennungskraftmotoren tauglich ist. Vielmehr soll es einen Ausblick auf den möglichen Nutzen und die weiteren Untersuchungen, Erprobungen sowie Modifikationen geben, welche nötig sind, um Problemstellungen zu klären.

Abgeleitet aus diesem Ziel wurden folgende Aktivitäten definiert:

- Einlaufprogramm beider Aggregate mit Öl als Schmiermittel, sowie Aufzeichnung der relevanten Parameter
- Kontrollzerlegung und Beurteilung der Bearbeitungsqualität, sowie Aufnahme des Istzustandes aller relevanten Komponenten hinsichtlich Oberflächenqualität, Gebrauchsspuren und Verschleißmengen beider Aggregate.
- Ein Aggregat wird wieder in Serienzustand aufgebaut und zwei Messzyklen durchlaufen. Danach wird dieses Aggregat gespült, für den Einsatz des alternativen Schmiermittels umgebaut und nochmals dem Einlaufprogramm ausgesetzt. Es sind die identen Messungen wie im Serienzustand durchzuführen.
- Entsprechend dem Laufverhalten mit alternativem Schmiermittel wird entweder das zweite Aggregat mit notwendigen Modifikationen aufgebaut und neuerlich dem Einlaufprogramm unterzogen, oder das erste Aggregat absolviert einen 100h Dauerlauf mit unterschiedlichen Laststufen. Dabei werden laufend Messungen durchgeführt und dokumentiert.
- Falls nach 100h das Aggregat noch in einem funktionstüchtigen Zustand ist, beziehungsweise Reparaturen und Modifikationen nur in kleinem Ausmaße notwendig sind, wird ein längerer, noch zu definierender Dauerlauf durchgeführt.

2 Grundlagen

2.1 Tribologische Grundlagen

Die Tribologie ist die Lehre von der Reibung, der Schmierung und dem Verschleiß an Reibstellen. Die Tribologie hat sich seit etwa 25 Jahren zu einem selbständigen Wissenschaftsgebiet entwickelt. Reibung tritt dann auf, wenn zwei sich berührende Bauteile sich relativ zueinander bewegen. Kontaktstellen zwischen kraftschlüssig miteinander verbundenen Bauteilen sind auch Reibstellen. An einer Reibstelle können folgende Relativbewegungen auftreten [2]:

- Gleiten
- Rollen
- Bohren

Diesen Bewegungsarten sind die Reibungsarten Gleitreibung, Rollreibung und Bohrreibung zugeordnet. In Abhängigkeit vom Schmierzustand an den Reibstellen werden verschiedene Reibungszustände unterschieden. Die Bilder 2.1 und 2.2 geben einen Überblick über die wichtigsten Reibungszustände.

Reibungszustand	Kennzeichnung
Festkörperreibung (Trockenreibung)	Reibung zwischen den festen Reibkörpern bzw. ihren Grenzschichten (ohne fluiden Zwischenstoff oder Haftsichtenbildung)
Haftsichtenreibung	Reibung zwischen den Reaktions- oder adsorbierten Schichten bzw. aufgetragenen (Fest-)Schmierstoffschichten (ohne flüssigen Zwischenstoff)
Mischreibung	Flüssigkeitsreibung und Festkörper- bzw. Haftsichtenreibung liegen gleichzeitig nebeneinander vor; die Schmierschicht ist an Mikrokontaktstellen unterbrochen
Flüssigkeitsreibung (auch als Gasreibung)	Flüssiger oder gasförmiger Stoff zwischen den Reibkörpern; diese sind vollständig voneinander getrennt

Bild 2.1 Kennzeichnung der Reibungszustände [2]

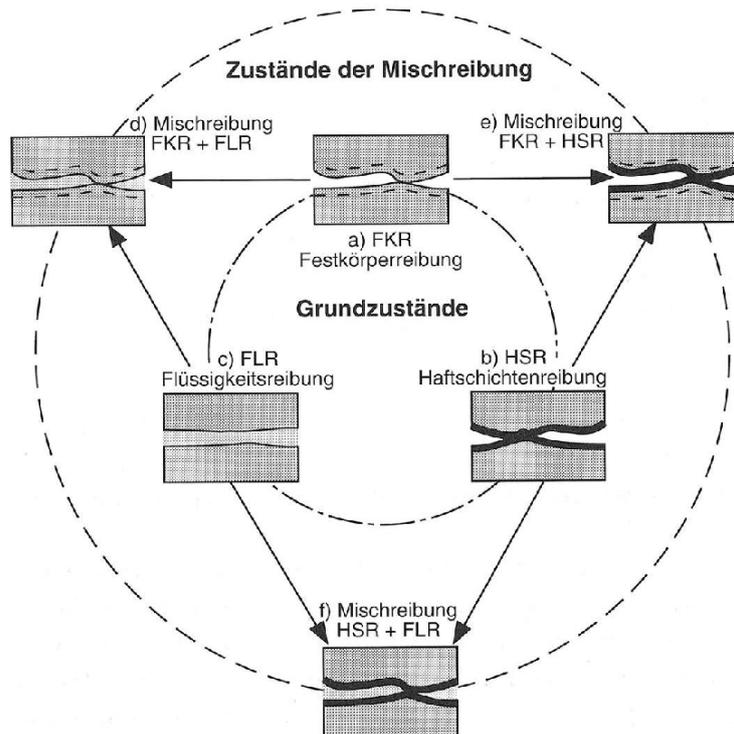


Bild 2.2 Reibungszustände [2]

Im Falle der Flüssigkeitsreibung ist eine vollständige Trennung der Reibkörper typisch. Diese tragende Zwischenschicht kann durch rheodynamische oder rheostatische Tragwirkung erzeugt werden. Die rheodynamische Tragwirkung entsteht selbständig durch die Bewegung der Reibkörper. Im Falle von flüssigem Zwischenstoff wird diese hydrodynamische, und bei gasförmigem Zwischenstoff, aerodynamische Tragwirkung genannt. Die rheostatische Tragwirkung entsteht durch einen von außen aufbrachten Druck. Den besprochenen Reibungszuständen können folgende Gleitlagerarten zugeordnet werden [2]:

- Trockenlager
- Verschleißlager
- hydrodynamisch/aerodynamisch geschmierte Gleitlager
- hydrostatisch/aerostatisch geschmierte Gleitlager

Ein hydrodynamisches Gleitlager durchläuft beim Hochfahren aus dem Stillstand bis in die Betriebsdrehzahl unterschiedliche Reibungszustände. Die Stribeck-Kurve, im Bild 2.3 dargestellt, gibt die Abhängigkeit der Reibungszahl μ von der Gleitgeschwindigkeit v für Gleitpaarungen bei konstanter Temperatur an. Alternativ kann auch die Wellendrehzahl oder Winkelgeschwindigkeit als Parameter herangezogen werden. Der Ausklinkpunkt bezeichnet den Übergang von der Mischreibung in die Flüssigkeitsreibung.

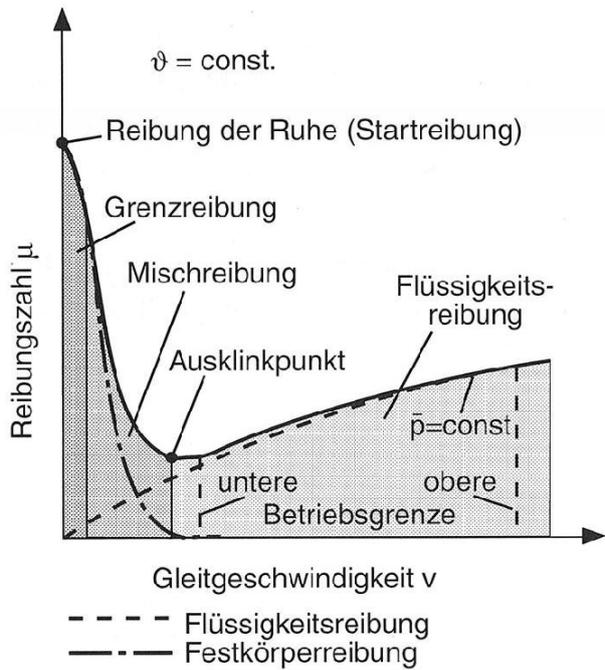


Bild 2.3 Stribeck-Kurve [2]

Die in der Stribeck-Kurve enthaltenen Abhängigkeiten der Einflussgrößen bei geschmierten Gleitpaarungen können aussagekräftige Informationen darüber liefern, welcher Reibungszustand in der Gleitpaarung vorliegt. Bei Schadensfällen können daraus oft Rückschlüsse auf die Schadensursache gezogen werden. [2]

In dieser Arbeit werden Gleitlager und hydrodynamische Radiallager behandelt, deshalb wird im Folgenden auf die Berechnung dieser Lager näher eingegangen. In Anlehnung an [15] können die Tragfähigkeit und die Reibkraft in einem Gleitlager basierend auf die Navier-Stokessche Gleichungen berechnet werden. Mit einigen Vereinfachungen werden die Formel 2.1 und 2.2 angewendet, wobei die geometrischen Zusammenhänge in Bild 2.4 gezeigt werden.

$$F = \frac{6 \cdot \eta \cdot U \cdot B}{\tan^2 \delta} \left[\ln \frac{h_1}{h_0} - 2 \frac{\frac{h_1}{h_0} - 1}{\frac{h_1}{h_0} + 1} \right] \quad (2.1)$$

$$T = \frac{\eta \cdot U \cdot B}{\tan \delta} \left[4 \ln \frac{h_1}{h_0} - \frac{6 \left(\frac{h_1}{h_0} - 1 \right)}{\frac{h_1}{h_0} + 1} \right] \quad (2.2)$$

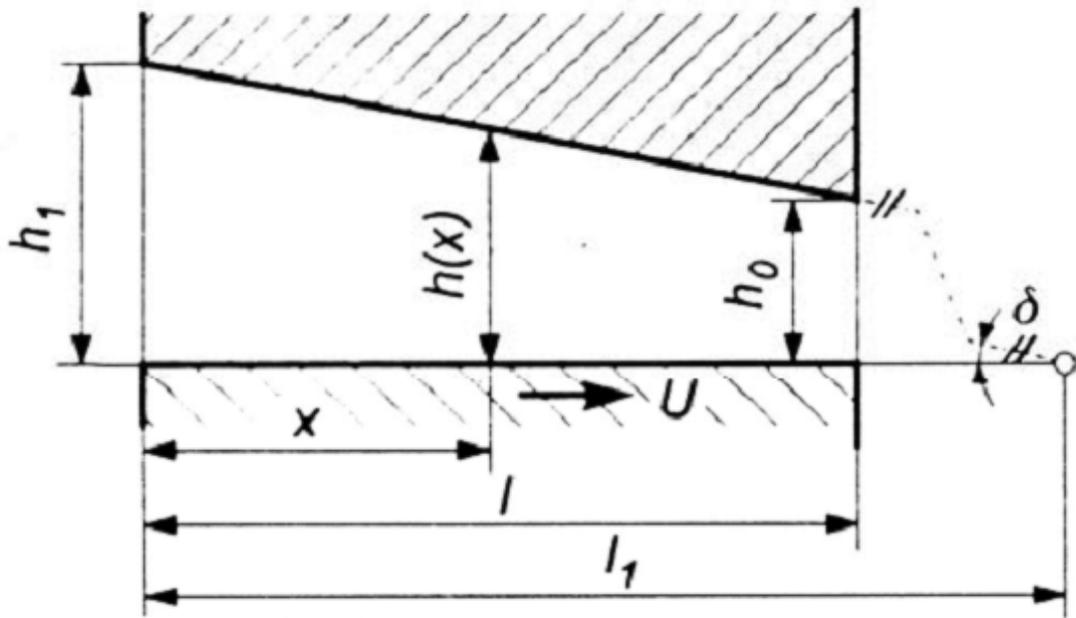


Bild 2.4 Geometrische Zusammenhänge für die Gleitlagerberechnung [15]

Wie aus Formel 2.1 ersichtlich, ist die Tragfähigkeit eines Gleitlagers nur von dessen Geometrie und der Zähigkeit des Schmiermittels abhängig. Für eine gleichbleibende Tragfähigkeit muss bei der Verringerung der Zähigkeit auch die Geometrie des Lagers verändert werden.

Die beschriebenen Gleichungen behalten ihre Gültigkeit auch für das hydrodynamische Radiallager, wenn die Abwicklung der Bohrung/Welle der Gleitbahn entspricht. [15] Bild 2.5 zeigt die entsprechenden Zusammenhänge.

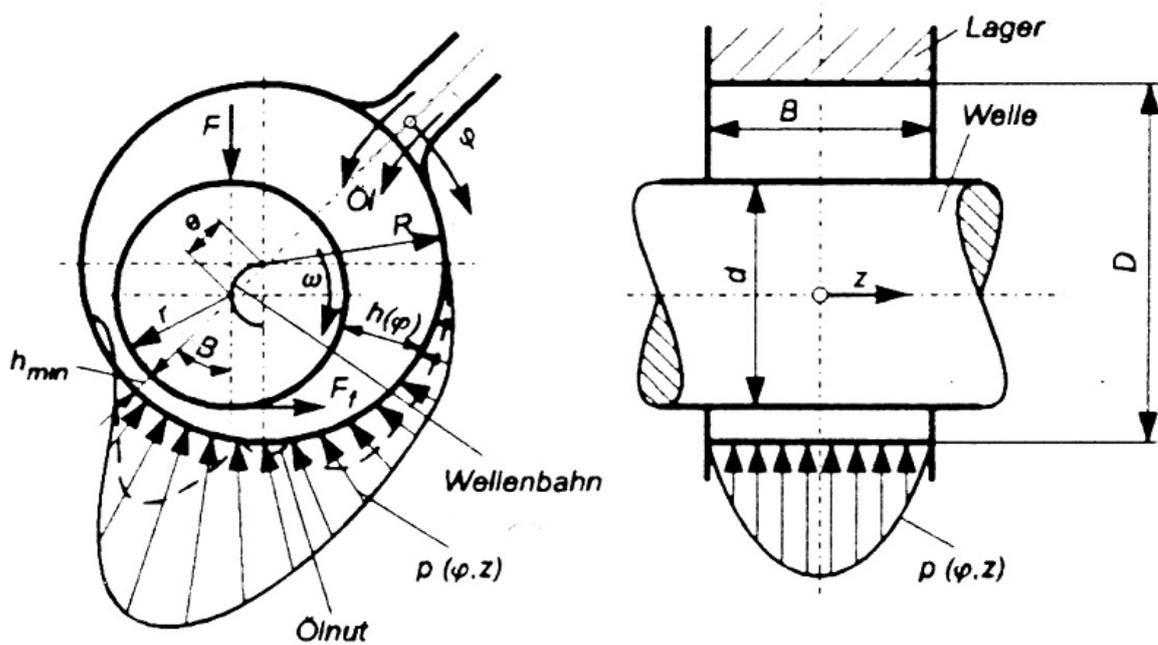


Bild 2.5 Hydrodynamische Radiallager [15]

Als Kennzahl für diese Lagerform wird die Sommerfeldzahl eingesetzt:

$$S_o = \frac{p_m \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} \quad (2.3)$$

$$p_m = \frac{F}{B \cdot d} \quad (2.4)$$

$$\psi = \frac{R - r}{r} \quad (2.5)$$

In Vergleich zum Bild 2.4 wird bei den Radiallagern der Anstellwinkel δ durch die Exzentrizität ϵ ersetzt. Dabei entspricht eine Exzentrizität von 0 einem Anstellwinkel von 0. Die Exzentrizität verändert sich mit der Drehzahl und die Lage des Drehmittelpunktes beschreibt einen Halbkreis. Diese hat einen Maximalwert im Stillstand und strebt gegen 0 bei einer unendlich großen Drehzahl, wie aus dem Bild 2.6 ersichtlich ist.

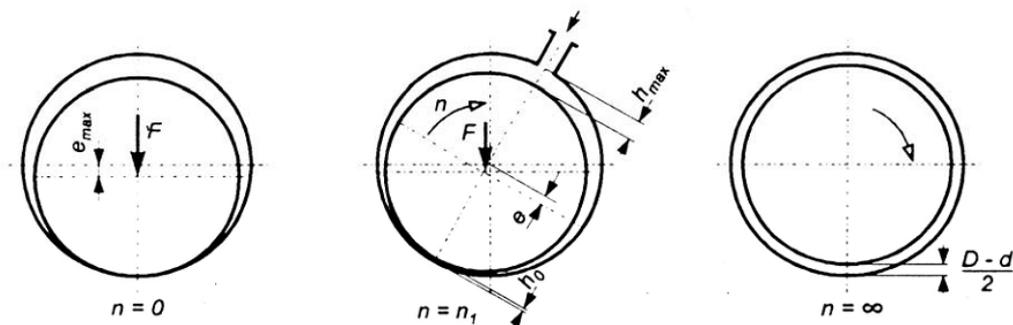


Bild 2.6 Exzentrizität [15]

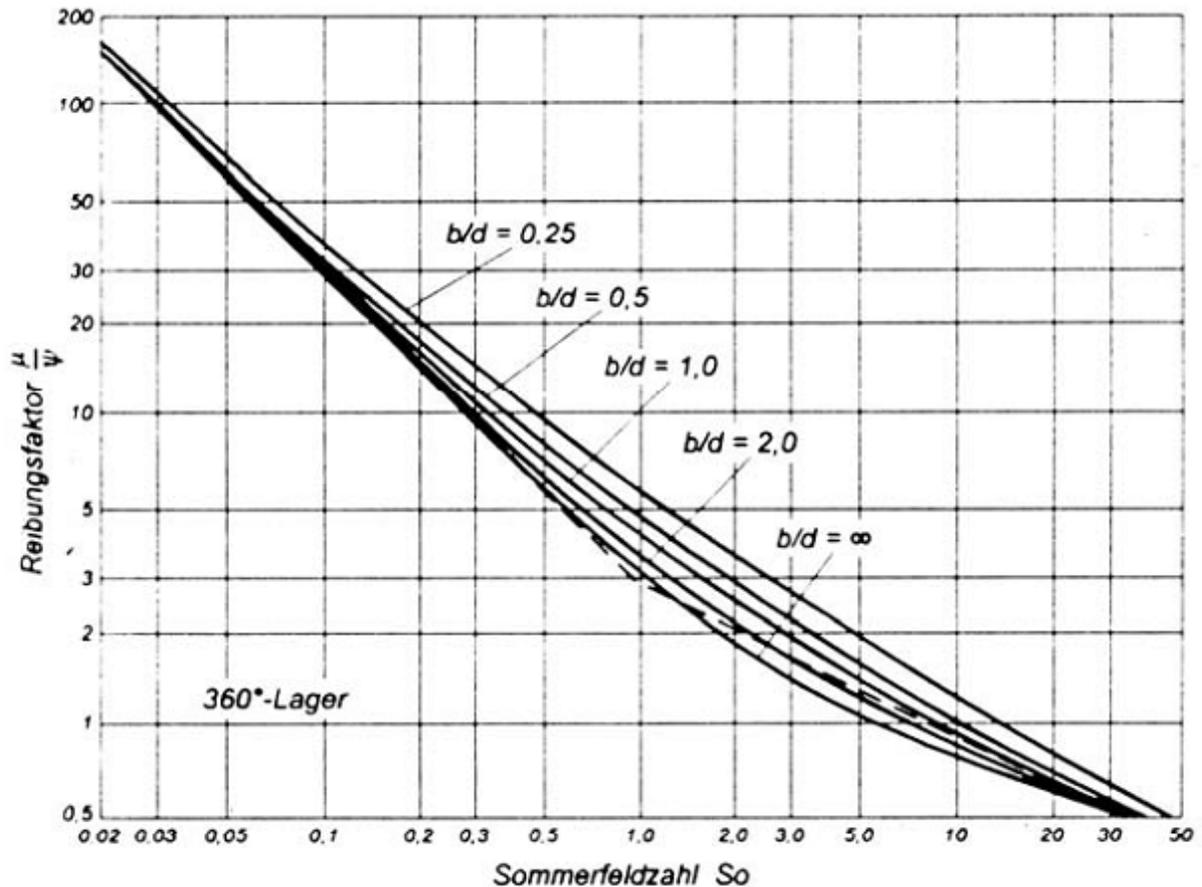


Bild 2.7 Abhängigkeit des bezogenen Reibfaktors von der Sommerfeldzahl [15]

Im Bild 2.7 werden die Abhängigkeiten des bezogenen Reibfaktors von der Sommerfeldzahl beschrieben. Dieses gilt für unterschiedliche Breitenverhältnisse und vollumschließende Lager. Die gestrichelte Linie stellt die Näherungsformel nach VOGLEPOHL dar:

$$So < 1: \frac{\mu}{\psi} = \frac{3}{So} \quad (2.6)$$

$$So > 1: \frac{\mu}{\psi} = \frac{3}{\sqrt{So}} \quad (2.7)$$

Die kleinste Schmierfilmdicke h_0 bei der ein Übergang zwischen Flüssigkeitsreibung und Mischreibung stattfindet, wird durch die Rauigkeit der Lagerpartner, aber auch durch die Abweichung der Gleitflächen von der Idealgeometrie bestimmt. Entsprechend [17] lassen sich folgende brauchbare Näherungen für die Berechnung der kleinsten Schmierfilmdicke aufstellen:

$$So > 1: h_0 = \frac{s}{2} \cdot \frac{1}{2 \cdot So} \cdot \frac{2\beta}{1+\beta} \quad (2.8)$$

$$So < 1: h_0 = \frac{s}{2} \cdot \left[1 - \frac{So}{2} \cdot \frac{1+\beta}{2\beta} \right] \quad (2.9)$$

Mit:

$$\beta = \frac{B}{d} \quad (2.10)$$

$$s = R - r \quad (2.11)$$

Die kleinste zulässige Schmierfilmdicke $h_{0,zul}$ sowie die Schmierfilmdicke beim Übergang zur Mischreibung $h_{0,tr}$ lassen sich in Abhängigkeit der Rauhtiefen und Lagerdurchmesser bestimmen, wie im Bild 2.8 dargestellt.

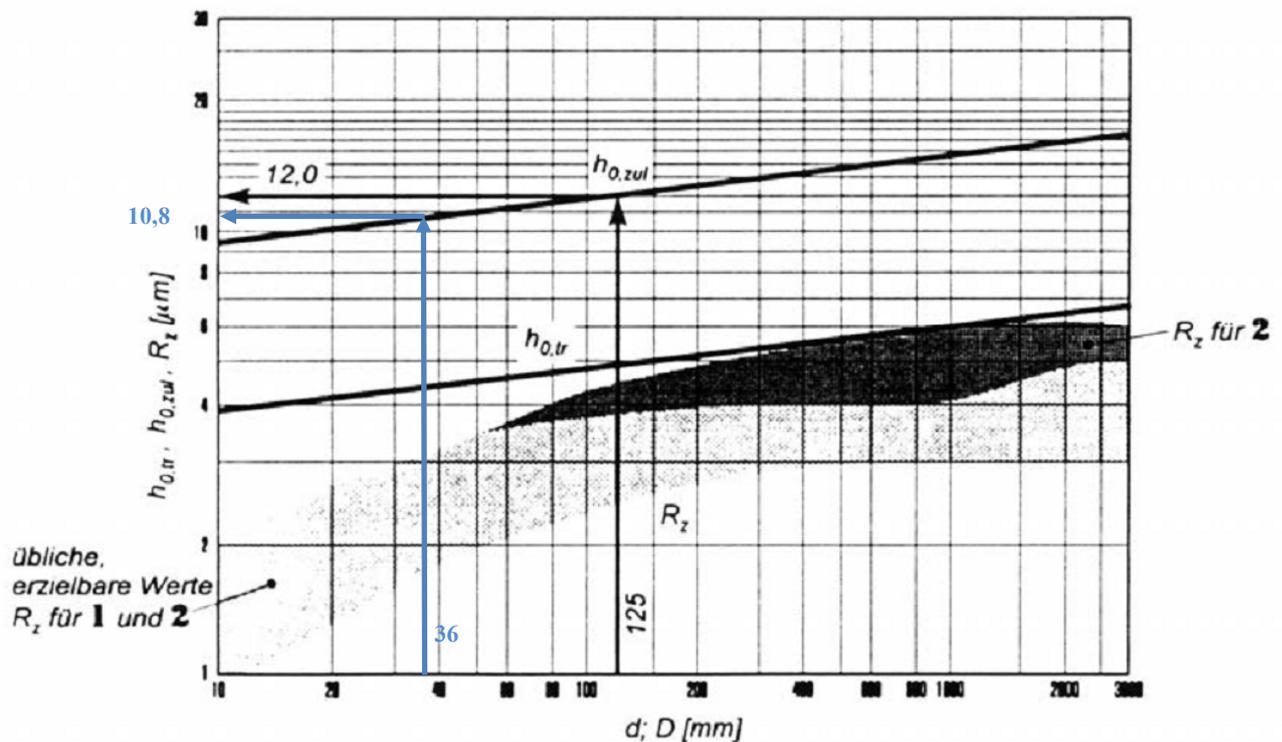


Bild 2.8 Kleinste zulässige Schmierfilmdicke [15]

Bei der kleinsten zulässigen Schmierfilmdicke ist auch die Wellendurchbiegung im Lagerbereich bei breiteren Lagern bzw. dünneren Wellen und die Schrägstellung auf Grund der Durchbiegung zu beachten. Dies tritt zum Beispiel im Falle von Pleuellager bei Pleuellmaschinen auf. [15]

Bei umlaufenden Lasten ist die Ölzufuhr durch eine Ringnut sinnvoll. Dabei wird die Tragfähigkeit von der Ringnut bestimmt, weil die Druckverteilung in axialer Richtung beeinflusst wird. Eine Ölzuführung in der Mitte bringt eine Abnahme der Belastungsfähigkeit mit sich, wie auf dem Bild 2.9 zu sehen ist. [15]

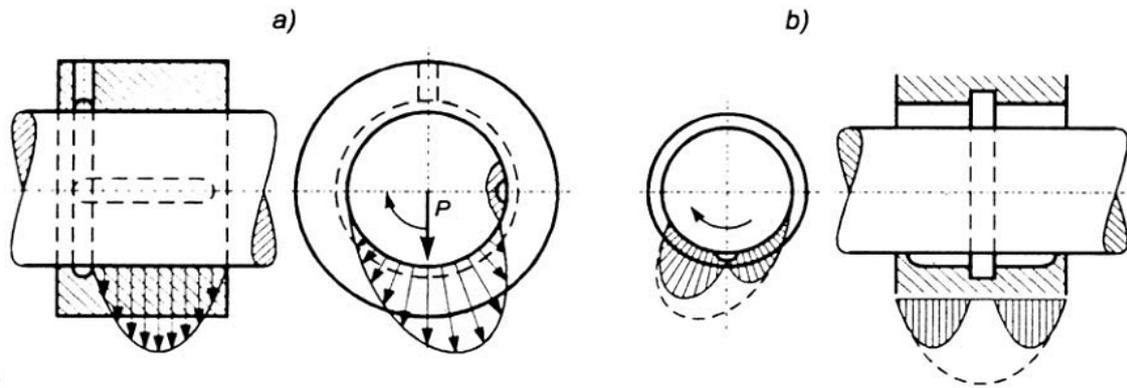


Bild 2.9 Ölzuführung mittels Ringnut [15]

2.2 Schmierstoffe

Der Schmierfilm in einem Gleitlager wird den Maschinenelementen zugeordnet. Laut [3] beruht diese Zuordnung auf der Übertragung der Kräfte zwischen zwei sich mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten bewegendes Gleitflächen. Die Belastbarkeit und die Reibung in einer Gleitpaarung werden somit vom Schmierstoff bestimmt. Dieser beeinflusst den Verschleiß und sorgt für die Kühlung der Lagerstelle. Ein Schaden kann auftreten, wenn nicht genügend tragfähiger Schmierstoff eingesetzt wird. Dabei kommt es zu einem sich progressiv verschärfendem Prozess der Erwärmung mit abnehmender Tragwirkung (abnehmender Schmierfilmdicke) des Öles, bis Verschleiß der sich berührenden Oberflächen eintritt. Wird die entstehende Reibungswärme nicht mehr abgeführt, so kommt es zum Heißlaufen des Lagers und in weiterer Folge zum Totalschaden durch Fressen. [2]

In der Technik werden folgende Schmierstoffe eingesetzt:

- gasförmige Schmierstoffe
- Schmierfette
- feste Schmierstoffe
- Schmierflüssigkeiten

Feste Schmierstoffe werden meist in Form von Schmierpasten eingesetzt. Dabei werden vorwiegend Graphit und Molybdändisulfid eingebunden. Feste Schmierstoffe kommen dort zum Einsatz, wo wegen Sauberhaltung der Umgebung oder wegen sehr hohen Lagertemperaturen nicht mit Öl geschmiert werden kann.

Die Mehrzahl aller Gleitlager und speziell alle Gleitlager von Verbrennungsmotoren werden mit Öl geschmiert. In Bild 2.10 sind die Stoffgruppen der Schmierflüssigkeiten und verwandten Stoffen zusammengestellt.

1	2	3	4	5
Nr.	Stoffgruppe Name	Stoffart (Anwendung)	Kennbuch- stabe(n)	Festgelegt in
1	Mineralöle (Schmier- öle, Sonderöle)	Schmieröl AN (Normalschmieröle)	AN	DIN 51 501
		Öle ATF (Automatic Transmission Fluid)	ATF	–
		Schmieröl B (z. B. bitumenhaltig)	B	DIN 51 513
		Schmieröl C (Umlaufschmieröle)	C	DIN 51 517 T1 bis 3
		Schmieröle CG (Gleitbahnöle)	CG ^a	–
		Schmieröle D (Druckluftöle)	D	–
		Öle F (Luftfilteröle)	F	–
		Öle FS (Formen-Trennöle)	FS	–
		Hydrauliköle H	H	DIN 51 524 T1 u. 2
		Hydrauliköle HV	HV	DIN 51 524 T3
		Öle HD (Motoren-Schmieröle)	HD	–
		Öle HYP (Schmieröle für Kraftfahrzeug- Getriebe)	HYP	–
		Öle J (Isolieröle elektrisch)	J	–
		Kältemaschinenöle K	K	DIN 51 503 T1
		Öle L (Härte- und Vergüteöle)	L	–
		Wärmeträgeröle Q	Q	DIN 51 522
		Öle R (Korrosionsschutzöle)	R	–
		Öle S (Kühlschmierstoffe)	S	–
		Schmier- und Regleröle TD	TD	DIN 51 515 T1
		Schmieröle V (Luftverdichteröle)	V	DIN 51 506
Öle W (Walzöle)	W	–		
Schmieröle Z (Dampfzylinderöle)	Z	DIN 51 510		
2	schwer entflammbare Hydraulikflüssigkeit	Öl-in-Wasser-Emulsion	HFA ^b	DIN 24 320
		Wasser-in-Öl-Emulsion	HFB ^b	–
		wäßrige Polymerlösungen	HFC ^b	–
		wasserfreie Flüssigkeit	HFD ^b	–
3	Synthese- oder Teil- syntheseflüssigkeiten	Ester, organisch	E	–
		Perfluor-Flüssigkeiten	FK	–
		synthetische Kohlenwasserstoffe	HC	–
		Ester der Phosphorsäure	PH	–
		Polyglykolöle	PG	–
		Silikonöle	SI	–
sonstige	X	–		

^a ISO/TR 3498: 1986 verwendet für CG den Kennbuchstaben G

^b Diese Einteilung entspricht der ISO 6743/4: 1982 und wird im 6. Luxemburger Bericht (ständiger Ausschuß für Betriebssicherheit im Steinkohlenbergbau) eingesetzt

Bild 2.10 Stoffgruppen der Schmierflüssigkeiten (nach DIN 51502)

Bild 2.11 zeigt die Zusammensetzung von Motoröle für Viertakt Otto- und Dieselmotoren. Dabei bestehen Schmieröle für Kraftfahrzeuge immer aus einem Grundöl als Basisflüssigkeit und Additiven als Wirkstoffen.

Die Additive sind öllösliche Wirkstoffe welche den Grundölen zugemischt werden, um im Motoröl Eigenschaften zu erreichen, die zwar schmierungstechnisch erforderlich, aber im Grundöl nicht vorhanden sind. Des Weiteren werden die Additive eingesetzt um positive Eigenschaften noch zu verstärken, sowie unerwünschte Eigenschaften auszuschalten oder zu minimieren. [1]

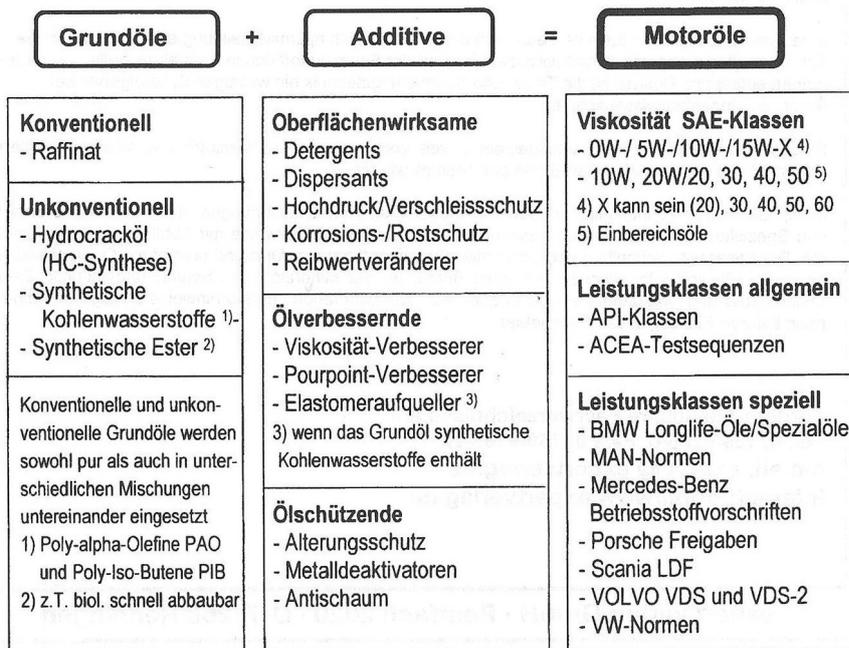


Bild 2.11 Motoröle für Viertakt Otto- und Dieselmotoren [1]

Der kontinuierlichen Weiterentwicklung der Motoren wird auch die Schmierstoffindustrie durch ständige Neuentwicklung und Anpassung der Schmierstoffe gerecht. Nur durch adäquate Entwicklungen des Schmierstoffsortiments wurden viele Entwicklungsschritte des Motorbaus erst möglich. So werden beispielsweise in modernen Motoren kaum noch unlegierte Motorenöle eingesetzt. Die bedarfsgerechte Additivierung der Motoröle ist notwendig, um die vielfältigen Aufgaben des Schmierstoffes im Motor zu bewältigen. [1]

Die wesentlichen technischen Entwicklungsschritte die die Anforderungen an den Schmierstoff in Verbrennungskraftmaschinen veränderten sind laut [2]:

- Wartungsfreie Ventiltriebe mit hydraulischem Spielausgleich erfordern geringe Schaumneigung
- Die Mehrventiltechnik erhöht die Beanspruchung des Schmiermittels
- Die Katalysatorwirksamkeit darf durch das Öl nicht beeinträchtigt werden
- Größere Leistungsdichte und schalldämmende Kapselung der Motoren erhöhen die Ölsumpftemperaturen
- Turboaufladung bewirkt höhere Kolbenbelastungen und –temperaturen
- Extreme Vergrößerung der Serviceintervalle (bis zu 60000 km)
- Höhere Drehzahlen und höhere Verdichtung bewirken ein höheres Temperaturniveau im Brennraum
- Rückführung der Kurbelgehäuseentlüftung

Eine erhöhte Anforderung an das Schmiersystem im Fahrzeug stellt auch ein zunehmender Anteil an Stadtverkehr und Kurzstreckenbetrieb. Im Falle von Großdieselmotoren sind Kraftstoffe mit höherem Schwefelgehalt problematisch. [2]

	Tendenz	Auswirkung auf	
		Temperatur	Druck
Aufladung	+	+	+
Ladeluftkühlung zur Emissionsverminderung	+	-	-
Ladeluftkühlung zur Leistungssteigerung	+	-	+
Verbrennungs-Druck entspr. zunehmendem Drehmoment	+		+
Feuersteg-Höhe kleiner	-	+	
Ölverbrauch entspr. Ölmenge im Schmierpalt	-		
Ölwechselfristen	+		
Gesamt-Ölbeanspruchung		++ / --	++ +/-

+ Größer werdende Ölbelastung
- Kleiner werdende Ölbelastung

Bild 2.12 Auswirkung moderner Dieselmotoren-Konzepte auf die Gesamtbeanspruchung des Schmieröles [2]

Im Bild 2.12 werden die Auswirkungen einiger moderner Dieselmotor-Konzepte auf das Beanspruchungsniveau des Schmieröls hinsichtlich Temperatur, Druck, Einwirkungsdauer und Aggressivität der Verbrennungsgase in ihren Tendenzen angezeigt.

Die vielfältigen Aufgaben eines Schmierstoffes in Motoren können in einfachen Funktionen zusammengefasst werden. Diese sind laut [2]:

- schmieren (Verschleißschutz)
- Kräfte übertragen
- kühlen
- abdichten
- reinigen (unerwünschte Produkte unschädlich machen)
- Korrosionsschutz

2.3 Schmiersysteme von Verbrennungsmotoren

Der Ölkreislauf eines Verbrennungsmotors ist wesentlich für die Schmierung des Motors zuständig. Dabei soll durch einen Schmierfilm eine Trennung der relativ zueinander bewegten Motorteile erreicht werden. Damit werden der Oberflächenverschleiß und die Motorreibung gering gehalten. In Anlehnung an [2] hat das Schmiersystem im Wesentlichen folgende Funktionen zu erfüllen:

- Versorgung der Grund-, Pleuel- und Kolbenbolzenlagerung mit Schmierstoff
- Kolbenkühlung und Schmierung von Kolben, Kolbenringen und Zylinderbuchsen mit Schmierstoff
- Versorgung von Nockenwellenlager, Ventilspielausgleichselementen und anderen Gleitflächen mit Schmierstoff
- Versorgung von Schmierstellen im Bereich von Ventiltrieb und Zahnradgetriebe
- Versorgung der Schmierstellen der Hilfsaggregate (Einspritzpumpe, Kühlgebläse, Viskolüfter, Spannrollen, Kettenspanner etc.)

Um das Motoröl an die einzelnen Schmierstellen zu bringen, werden nach [4] folgende Arten der Ölschmierung bei Triebwerken benutzt:

- Druckumlaufschmierung

Diese ist das am häufigsten eingesetzte Schmiersystem, wobei das Öl durch eine oder mehrere Pumpen angesaugt und umgewälzt wird.

- Tauchschmierung

Das Öl wird durch Eintauchen umlaufender Teile aus der Kurbelwanne geschöpft und in den Kurbelraum geschleudert.

- Frischschmierung

Das Öl wird aus einem separaten Behälter durch eine Pumpe in genau bemessener Menge den Schmierstellen zugeführt und anschließend in die Kurbelwanne abgeleitet.

- Gemischschmierung

Bei Zweitaktmotoren wird das Öl dem Kraftstoff in einem bestimmten Verhältnis beigegeben. Die Schmierölteilchen schlagen sich an den zu schmierenden Triebwerksteilen nieder.

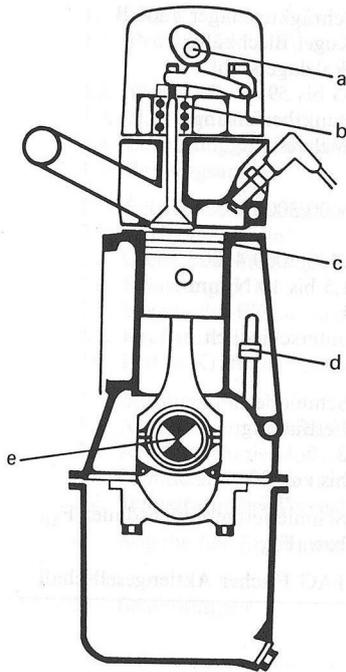


Bild 2.13 Hauptschmierstellen in einem Verbrennungsmotor [4]

Bild 2.13 zeigt die wichtigsten Schmierstellen in einem Ottomotor:

- a. Nockenwelle/Stößel/Kipphebel
- b. Ventile
- c. Kolben/Ringe/Zylinderwand
- d. Verteiler/Ölpumpen
- e. Lager/Getriebe

2.4 Ausblick

Die Weiterentwicklung der Verbrennungskraftmotoren, sowie die immer schärfer werdenden Abgas- und Verbrauchsnormen verlangen auch die Weiterentwicklung des Konstruktionselements Motorschmiermittel. Dabei ist eine enge Kooperation zwischen den Motorenherstellern, der Mineralöl-, der Additive-Industrie und dem Endkunden nötig. Die Schwerpunkte weiterer Entwicklungen müssen einerseits auf der Reduzierung der Reibverluste liegen und andererseits auf dem Umweltschutz, sowie der Schonung von Rohstoffvorräten.

Ein Forschungsprojekt, welches sich mit der Minimierung von Reibungsverlust mechanisch bewegter Teile befasst, trägt den Namen „Pegasus“. Dabei liegt der Fokus auf Bauteilen und Komponenten im Antriebsstrang von Automobilen. Die Minimierung der Reibungsverluste wird durch eine optimal aufeinander abgestimmte Kombination von Beschichtung und Schmierstoff erreicht. Dieses Projekt wurde 2009 gestartet und hat eine Laufzeit von 4 Jahren, sowie ein Gesamtvolumen von 16,8 Millionen Euro, wobei die Aktivitäten vom BMWi gefördert werden.

Das Fraunhofer-Institut für Werkstoff- und Strahltechnik (IWS) Dresden bearbeitet ein Teilvorhaben, welches sich mit der industrialisierten Herstellung von reibungsmindernden Kohlenstoffschichten auf metallischen Bauteilen und Komponenten befasst. In Vergleich zu bereits eingesetzten Kohlenstoffschichten sollen sich die Kohlenstoffschichten des IWS durch zwei signifikante Vorteile auszeichnen:

- deutlich höhere Härte und Verschleißbeständigkeit
- hohe chemische Affinität zu bestimmten Schmiermitteln

Durch gezielt additivierte Schmierstoffe kann der letzte Punkt ausgenützt werden, und es besteht ein großes Potenzial für niedrige Reibwerte und damit geringere Reibverluste. In ersten Bauteiluntersuchungen konnten diese Vorteile nach Angaben der Projektteilnehmer bereits nachgewiesen werden. [10]

Dieses Forschungsprojekt läuft bis Ende 2013, aus diesem Grund stehen zum jetzigen Zeitpunkt noch keine Ergebnisse und Berichte zur Verfügung.

3 Analyse der Messverfahren

3.1 Auswahl Motor

Der Motor für die Funktionsuntersuchung wurde von der Firma Magna Steyr zur Verfügung gestellt und nicht vom Studenten selbst ausgewählt. Es werden jedoch einige der Kriterien beschrieben, welche zur Entscheidung des gewählten Aufbaues geführt haben. Hierbei handelt es sich um ein Notstromaggregat der Firma ELMAG Entwicklungs- und Handels GmbH, welches aus einem 1 Zylinder OHV Ottomotor von Honda, sowie einem Generator ET2 von Sincro besteht. Die wichtigsten technischen Daten der Aggregate werden in den Bildern 3.1 und 3.2 dargestellt. Für genaue Daten siehe Anhang.

Modell GX 390		
Spezifikationen	Motorotyp	Luftgekühlter 1-Zylinder 4-Takt OHV Benzinmotor, um 25° geneigter Zylinder, horizontale Kurbelwelle
	Bohrung x Hub	88 x 64 mm
	Hubraum	399 cm ³
	Verdichtung	8.0 : 1
	Netto-Leistung	8.2 kW (11.0 HP) / 3 600 min ⁻¹
	Max. Dauerleistung	6.0 kW (8.0 HP) / 3 000 min ⁻¹ 6.6 kW (8.9 HP) / 3 600 min ⁻¹
	Max. Netto-Drehmoment	25.1 Nm / 2.56 kgfm / 2 500 min ⁻¹
	Zündsystem	Elektronische Zündung
	Starter	Reversierstarter (Elektrostart Sonderausstattung)
	Tankinhalt	6.1 Liter
	Benzinverbrauch bei Dauerleistung	3.7 L/h - 3 600 min ⁻¹
	Motorölkapazität	1.1 Liter
	Maße (L x B x H)	405 x 450 x 447 mm
	Trockengewicht	31 kg

Bild 3.1 Technische Daten des eingesetzten Motors [11]

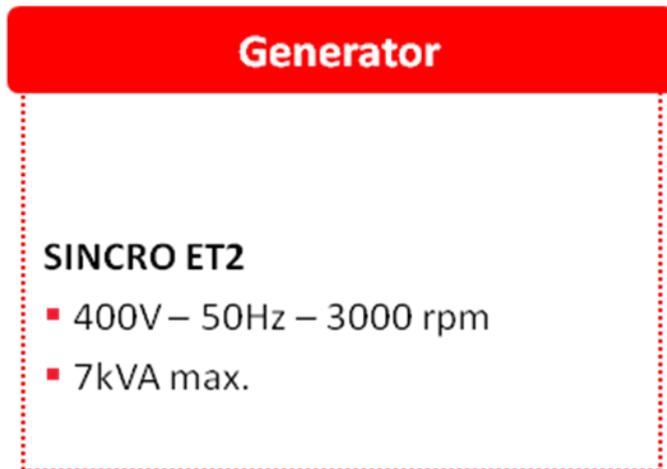


Bild 3.2 Technische Daten des eingesetzten Generators [12]

Dabei wurde ein Notstromaggregat ausgewählt, da der Generator als Bremse eingesetzt werden kann, die Lagerung der Motors schon vorhanden ist, und dieser in einem tragbaren Gestell aufgebaut ist. Ein Notstromaggregat wurde auch in Hinblick auf den Einsatz in zukünftigen Projekten ausgewählt. Desgleichen musste sichergestellt werden, dass das Budget nicht überschritten wird. Es wurden zwei baugleiche Aggregate gekauft, um die Reproduzierbarkeit der Messwerte zu gewährleisten und um eventuell produktionsbedingte Streuungen ausschließen zu können, sowie eine schnelle Weiterführung der Messungen zu gewährleisten, falls es zum Schaden einer der Aggregate kommen sollte. Der Motor der Fa. Honda wurde eingesetzt, da er einfache und robuste Technik aufweist. Des Weiteren wurde versucht, den Anteil an Elektronik so gering wie möglich zu halten.

3.2 Prüfstandsaufbau

Die Messstellen und die eingesetzte Messtechnik sollten so gewählt werden, dass die Veränderungen der Betriebsparameter beim Einsatz des alternativen Schmiermittels erfasst werden können. In Bild 3.3 wird der Messaufbau dargestellt.

Messung / Ansteuerung	Detail	Ort	Grund	Spezifikation Sensor	Kommentar
Temperatur	Umgebung	Unter Kondensator		Thermoelement Ni Cr Ni	
	Motoröl	Ölsumpf-Motor		Thermoelement Ni Cr Ni	
	Blow By	Entlüftung Kipphebel		Thermoelement Ni Cr Ni	
		nach Kondensator(mit Feuchtesensor)		DKrF400EXT	
	Oberfläche	zw. Kipphebel		Thermoelement Ni Cr Ni	
	AGA	Abgaskrümmen		Thermoelement Ni Cr Ni	
Luftfeuchtigkeit +Temp	nach Kondensator			DKrF400EXT	
Drehzahl		Lüfter Generator		Optoelektrisch Baumer FVDK 12P6410/S35A	und MP60
Verbrauch	Kraftstoff		Wirkungsgrad	Seppelerrohr	
Niveauekontr.	Öl	Ablassschraube Ölwanne	Kontinuierliche Überwachung	statische Höhe	
Gasdurchfluß	Blow By	nach Ventildeckel	Verschleißanzeige	Schwebekörper+ Beruhigungsbehälter	VAF 0,5-16 L/min
Ei. Leistung	Wirkleistung	400 V	Wirkungsgrad	Elektronische Wirkstromzähler finder 7E.46.8.400.0012	Verteiler

Bild 3.3 Messaufbau

In der Auswahl der Messtechnik wurde versucht, die im Haus verfügbare Technik einzusetzen. In Bild 3.4 sind die Positionen der Sensoren für die Messung der Umgebungs- und Schmiermitteltemperatur dargestellt.

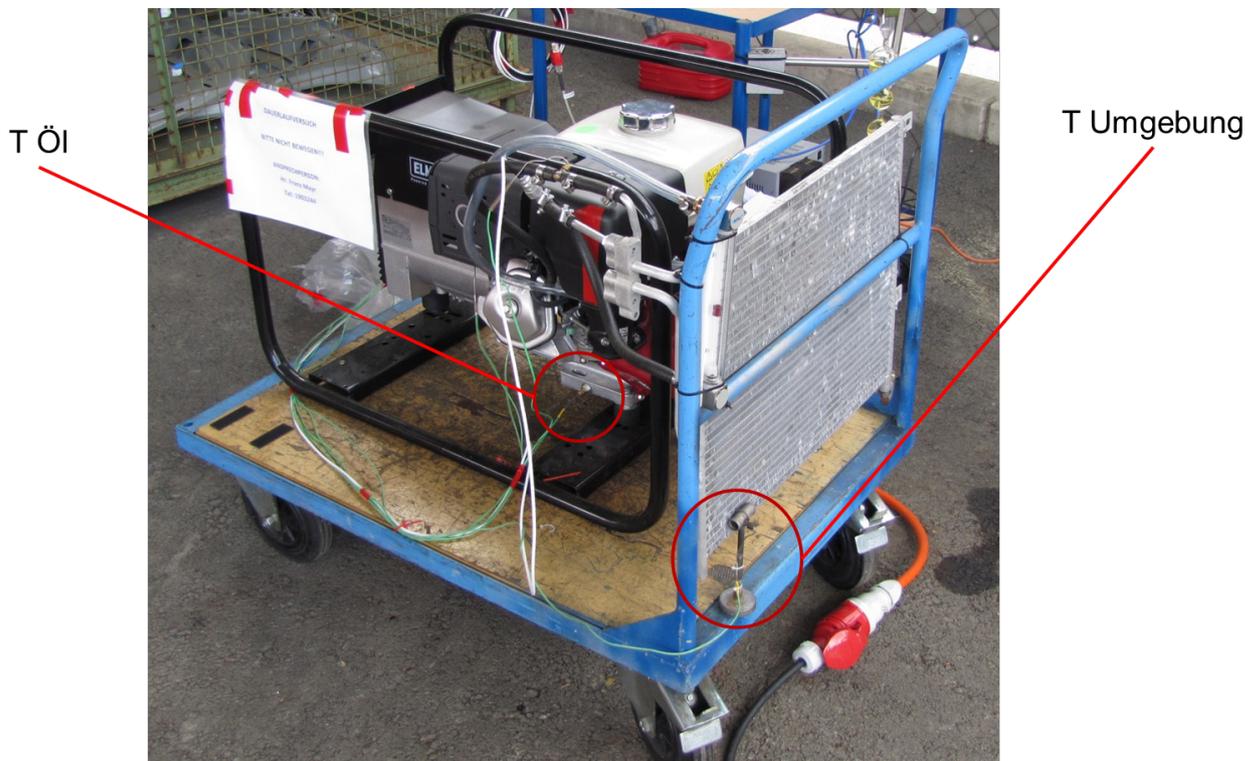


Bild 3.4 Messstellen Umgebungs- und Schmiermitteltemperatur

Bei der Positionierung des Sensors für die Umgebungstemperatur musste beachtet werden, dass die Wärme, welche vom Betrieb des Prüfstands abgestrahlt wird, die Messwerte nicht beeinflusst. Diese Messstelle wurde eingesetzt, da der Prüfstand im Freien betrieben wurde und die Umgebung nicht konditioniert werden kann.

Da der alternative Schmierstoff auf Wasser basiert und wegen den Betriebstemperaturen ein Sieden zu erwarten ist, wurde das Verhalten des Kondensators durch Einsatz von Temperatursensoren vor und nach dem Kondensator, sowie durch die Erfassung der Luftfeuchte nach dem Kondensator überwacht, wie im Bild 3.5 zu sehen ist.

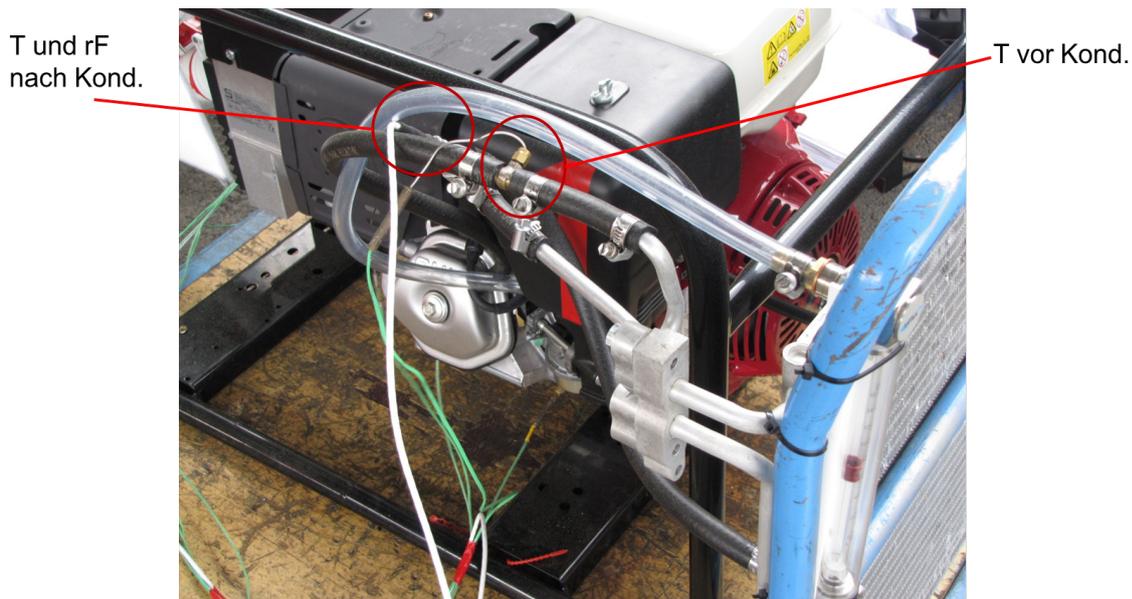


Bild 3.5 Messstellen Blow-By Temperaturen und Luftfeuchte

Um die Kühlwirkung des Schmiermittels zu erfassen wurde ein Oberflächentempersensor auf dem Zylinderkopf aufgebracht (Bild 3.6). Dieser Sensor musste bei jeder Zerlegung des Aggregats abgebaut werden. Wegen dem engen und unübersichtlichen Bauraum war eine genaue Positionierung des Sensors schwierig. Der Motor ist luftgekühlt und die Kühlluft strömt an dieser Messstelle vorbei. Deshalb führten kleine Abweichungen in der Position dieses Sensors zu großen Unterschieden in den Messergebnissen. Deshalb sind Vergleiche an dieser Messstelle mit Vorsicht zu betrachten.

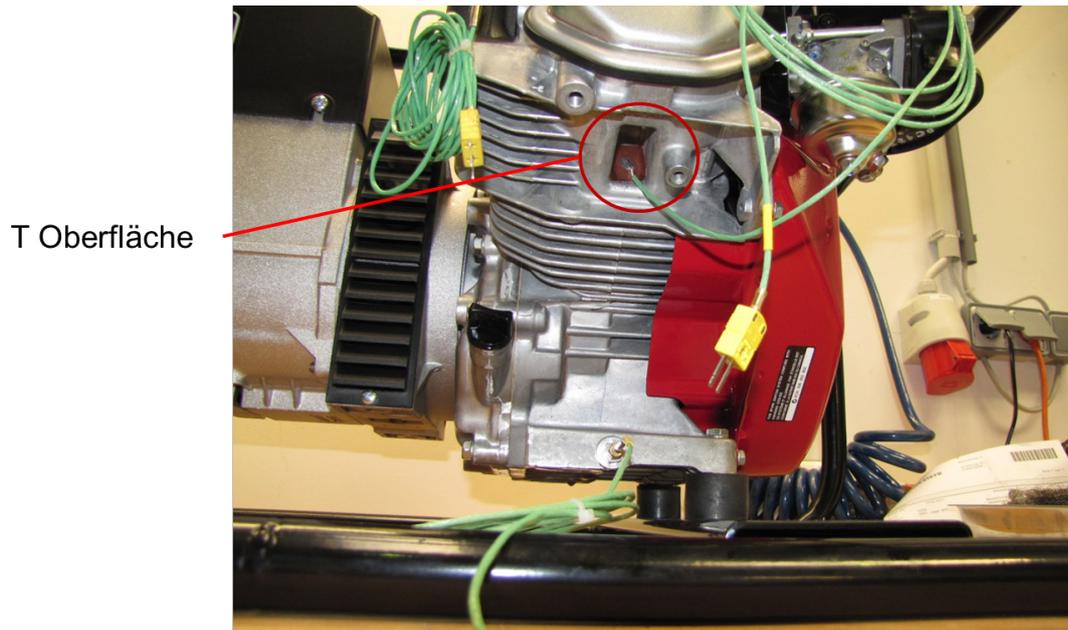


Bild 3.6 Messstelle Oberflächentemperatur

Für die kontinuierliche Überwachung des Lastzustandes, sowie des Verbrennungsvorgangs wurde die Abgastemperatur erfasst. Wie im Bild 3.7 zu sehen ist, wurde dieser Sensor im Abgaskrümm器 positioniert.

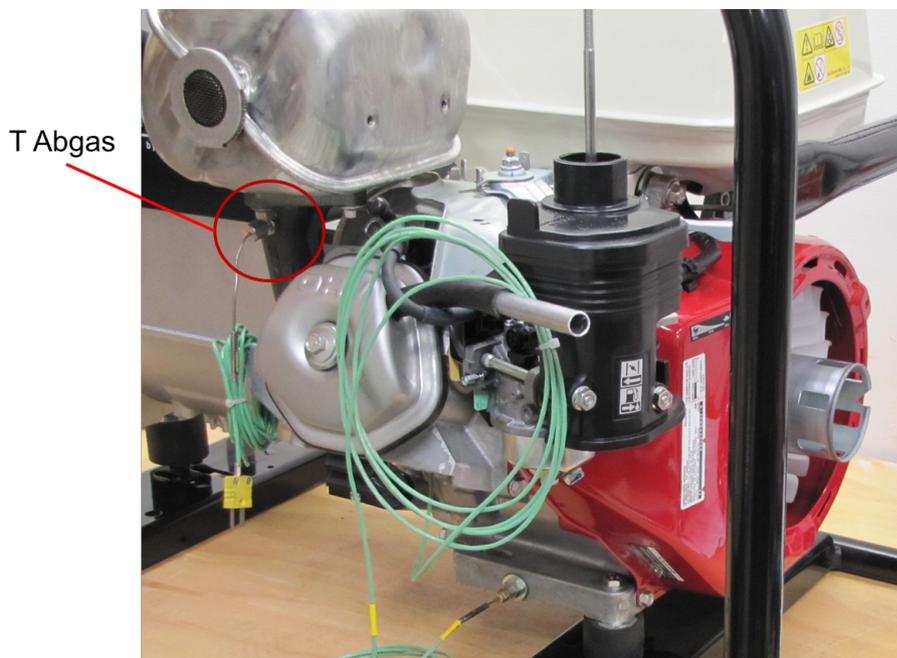


Bild 3.7 Abgastemperatur

Für die Erfassung aller Temperaturen, außer der Temperatur nach dem Kondensator, wurden Thermoelemente Typ K eingesetzt, da diese einen weiten Temperaturbereich abdecken und Standard in der Automobiltechnik sind.

Die erfassten Parameter hängen stark von der Drehzahl ab, deshalb wurde auch diese überwacht. Dabei wurde ein optoelektrischer Sensor der Fa. Baumer eingesetzt. Auf dem Flügelrad zwischen Generator und Motor wurden 2 Reflektoren eingesetzt, um die Messgenauigkeit zu steigern. Somit lieferte der Sensor 2 Impulse pro Umdrehung. Diese wurden in dem MP60 Modul erfasst und in eine der Drehzahl proportionalen Spannung umgewandelt, wie in den Bild 3.8 und 3.9 dargestellt.

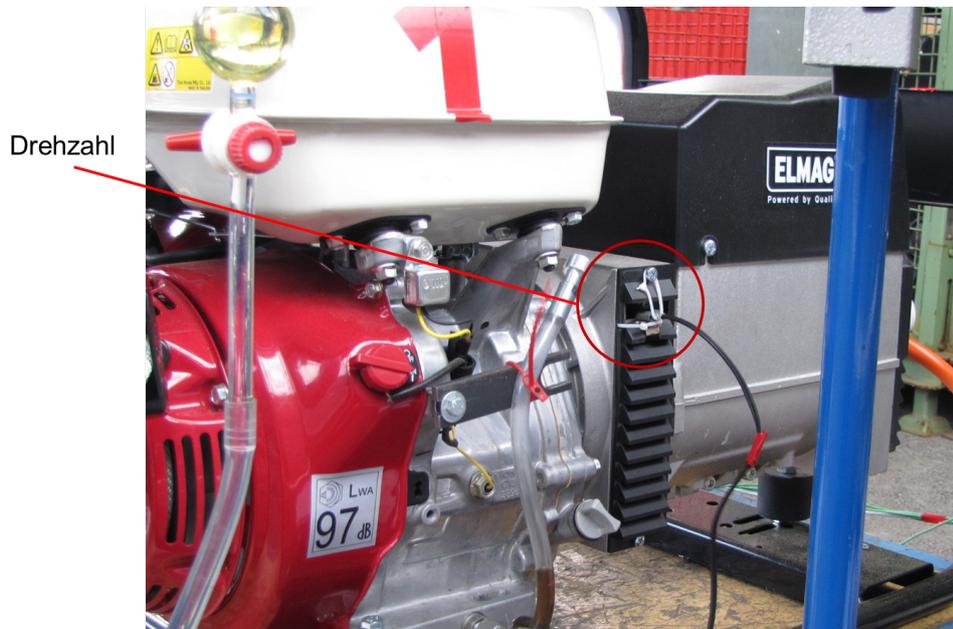


Bild 3.8 Drehzahlsensor

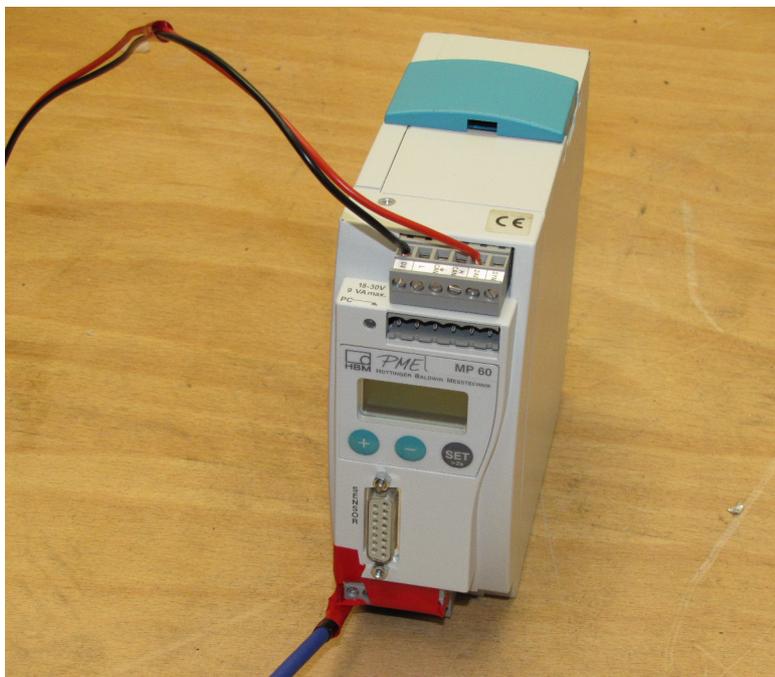


Bild 3.9 MP60 Modul

Für die Berechnung des Wirkungsgrades des Systems ist die Messung des Verbrauchs, sowie der verbrauchten elektrischen Leistung notwendig. Im Haus war keine geeignete Vorrichtung zur Erfassung des Kraftstoffverbrauches vorhanden. Deshalb wurde ein Sepplergefäß konstruiert und ein lokaler Glasbläser mit dessen Herstellung beauftragt, Bild 3.10. Dabei wurde das einfache und leicht zu konstruierende offene System ausgewählt. Das Gefäß wurde mit zwei Messkugeln und einer Ausgleichkugel konzipiert, wobei die Messkugeln so ausgelegt wurden, dass Sie annähernd gleiche Messzeiten von einer Minute bei unterschiedlichen Lasten gewährleisten konnten [5]. Die Zeit wurde von Hand mit einer Messuhr gestoppt. Der Verbrauch wurde diskontinuierlich gemessen und zu bestimmten Zeitpunkten gemessen, welche in dem Messzyklus definiert wurden. Dabei wurde dieses Gefäß mittels eines T-Stücks und eines Absperrhahns in der standardmäßigen Benzinleitung zwischengeschaltet, wie in Bild 3.11 gezeigt.

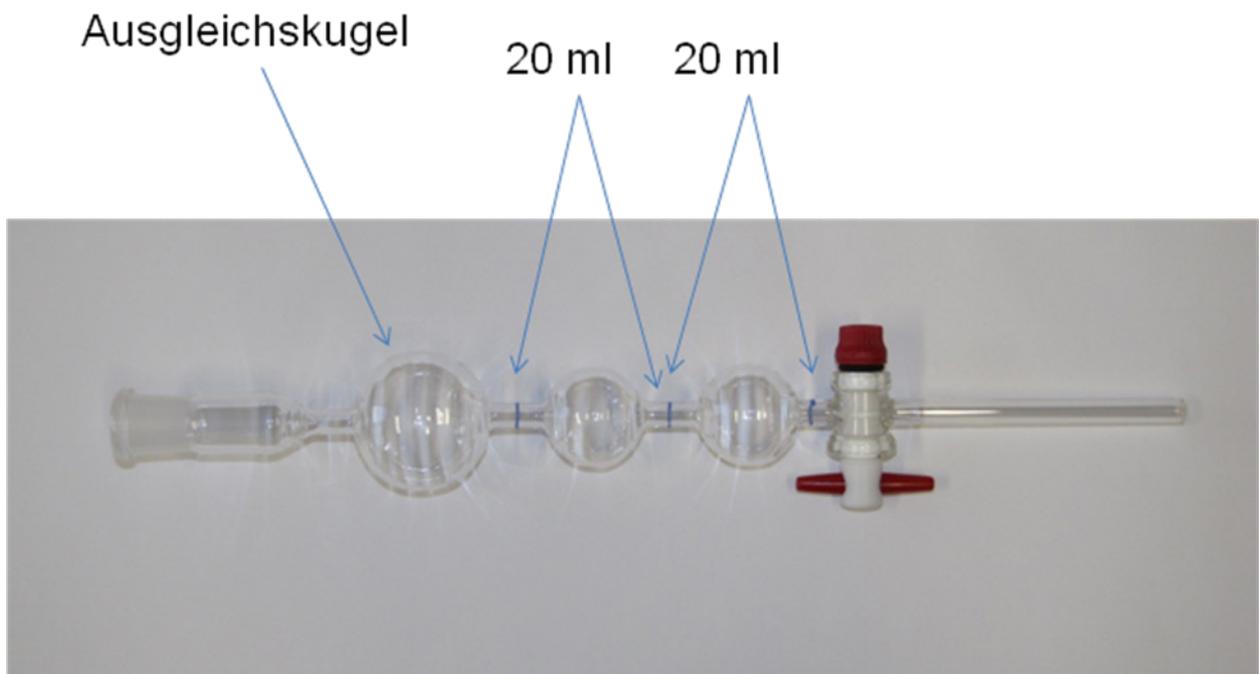


Bild 3.10 Sepplergefäß



Bild 3.11 Verbrauchsmessung im Betrieb

Die elektrische Leistung wurde nach dem Generator mittels eines Wirkstromzählers der Fa. Finder ermittelt, Bild 3.12. Diese Messwerte wurden nicht aufgezeichnet, sondern abgelesen, gleichzeitig mit der Verbrauchsmessung. Der Wirkstromzähler wurde an die 400V Steckdose des Generators angeschlossen. Nach der Leistungsmessung wurde ein Verteiler mit zwei 230V Steckdosen platziert, an der die Verbraucher angeschlossen wurden.



Bild 3.12 Wirkstromzähler

Für die kontinuierliche Überwachung des Blow-By diente ein einfaches System, welches aus einem Beruhigungsbehälter sowie einem Schwebekörper bestand. Im Haus war kein Blow-By-Messgerät vorhanden, weshalb ein System ausgewählt wurde, das den Anforderungen für den eingesetzten Prüfstand entsprach. Die Überlegungen welche zur Auswahl dieses Systems geführt haben werden in dem nächsten Kapitel angeführt.

Bild 3.13 zeigt eine schematische Darstellung des Prüfstandsbaus.

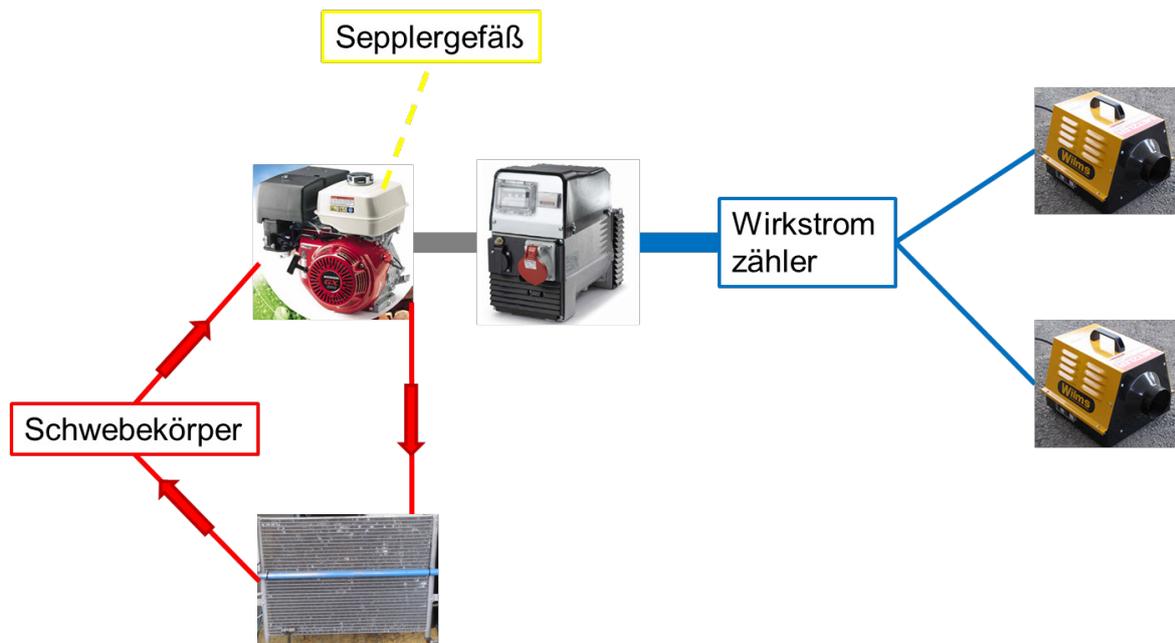


Bild 3.13 Schematische Darstellung des Prüfstandsbaus

Der Prüfstand wurde auf einer mobile Platte aufgebaut, um einen schnellen Transport von der Werkstatt zum Versuchsstandort zu gewährleisten. Die Versuche wurden in einer überdachten, halboffenen Halle auf dem Gelände der Firma Magna Steyr durchgeführt. Dieser Standort wurde ausgewählt, um einerseits die Abführung der Abgase zu gewährleisten und andererseits einen minimalen Schutz gegenüber Umwelteinflüssen wie Wind, Sonne und Regen zu bieten. Da aber keine konstanten Umgebungswerte während den Versuchsreihen herrschten, sind diese Einflüsse bei der Auswertung der Ergebnisse zu beachten. Der komplette Prüfstands Aufbau wird in Bild 3.14 gezeigt.



Bild 3.14 Prüfstandsaufbau

Für die Abführung der Abgase wurde an dem Auspuff des Aggregats ein Abgasschlauch befestigt und das andere Ende in der Höhe platziert. Somit wurde sichergestellt, dass keine Abgase zu dem Studenten, welcher den Prüfstand bediente, gelangten.

Als Verbraucher wurden zwei identische Heißluftgebläse der Fa. Wilms ausgewählt, in Bild 3.15 dargestellt. Diese haben eine Leistung von jeweils 3kW und sind Dauerlauffest. Durch die Zuschaltung von einem oder beider Heizlüfter war es möglich, den Prüfstand sowohl in Teillast als auch in Volllast zu betreiben. Bei der Auswahl dieser Verbraucher wurden auch weitere Einsatzmöglichkeiten in der Abteilung berücksichtigt, weshalb ein Modell bestellt wurde, welches den Anschluss eines Warmluftschlauches ermöglicht.



Bild 3.15 Heißluftgebläse als Verbraucher

Um die Leistungsabnahme dieser Heizlüfter über die Zeit, sowie die Streuung zwischen den beiden Lüftern zu beobachten, wurden diese sowohl am Netz, als auch an den Generator angeschlossen und über einen Zeitraum von 15 Minuten wurde jede Minute die Wirkleistung aufgezeichnet.

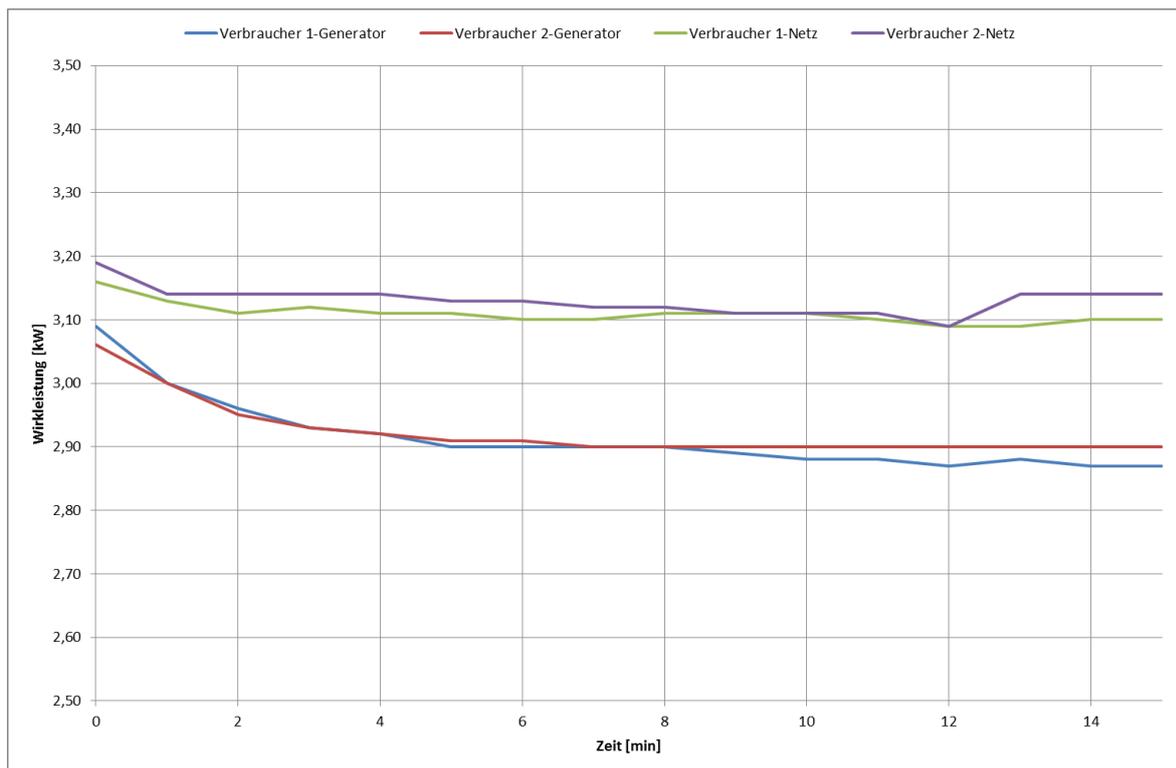


Bild 3.16 Wirkleistungen der einzelnen Verbraucher

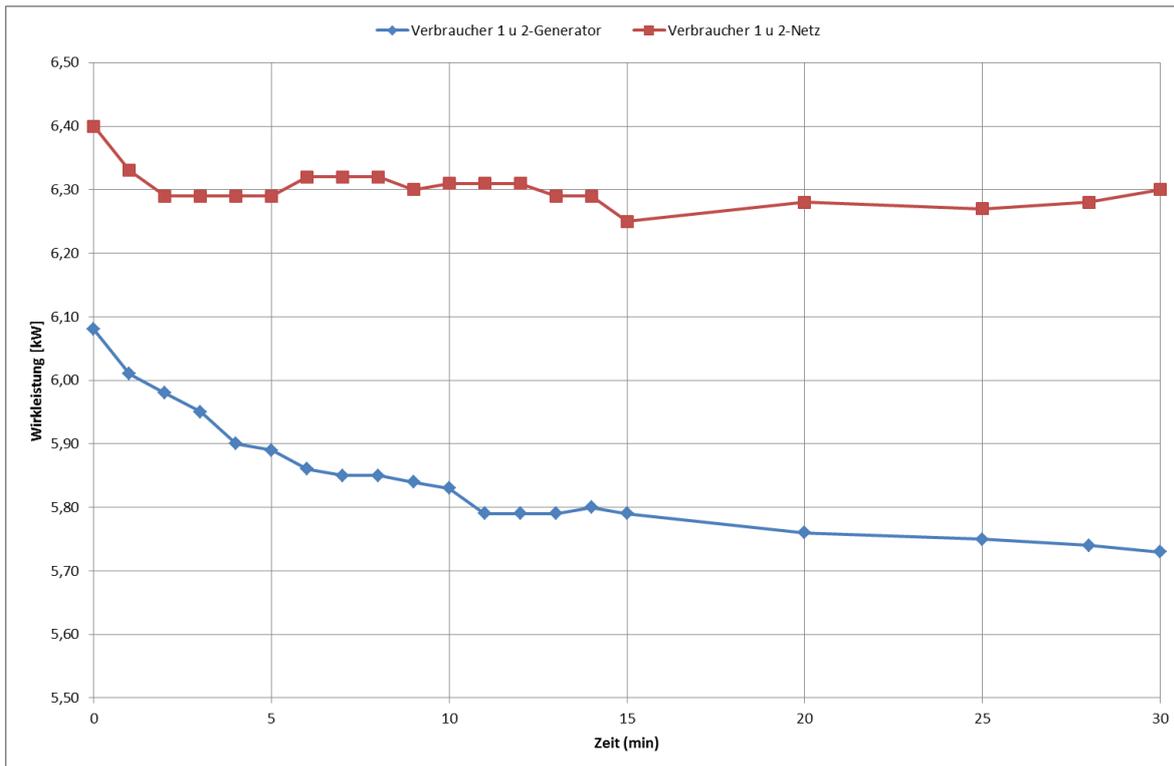


Bild 3.17 Wirkleistungen der gleichzeitig eingeschalteten Verbraucher

Wie in Bild 3.16 und Bild 3.17 zu beobachten ist, gibt es keinen nennenswerten Unterschied in der Leistungsabnahme zwischen Verbraucher 1 und Verbraucher 2. Was aber wohl in Betracht zu ziehen ist, ist die Leistungsabnahme über die ersten 10 Minuten Laufzeit. Dieses Phänomen tritt auf, da für die Aufheizung der Heizwendel mehr Leistung benötigt wird, als diese auf die eingestellte Temperatur zu halten. Dieses Verhalten wurde bei der Definition des Messzyklus berücksichtigt. Des weiterem wurden die angestrebten Leistungen von 3 bzw. 6 kW nicht erreicht.

Für die Aufzeichnung der Messdaten werden folgende ETAS Module eingesetzt:

- ES 600.1 Controller
- ES 620.1 Thermoelement
- ES 610.1 AD Wandler

Diese Module wurden ausgewählt, da sie im Haus verfügbar waren und die Anforderungen an das Messsystem erfüllten.

Für die Aufzeichnung der Daten, sowie für die kontinuierliche Überwachung der Werte wurde die dazugehörige Software INCA V5.4 eingesetzt. Gemeinsam mit einem Messlaptop wurden diese von der Firma Magna Steyr zur Verfügung gestellt. Die Ansichtsfläche des Messprogrammes wurde so gestaltet, dass mögliche Abweichungen von den Normalwerten während des Versuchs schnell zu erkennen waren. Die Auswertung der Daten, sowie Vergleiche der unterschiedlichen Betriebszustände wurden mit Hilfe von Excel durchgeführt.

3.3 Auswahl des Messverfahrens für Blow-By

Unter Blow-By (Durchblasemenge) versteht man die durch das Kurbelgehäuse pulsierend entweichende Gasmenge, die stark mit Öldampf versetzt ist. Die Blow-By-Menge ist eine wesentliche Kenngröße für den Verschleiß und stellt zudem ein Kriterium der Motorüberwachung dar, da eine rasche Zunahme dieser Menge frühzeitig das Auftreten von Schäden am Motor, wie z.B. Kolbenringbruch, metallische Berührung von Kolben und Buchse, erkennen lässt. Blow-By tritt über Undichtigkeiten von Kolben und Kolbenringe, aber auch über die Ventilführung in das Kurbelgehäuse ein, wie in Bild 3.18 dargestellt. Bei aufgeladenen Motoren kann das Leckagegas zusätzlich über das Turboladerlager in das Kurbelgehäuse strömen. [5]

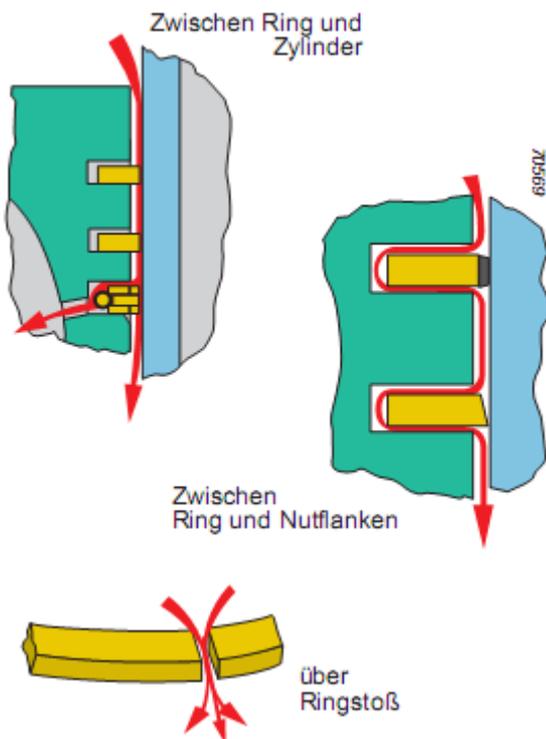


Bild 3.18 Wege des Blow-By-Gases [9]

Im Bild 3.19 wird der prinzipielle Aufbau einer Einrichtung zur Blow-By Messung aufgezeigt. Die Blow-By Menge wird dem Messgerät über einen Schlauch zugeführt. Vor, und manchmal

auch nach der Blow-By-Messeinrichtung wird das pulsierende Gas im Ausgleichsbehälter beruhigt und anschließend wieder dem Motor im Ansaugbereich zugeführt. Das Blow-By-Messgerät arbeitet nach dem Prinzip des Schwebekörpers, des Drosselgeräts oder des Vortex-Messgeräts. Das Blendenprinzip (Drosselgerät) erweist sich aufgrund der geringen Verschmutzungsempfindlichkeit und der hohen Zuverlässigkeit als besonders vorteilhaft. Durch Differenzdruckmessung über der Drossel wird bei diesem Verfahren die durchströmende Gasmenge bestimmt. [5]

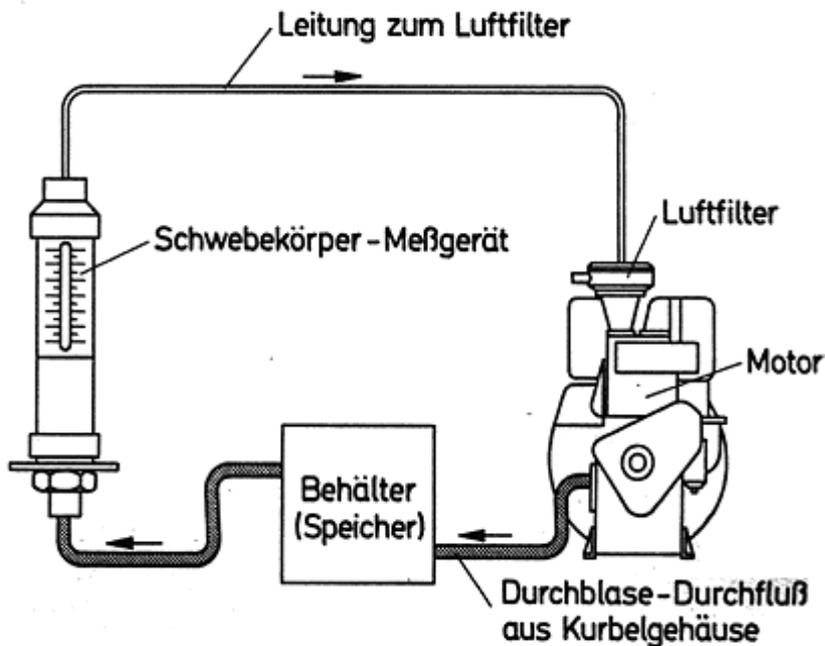


Bild 3.19 Blow-By-Messsystem [5]

Für die Auswahl eines geeigneten Blow-By-Messgerät für den Einsatz am Prüfstand wurden folgende Anforderungen definiert:

1. Geringe Empfindlichkeit gegen Verschmutzung
2. Kostengünstig
3. Einfache und robuste Bauweise

Es standen keine Erfahrungswerte für den Betrieb des alternativen Schmiermittels in Verbrennungskraftmaschinen zu Verfügung. Ein Hauptbestandteil dieses Schmiermittels ist jedoch Wasser, deshalb war zu erwarten, dass Wasserdampf und Schmiermittelzusätze in den Blow-By Kreislauf gelangen würde. Eine geringe Verschmutzungsempfindlichkeit wurde als ein wichtiges Kriterium für die Auswahl des Messgeräts definiert. Aufgrund dieser Einschätzung wurde auch der Ausgleichsbehälter ausgewählt. Ein Wasserkühler aus einem PKW übernahm diese Funktion und wurde auch eingesetzt, um den Wasserdampf zu kondensieren und dem Schmierkreislauf wieder beizuführen.

Das System sollte kostengünstig sein, da es nicht zu erwarten war, dass solche Messungen für zukünftige Projekte der Abteilung benötigt werden. Der Prüfstand wurde im Freien betrieben deshalb war eine einfache und robuste Bauweise wichtig.

	Schwebekörper-Durchflußmessung	Heißfilmanemometer	Flügelrad, Turbinenrad, Impeller	Gaszähler	Wirbelfrequenz-Durchflußmessung	Blendenmeßprinzip
Genauigkeit	~ 5% FS	2%	2% FS	1%	1 – 2% FS	1% FS
Reproduzierbarkeit	0,5%	0,2 – 0,5%	k.A.	0,3%	0,5%	< 0,1%
Verschmutzungsempfindlichkeit	mittel	groß	mittel	groß	groß	sehr klein
Kleinster erfassbarer Meßwert [l/min]	ca. 8	ca. 28	ca. 6	ca. 0,5	ca. 7	0,2
Antwortverhalten, t 90 [sek]	ca. 1	ca. 0.15	ca. 1	ca. 10	ca. 0.002	ca. 0,1
Erfassung bei Strömungsumkehr	nein	nein	nein	nein	nein	ja
Gegendruck bei halben Durchfluß [Pa]	80	100 - 800	200	50	400	60
Gegendruck bei vollem Durchfluß [Pa]	500	600 - 3000	1200	300	1000	300
	positiv		mittel			schlecht

Bild 3.20 Gegenüberstellung der verschiedenen Messprinzipien zur Blow-by Messung [9]

Aufgrund der angeführten Anforderungen wurde ein Schwebekörper für die Messung des Blow-By-Durchflusses ausgewählt, basierend auf den Eigenschaften aus Bild 3.20. Ein Messsystem nach dem Blendenprinzip hat eine sehr kleine Verschmutzungsempfindlichkeit, jedoch liegt es preislich um das 10-fache über einem Schwebekörper und es bedarf zusätzlicher Mess- und Regelungstechnik für den Einsatz.

Im nächsten Schritt musste der Messbereich ausgewählt werden. Für die Abschätzung des Blow-By-Wertes bei Vollast wurde die auf die Ansaugmenge bezogene Blow-By-Menge in Prozent herangezogen. Laut [9] schwanken heute übliche Werte zwischen 0,5 und 1%. Im Falle des eingesetzten Motors bedeutet das einen Wert von 6 bis 12 l/min. Um diese Abschätzung zu verifizieren wurde ein Schwebekörper ausgeliehen und in das System eingebaut. Dieses Messgerät hat einen Messbereich von 15 bis 130 l/min. Im Betrieb hat sich gezeigt, dass der Blow-By unter 15 l/min liegt. Ein Schwebekörper der Firma VAF mit einem Messbereich von 0,5-16 l/min wurde verwendet. Bild 3.21 zeigt den eingesetzten Messaufbau für die Blow-By Gase.



Bild 3.21 System für Blow-By-Messung und Kondensierung

3.4 Fehlerbetrachtung der Messkette

Die Fehlerbetrachtung ist von großer Bedeutung, da Versuchsergebnisse mit Fehlern behaftet sind. Grundsätzlich lassen sich 3 Fehlerarten unterscheiden [5]:

- Grobe Fehler
- Systematische Fehler
- Zufällige Fehler

Man spricht von einem groben Fehler, wenn dieser vom Anwender aus Versehen oder Unachtsamkeit verursacht wurde. Dabei weichen diese stark von der Reihe der anderen Messwerte ab. Durch den Einsatz der automatisierten Datenerfassung sind derartige Fehler heute von untergeordneter Bedeutung.

Der systematische Fehler entsteht vor allem durch Unvollkommenheit von Messgerät und Messverfahren, sowie durch Umwelteinflüsse. Bei Wiederholmessungen tritt er immer mit gleichem Betrag und Vorzeichen auf.

Die zufälligen Fehler ergeben sich aus Abweichungen durch nicht erfassbare Veränderungen der Versuchsanordnung und Ablesefehler. Betrag und Vorzeichen wechseln beim zufälligen Fehler in vollkommener Regellosigkeit.

Bei der Berechnung von Absolutwerten müssen sowohl zufällige, als auch systematische Fehler eingehen. Im Gegensatz dazu gehen bei Vergleichsbetrachtungen nur zufällige Fehler ein. [8] In dieser Arbeit werden nur Vergleichsbetrachtungen angestrebt. Des Weiteren haben diese Versuche nur den Anspruch einer Stichprobe und sollen Tendenzen aufzeigen. Die Positionierung der Sensoren und die Versuchsanordnung bleiben über die ganze Versuchsdauer gleich und die Messdatenerfassung erfolgt Computergestützt. Somit werden zufällige Fehler für die Werte der Temperaturen, Luftfeuchtigkeit und Drehzahl nicht näher betrachtet. Für die Fehlerbetrachtung des Gasdurchflusses muss beim Betrieb mit alternativem Schmiermittel auf Verschmutzungen, Wasserdampf oder sogar Wasser im Schwebekörper geachtet werden.

Die Fehlerbetrachtung im Falle des Wertes für den Wirkungsgrad darf nicht vernachlässigt werden. Dieses Messergebnis ist eine Funktion des Verbrauchs und Wirkleistung, Messwerte welche vom Studenten abgelesen und erfasst werden. Dabei sind zufällige Fehler wahrscheinlich. Für die Einschätzung dieser, wird der mittlere Fehler des Messergebnisses bestimmt.

Der effektive Wirkungsgrad wird laut der Formel:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_B \cdot H_u} \quad (3.1)$$

berechnet. Der eingesetzte Versuchsaufbau ermöglicht es nicht die Leistung an der Kurbelwelle zu messen. Für die Berechnung des effektiven Wirkungsgrads wird die elektrische Leistung nach dem Generator eingesetzt. Die Werte für Kraftstoffdichte, 750 kg/m^3 , und unterer Heizwert, 42 MJ/kg , wurden aus [6] entsprechend der Sorte Euro Super entnommen. Das Aggregat wurde immer mit Super-Benzin aus der hauseigenen Tankstelle getankt, deshalb ist keine Schwankung dieser Werte zu erwarten.

Für die Berechnung des mittleren Fehlers sind folgende Formeln nötig:

Wahrscheinlicher Wert (Mittelwert)

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_1^n x_i \quad (3.2)$$

Scheinbare Fehler

$$v_i = x_i - \bar{x} \quad (3.3)$$

Standardabweichung

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_1^n v_i^2} \quad (3.4)$$

Mittlerer Fehler des wahrscheinlichen Wertes

$$m = \pm \frac{s \cdot t}{\sqrt{n}} \quad (3.5)$$

Standardabweichung des Messergebnisses

$$s_y = \sqrt{\sum_{j=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_j} \cdot s_j \right)^2} \quad (3.6)$$

Mittlerer Fehler des Messergebnisses

$$m_j = \pm \frac{s_y \cdot t}{\sqrt{n}} \quad (3.7)$$

Mit Hilfe der Formeln (3.2) bis (3.5) wird der mittlere Fehler des Verbrauchs mit $\pm 0,02 \text{ l/h}$ berechnet. Dieser Wert wird für die weitere Auswertung und Vergleiche für den Betrieb des Aggregats im Leerlauf herangezogen.

Nr.	Verbrauch (l/h)	vi	vi^2
1	2,093	0,010	0,000
2	2,095	0,007	0,000
3	2,109	-0,007	0,000
4	2,112	-0,009	0,000
5	2,103	-0,001	0,000
x1	2,102	s1	0,008

Tabelle 3.1 Berechnungen des mittleren Fehlers vom Verbrauch

Wie in Tabelle 3.1 zu sehen ist, wurde für die Berechnung der Verbrauch fünfmal im selben Messzyklus bei einer Last von 3 kW gemessen. Dieser Bereich wurde ausgewählt, da er mit einer Laufzeit von einer Stunde dem Studenten genügend Zeit bietet um die Messungen durchzuführen. In diesem Bereich tritt auch ein Beharrungszustand der Motorkennwerte ein. Entsprechend [5] wurde für den Faktor t ein Wert von 6,6 ausgewählt (5 Messpunkte und eine Wahrscheinlichkeit von 99,7%).

Nr.	Leistung(W)	vi	vi^2	Nr.	Massenstrom Brennstoff (kg/s)	vi	vi^2
1	2660	-18,000	324,000	1	0,0004360	0,0000020	0,0000000
2	2640	2,000	4,000	2	0,0004365	0,0000015	0,0000000
3	2640	2,000	4,000	3	0,0004393	-0,0000014	0,0000000
4	2640	2,000	4,000	4	0,0004399	-0,0000019	0,0000000
5	2630	12,000	144,000	5	0,0004382	-0,0000002	0,0000000
x2	2642,000	s2	10,954	x1	0,0004380	s1	0,0000017

Tabelle 3.2 Berechnungen des mittleren Fehlers vom effektiven Wirkungsgrad

Der mittlere Fehler des effektiven Wirkungsgrades wird nach (3.2), (3.3), (3.6) und (3.7) sowie Tabelle 3.2 mit $\pm 0,2$ Prozentpunkten bestimmt. Entsprechend den Werten des Wirkungsgrades für den Betrieb bei 3kW entspricht dieser Vertrauensbereich einem relativen Toleranzband von etwa **2,8%**. Der berechnete Wert des mittleren Fehlers wird für die weitere Auswertung und Vergleiche für den Betrieb des Aggregats unter mittlerer und Volllast herangezogen. Analog zu den Berechnungen des Verbrauchs wurden dieselben Messpunkte herangezogen.

Zur Kalibration der Messkette: die Thermoelemente, der Schwebekörper, Feuchte sowie Drehzahlsensoren wurden von den Herstellern kalibriert geliefert. Zusätzlich überprüft das akkreditierte Kalibrierlabor der Magna Steyr jede Lieferung stichprobenartig. Die ETAS-Module und der Wirkstromzähler waren im Haus vorhanden. Diese werden in regelmäßigen Abständen von dem akkreditierten Kalibrierlabor überprüft. Das gleiche gilt auch für die Mikrometerschrauben und die digitale 3-Punkt Innenmessschrauben, welche zur Abmessung der Motorteile eingesetzt wurden.

Für das Sepplerrohr wurde mit Hilfe einer Feinwaage die Masse an Wasser, welche die Messkugel füllt, bestimmt. Die Temperatur des Wassers wurde gemessen und die dazugehörige Dichte ausgesucht. Somit wurde das Volumen der zwei Messkugeln bestimmt, wie aus der Tabelle 3.3 zu sehen ist.

Volumen Seppeler-Gefäß				
Messmarke	Masse Wasser (g)	T Wasser (°C)	Dichte Wasser (g/cm ³)	Volumen (ml)
1 - 2	21,8	24,2	0,99729	21,86
2 - 3	23,3	24,2	0,99729	23,36
1 - 3	45,1	24,2	0,99729	45,22

Tabelle 3.3 Berechnungen der Volumen des Sepplerrohrs

4 Versuchsdurchführung

4.1 Definition des Messzyklus

Um die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, sowie einen Vergleich der Ergebnisse mit unterschiedlichen Schmiermitteln zu ermöglichen, wird ein Messzyklus definiert. (Bild 4.1) Dabei wird der Motor bei jeder Versuchsdurchführung gemäß diesem Messzyklus gefahren. Die zeitliche Begrenzung ist durch den Kraftstofftank gegeben, welcher 6,1 l Benzin fasst. Es werden drei Bereiche definiert:

- Leerlauf
- mittlere Last
- Volllast

Als Referenz für die Festlegung des Testverlaufs wird die Öltemperatur herangezogen, da diese relevant für den Zustand des Motors ist. Dabei wird darauf geachtet, dass diese Temperatur in jedem Bereich in Beharrung tritt. Neben der Laufzeit und Umschaltpunkte wird auch der Zeitpunkt der Verbrauchsmessung festgelegt.

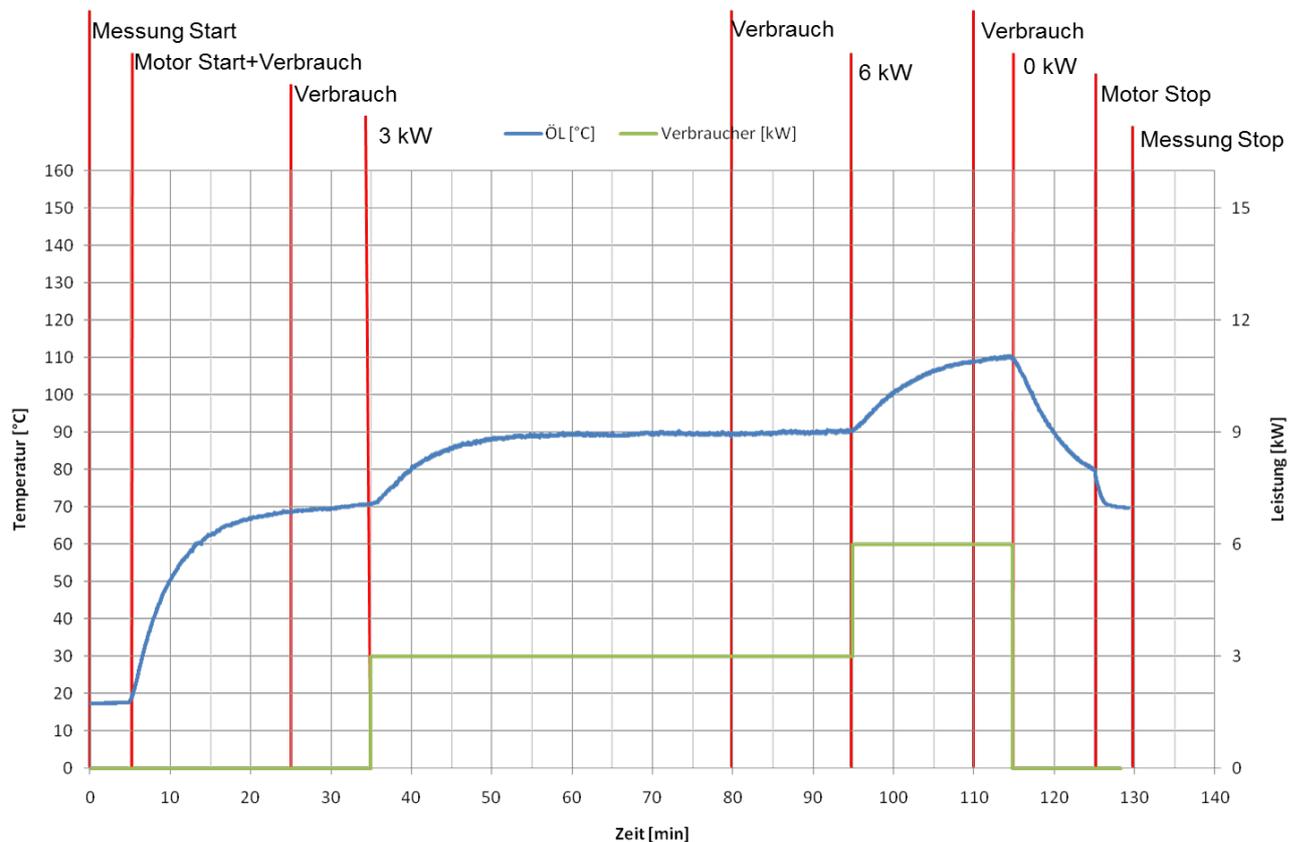


Bild 4.1 Messzyklus

Die Aufzeichnung wird gestartet. Der Motor wird jedoch erst 5 Minuten danach gestartet. Damit wird eine absichtliche Darstellung der Umgebungswerte beim Versuchsstart angestrebt. Sofort nach dem Motorstart wird der Verbrauch im kalten Zustand gemessen. Für die nächsten 30 Minuten läuft der Motor in Leerlauf bis der betriebswarme Zustand erreicht ist. Danach wird ein elektrischer Verbraucher in Form von einem Heißluftgebläse eingeschaltet. Indem die Last erst in diesem Zustand zugeschaltet wird, wird versucht den Verschleiß gering zu halten. Kurz davor wird noch der Verbrauch gemessen. Für die nächste Stunde läuft der Motor unter mittlerer Last und der Verbrauch wird nach einer Laufzeit von 80 Minuten gemessen.

Während dieser Phase wurden auch die Messpunkte für die Bestimmung des mittleren Fehlers ausgewählt. Hierfür wurden Verbrauchs- und Leistungsmessungen nach einer Laufzeit von 55, 65, 75, 80, 90 Minuten durchgeführt. Dabei wurde geachtet, dass die Kennwerte des Motors in einem Beharrung Zustand liegen. Für den Vollastbereich wird auch der zweite elektrische Verbraucher eingeschaltet. Um den Motor zu schützen, wird dieser für die letzten 10 Minuten wieder in Leerlauf geschaltet. Somit wird der Motor mit jedem Testzyklus für 2 Stunden betrieben. Durch die Festlegung der Zeitpunkte für die Verbrauchsmessung können die Werte untereinander verglichen werden und die Einflüsse der Umgebungseinflüsse minimiert werden.

4.2 Einlaufverhalten

Mit modernen Werkzeugmaschinen lassen sich sehr genau maßhaltige und glatte Oberflächen herstellen, es verbleiben jedoch immer noch kleine Unregelmäßigkeiten auf den Laufflächen der Gleitlager. Geringfügige Erhebungen arbeiten sich erst im Laufe der Zeit ab. Erst nach einiger Betriebszeit ist der Dauerzustand der Laufflächen erreicht. [4]

Ein Einlaufverhalten ist auch bei den eingesetzten Motoren zu erwarten. In Anlehnung an [13] ist der erste Ölwechsel nach 20 Betriebsstunden fällig. Beruhend auf dieser Angabe wurde die Einlaufzeit mit 20 Betriebsstunden festgesetzt. Danach sind keine Veränderungen der Kennwerte aufgrund von Einlauferscheinungen zu erwarten. Diese Versuchsreihen werden vom Studenten genutzt, um sich mit dem Messsystem vertraut zu machen. Die hier erfassten Messwerte dienen als Vergleichsbasis für den Betrieb mit alternativen Schmiermitteln.

Der Motor wurde ab Werk mit Öl gefüllt. Das Motoröl erfüllt die Anforderungen für API-Serviceklasse SJ und SAE 10W-30.

Um das Einlaufverhalten, sowie mögliche produktionsbedingte Streuungen der Motoren zu veranschaulichen, werden folgende Vergleichszustände definiert:

- V1: Agg 1 mit Agg 2 jeweils nach 20 Betriebsstunden
- V2: Agg 2 neuer Motor in Vergleich zum eingelaufenen Motor (20 Betriebsstunden)

Für den Vergleichsfall V1 soll angemerkt werden, dass keine Unterschiede in den Messwerten zu erkennen sind, welche auf produktionsbedingte Streuungen zurückzuführen sind. Vielmehr lassen sich die Unterschiede auf die verschiedenen Drehzahl-niveaus der beiden Motoren zurückführen, wie in Bild 4.2 und 4.3 beispielhaft gezeigt wird. Als Erkenntnis für die weiteren Messreihen ist darauf zu achten, dass die Drehzahl gleich der der Referenzmessung einzustellen ist.

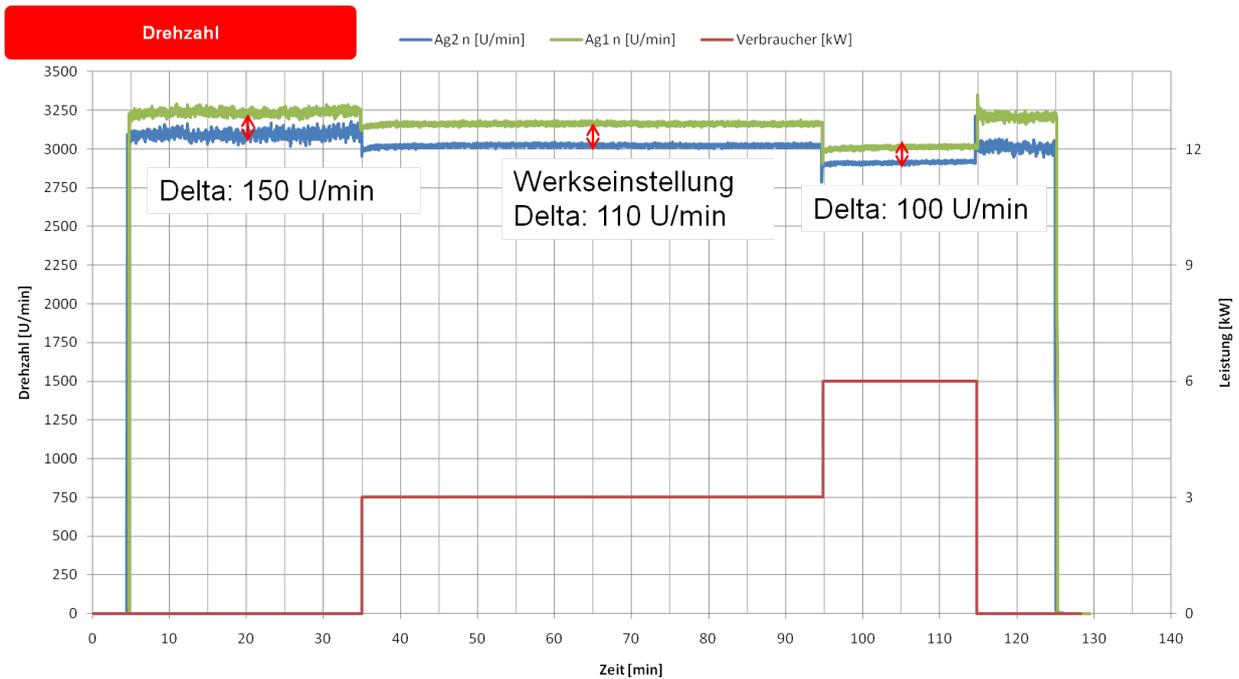


Bild 4.2 Drehzahlen für V1

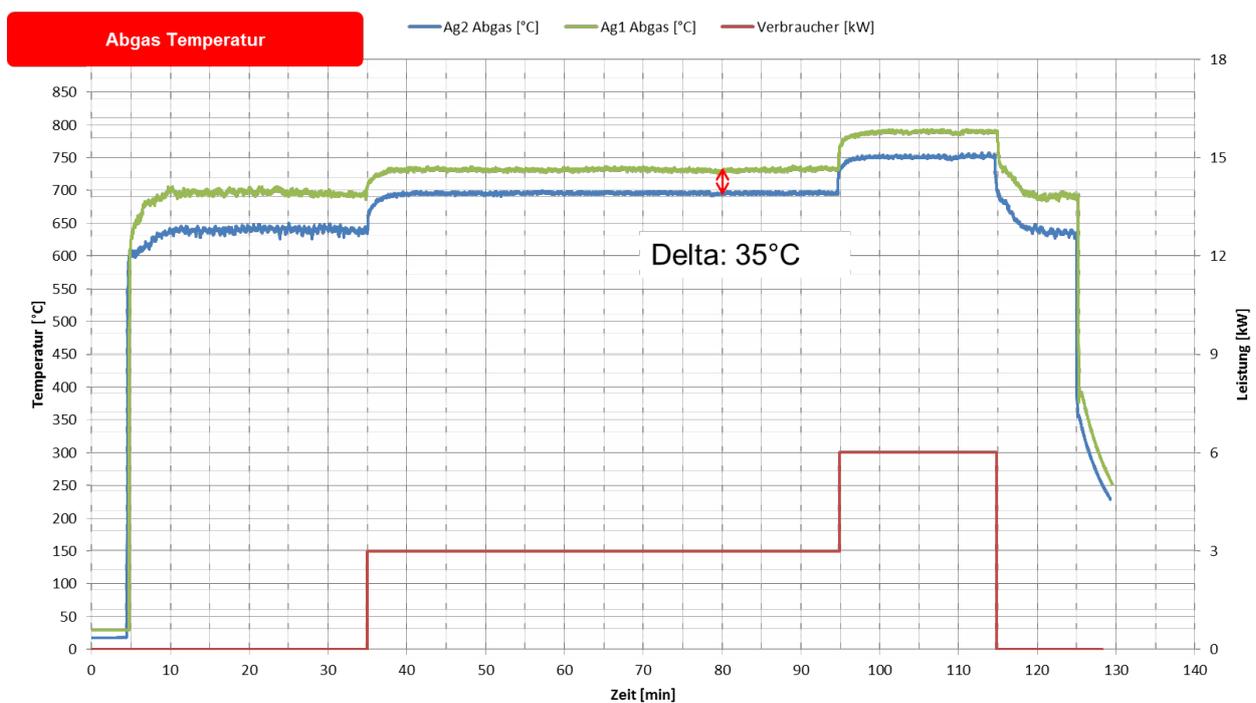


Bild 4.3 Abgas-Temperaturen für V1

Der Vergleichsfall V2 soll ein mögliches Einlaufverhalten des Verbrennungsmotors erfassen, sowie Aufschlüsse über eine Referenz für Vergleichsbetrachtungen mit dem Betrieb bei alternativem Schmiermittel geben. Hierzu wird der erste Messzyklus des fabrikneuen Aggregats mit dem Messzyklus bei 20 Betriebsstunden verglichen.

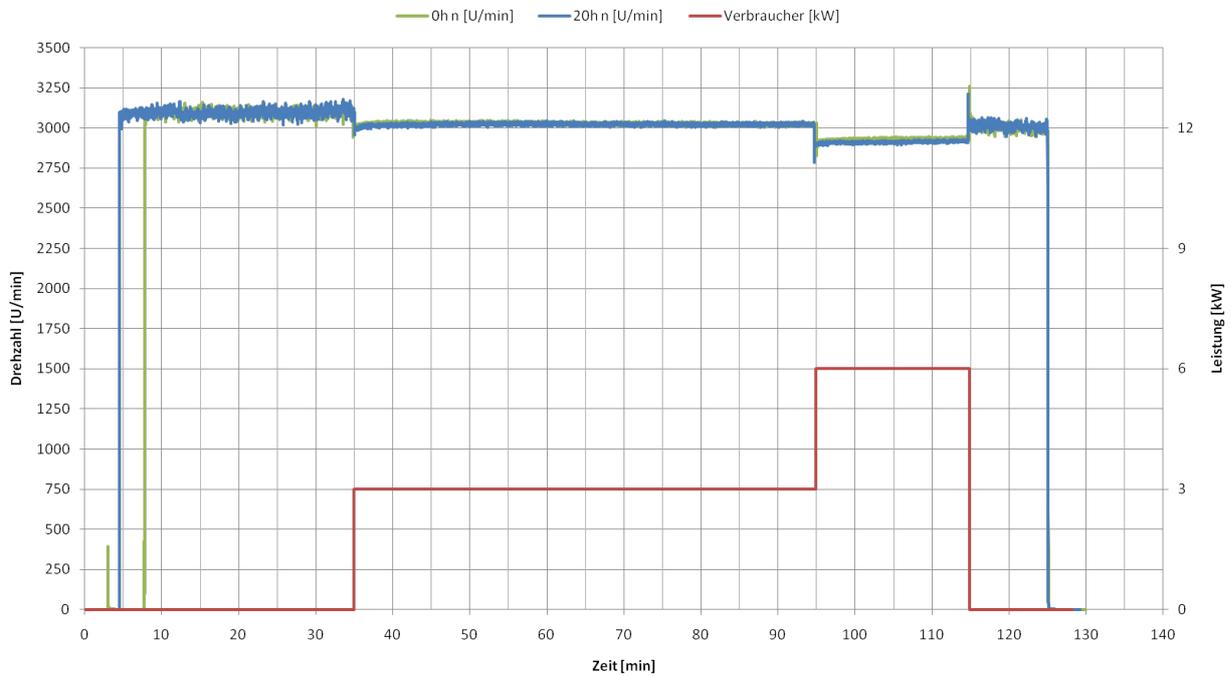


Bild 4.4 Drehzahlen für V2

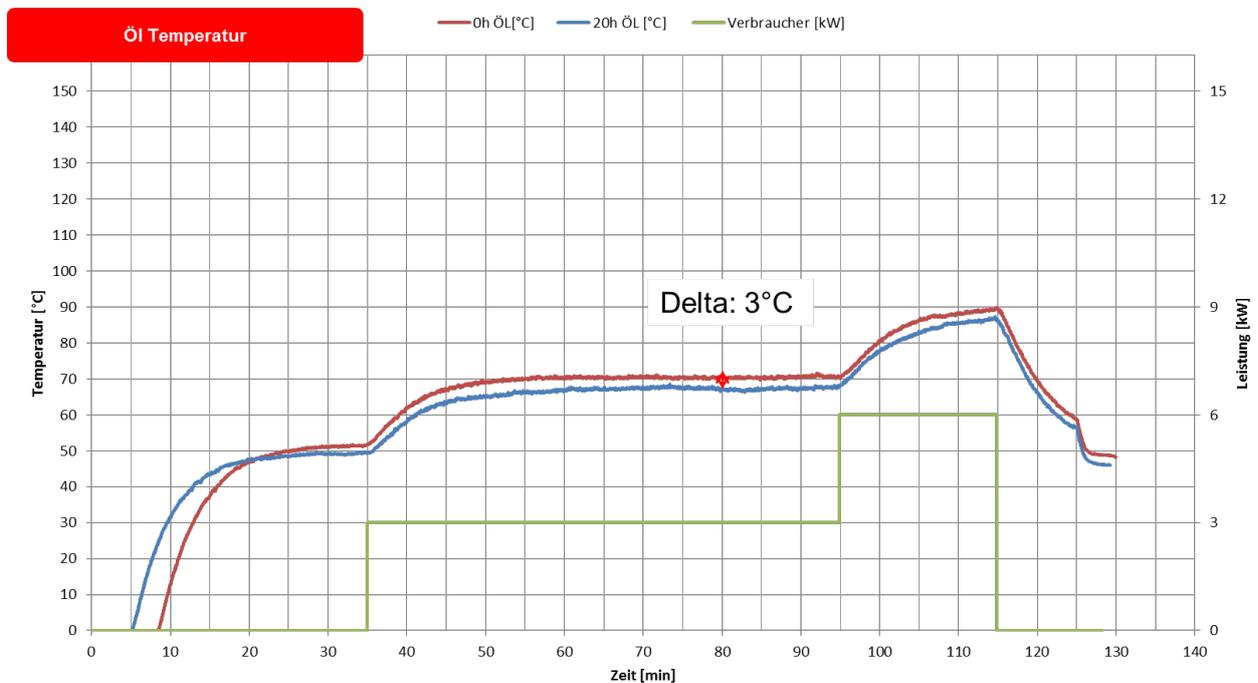


Bild 4.5 Öl-Temperaturen für V2, Umgebungstemperatur ist subtrahiert

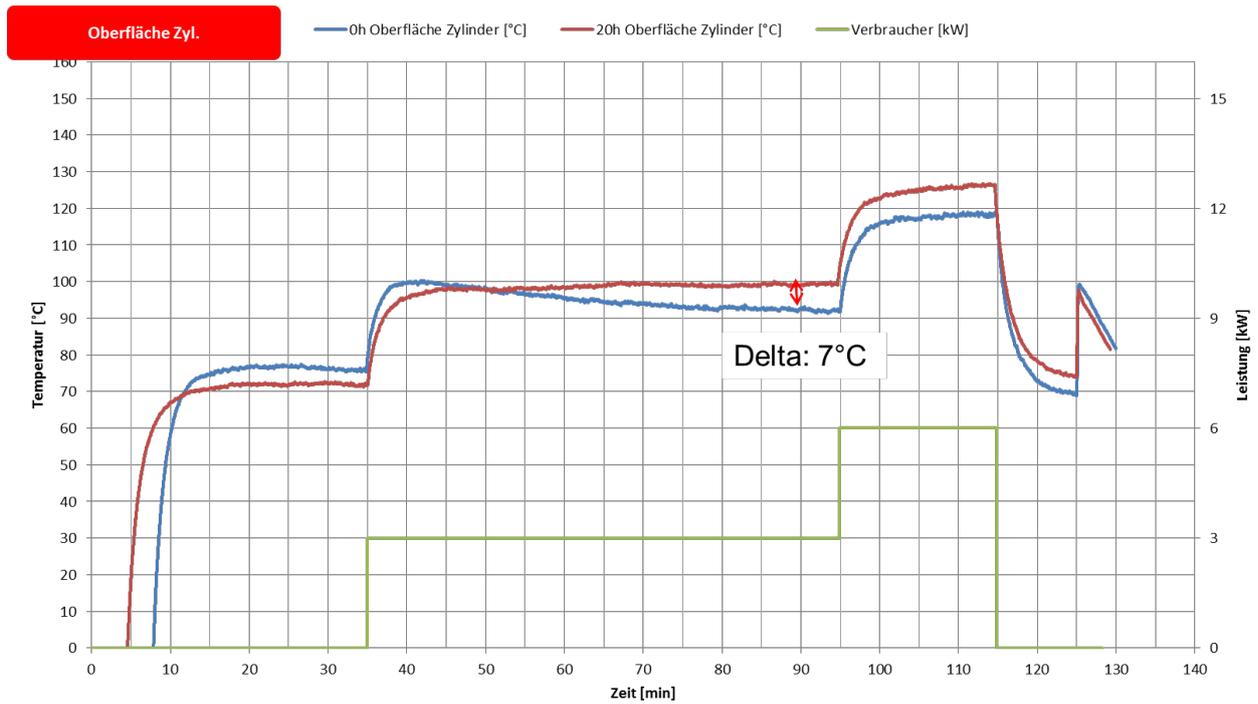


Bild 4.6 Temperaturen der Zylinder-Oberfläche für V2, Umgebungstemperatur ist subtrahiert

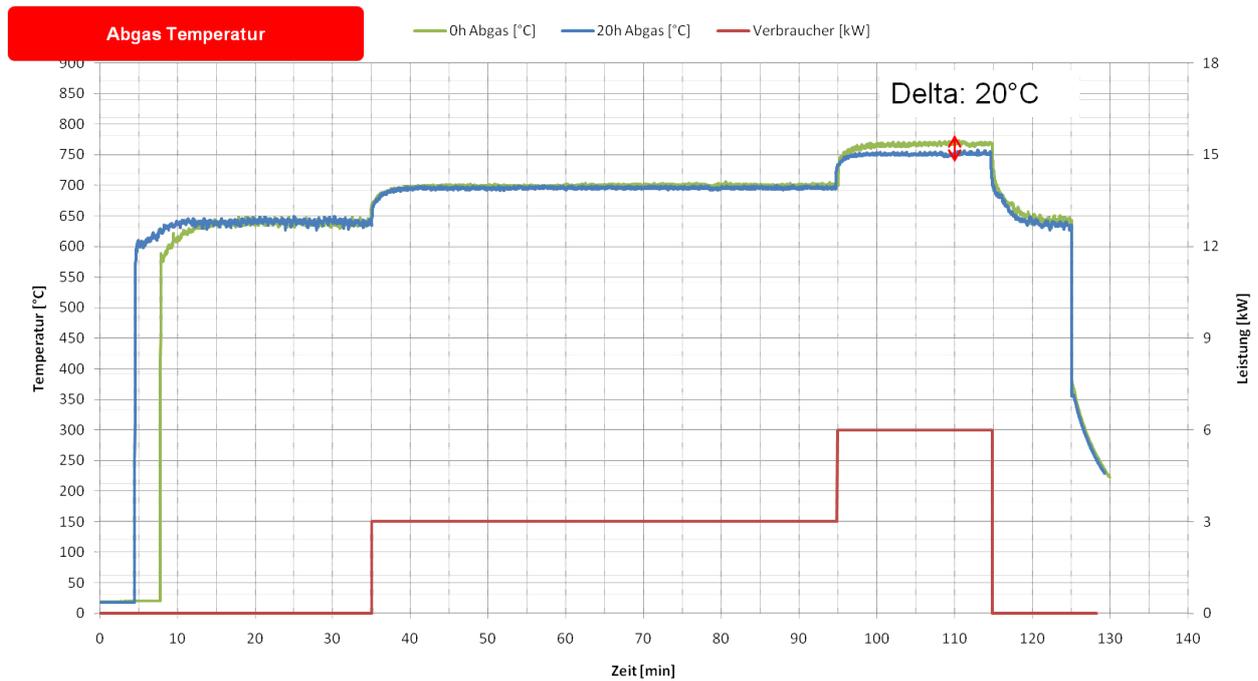


Bild 4.7 Abgas-Temperaturen für V2

Die Bilder 4.4 bis 4.7 zeigen die Diagramme der erfassten Messwerte für den Fall V2. Um die Einflüsse der Umgebung auf die Temperaturen zu minimieren wurden im Falle der Öl- und Oberflächen -Temperatur jeweils die Umgebungstemperatur subtrahiert. Bei diesen zwei Messreihen lassen sich kleine Veränderungen erkennen, welche auf mögliche Einlauferscheinungen zurückzuführen sind. Im Bild 4.6 ist eine abfallende Temperatur bei mittlerer Last zu

erkennen. Eine mögliche Erklärung für diese markante Erscheinung ist eine Veränderung der Umgebungsbedingungen.

Wie zu erwarten war, kommt es auch beim Verbrauch, Wirkungsgrad und Blow-By zu Verbesserungen der Werte über die Laufzeit von 1 bis 4%. Die Schwankungen zwischen den einzelnen Messreihen, wie auf den Bildern 4.8 bis 4.10 zu sehen sind, lassen sich durch die Messungenauigkeit der Messkette, sowie schwankende Umgebungsbedingungen erklären.

Im Anschluss kann behauptet werden, dass die betrachteten Messwerte stabil über die gesamten Messreihen sind. Daher werden die Kennwerte aus der letzten Messreihe (Agg 2, 20 Betriebsstunden) als Referenz für weitere Betrachtungen herangezogen.

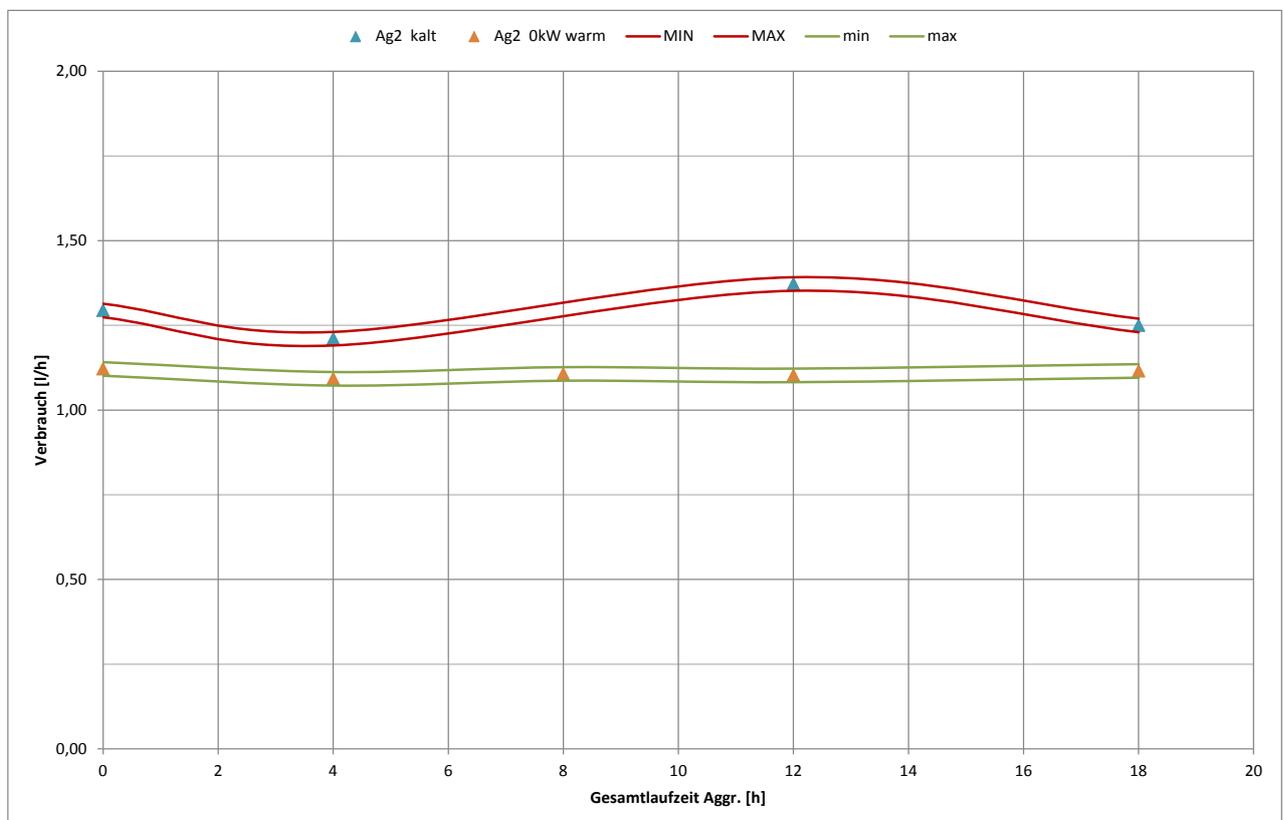


Bild 4.8 Verbrauch mit Toleranz-Bereich für V2

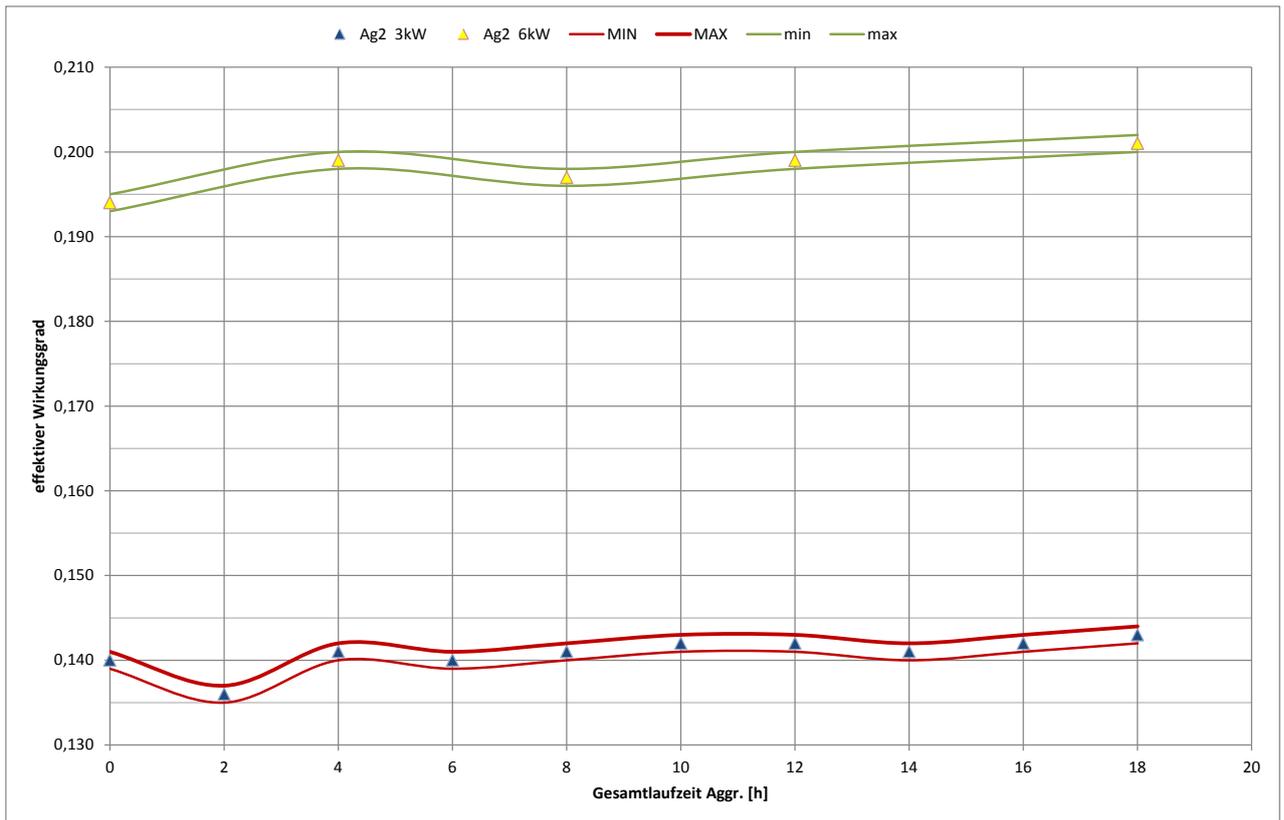


Bild 4.9 effektiver Wirkungsgrad mit Toleranz-Bereich für V2

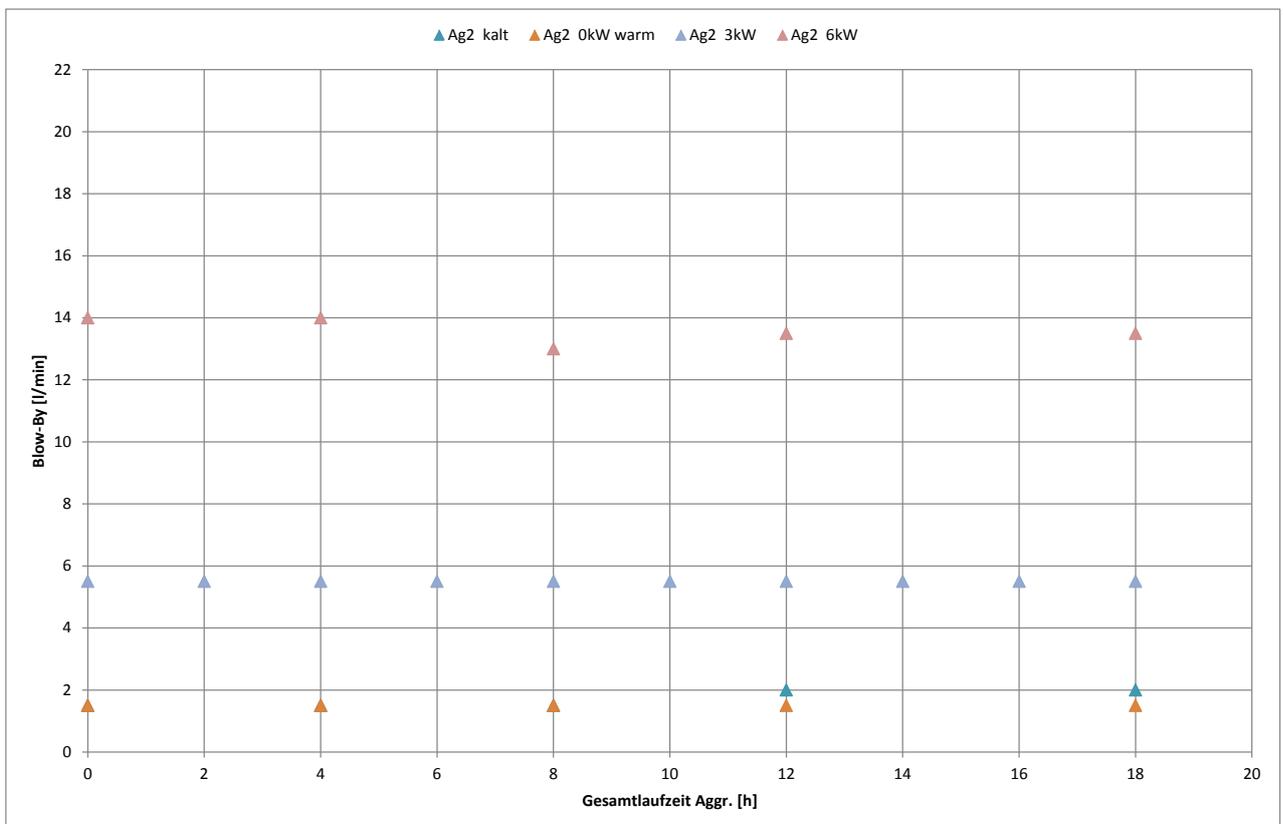


Bild 4.10 Blow-By

4.3 Zerlegung und Begutachtung

Die Auswertung der motorischen Schmierstoffprüfung findet unter folgenden Auswertemethoden statt [4]:

- Sauberkeit
- Verschleiß
- Kaltschlammispergierfähigkeit
- Korrosion

Als Maßstab für die Reinigungswirkung eines Motorenöls hat sich die Bewertung des Kolbenbildes allgemein durchgesetzt. Im Betrieb mit alternativem Schmiermittel ist eine Verfärbung des Kolbens aufgrund der Graphitanteile im Schmiermittel zu erwarten. Diese tritt aufgrund der Zusammensetzung des Schmiermittels auf, hat aber keine negativen Auswirkungen auf die Funktion des Motors. Aus diesem Grund kann dieses Kriterium nicht berücksichtigt werden.

Der Verschleiß wird durch Vermessen der Motorteile vor und nach dem Prüfstandsversuch ermittelt. Veränderungen an der Zylinderlaufbahn werden ermittelt, indem Mantellinien an verschiedenen Messpunkten aufgenommen werden. Aufgrund des zusätzlichen Zeit- und Kostenaufwandes wurde diese Methode nicht für diese Arbeit angewandt. Die Genauigkeit von Verschleißmessungen lässt sich durch die Verwendung von Radionukliden deutlich erhöhen [4]. Diese Technologie ist im Haus nicht verfügbar, deshalb wurde sie in Rahmen dieser Diplomarbeit nicht angewandt.

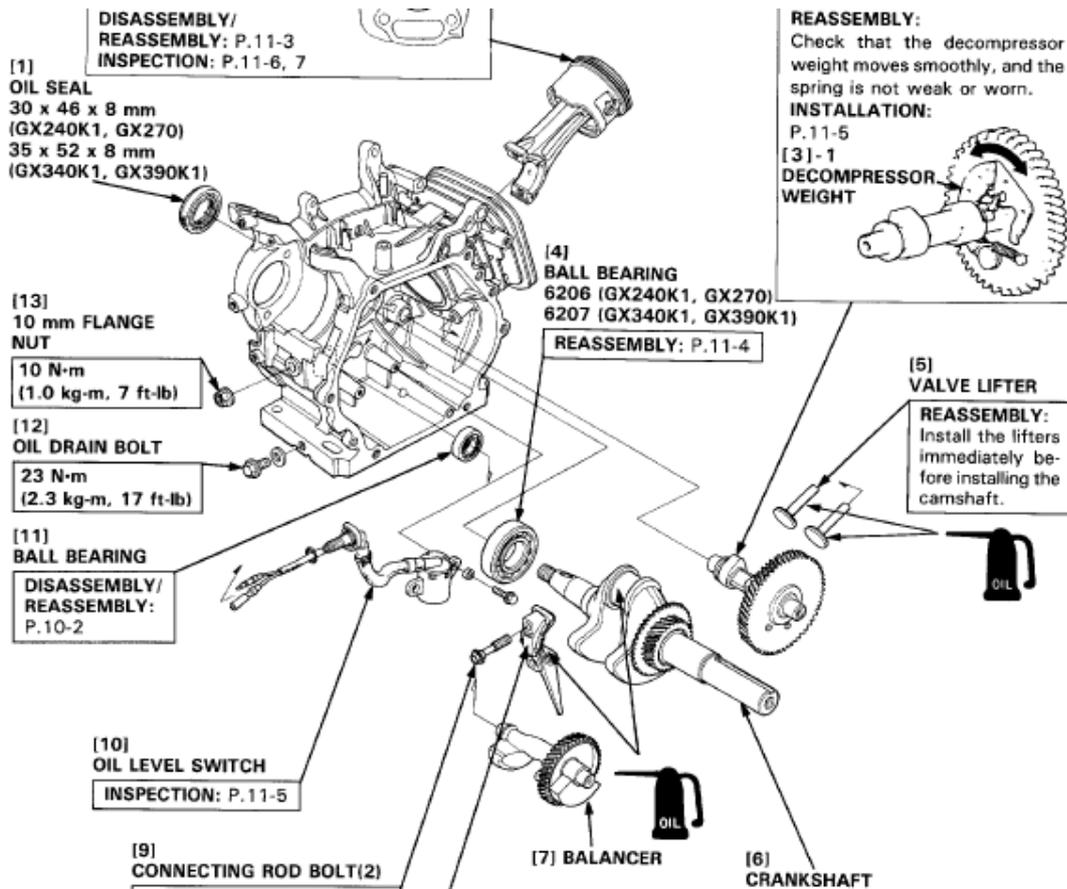


Bild 4.11 Aufbau des eingesetzten Motors [14]

Der eingesetzte Motortyp verfügt über eine Tauchschmierung, im Bild 4.11 schematisch dargestellt. An dem Pleuelstangendeckel ist ein Schöpfer angebracht, welcher ins Ölbad eintaucht und das Motoröl an die Schmierstellen verteilt. Nach einer Laufzeit von 20 Stunden werden beide Aggregate entsprechend den Anweisungen aus [14] zerlegt. Es werden 16 Messstellen für die Verschleißbetrachtung definiert. Diese setzen sich aus gemessenen und berechneten Werten zusammen, und wurden in Anlehnung an [14] mit den Werten für Sollwert und Verschleißgrenze, sowie deren Vorgehensweise, ausgewählt. In den Bildern 4.12 und 4.13 sind zwei Beispiele gezeigt.

• CYLINDER I.D.

Measure and record the cylinder I.D. at three levels in both "X" axis (perpendicular to crankshaft) and "Y" axis (parallel to crankshaft). Take the maximum reading to determine cylinder wear and taper.

	Standard	Service limit
GX240K1	73.00 mm (2.874 in)	73.17 mm (2.881 in)
GX270	77.00 mm (3.031 in)	77.17 mm (3.038 in)
GX340K1	82.00 mm (3.228 in)	82.17 mm (3.235 in)
GX390K1	88.00 mm (3.465 in)	88.17 mm (3.471 in)

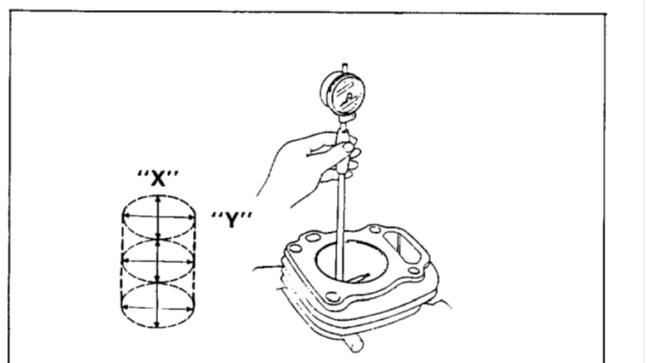


Bild 4.12 Messung Zylinder-Innendurchmesser [14]

• **PISTON SKIRT O.D.**

Measure and record the piston O.D. at a point 10 mm (0.4 in) from the bottom of the skirt and 90° to the piston pin bore.

	Standard	Service limit
GX240K1	72.985 mm (2.8734 in)	72.62 mm (2.859 in)
GX270	76.985 mm (3.0309 in)	76.85 mm (3.026 in)
GX340K1	81.985 mm (3.2277 in)	81.85 mm (3.222 in)
GX390K1	87.985 mm (3.4640 in)	87.85 mm (3.459 in)

• **PISTON-TO-CYLINDER CLEARANCE**

Standard	Service limit
0.015–0.052 mm (0.0006–0.0020 in)	0.12 mm (0.005 in)

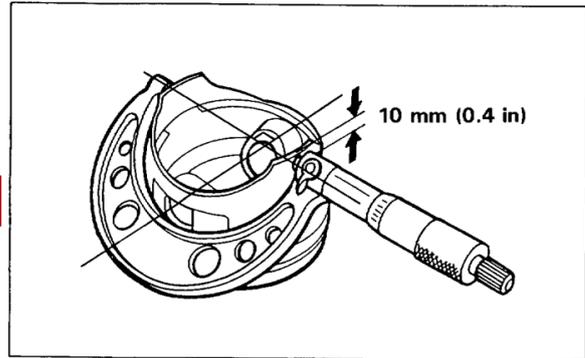


Bild 4.13 Kolben Außendurchmesser und Laufspiel des Kolbens im Zylinder [14]

Wie zu erwarten war, liegen nach der relativ kurzen Betriebszeit mit Motoröl alle Werte innerhalb der Verschleißgrenze und nahe an den Sollwerten. Die Tabelle 4.1 zeigt diese Abmessungen für das Aggregat 1.

Teil	Soll		Ist		Verschleißgrenze		Werkzeug
	IN	EX	IN	EX	IN	EX	
Ventilspiel	0,15+0,02		0,15	0,15	+0,02	+0,02	Fühlerlehre
Ventilfeder	39		38,4		37,5		Schiebelehre
Ventilsitzbeite	1,1		1,33/1,56		2		Schiebelehre
Ventilschaft AD	IN	EX	IN	EX	IN	EX	6,4 Micrometerschraube 0-25
	6,59	6,55	6,58	6,54	6,44	6,4	
Centilführungs ID	IN	EX	IN	EX	IN	EX	ID 6-12
	6,6		6,61	6,6	6,66		
Spiel zw Führung u Schaft	IN	EX	IN	EX	IN	EX	
	0,01-0,04	0,05-0,08	0,03	0,06	0,11	0,13	
Zylinder ID	88		88,012		88,17		ID 50-100
Kolbenmantel AD	87,985		87,96		87,85		Micrometerschraube 75-100
Laufspiel Kolben-Zylinder	0,015-0,052		0,052		0,12		Berechnung
Kolbenringbreite	Top	Second	Top	Second	Top	Second	Micrometerschraube 0-25
	2	2	1,17	1,17	1,75	1,75	
Kolbenbolzen AD	20		19,99		19,95		Micrometerschraube 0-25
Pleueifuss ID	36,025		36,043		36,07		ID
Kurbelzapfen AD	35,985		35,98		35,93		Micrometerschraube 25-50
Pleueifuss-Lagerspiel	0,04-0,066		0,063		0,12		
Nockenwellen-Nockenhöhen	IN	EX	IN	EX	IN	EX	Micrometerschraube 25-50
	32,40-32,80	31,89-32,29	32,63	32,11	32,25	31,75	
Nockenwellen AD	15,984		15,96		15,92		Micrometerschraube 0-25

Tabelle 4.1 Abmessungen der Motorteile für Agg 1

Bei geringer Leistungsausnutzung des Motors und häufigem Stop-and-go-Betrieb können sich Schlammablagerungen bilden. Deshalb ist eine Bewertung der Kaltschlamm-dispergierfähigkeit wichtig. Kritische Stellen im Motor stellen die Ölwanne und die Haube des Zylinderkopfes dar. [4] Häufig wird auch die Filterverschmutzung durch Wiegen der Filterpatronen ermittelt. Der überprüfte Motor ist nicht mit einem Ölfilter ausgestattet. Für die Bewertung des oben genannten Kriteriums wird nach der Zerlegung des Motors auf Ablagerungen geachtet.

Die Gefahr der Rostbildung durch saures Verbrennungswasser besteht speziell bei unterkühltem Motor bei Stop-and-go-Betrieb. Besonders gefährdet sind Lager, hydraulische Ventilstößel und die Kurbelwelle. [4] Diese Teile werden visuell auf Rosterscheinungen untersucht.

Die Zerlegung der beiden Aggregate nach dem Betrieb mit Motoröl, zeigt weder Rosterscheinungen noch Ablagerungen auf.

5 Betrieb mit alternativem Schmiermittel

Die Erkenntnisse aus den Versuchsreihen werden eingesetzt um Veränderungen an den Aggregaten durchzuführen. Bild 5.1 zeigt einen Überblick der Veränderungen, sowie die eingesetzten Versionen.

<i>Version</i>	<i>Schmiermittel</i>	<i>Veränderungen zum vorherigem Zustand</i>
Agg 1		
Agg 1	Öl	
Agg 1.1	Öl	Zerlegung und Wiederaufbau im Serienzustand
Agg 1.2	PV 28	Umstellung auf Betrieb mit alternativen Schmiermittel
Agg 1.3	PV 28	Neue Pleuelstange + Umbau auf Druckumlaufschmierung
Agg 2		
Agg 2	Öl	
Agg 2.1	PV 28 M	Umstellung auf Betrieb mit alternativen Schmiermittel
Agg 2.2	PV 28 M	Umbau des Kondensators + Gebläse
Agg 2.3	PV 28 M	Einsetzen eines größeren Gebläse

Bild 5.1 Versionen der Aggregate

Es wurde vermutet, dass sich aufgrund der Zerlegung des Motors Veränderungen in den Kennwerten ergeben könnten. Deshalb wurde das Aggregat 1 in Serienzustand aufgebaut und für zwei Messzyklen betrieben. Der Vergleich der Messergebnisse mit dem Aggregat 1 im Auslieferungszustand zeigt keine markanten Veränderungen. Deshalb wurde festgelegt, dass diese Versuchsanordnung für Aggregat 2 nicht mehr notwendig ist, und dieses nach dem Zusammenbau direkt mit alternativem Schmiermittel betrieben wird.

5.1 Umbau für den Betrieb mit alternativem Schmiermittel

Das Aggregat 1.1 wird nach dem Betrieb mit Öl gespült und für den Einsatz des alternativen Schmiermittels umgebaut. Aufgrund der Zusammensetzung des neuen Schmiermittels, im weiteren PV 28 genannt, wird vermutet, dass der Wasseranteil während des Betriebs verdunstet. Eine Kondensatrückführung von dem Kühler zum Schmiermittelsumpf wird eingebaut, wie auf dem Bild 5.2 zu sehen ist.

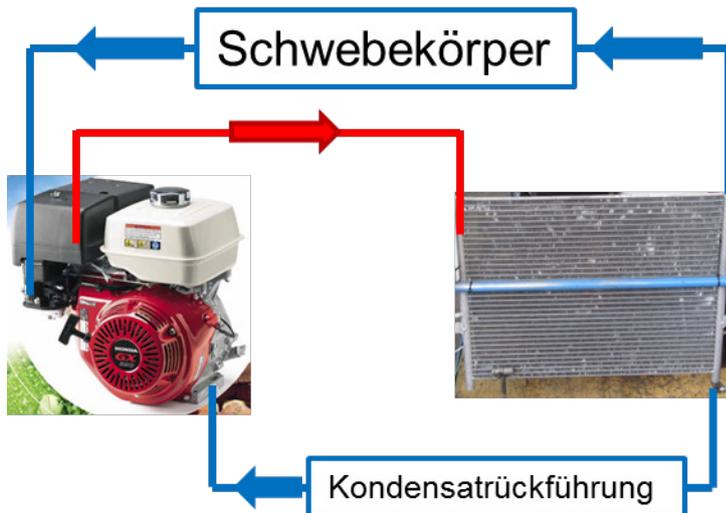


Bild 5.2 Kondensatrückführung

Der Motor wird entsprechend dem definierten Messzyklus gestartet. Nach einer Laufzeit von sieben Minuten kommt es zum Stillstand und die Kurbelwelle kann nicht mehr gedreht werden. Aufgrund der kurzen Laufzeit sind die Messwerte dieser Versuchsreihe nicht relevant, es soll an dieser Stelle aber angemerkt werden, dass diese dieselbe Tendenz wie beim Ölbetrieb zeigen.

Die Zerlegung des Aggregats zeigt markante Verschleißerscheinungen am Pleuellager sowie Kurbelwellenzapfen, wie auf den Bildern 5.3 und 5.4 zu sehen sind.



Bild 5.3 beschädigte Pleuellager

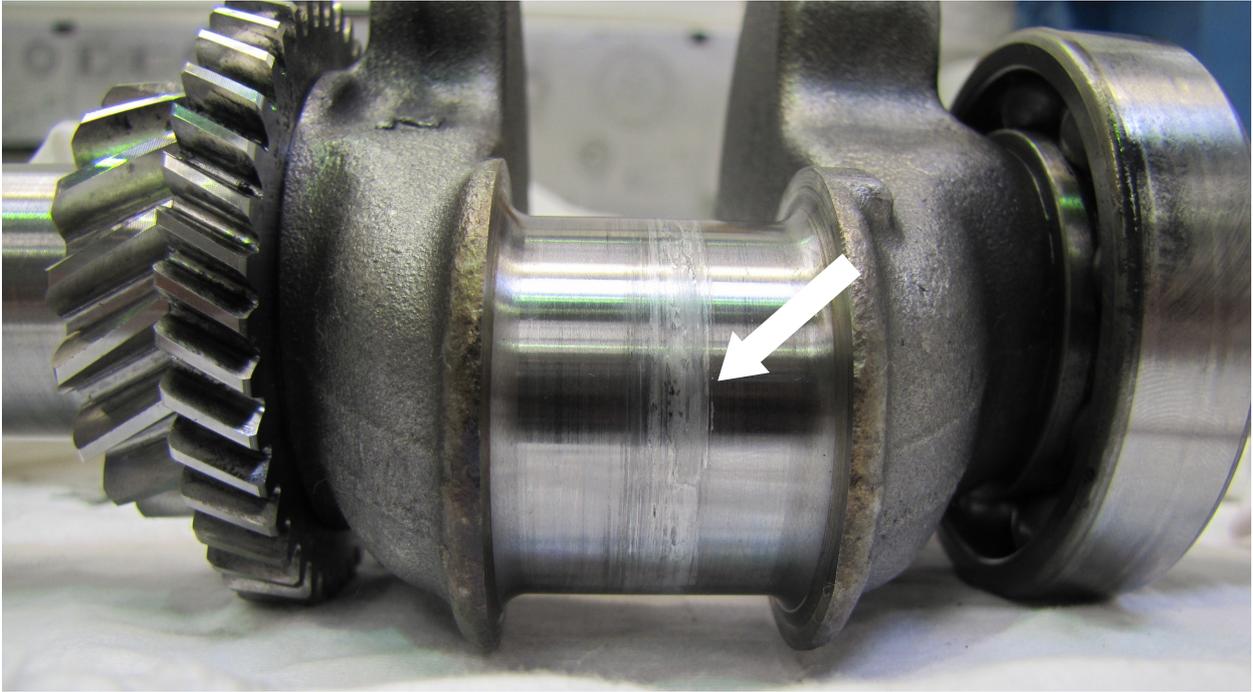


Bild 5.4 Kurbelwellenzapfen

In Anlehnung an [2] lässt dieses Schadensbild auf einen Anreiber schließen. Anlaufspuren entstehen bei metallischer Berührung zwischen Zapfen und Lager. Sie führen zu glatten Verschleißflächen, die sich durch ihren Glanz von der Umgebung abheben. Nach einer gewissen Zeit treten durch Oberflächenreaktionen Verfärbungen ein. Diese Spuren treten dort auf, wo die Lagerstelle kleinste Schmierfilmdicken aufweist, die kleiner als die Übergangsschmier-spaltweite zur Mischreibung sind.

Anreiber sind die aus Anlaufspuren hervorgehenden Erscheinungsformen des Verschleißes, im Sinne zunehmender Schädigung. Zugrunde liegt dieselbe Ursache wie bei Anlaufspuren, jedoch sind die Mischreibungseinwirkungen intensiver. Das Schadensbild ist durch glänzende Stellen verschobenen Werkstoffs gekennzeichnet. Außerdem treten Anreiber ein, wenn an den Stellen Schmutz eingebettet ist, oder an Fremdkörperriefen die Ränder ausgeworfen werden. [2]

Basierend auf dem Schadensbild wird vermutet, dass die Tauchschmierung und die Verteilung des Schmiermittels mittels Schöpfer nicht mehr ihren Zweck erfüllen, aufgrund der veränderten Viskosität des alternativen Schmiermittels in Vergleich zum Motoröl. Für die nächste Version wird das Schmiersystem auf eine Druckumlaufschmierung umgebaut. Es wird eine neue Pleuelstange eingebaut, sowie die Kurbelwelle mittels Polieren im Stand gesetzt.

Nach der Zerlegung wurden auch an der Zylinderfläche markante Erscheinungen bemerkt, wie auf dem Bild 5.5 zu sehen ist. Die Vermutung liegt nahe, dass aufgrund der hohen Temperaturen an dieser Stelle das Schmiermittel verdampft, und die Verfärbungen hervorruft.

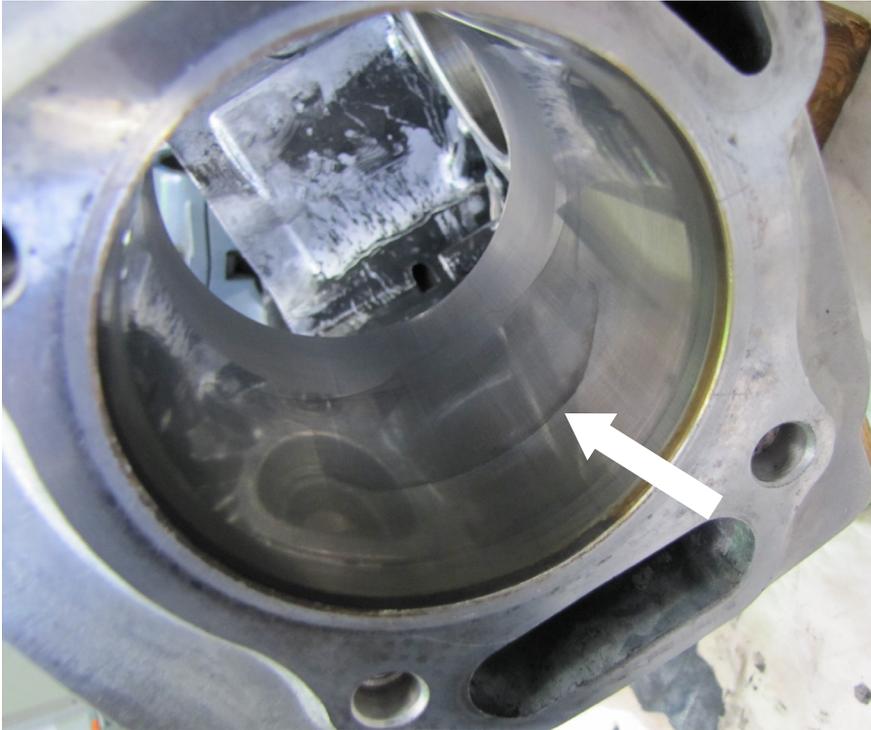


Bild 5.5 Verfärbungen an der Zylinderoberfläche

Alle anderen Teile zeigen keine, mit bloßem Auge erkennbaren, Verschleißerscheinungen auf. Der Motor wird in Stand gesetzt und durch eine externe Pumpe für die Druckumlaufschmierung ergänzt. Der Messzyklus wird gestartet, doch der Motor kommt nach einer Laufzeit von einer Minute zum Stehen und weist ein ähnliches Schadensbild wie in Version 1.2, auf. Aufgrund der kurzen Laufzeit wird auf den Aufbau des Schmiermittelsystems hier nicht näher eingegangen.

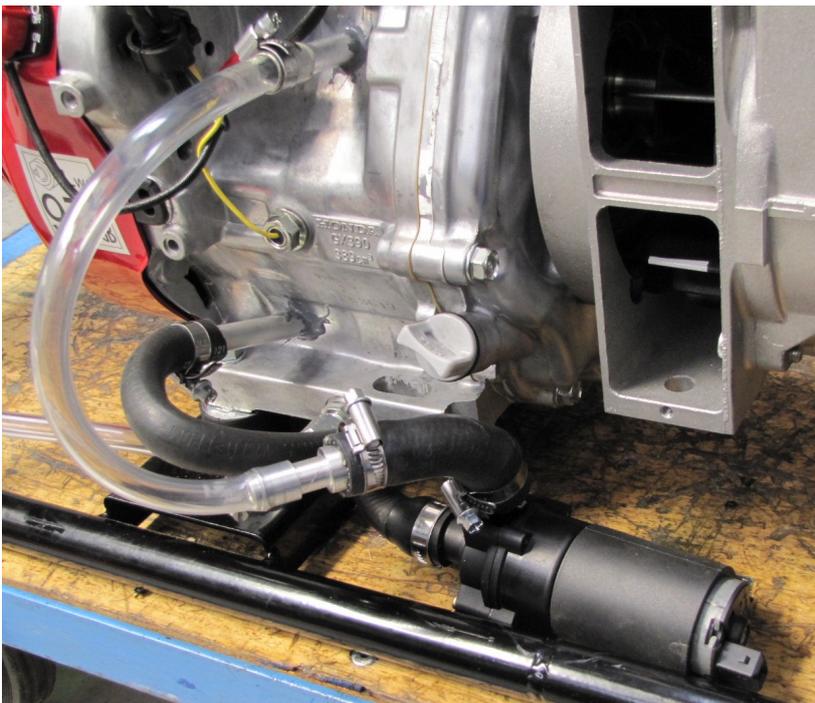


Bild 5.6 Umbauten auf Druckumlaufschmierung für Agg 1.3



Bild 5.7 Schadensbild Agg 1.3

Das Aggregat 1.2 wurde zuerst mit Motoröl betrieben, somit sind in den Lagerstellen auch nach der Spülung Reste von Motoröl geblieben. Dadurch lässt sich die längere Laufzeit dieser Version in Vergleich zum Aggregat 1.3 erklären, welches nach dem Zusammenbau nur mit PV 28 betrieben wurde. Eine Wiederinstandsetzung dieses Aggregats war nur mit großem Aufwand möglich, deshalb wurden die Versuche an Aggregat 2 weitergeführt.

Die Tragfähigkeit eines hydrodynamischen Radiallagers ist nur von dessen Geometrie und der Viskosität des Schmiermittels abhängig, wie in Kapitel 2.1 beschrieben. Das alternative Schmiermittel hat eine geringere Viskosität als das Motoröl. Für eine gleichbleibende Tragfähigkeit auch im Falle des Betriebes mit PV 28, müsste das Gleitlager zwischen Pleuelstange und Kurbelwelle verändert werden. Aufgrund des benötigten Aufwands ist dies nicht erwünscht und es wird versucht, durch eine neue Zusammensetzung des Schmiermittels das Problem in Griff zu bekommen.

Mit den vorhandenen Daten wird die kleinste Schmierfilmdicke h_0 für den Betrieb mit Öl und PV 28 berechnet. Hierfür werden die Formeln 2.3 bis 2.5, sowie 2.8 bis 2.11 eingesetzt. Da die geometrischen Abmessungen, sowie der Lastzustand und Drehzahl für beide Versionen gleich bleiben, lässt sich folgender Zusammenhang aufstellen:

$$\frac{h_{0,1.3}}{h_{0,1}} = \frac{\eta_{1.3}}{\eta_1} \quad (5.1)$$

Aus früheren Forschungsprojekten ist die Viskosität von PV 28 mit $\eta=4,5 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ bei 50°C bekannt. Laut [17] beträgt die Viskosität des eingesetzten Motoröls bei derselben Temperatur $\eta=20 \text{ mPa}\cdot\text{s}$. Somit lässt sich (5.1) berechnen:

$$\frac{h_{0,1.3}}{h_{0,1}} = \frac{4,5}{20} = 0,225 \quad (5.2)$$

Laut Bild 2.8 beträgt die kleinste zulässige Schmierfilmdicke bei einem Lagerdurchmesser von 36 mm, $h_{0,zul} = 10,8 \mu\text{m}$. Entsprechend Bild 2.6 kann die kleinste Schmierfilmdicke im besten Fall den Wert der Differenz zwischen Bohrungs- und Wellenradius einnehmen. Dies bedeutet für den Betrieb mit Öl $h_{0,1} = 31,5 \mu\text{m}$. Es sei aber angemerkt dass, dieser Wert in der Praxis nie erreicht wird. Mit dem Verhältnis aus 5.2 ergibt sich ein Wert für die kleinste Schmierfilmdicke bei dem Betrieb mit PV 28 von $h_{0,13} = 7,08 \mu\text{m}$. Das lässt darauf schließen, dass in diesem Betriebszustand Mischreibung herrscht. Damit lässt sich die metallische Berührung und in weiterer Folge der Anreißer zwischen den Pleuellagerzapfen und Pleuellager erklären.

Die Erkenntnisse aus dem Betrieb des Aggregats 1 mit alternativem Schmiermittel wurden an Herrn Ing. Mayr übermittelt. Beruhend auf diesen wurde ein neues Schmiermittel gemischt, welches die Bezeichnung PV 28 M erhielt.

Das Aggregat 2.1 wird mit einer Kondensatrückführung aufgebaut, mit PV 28 M befüllt und entsprechend dem Messzyklus in Betrieb genommen. Dabei wird das Drehzahlniveau nachge-regelt, damit es dem des Agg 2 entspricht. Bei der Vollastphase wird Wasserdampf auf der Rückföhrleitung des Blow-Bys entdeckt, sowie Verlust an Schmiermittel im Sumpf. Als Gegenmaßnahme wird im ersten Schritt der Rücklauf des Blow-By Gases an einer kälteren Stelle des Kondensators verlegt, sowie die Position des Kondensators auf dem Prüfstandswagen erhöht. Bild 5.7 zeigt den neuen Aufbau die als Version 2.2 umbenannt wurde.

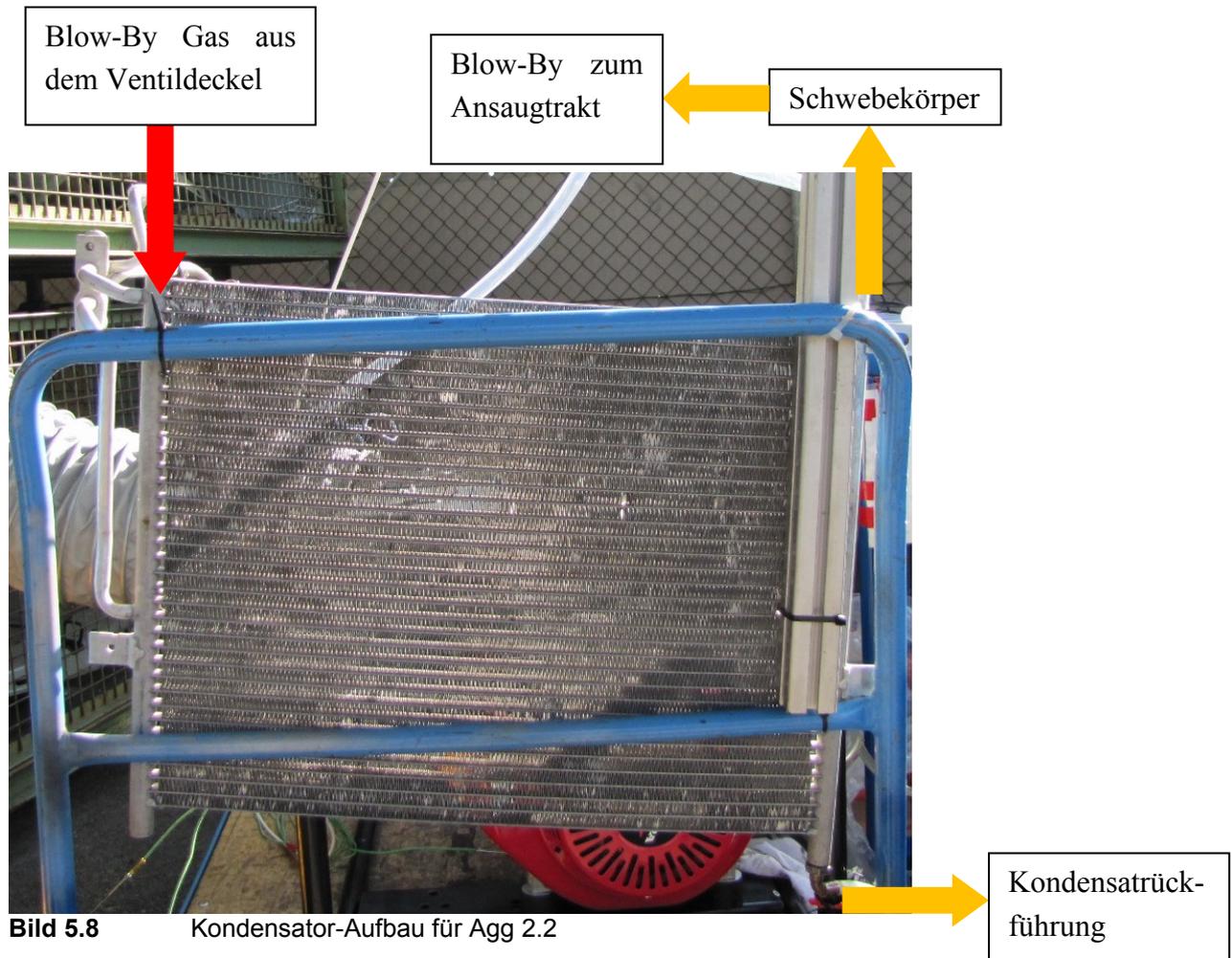


Bild 5.8 Kondensator-Aufbau für Agg 2.2

Die hohen Temperaturen unter Volllast bewirken ein Verdampfen des PV 28 M. Dieser Dampf gelangt zusammen mit dem Blow-By über den Ventildeckel in den Kondensator. Ein Teil wird hier kondensiert und dem Schmiermittelsumpf zugeführt. Der andere Teil geht dem Schmiersystem verloren, indem dieser durch die Blow-By Rückführung in den Ansaugtrakt gelangt. Die Zusammensetzung des Verlustteils ist nicht bekannt und kann mit der zur Verfügung stehenden Technik nicht bestimmt werden.

Es wird angenommen, dass sehr geringe Schmieranteile verdampfen. Deshalb wird nach jeder Versuchsreihe nachgefüllt. Anfangs wird PV 28 M mit Grafitanteilen nachgefüllt, ca. 0,8 l. Nach dem Umbau auf die Version 2.2 wird ein Fluid ohne Grafit als Nachfüllvolumen eingesetzt, insgesamt ca. 1,6 l. Ab einer Laufzeit des Aggregats von 30 Stunden wird das Fluid mit dem PV 28 M vermischt und als Nachfüllmittel eingesetzt. Dabei wurden etwa 3,8 l Gemisch verbraucht. Im Laufe der Versuchsreihen wird eine Verdickung des Schmiermittels im Sumpf festgestellt, deshalb wird ab einer Betriebszeit von 66 Stunden nur mehr destilliertes Wasser eingefüllt, insgesamt ca. 1,2 l. Betrachtet man die Gesamtlaufzeit des Aggregats von 80 Stunden wurden 7,4 l nachgefüllt. Eine Zunahme des Grafitanteils im Schmiermittel und die Folgeschäden werden in Kapitel 6.2 besprochen.

Das Nachfüllvolumen wird nach jedem Messzyklus bestimmt. Dabei wird entsprechend den Anweisungen in [13] bis zur Unterkante der Öleinfüllöffnung eingefüllt, wie auf dem Bild 5.9 zu sehen ist. Das Nachfüllvolumen wird mittels eines Messzylinders aufgezeichnet, Bild 5.10.

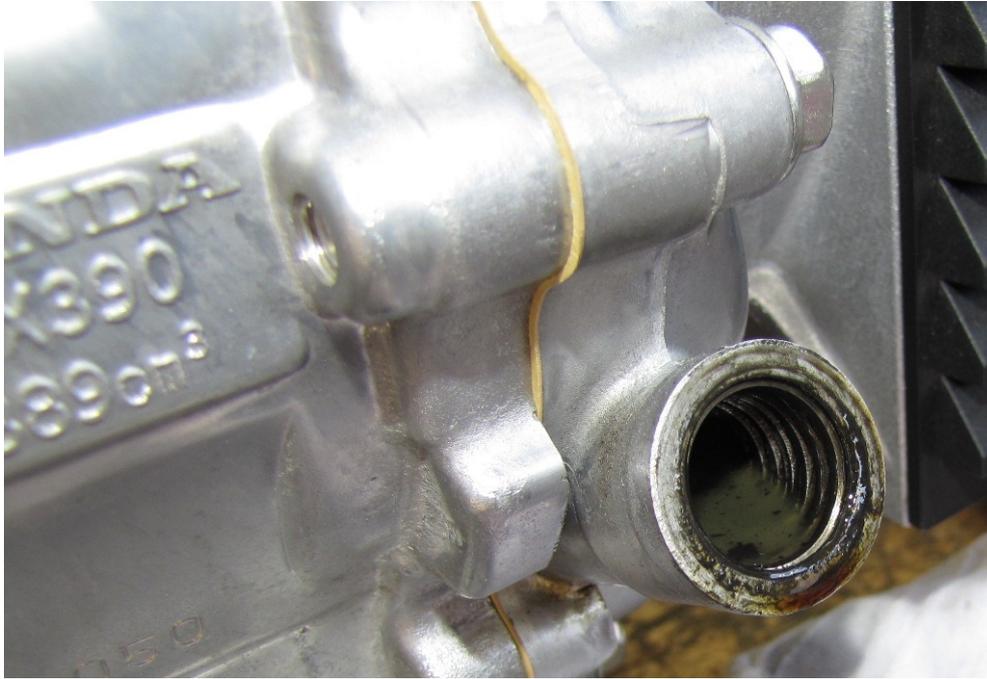


Bild 5.9 Schmiermittel-Pegel



Bild 5.10 Messzylinder

5.2 Versuchsdurchführung

Das Aggregat 2.1 wird für 3 Messzyklen eingesetzt. Dabei wird die Drehzahl nachgeregelt, damit es den Messreihen von Aggregat 2 entspricht. Somit wird eine Vergleichbarkeit der Messwerte gewährleistet. Aufgrund der beschriebenen Schmiermittelverluste wird der Kondensator auf die Version 2.2 umgebaut. Nach einer Laufzeit von 14 Stunden, welche 7 Messzyklen entsprechen, wird das Nachfüllvolumen aufgezeichnet. Bei der ersten Messung wurden 300 ml Fluid nachgefüllt, wobei die Gesamtfüllmenge an Schmiermittel 1100 ml beträgt. Aufgrund dieses hohen Verlustanteils, wird ein Gebläse für die Abkühlung des Kondensators eingesetzt, wie in Bild 5.11 zu sehen ist. Mit dieser Maßnahme wurde das Nachfüllvolumen auf 250 ml pro Versuchsreihe reduziert. Die vier, vom Aggregat 2.2, aufgezeichneten Messreihen werden für Vergleichsbetrachtungen herangezogen. Die ersten Messreihen sind nicht relevant aufgrund der unterschiedlichen Drehzahl-niveaus, sowie des hohen Schmiermittelverlustes.

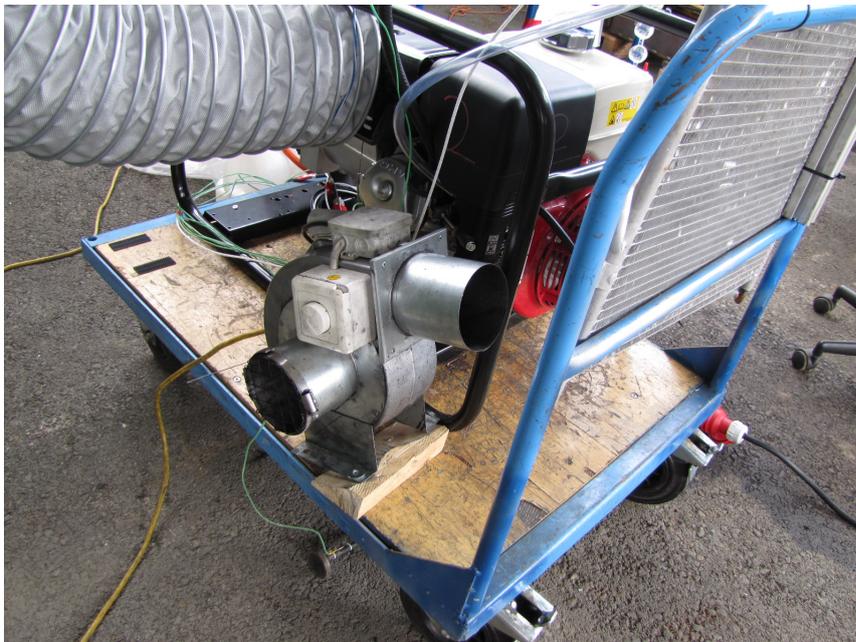


Bild 5.11 Gebläse für den Kondensator

Nach einer Betriebszeit von 20 Stunden mit alternativem Schmiermittel wurden keine Verschleißerscheinungen beobachtet und die gemessenen Kennwerte sind stabil. Deshalb wird das Aggregat für eine Dauerlaufbetrachtung, bis zu einer Gesamtlaufzeit von 100 Stunden, eingesetzt. Der Motor wird bei einer konstanten Last von 3 kW für zwei Stunden betrieben. Danach werden Fluid und Kraftstoff nachgefüllt. Nach jeweils 10 Betriebsstunden wird ein Messzyklus mit Aufzeichnung der Messwerte durchgeführt.

Vor dem Start des Dauerlaufs wurde ein größeres Gebläse eingesetzt. Damit gelingt es, das Nachfüllvolumen im Durchschnitt auf 170 ml pro Messzyklus zu reduzieren. Aufgrund dieser Reduzierung wird das Aggregat für 5 Stunden unter einer Last von 3 kW betrieben. Danach

werden 600 ml Fluid nachgefüllt. Dies lässt auf eine Mangelschmierung während diesem Lauf schließen. Auf etwaige Schäden ist bei der Zerlegung des Motors zu achten. Das Nachfüllintervall wird wieder auf 2 Betriebsstunden angesetzt.

Das zur Verfügung stehende Fluid reicht nicht für die angesetzten Betriebsstunden aus. Deshalb wird dieses mit dem noch verfügbaren PV 28 M mit Grafitanteile vermischt. Ab einer Laufzeit des Aggregats von 30 Stunden wird dieses Gemisch für die Nachfüllung benützt. Der Einfluss dieser Umstellung ist nicht bekannt, deshalb werden die Messreihen des Dauerlaufversuchs in Rahmen dieser Arbeit nicht mit der des Betriebes mit Motoröl verglichen.



Bild 5.12 Gebläse für Agg 2.3

Nach einer Laufzeit von 80 Stunden wurden Schmiermittelspuren auf dem Kurbelwellendeckel entdeckt, was auf einen Dichtungsschaden schließen lässt. Aus diesem Grund wurden die Versuche zu diesem Zeitpunkt abgebrochen und das Aggregat zerlegt.

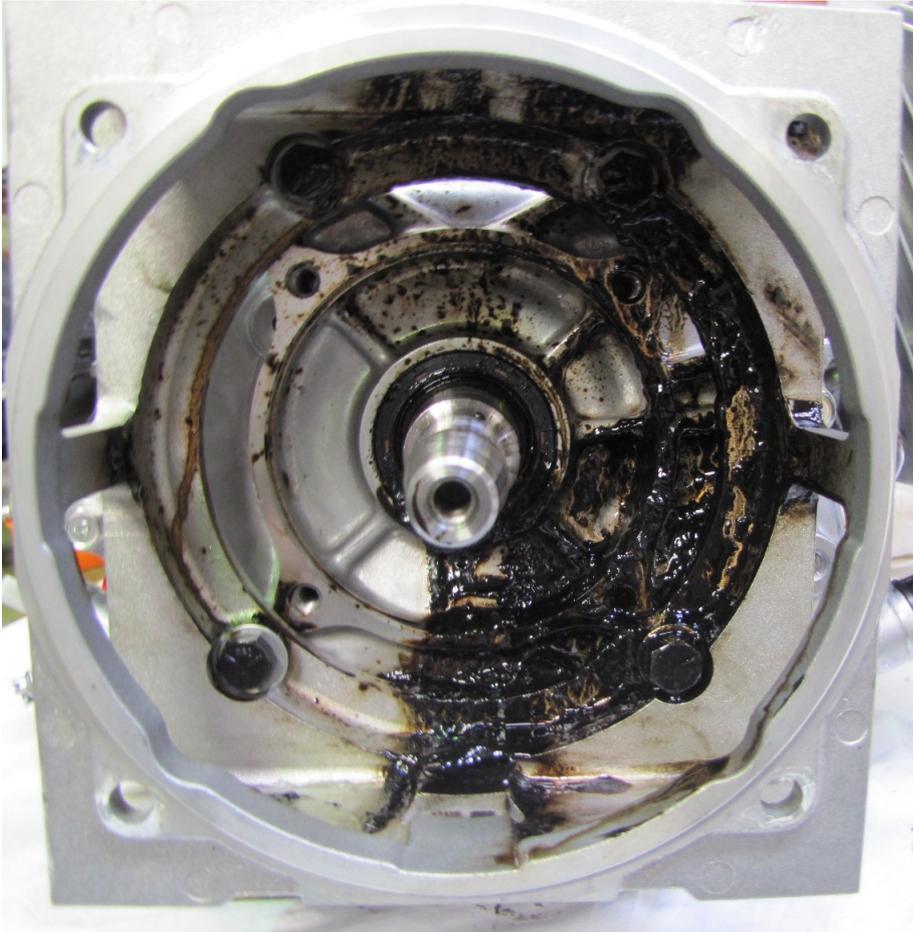


Bild 5.13 Schmiermittelspuren auf dem Kurbelwellendeckel

6 Analyse der Ergebnisse

6.1 Vergleichsbetrachtungen

Die Bewertung des eingesetzten Schmiermittels beruht auf einem Vergleich der Messwerte mit denen des Ölbetriebes, sowie auf den Auswertemethoden aus Kapitel 4.4. Für die Vergleichsbetrachtung werden die Messreihen des Agg 2 und Agg 2.2 nach jeweils 20 Betriebsstunden herangezogen.

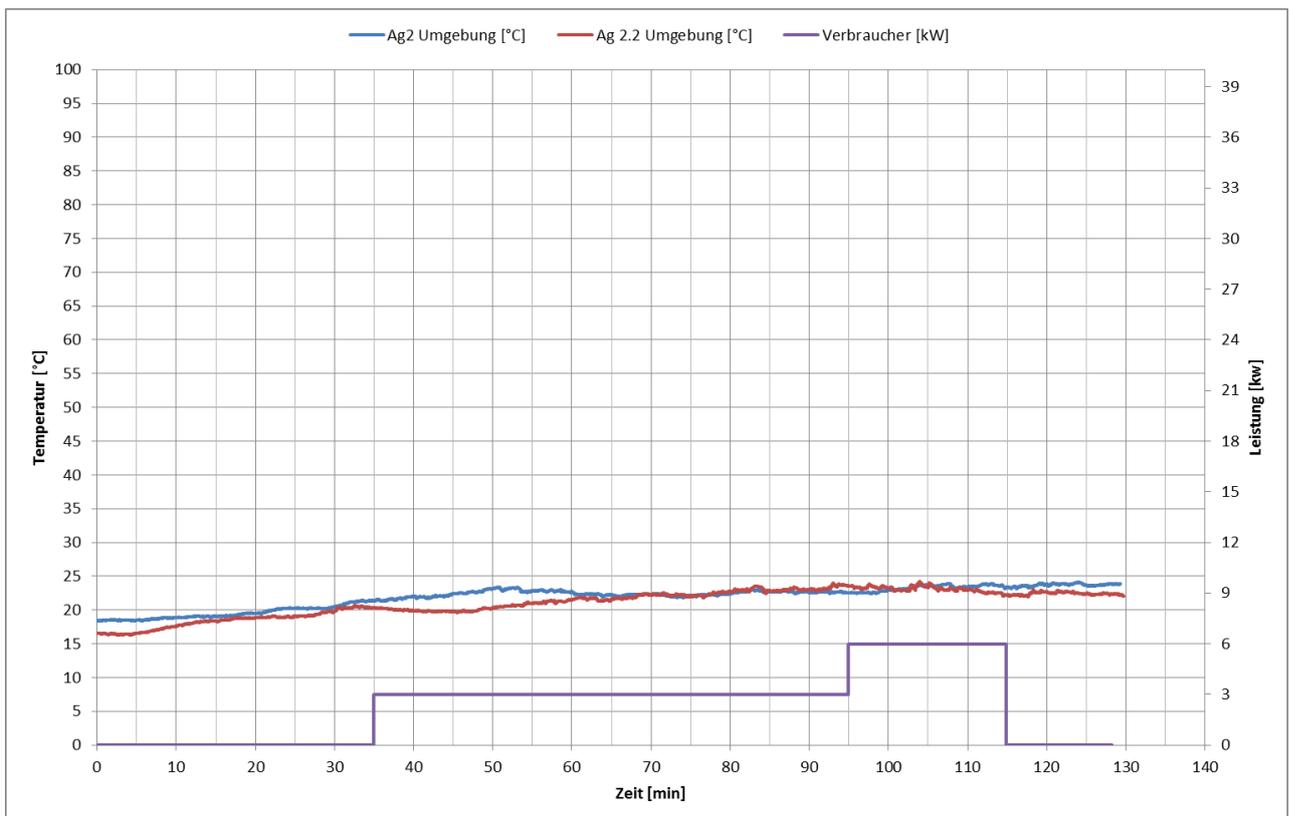


Bild 6.1 Umgebungstemperatur

Die Umgebungstemperatur liegt bei beiden Versuchsreihen im selben Bereich, wobei die Anfangstemperatur des Agg 2 um 3°C höher liegt. Dies beeinflusst die anderen betrachteten Messwerte. Bild 6.2 zeigt die Temperaturniveaus des Blow-By Gases vor dem Kondensator. Dabei lässt sich besonders im Fall von Agg 2.2 eine lastabhängige Temperatursteigerung bemerken. Dies lässt sich durch das Entweichen des verdampften PV 28 M erklären.

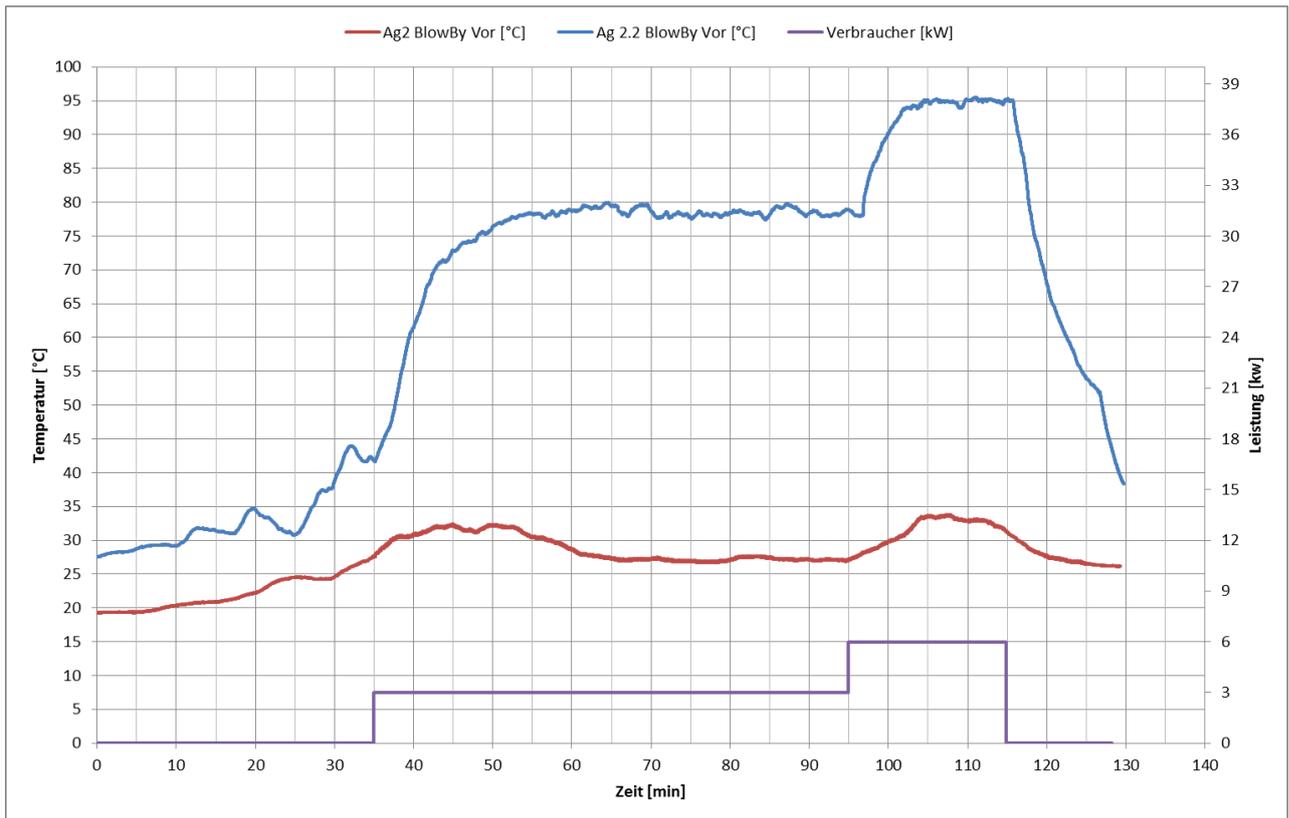


Bild 6.2 Blow-By Temperatur vor dem Kondensator

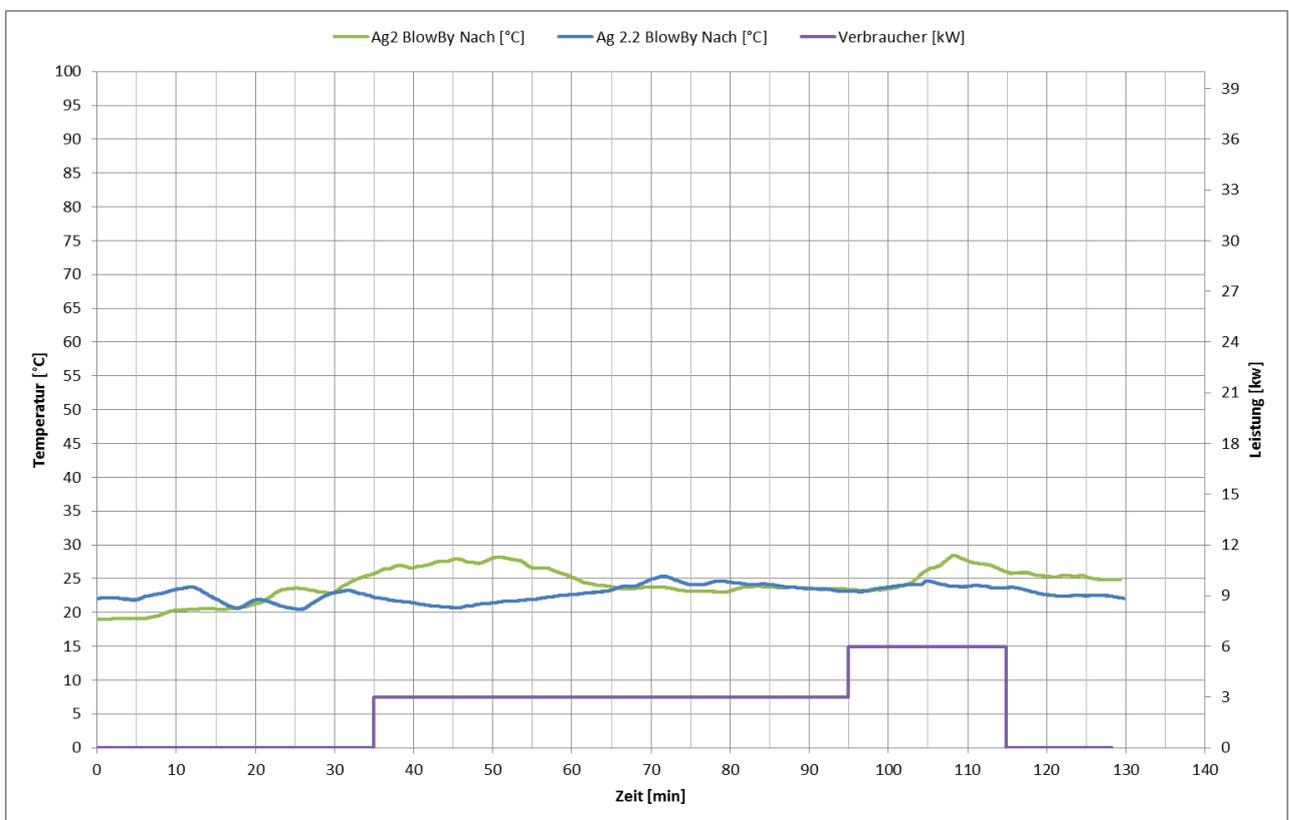


Bild 6.3 Blow-By Temperatur nach dem Kondensator

Die Temperaturen nach dem Kondensator liegen weitgehend auf dem Niveau der Umgebungstemperatur. Die leichten Abweichungen lassen sich durch äußere Einflüsse wie Sonneneinstrahlung begründen.

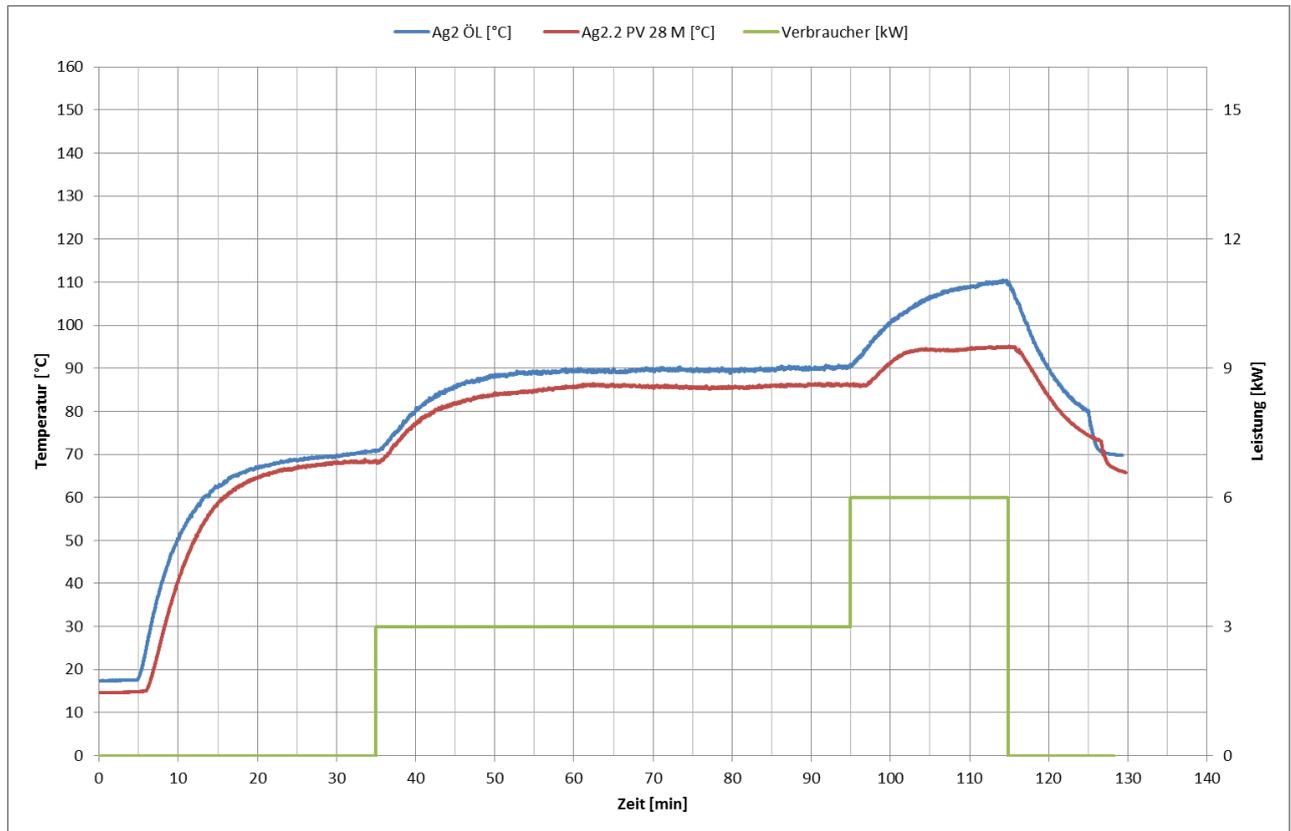


Bild 6.4 Schmiermittel-Temperatur

Bild 6.4 zeigt den Verlauf der Temperaturen im Schmiermittelsumpf. Die anfangs um 3°C höhere Öltemperatur lässt sich auch auf den Leerlauf und den Bereich des 3 kW Bereichs übertragen. Wird die Umgebungstemperatur von der des Schmiermittels subtrahiert, so liegen diese in den beiden Bereichen auf gleicher Höhe. Im Volllastbereich erreicht das PV 28 M die Siedetemperatur von 94°C. Deshalb bleibt die aufgezeichnete Temperatur in diesem Bereich konstant. Erwartungsgemäß tritt beim Motoröl keine Verdampfung auf, weshalb die Temperatur stetig steigt und einen Wert von 110°C erreicht.

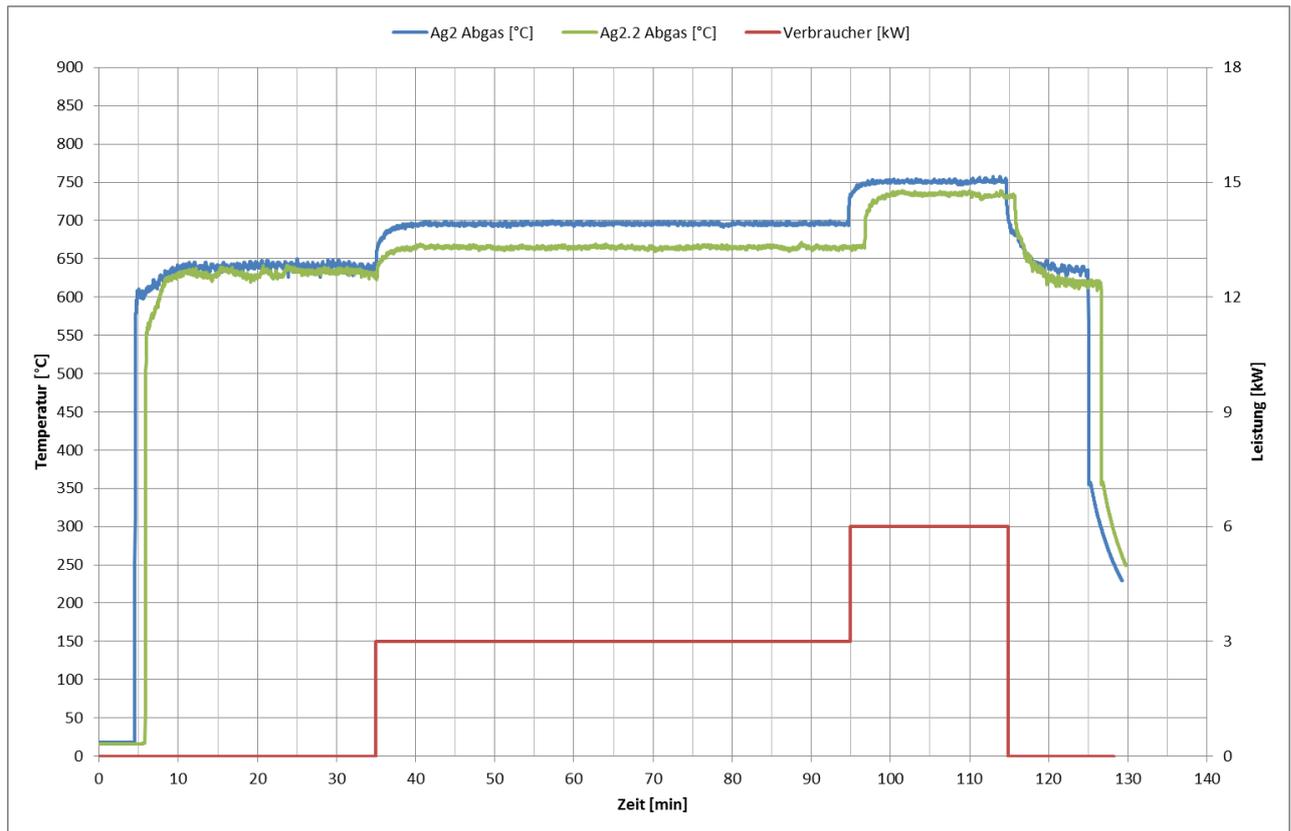


Bild 6.5 Abgas-Temperaturen

Schmiermitteldampf im Ansaugtakt und somit auch in der Brennkammer beeinflusst die Abgastemperatur. Wie in Bild 6.5 zu sehen ist, stellt sich im Falle des Agg 2.2 im Bereich von 3 und 6 kW ein niedrigeres Temperaturniveau ein.

Eine Vergleichsbetrachtung der Temperaturen auf der Zylinderoberfläche gestaltet sich schwierig, wie in Kapitel 3.2 beschrieben. Hierfür wurde die Position des Sensors im Falle der Messreihen von Agg 2.2 variiert und mit der Referenz von Agg 2 verglichen. In Bild 6.6 ist zu sehen, dass alle drei Messreihen des Agg 2.2 unter dem Temperaturniveau des Agg 2 liegen. Dies ist auf eine bessere Kühlwirkung des alternativen Schmiermittels zurückzuführen.

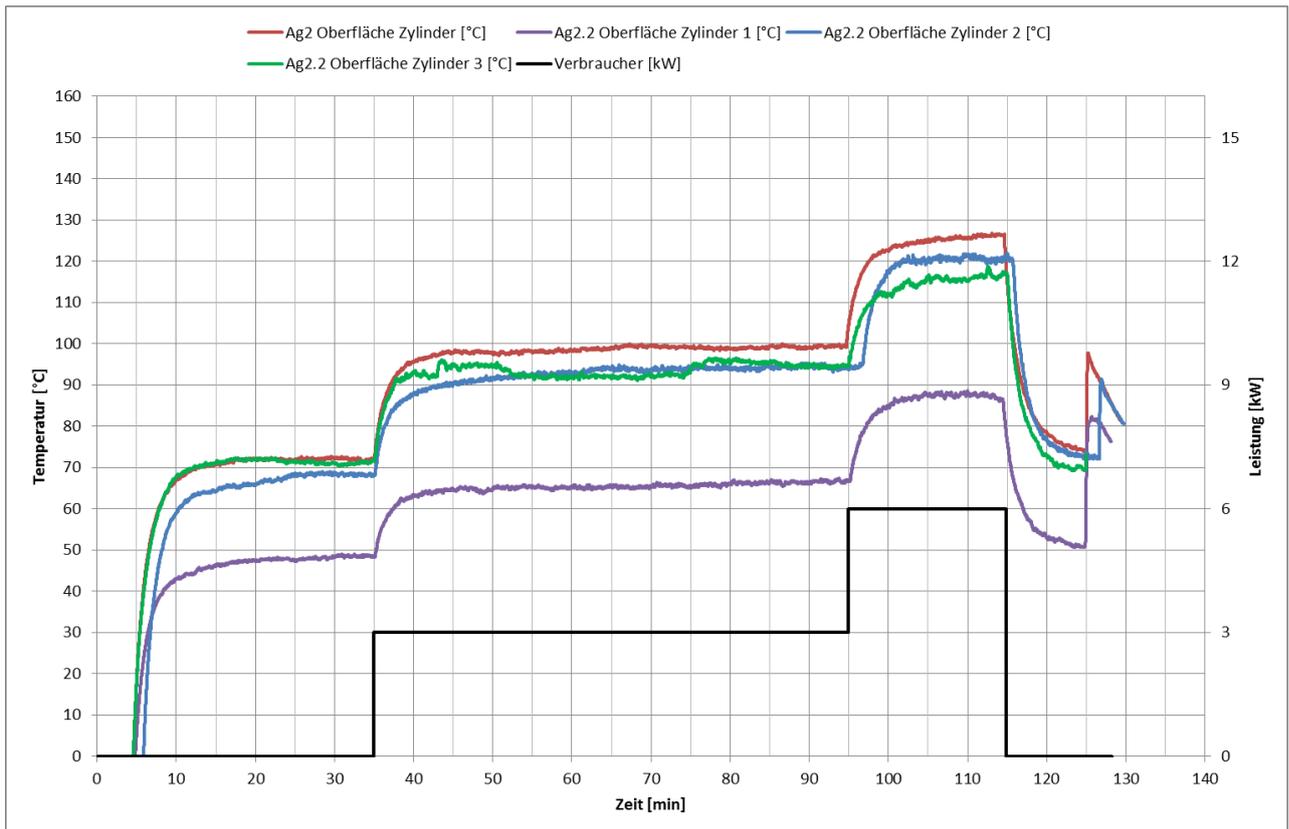


Bild 6.6 Temperaturen der Zylinder-Oberfläche, Umgebungstemperatur ist subtrahiert

Die Vergleichsbetrachtung der Verbräuche und Wirkungsgrade wird basierend auf den arithmetischen Mittelwerten aller Messreihen von Agg 2 und Agg 2.2 betrachtet. Die Tabellen 6.1 bis 6.4 zeigen die Ergebnisse dieses Vergleichs, wobei auch der mittlere Fehler der Messergebnisse berücksichtigt wird, entsprechend den Berechnungen in Kapitel 3.4.

Gemittelter Verbrauch (l/h)			
Aggregat	Schmiermittel	Kaltstart 0 kW	0 kW Warm
2	Öl	1,28	1,11
2.2	PV 28 M	1,17	1,12
Unterschiede (%)			
		-9,76	1,11

Tabelle 6.1 Vergleichsbetrachtungen der Verbräuche, berechnete Werte

Gemittelter Verbrauch (l/h) - Toleranzband					
Aggregat	Schmiermittel	Kaltstart 0 kW		0 kW Warm	
2	Öl	1,26	1,30	1,09	1,13
2.2	PV 28 M	1,15	1,19	1,10	1,14
Unterschiede (%)					
	Min/Max	-6,22	-13,41	-2,50	4,60

Tabelle 6.2 Streuung der Verbräuche entsprechend des mittleren Fehlers

Der Verbrauch beim Kaltstart kann um 9,76% reduziert werden. Dieser Wert unterliegt einem Toleranzband von 6,22 bis 13,41%. Für die Bestimmung der Toleranz wurde der Minimalwert von Agg 2 mit dem Maximalwert von Agg 2.2, sowie der Maximalwert vom Agg 2 mit dem Minimalwert von Agg 2.2 verglichen. Das Schmiermittel hat im Vergleich zu Öl eine geringere Viskosität bei Umgebungstemperatur, was einen Verbrauchsvorteil bringt. Bild 6.7 zeigt den Verlauf der Viskosität über die Temperatur von Motoröl und Wasser. Die Viskosität des PV 28 M ist nicht bekannt, und wie in der Aufgabenstellung beschrieben, soll diese auch nicht in dieser Arbeit bestimmt werden. Für die Vergleichsbetrachtung kann jedoch angenommen werden, dass aufgrund des Wassergehaltes die Viskosität des PV 28 M annähernd der des Wassers ist. Deshalb kann behauptet werden, dass diese bei Umgebungstemperatur geringer ist, als die des eingesetzten Motoröls.

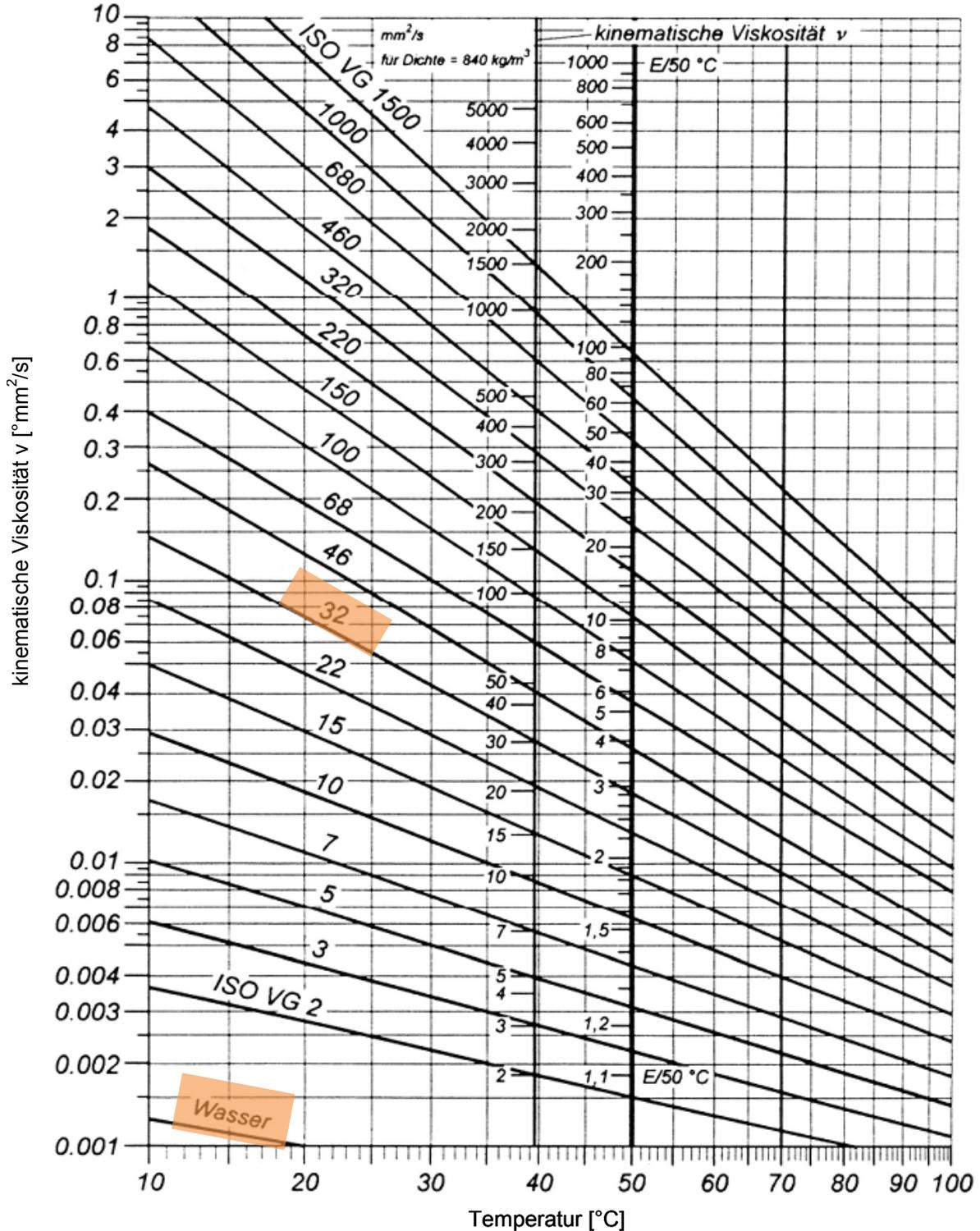


Bild 6.7 Kinematische Viskosität über die Temperatur [15]

Die Gleitlager im Motor durchlaufen unterschiedliche Reibungszustände beim Hochlaufen aus dem Stillstand, entsprechend der Stribeck-Kurve, Bild 2.3. Das PV 28 M beinhaltet auch feste Schmierstoffe, wie z.B. Graphit. Dies ist vorteilhaft für den Bereich der Festkörperreibung und hat einen positiven Einfluss auf den Verschleiß und Verbrauch des Motors.

Im Leerlauf, bei warmem Motor, stellt sich ein unruhiger Lauf mit häufigen Drehzahlschwankungen ein. Deshalb kann in diesem Bereich keine Verbrauchsveränderung festgestellt werden.

effektiver Wirkungsgrad			
Aggregat	Schmiermittel	3 kW	6 kW
2	Öl	0,141	0,198
2.2	PV 28 M	0,143	0,204
Unterschiede (%)			
		1,40	2,94

Tabelle 6.3 Vergleichsbetrachtung des Wirkungsgrades, berechnete Werte

effektiver Wirkungsgrad - Toleranzband					
Aggregat	Schmiermittel	3 kW		6 kW	
2	Öl	0,139	0,143	0,196	0,200
2.2	PV 28 M	0,141	0,145	0,202	0,206
Unterschiede (%)					
	Min/Max	-1,42	4,14	0,99	4,85

Tabelle 6.4 Streuung des Wirkungsgrades entsprechend des mittleren Fehlers

Eine Steigerung des Wirkungsgrades kann im Fall des Betriebs unter Last festgestellt werden, dieser beträgt zwischen 1,40 und 2,94%. Bei der Betrachtung des Toleranzbandes geht die Verbesserung unter mittlerer Last in der Messungenauigkeit unter. Die Steigerung des Wirkungsgrades unter Last lässt sich durch eine Senkung der Reibverluste durch Einsatz des alternativen Schmiermittels begründen.

Die Betrachtung der Blow-By Werte, wie in der Tabelle 6.5 dargestellt, lässt auf einen erhöhten Verschleiß im Falle von Agg 2.2 schließen. Der Blow-By Wert unter Volllast im Falle von Agg 2.2 lässt sich nicht bestimmen, da Wassertropfen im Schwebekörper vorkommen.

Blow-By (l/min)					
Aggregat	Schmiermittel	Kaltstart 0 kW	0 kW Warm	3 kW	6 kW
2	Öl	1,7	1,5	5,5	13,6
2.2	PV 28 M	2,4	2,1	6,8	
Unterschiede (%)					
		28,42	29,41	18,52	

Tabelle 6.5 Vergleichsbetrachtung der Blow-By Werte

6.2 Bewertung der Motorteile

Das Aggregat 2.2 wird nach einer Laufzeit von 80 Stunden zerlegt und die Motorteile bewertet. Wie aus der Tabelle 6.6 zu entnehmen ist, sind alle vermessenen Teile innerhalb der Verschleißgrenze.

Teil	Soll		Ist		Verschleißgrenze	
	IN	EX	IN	EX	IN	EX
Ventilspiel	0,15+-0,02		0,15	0,15	+-0,02	
Ventilfeder	39		38,3 u 39		37,5	
Ventilsitzbeite	1,1		1,6		2	
Ventilschaft AD	IN	EX	IN	EX	IN	EX
	6,59	6,55	6,58	6,54	6,44	6,4
Ventilführungs ID	IN	EX	IN	EX	IN	EX
	6,6		6,602	6,56	6,66	
Spiel zw Führung u Schaft	IN	EX	IN	EX	IN	EX
	0,01-0,04	0,05-0,08	0,022	0,02	0,11	0,13
Zylinder ID	88		88,01		88,17	
Kolbenmantel AD	87,985		87,97		87,85	
Laufspiel Kolben-Zylinder	0,015-0,052		0,04		0,12	
Kolbenringbreite	Top	Second	Top	Second	Top	Second
	2	2	1,17	1,16	1,75	1,75
Kolbenbolzen AD	20		19,99		19,95	
Pleueiffuss ID	36,025		36,018		36,07	
Kurbelzapfen AD	35,985		35,98		35,93	
Pleueiffuss-Lagerspiel	0,04-0,066		0,038		0,12	
Nockenwellen-Nockenhöhen	IN	EX	IN	EX	IN	EX
	32,40-32,80	31,89-32,29	32,58	32,05	32,25	31,75
Nockenwellen AD	15,984		15,965		15,92	

Tabelle 6.6 Abmessungen der Motorteile für Agg 2.2

Für die weitere Begutachtung der Motorteile wurden diese an das Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik an der Technischen Universität Wien geschickt. Die weiteren Betrachtungen beruhen auf diesen Bericht [16].

Der Kolben weist auffälligste Beeinträchtigung auf, und zwar ein fest steckender Ölabbstreifring, wie in Bild 6.8 gezeigt. Dieser kann nicht mehr seine ursprüngliche Funktion erfüllen. Das Schmiermittel gerät in den Brennraum, was zu einem Schmiermittelverlust führt. Das Feststecken des Rings wird offensichtlich durch verdicktes und verklumptes Schmiermittel verursacht. Es ist zu erwarten, dass trotz sorgfältiger Reinigung der Motorteile während der Zerlegung, Restmengen an Motoröl in dem Ölabbstreifring verblieben sind. Diese Restmengen in Verbindung mit den Graphitanteilen des PV 28 M könnten die beschriebenen Ablagerungen verursacht haben. Deshalb ist anzunehmen, dass die Funktion des Ölabbstreifringes innerhalb der ersten Betriebsminuten gestört wurde.

Des Weiteren sind Verbrennungsrückstände am Kolbenboden feststellbar, Bild 6.9. Diese können aber als übliche Verbrennungsrückstände eingestuft werden. [16]



Bild 6.8 Feststeckender Ölabbstreifring am Kolben [16]



Bild 6.9 Ablagerungen am Kolbenboden

Am Kolbenbolzen sind zwar Riefen optisch erkennbar, diese werden jedoch als normale Verschleißerscheinungen eingestuft.

Im Bereich des Ventiltriebes im Zylinderkopf ist eine große Menge an verdickten Schmiermittelablagerungen zu beobachten, wie auf dem Bild 6.10 zu sehen ist. Dabei liegt die Vermutung nahe, dass diese Rückstände einerseits durch die Verdunstung des Schmiermittels und andererseits durch den erhöhten Schmiermittel- beziehungsweise Grafitanteil durch das Nachfüllen entstanden sind. Dadurch kommt es zu einer Verstopfung der Ölversorgungskanäle. Im vorliegenden Fall wurde der Motorbetrieb wohl noch nicht beeinträchtigt.



Bild 6.10 Verdicktes Schmiermittel am Ventiltrieb im Zylinderkopf [16]

Bild 6.11 zeigt die Ventile, bei welchen übliche Ablagerungen von Verbrennungsrückständen zu beobachten sind. Dabei sind diese beim Einlassventil etwas höher als erwartet. Eine mögliche Ursache hierfür könnte eine Undichtigkeit bei der Dichtung des Ventilschafts oder der Eintrag von Verunreinigungen durch die Kurbelgehäuseentlüftung sein. [16]



Bild 6.11 Ventile mit Ablagerungen von Verbrennungsrückständen

Das Kunststoffzahnrad, welches die Nockenwelle antreibt, zeigt sehr große Verschleißerscheinungen, Pitting, an nahezu allen Zähnen. Einer der Zähne weist einen Riss auf, welcher bereits weit fortgeschritten ist, Bild 6.12 und 6.13 [16]



Bild 6.12 Pittings am Kunststoffzahnrad des Ventiltriebs [16]

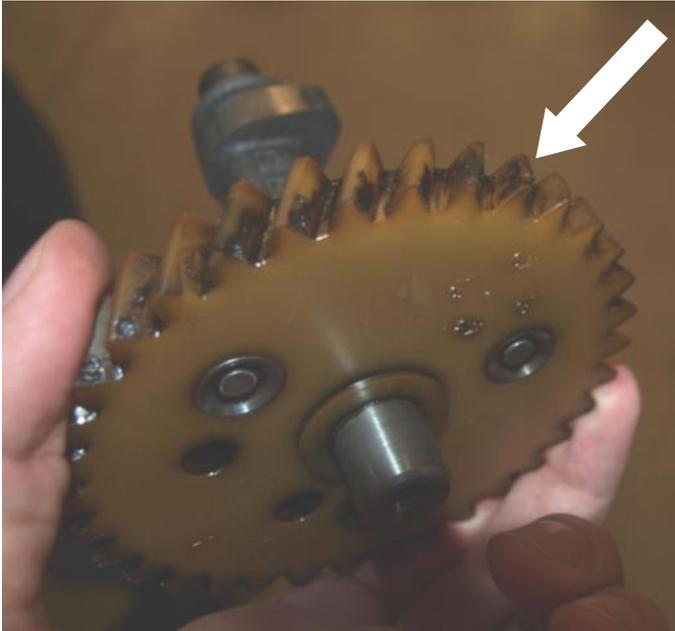


Bild 6.13 Riss am Zahn des Kunststoffzahnrad [16]

An der Kurbelwelle sind tiefe Riefen im Bereich der Wellendichtringe sehr auffällig, wie Bild 6.14 zeigt. Einer der Wellendichtringe weist Beschädigungen auf und kann seine Funktion nicht mehr erfüllen, damit lässt sich die Undichtigkeit erklären. Entsprechend den Anweisungen in [14] wird der Dichtring an dieser Stelle gefettet. Jedoch wurde bei dem Zusammenbau nicht darauf geachtet, was zu dem beschriebenen Schaden geführt hat.

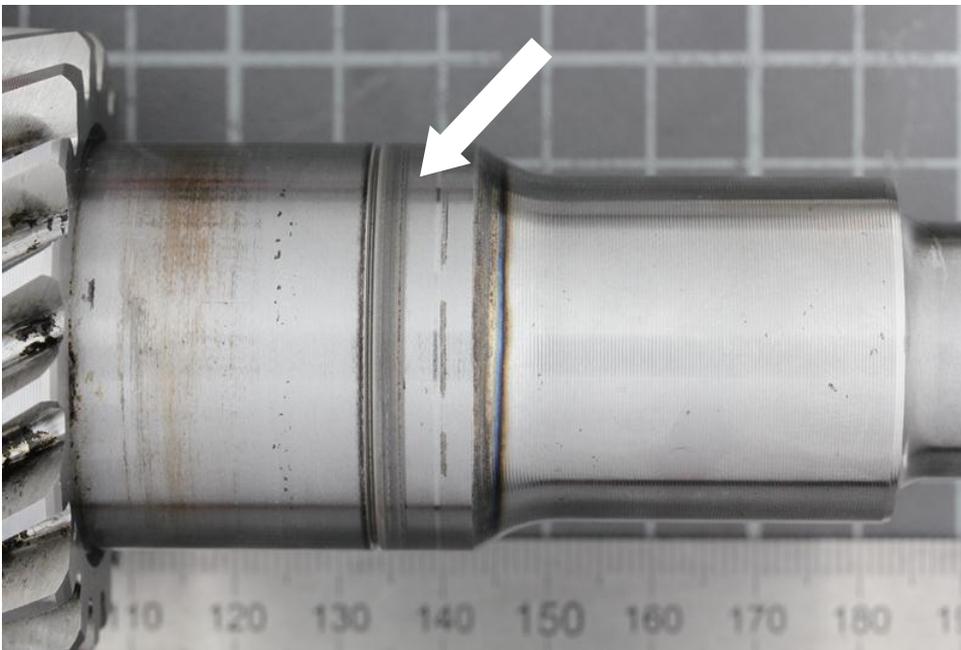


Bild 6.14 Verschleiß im Bereich der Wellendichtringe der Kurbelwelle

Die Kurbelwelle zeigt Verschleißerscheinungen besonders am Kurbelzapfen. Hier ist von einem Abtrag auszugehen. Am Ansatz der Kurbelwangen sind bläuliche Verfärbungen sichtbar, welche auf eine hohe Temperatur hinweisen, die dort aufgetreten sein muss. Diese Schäden sind aufgrund der Versuchsreihe mit Mangelschmierung entstanden.

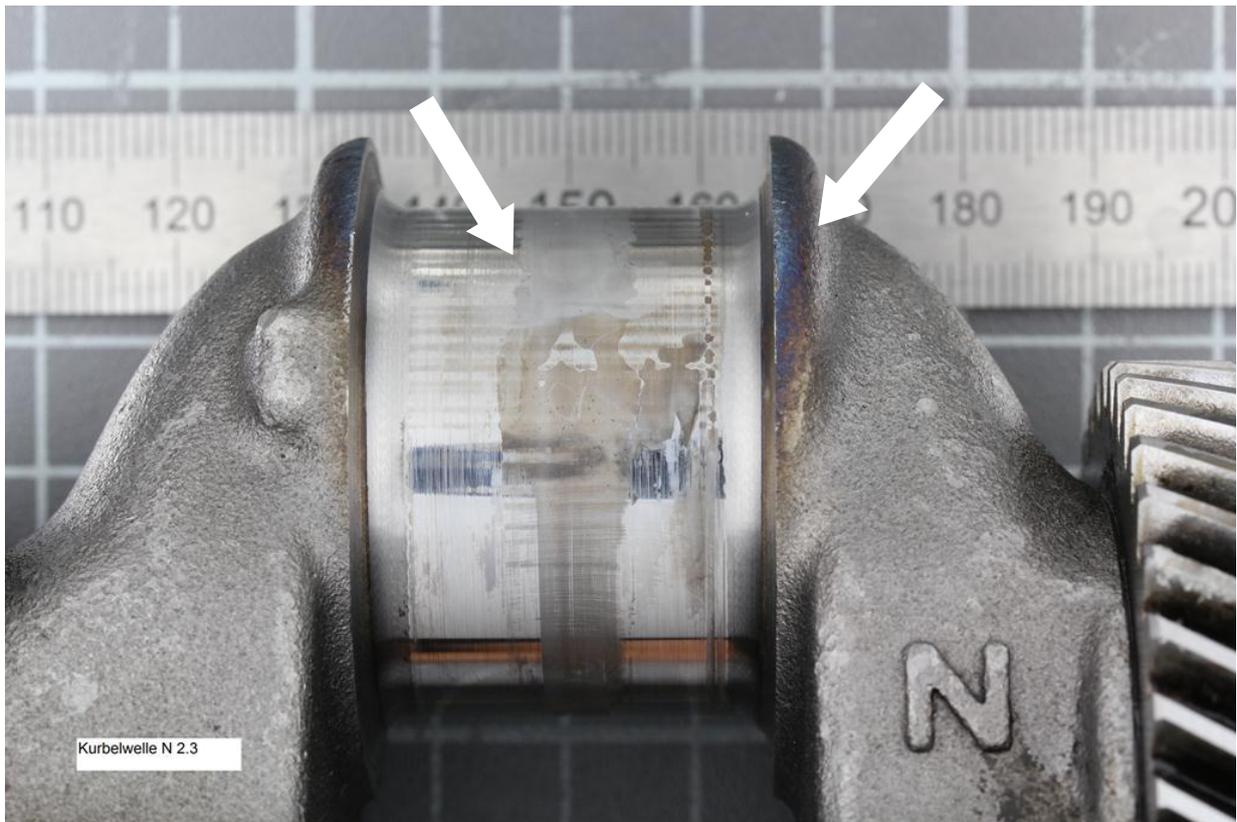


Bild 6.15 Materialabtrag und temperaturbedingte Verfärbungen am Ansatz der Kurbelwellenwangen

Bei Montage des Pleuels fällt erhöhtes Spiel zwischen Pleuellager und Kurbelzapfen auf. Dies ist ein Hinweis auf einen Abtrag von Material an dieser Lagerstelle. [16]

Die Laufbahn des Zylinders weist im Bereich des unteren Totpunktes eine unübliche Unebenheit entlang des gesamten Umfanges auf. Diese kann auf Materialabtrag durch die Reibung zwischen Kolben und Zylinderlaufbahn zurückgeführt werden und kann mit dem Finger ertastet werden, Bild 6.16 [16]

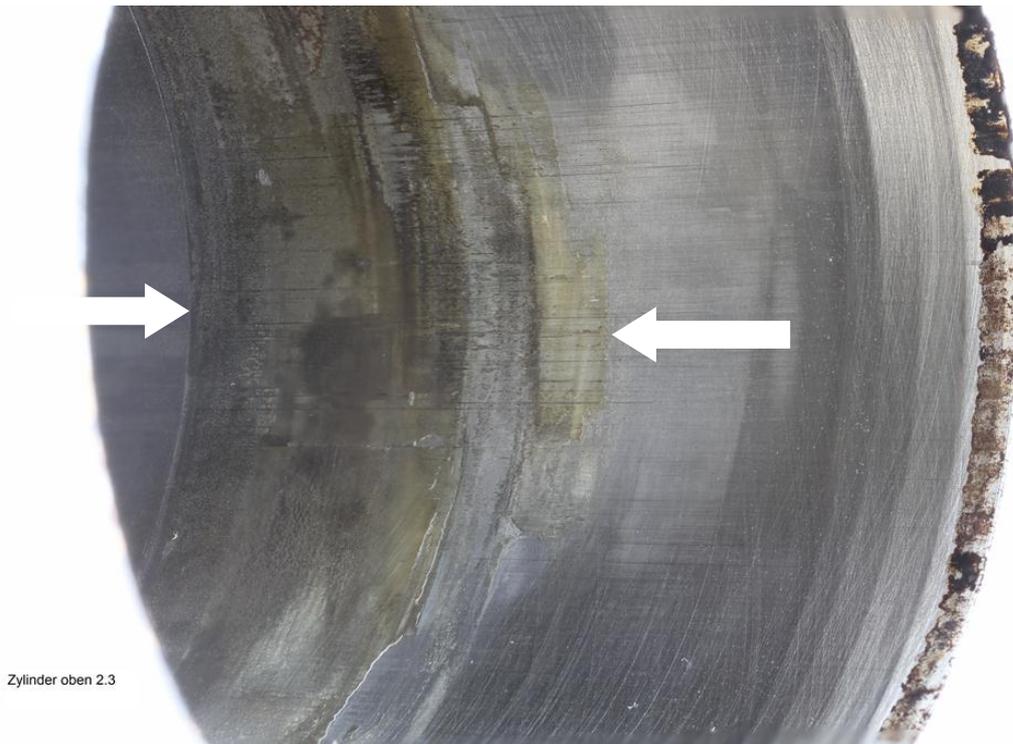


Bild 6.16 Unebenheiten im Bereich des unteren Totpunktes

Zum Schluss kann gesagt werden, dass ein auffällig erhöhter Verschleiß an Zylinderlaufbahn, Kurbelwelle und an dem Kunststoffzahnrad im Ventiltrieb festgestellt wurde. Ebenso auffällig sind die Ablagerungen des Schmiermittels im Zylinderkopf. Verklumpte Schmiermittelrückstände dürften auch dazu geführt haben, dass der Öl-Abstreifring des Kolbens feststeckte und damit seine Funktion nicht erfüllen konnte [16]. Es konnten keine Rosterscheinungen festgestellt werden.

6.3 Detailbetrachtung des Schmiermittelverlustes

Die Erkenntnisse aus den Versuchsreihen sowie die Begutachtung der Motorteile zeigen, dass das Verdampfen des Schmiermittels und die damit verbundenen Ablagerungen und der Schmiermittelverlust ein kritischer Punkt sind. Deshalb wird an dieser Stelle der Schmiermittelverlust näher betrachtet. Entsprechend Bild 6.17 kann eine Massenbilanz über die Systemgrenzen für das PV 28 M aufgestellt werden.

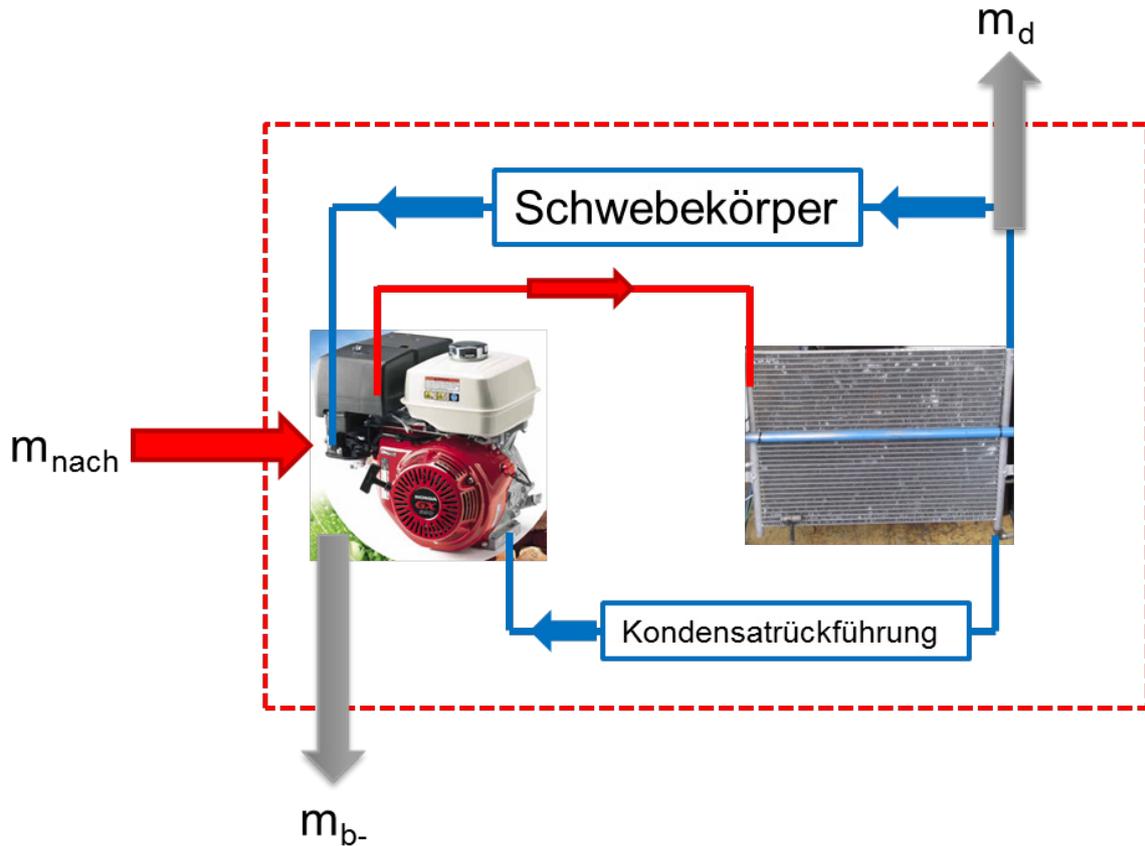


Bild 6.17 Massenbilanz

Dabei lässt sich folgender Zusammenhang aufstellen:

$$m_{nach} = m_d - m_{b-} \quad (6.1)$$

Der Schmiermittelverlust pro Messzyklus wird durch das Nachfüllvolumen, wie in Kapitel 5.1 beschrieben, gemessen. Es wurden zwei Mechanismen für den entweichenden Wasserdampf aus dem System identifiziert. Als erstes gelangt der Dampf zusammen mit dem Blow-By Gas durch den Ventildeckel in den Kühler. Ein Teil wird hier kondensiert und wieder dem System zugeführt. Ein Teil geht jedoch dem System verloren, indem es über die Blow-By Rückführung in den Ansaugtrakt gelangt. Aufgrund des fest steckenden Ölabstreifringes liegt die Vermutung nahe, dass „negativer Blow-By“ auftritt. Hierbei handelt es sich um Wasserdampf aus dem Schmiermittelsumpf, welcher an dem Kolben vorbei in den Brennraum strömt.

Für die folgenden Berechnungen wird die Referenzmessreihe von Agg 2.2 nach 20 Betriebsstunden herangezogen. Die Nachfüllmasse lässt sich nach folgender Formel berechnen:

$$m_{nach} = \rho \cdot V \quad (6.2)$$

Mit einem Nachfüllvolumen von 250 ml und einer Dichte von Wasser bei 23°C von 997,54 kg/m³ errechnet sich eine Nachfüllmasse von $m_{nach}=249,39$ g.

Die Berechnung der Dampfmasse erfolgt nach der Theorie des Gas-Dampf-Gemisches, auch feuchte Luft genannt. Dabei gelten folgende Formeln [18]:

$$\varphi = \frac{p_d}{p_d} \quad (6.3)$$

$$m_d = \frac{p_d \cdot V}{R_d \cdot T} \quad (6.4)$$

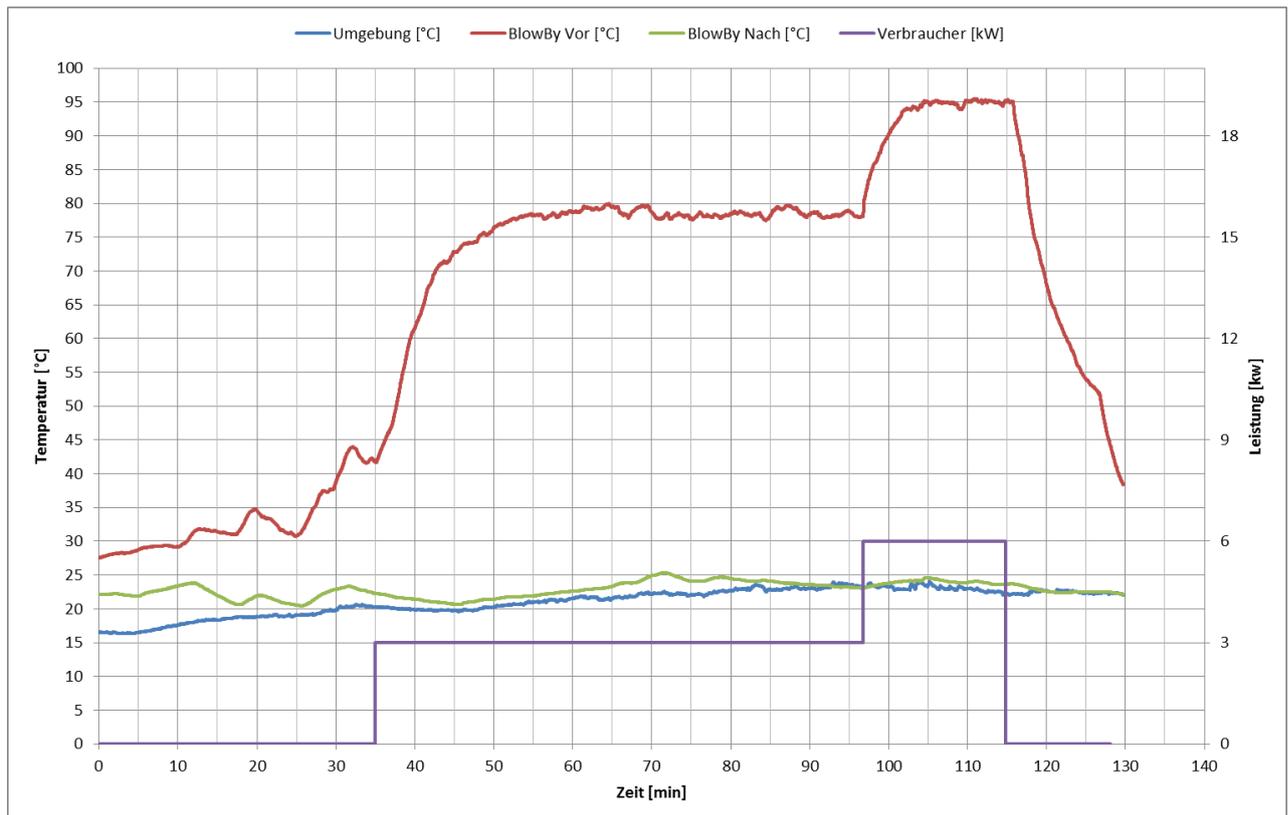


Bild 6.18 Blow-By Temperaturen

Entsprechend den Lastzuständen, und die damit verbundenen Temperaturänderungen, wie aus dem Bild 6.18 ersichtlich, lassen sich 4 Bereiche definieren:

- I: Leerlauf
- II: mittlere Last
- III: Volllast
- IV: lastloser Nachlauf

Für jeden dieser Bereiche wird die Dampfmasse berechnet, wie in den Tabellen 6.7 bis Tabellen 6.11 ersichtlich ist. Wobei im ersten Bereich angenommen wird, dass aufgrund der niedrigen Temperaturen vor dem Kondensator kein Dampf auftritt. In den restlichen Bereichen wird mit einer relativen Feuchte von 100% gerechnet, da Wasser an der Kondensatrückführung ausgeschieden wird.

I		
T	°K	295,25
φ	%	0
pd'	bar	0,027
pd	bar	0
V*	l/min	2
t	min	30
V	m ³	0,06
md		
mg		0

Tabelle 6.7 Dampfmasse für den Bereich I

II		
T	°K	296,15
φ	%	100
pd'	bar	0,028
pd	bar	0,028
V*	l/min	6,5
t	min	61
V	m ³	0,40
md		
g		8,12

Tabelle 6.8 Dampfmasse für den Bereich II

III		
T	°K	297,05
φ	%	100
pd'	bar	0,03
pd	bar	0,03
V*	l/min	16
t	min	20
V	m ³	0,32
md		
g		7,00

Tabelle 6.9 Dampfmasse für den Bereich III

IV		
T	°K	295,85
φ	%	100
pd'	bar	0,028
pd	bar	0,028
V*	l/min	2
t	min	10
V	m ³	0,02
md		
g		0,41

Tabelle 6.10 Dampfmasse für den Bereich IV

Gesamt		
md	g	15,54

Tabelle 6.11 Dampfmasse

Für die Temperatur wurden jeweils die arithmetischen Mittelwerte der Temperaturen nach dem Kondensator herangezogen. Die Werte des Dampfdruckes wurden entsprechend den Tabellen in [19] eingesetzt und für den Volumenstrom wurden die Messwerte des Blow-By herangezogen.

Der Wert der Verlustmasse durch den negativen Blow-By lässt sich nach (6.1) als Differenz zwischen Nachfüllmasse und Dampfmasse errechnen und beträgt 233,85 g

	mnach	md	mb-
Masse (g)	249,39	15,54	233,85
Anteile (%)		6,23	93,77

Tabelle 6.12 Aufteilung der Schmiermittelverluste

Wie in Tabelle 6.12 ersichtlich, lässt sich der größte Anteil des Schmiermittelverlustes über 90%, auf den „negativen Blow-By“ und damit auf den fest steckenden Ölabstreifring zurückführen. Das lässt darauf schließen, dass der Graphit aufgrund der verursachten Ablagerungen als Schmierzusatz im alternativen Schmiermittel nicht geeignet ist. Die anfängliche Vermutung, wonach der Wasserdampf in der Blow-By Rückführung den Hauptteil des Verlustes darstellt, wurde widerlegt. Des Weiteren wurde gezeigt, dass die Kondensatrückführung in der finalen Version ihre Aufgabe gut erfüllt hat.

Eine relativ große Masse an Wasserdampf gelangt in den Brennraum. Deshalb wird eine Betrachtung notwendig, in wie fern der Schmiermittelverlust die Verbrennungskennwerte beeinflusst. Hierfür wird die Menge an Wasserdampf pro Arbeitsspiel berechnet, welche nach dem beschriebenen Mechanismus in die Brennkammer gelangt. Die Rechenschritte und das Ergebnis sind in der Tabelle 6.13 zusammengefasst.

Name	Einheit	Wert
Laufzeit	min	120
Nachfüllvolumen	ml	250
Lastzustand		Messzyklus
Drehzahl	u/min	3000
Arbeitsspiele	pro min	1500
Hubraum	ccm	389
Wasserdampf	ml/min	2,08
	ml/Spiel	0,0014
	cmc/Spiel	0,0014
Ansaugluft	cmc/Spiel	389
Anteil Wasserdampf in Zylinderfüllung pro Arbeitsspiel	%	0,0004

Tabelle 6.13 Anteil des Wasserdampfes in der Zylinderfüllung

Mit einem Anteil von 0,0004% Wasserdampf pro Arbeitsspiel aus dem Schmiermittelverlust ist davon auszugehen, dass dieser Wert sehr klein ist und keine Einflüsse auf die Verbrennung hat.

7 Zusammenfassung und Ausblick

In Rahmen dieser Diplomarbeit wurde eine Funktionsuntersuchung eines alternativen Schmiermittels für den Einsatz in Verbrennungskraftmaschinen durchgeführt. Die beiden Notstromaggregate wurden zuerst mit dem vom Hersteller ausgelieferten Motoröl betrieben und Messreihen aufgezeichnet. Anschließend wurden die Motoren zerlegt und die Teile vermessen und begutachtet.

Der Einsatz der ersten Version des alternativen Schmiermittels führte zu einem Motorschaden nach einer kurzen Betriebszeit. Trotz Umbau des Schmiersystems auf eine Druckumlaufschmierung kam es erneut zu einem ähnlichen Schadensbild.

Im zweiten Schritt wurde die Zusammensetzung des Schmiermittels verändert, PV 28 M genannt. Dieses wurde für 80 Stunden im zweiten Aggregat betrieben, bis ein Dichtungsschaden auftrat. Während des Betriebs kam es zu einem hohen Schmiermittelverlust und es musste nach jeder Versuchsreihe nachgefüllt werden. Durch zusätzliche Maßnahmen konnte das Nachfüllvolumen reduziert werden.

Bewertung PV 28 M	
Aufgaben des Schmierstoffs	Bewertung
Verbrauchsreduzierung bei Kaltstart	++
Reibungsminderung	+
Verschleißschutz	-
Kühlwirkung	+
Verhinderung von Ablagerungen	--
Korrosionsschutz	o
Umweltverträglichkeit	++

Bild 7.1 Bewertung PV 28 M als Ersatz für Motoröl

Basierend auf den Ergebnissen der Untersuchungen in dieser Diplomarbeit, soll Bild 7.1 die Bewertung des eingesetzten Schmiermittels in Vergleich zum Motoröl darstellen.

Abschließend kann gesagt werden, dass das alternative Schmiermittel, PV 28 M, für den Einsatz in dem getesteten Verbrennungskraftmotor nicht geeignet ist. Als kritischer Punkt hat sich das Verdampfen des Schmiermittels dargestellt und die damit verbundenen Ablagerungen und Schmiermittelverluste. Der Einsatz von Graphit als Schmierzusatz ist aufgrund der hervorgerufenen Ablagerungen als ungeeignet anzusehen.

Positiv anzumerken ist die Reduzierung des Verbrauchs beim Kaltstart, eine Reduzierung der Reibverluste bei Vollast, sowie die bessere Umweltverträglichkeit. Besonders der letzte Punkt ist wichtig in Anbetracht immer schärferer Umweltauflagen, sowie endlichen Rohstoffvorräten.

Es muss jedoch zusätzliche Entwicklungsarbeit geleistet werden und die Zusammensetzung des Schmiermittels verändert werden. In erster Linie müssen die Ablagerungen verhindert werden, sowie der Schmiermittelverlust im Betrieb muss reduziert werden. Dies könnte mit der Veränderung der Zusammensetzung des Schmiermittels in Verbindung mit der Verbesserung der Kühleinheit realisiert werden. Des Weiteren müssen die Auswirkungen des Schmiermittels auf zusätzliche Motorteile wie Turbolager und variable Ventiltriebe untersucht werden. Die Wechselintervalle sollen auch festgelegt werden. Diese Entwicklungsaktivitäten können in Rahmen von weiteren Diplomarbeiten oder einer Dissertation abgewickelt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Gairing, R.; von Eberan-Berhorst, C. : *Schmierung von Verbrennungskraftmaschinen*, 2. Auflage, Expert Verlag, 2002
- [2] List, H.; Pischinger, A. : *Lagerung und Schmierung von Verbrennungskraftmotoren*, Springer Verlag, 1996
- [3] Vogelpohl, G. : *Betriebssichere Gleitlager*, Springer Verlag, 1967
- [4] Möller, U.; Boor, U. : *Schmierstoffe in Betrieb*, VDI Verlag, 1987
- [5] Wimmer, A. : *Motorenmesstechnik*, TU Graz, Skriptum, 2008
- [6] Eichlseder, H. : *Kolbenmaschinen*, TU Graz, Skriptum, 2008
- [7] Eichlseder, H. : *Verbrennungskraftmaschinen Vertiefte Ausbildung*, TU Graz, Skriptum, 2005
- [8] Fleischmann, E. : *Wirkungsgradsimulation an Achsgetrieben*, FH Joanneum, Diplomarbeit, 2006
- [9] Ebner, H.; Jaschek, A. : *Die Blow-By-Messung. Anforderungen und Meßprinzipien*, In: *MTZ – Motortechnische Zeitschrift 59 (1998)*, S.90-95
- [10] *Geringerer Schadstoffausstoß bei steigender Mobilität*, Verfügbar unter: www.atzonline.de, [Datum des Zugriffs: 19.04.2011]
- [11] *Honda GX 390*, Verfügbar unter: engines.honda.com, [Datum des Zugriffs: 14.03.2011]
- [12] *Sincro ET2*, Verfügbar unter: www.sogaenergyteam.com, [Datum des Zugriffs: 11.04.2011]
- [13] *Honda Betriebsanleitung GX390*, Honda Motor Co., Ltd., 2009
- [14] *Honda Werkstatthandbuch GX390*, Honda Motor Co., Ltd., Büro für Service-Veröffentlichungen

- [15] Jürgens, G.: *Maschinenelemente I*, TU Graz, Skriptum, 2010
- [16] Schneeweiss, B.: *Begutachtung der Motorbauteile des Notstromaggregats*, IFA, 2011
- [17] Künne, B.: *Köhler/Rögnitz Maschinenteile 2*, 9. Auflage, Teubner Verlag, 2004
- [18] Eichlseder, H. : *Thermodynamik*, TU Graz, Skriptum, 2007
- [19] Eichlseder, H. : *Thermodynamik Studienblätter*, TU Graz, Skriptum, 2004

Anhang

Datenblätter des eingesetzten Aggregats

HONDA
The Power of Dreams

GX 390

Horizontal shaft gasoline (petrol) engine



Moteur à essence à arbre de prise de force horizontal

Benzinmotor mit horizontaler Kurbelwelle

Motore a benzina ad albero orizzontale

Bensinmotor med horisontell axel

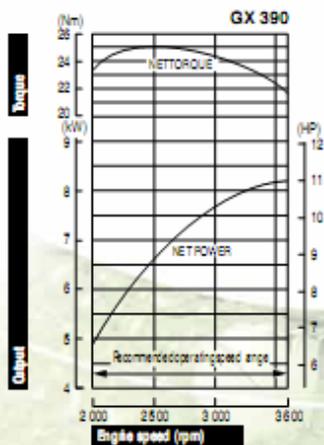
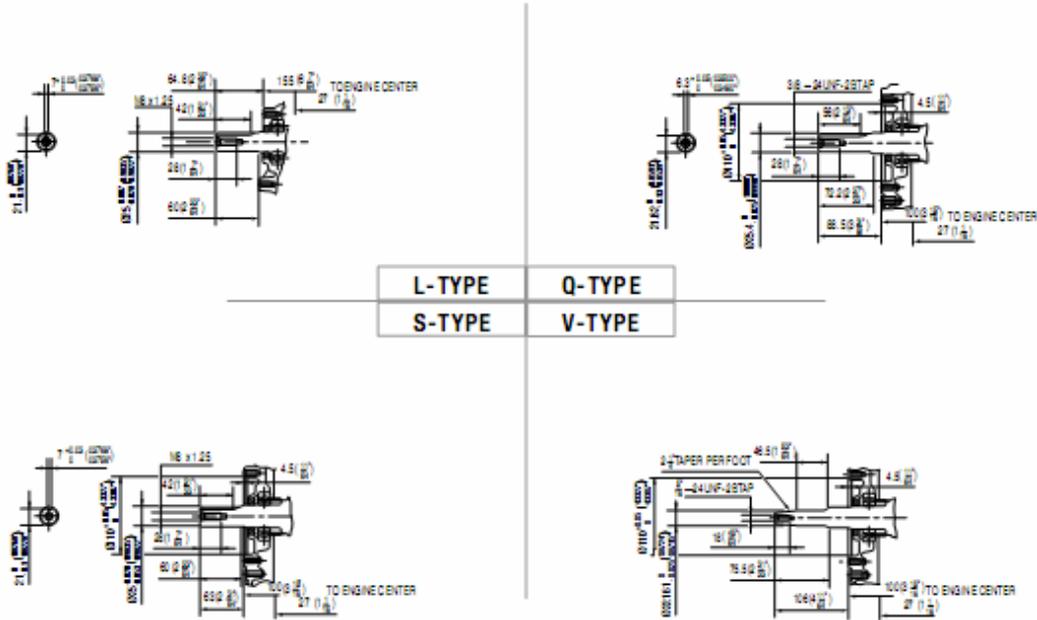
Benzinmotor met horizontale uitgaande as

HONDA

Dimensions Unit: mm (in.)

STANDARD TYPE

PTO SHAFT DIMENSIONS



The power rating of the engine indicated in this document is the net power tested on a production engine for the engine model and measured in accordance with SAE J1349 at a specified rpm. Mass production engines may vary from this value. Actual power output for the engine installed in the final machine will vary depending on numerous factors, including the operating speed of the engine in application, environmental conditions, maintenance, and other variables.

La puissance du moteur indiquée dans ce document est une puissance nette obtenue par essais d'un moteur de série selon la norme SAE J1349 à une vitesse de rotation donnée. La puissance d'un autre moteur de production peut être différente de cette valeur indiquée. La puissance réelle d'un moteur installé sur une machine dépendra de différents facteurs comme la vitesse de rotation, les conditions de température, d'humidité, de pression atmosphérique, de maintenance et autres.

Die Leistungsangabe der in diesem Dokument aufgeführten Motoren ist die Netto-Leistung gemäß SAE J1349, gemessen bei einer definierten Drehzahl an einem Produktionsmotor. Bei Motoren aus Serienproduktion kann der Wert abweichen. Die Leistungsangabe in einem Fertigergerät wird bedingt durch unterschiedliche Faktoren, wie Motordrehzahl in der Applikation, Umwelteinflüsse, Grad der Instandhaltung und andere Einflüsse ab.

La potenza indicata in questo documento, è la potenza netta rilevata su questo modello di motore in fase di produzione, ed è stata misurata secondo la procedura SAE J1349 ad un numero di giri specifico. Nella produzione di massa si possono riscontrare variazioni rispetto a questi valori. La potenza del motore installato nella macchina può dipendere da numerosi fattori, incluso il numero di giri al quale il motore è impiegato, le condizioni ambientali, dal livello di manutenzione ed altre variabili.

De bepaling van het vermogen van de motor, vernoemd in dit document, is het netto vermogen gemeten op een productie-motor en gemeten in overeenstemming met SAE J1349 aan een specifieke toermin. Motoren van massaproductie kunnen van deze waarde variëren. Het werkelijke vermogen van de geïnstalleerde motor in het eindproduct kan afwijken afhankelijk van talrijke factoren, zoals de operationele snelheid van de motor in een applicatie, omgevingsfactoren, onderhoud en andere variabelen.

Den i detta dokument nämnda motors effekt, är uppmätt i netto effekt. I enlighet med metoden SAE J1349. Massproducerade motorer kan avvika från nämnda värde. Den faktiska effekten för varje motor kan variera beroende på bl.a. varvta/yttre omgivningar, underhåll, typ av applikation, mm.

Modell GX 390	
Engine type	Air cooled 4-stroke OHV petrol engine, 25° inclined cylinder, horizontal shaft
Bore x stroke	88 x 64 mm
Displacement	390 cm ³
Compression ratio	8.0 : 1
Net power	8.2 kW (11.0 HP) / 3 600 rpm
Cont. rated power	6.0 kW (8.0 HP) / 3 000 rpm 6.6 kW (9.0 HP) / 3 600 rpm
Max. net torque	25.1 Nm / 256 kgfm / 2 500 rpm
Ignition system	Transistorised
Starting system	RECO (electric start optional)
Fuel tank capacity	6.1 l
Fuel cons. at rated power	3.7 L/hr - 3 600 rpm
Engine oil capacity	1.1 l
Dimensions (L x W x H)	405 x 450 x 447 mm
Dry weight	31 kg

Modell GX 390	
Motortyp	Luftgekühlter 1-Zylinder 4-Takt OHV Benzinmotor, um 25° geneigter Zylinder, horizontale Kurbelwelle
Bohrung x Hub	88 x 64 mm
Hubraum	390 cm ³
Verdichtung	8,0 : 1
Netto-Leistung	8,2 kW (11,0 HP) / 3 600 min ⁻¹
Max. Dauerleistung	6,0 kW (8,0 HP) / 3 000 min ⁻¹ 6,6 kW (9,0 HP) / 3 600 min ⁻¹
Max. Netto-Drehmoment	25,1 Nm / 256 kgfm / 2 500 min ⁻¹
Zündsystem	Elektronische Zündung
Startart	Rekorderstart (Elektrischer Sonderausstattung)
Tankinhalt	6,1 Liter
Benzinverbrauch bei Dauerleistung	3,7 l/h - 3 600 min ⁻¹
Motorölkapazität	1,1 Liter
Maße (L x B x H)	405 x 450 x 447 mm
Trockengewicht	31 kg

Modell GX 390	
Motortype	Luftgekølede 4-takt OHV benzinmotor, 25° hældende cylinder, horisontale udgaaende aks
Boring x slag	88 x 64 mm
Cylinderinhoud	390 cm ³
Compressie	8,0 : 1
Netto vermogen	8,2 kW (11,0 HP) / 3 600 t/min
Continu nominaal vermogen	6,0 kW (8,0 HP) / 3 000 t/min 6,6 kW (9,0 HP) / 3 600 t/min
Max. netto koppel	25,1 Nm / 256 kgfm / 2 500 t/min
Ontsteking	Elektronische ontsteking
Startsysteem	Tenueglop (elektrische start optioneel)
Tankinhoud	6,1 Liter
Brandstofverbruik aan nominaal vermogen	3,7 l/u - 3 600 t/min
Motorølekapaciteit	1,1 Liter
Afmetingen (L x B x H)	405 x 450 x 447 mm
Drooggewicht	31 kg

Modèle GX 390	
Type du moteur	Moteur à essence monocylindre 4 temps OHV, refroidissement à air, cyl. incliné 25°, arbre de prise de force horizontal, cyl. chemisé en fonte
Alésage x course	88 x 64 mm
Cylindrée	390 cm ³
Taux de compression	8,0 : 1
Puissance nette	8,2 kW (11,0 HP) / 3 600 tr/min
Puissance en service continu	6,0 kW (8,0 HP) / 3 000 tr/min 6,6 kW (9,0 HP) / 3 600 tr/min
Couple maximum	25,1 Nm / 256 kgfm / 2 500 tr/min
Système d'allumage	Transistorisé
Système de démarrage	Lanceur (démarrateur électrique en option)
Cap. du réservoir d'ess	6,1 l
Consommation de carburant en service continu	3,7 litre/heure - 3 600 tr/min
Capacité d'huile moteur	1,1 l
Dimensions (L x l x H)	405 x 450 x 447 mm
Poids à sec	31 kg

Tipo GX 390	
Tipo di motore	Motore monocilindrico OHV ad albero orizzontale, ciclo Otto, 4 tempi, cilindro inclinato di 25° raffreddamento ad aria forzata
Alésaggio x corsa	88 x 64 mm
Cilindrata	390 cm ³
Rapporto di compressione	8,0 : 1
Potenza netta	8,2 kW (11,0 HP) / 3 600 giri/min
Potenza nominale continua	6,0 kW (8,0 HP) / 3 000 giri/min 6,6 kW (9,0 HP) / 3 600 giri/min
Coppia massima	25,1 Nm / 256 kgfm / 2 500 giri/min
Accensione	A transistor senza contatti
Avviamento	A strappo con autoavviante (elettrico opzionale)
Capacità serbatoio	6,1 litri
Consumo combustibile alla potenza nominale	3,7 Litro/ore - 3 600 giri/min
Capacità doppia olio	1,1 litri
Dimensioni (L x l x A)	405 x 450 x 447 mm
Peso a secco	31 kg

Modell GX 390	
Motortyp	Luftkyølet 4-takts benzinmotor med overliggende ventile / 25° lutende cylinder, horisontal aks
Cylinderdiameter x slaglængde	88 x 64 mm
Slagvolum	390 cm ³
Kompressionsforholdene	8,0 : 1
Netto effekt	8,2 kW (11,0 HP) / 3 600 varv per minut
Rel. kontinuørlig effekt	6,0 kW (8,0 HP) / 3 000 varv per minut 6,6 kW (9,0 HP) / 3 600 varv per minut
Max. netto vridmoment	25,1 Nm / 256 kgfm / 2 500 varv per minut
Tændsystem	Transistor
Startsystem	Reky (elektrisk start som tilval)
Tankvolum	6,1 Liter
Brændstofbrøukning ved maksimal effekt	3,7 L/tim - 3 600 varv per minut
Øljevolum	1,1 Liter
Dimensioner (L x B x H)	405 x 450 x 447 mm
Tørvægt	31 kg

HONDA
ENGINES

Honda Europe NV
EUROPEAN ENGINE CENTER
Langebruggestraat 104
B-6000 Gent
TEL: + 32 (0)9 250 12 11
FAX: + 32 (0)9 250 14 24

www.honda-engines-eu.com

Honda Engines - France
Honda France SAS • Parc d'Activités de Paris • Allée du 1^{er} Mai BP 48 • Croissy Beaubourg • F-77112 Marné-la-Vallée Cedex 2
TEL: + 33 (0)1 60 37 30 16 • FAX: + 33 (0)1 60 37 33 68

Honda Engines - Germany
Honda Deutschland GmbH • Sprengeläger Landstraße 166 • D-63089 Offenbach/Main
TEL: + 49 (0)69 30 99 65 • FAX: + 49 (0)69 30 91 28

Honda Engines - Italy
Honda Legale Centre Italy S.p.A. • Via Sna 153-154 • I-37030 Coagnola e Colli (VR)
TEL: + 39 0456173341 • FAX: + 39 045 6151270

Honda Engines - Sweden
Honda Nordic AB • Box 31002 • SE-200 49 Malmö
TEL: + 46 40 36 07 00 • FAX: + 46 40 36 07 05

Honda Engines - United Kingdom
Honda Legale Centre (UK) Ltd. • Viscount Way, South Marston Park • Swindon SN3 4TN, UK
TEL: + 44 (0)1455 559420 • FAX: + 44 (0)1455 559428

All specifications are subject to change without notice.
Les caractéristiques techniques peuvent être modifiées à tout moment et sans préavis.
Spektifikationer kan ændres uden forudgående meddelelse.

In specifiche sono soggetti a cambiamento senza preavviso.
Die Spezifikationen können ohne Vorankündigung geändert werden.
Alle technische spezifikationer kan ændres uden forudgående meddelelse.

TEL: (TC - 75) 20000 - GX 390

© www.honda.com


ET / ET-R • Alternatori sincroni trifasi
ET / ET-R • Synchronous three-phase alternators

ET

Alternatori sincroni trifase 2 poli autoregolati con spazzole.

- > Protezione: IP 23
- > Tensione standard: 231/400V - 50 Hz
- > Per fase rinforzata: 400 V trifase - 230 V monofase
- > Corrente di cortocircuito superiore a 3.5 In
- > Forme costruttive: M B34 - B3/B14, IM B35
- > B3/B9 / IM B35 - J609b, SAE5-6 1/2, SAE 5-7 1/2, SAE 6*

*SAE 6 disponibile solo su richiesta • SAE 6 available on request

Three-phase synchronous self-regulated brushes 2 poles alternators.

- > Protection: IP 23
- > Standard voltage: 231/400V - 50 Hz
- > For reinforced phase: 400 V three-phase - 230 V mono-phase
- > Short circuit current greater than 3.5 In
- > Shape: IM B34 - B3/B14, IM B35 B3/B9, IM B35 - J609b, SAE 5-6 1/2, SAE 5-7 1/2(B3/B9), IM B35 - J609b, SAE 5-6 1/2, SAE 5-7 1/2, SAE 6*

tipo type	potenza rating		v_1 4/4 cosφ = 1		potenza rating		v_1 4/4 cosφ = 1		peso weight	dimensioni di ingombro overall dimensions						
	kVA	%	kVA	%	kg	A	A'	B		C	D	A1	A1'	BL	C1	D1
	50 Hz - 3000 p.m.		80 Hz - 3600 p.m.			IM B34 - IM B 35 c.23 - c.30							IM B34 - J609b			
ET 2 MBS	5,5	75	6,9	75	28,3	358	365	69	315	283	374	381	85	331	283	
ET 2 MCS	7,0	78	9,0	79	32,3	358	365	69	315	283	374	381	85	331	283	
ET 2 LAS	8,5	81	10,5	82	36,8	413	420	124	370	338	429	436	140	386	338	
ET 2 LBS	10,0	83	13,0	84	41,3	413	420	124	370	338	429	436	140	386	338	
ET 2 MCF	7,0 (3-) 4,0 (1-)	79	9,0 (3-) 5,2 (1-)	81	32,5	358	365	69	315	283	374	381	85	331	283	
ET 2 LBF	10,0 (3-) 6,0 (1-)	85	13,0 (3-) 7,5 (1-)	86	41,2	413	420	124	370	338	429	436	140	386	338	

ET-R

Alternatori sincroni trifase 2 poli con spazzole e regolazione elettronica della tensione (AVR).

- > Protezione: IP 23
- > Tensione standard: 231/400V - 50 Hz
- > Precisione di tensione: ±2%
- > Forme costruttive: M B34 - B3/B14, IM B35
- > B3/B9 / IM B35 - J609b, SAE5-6 1/2, SAE 5-7 1/2, SAE 6*

*SAE 6 disponibile solo su richiesta • SAE 6 available on request

Three-phase brushes synchronous 2 poles alternators with electronic voltage regulation (AVR).

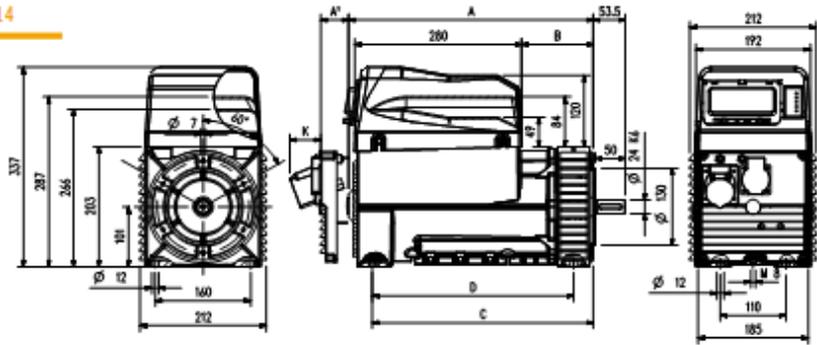
- > Protection: IP 23
- > Standard voltage: 231/400V - 50 Hz
- > Voltage accuracy: ±2%
- > Shape: IM B34 - B3/B14, IM B35
- > B3/B9, IM B35 - J609b, SAE 5-6 1/2, SAE 5-7 1/2, SAE 6*

tipo type	potenza rating		v_1 4/4 cosφ = 1		potenza rating		v_1 4/4 cosφ = 1		peso weight	dimensioni di ingombro overall dimensions						
	kVA	%	kVA	%	kg	A	A'	B		C	D	A1	A1'	BL	C1	D1
	50 Hz - 3000 p.m.		80 Hz - 3600 p.m.			IM B34 - IM B 35 c.23 - c.30							IM B34 - J609b			
ET 2 LBR	10,0	83	13,0	84	38,2	413	420	124	370	338	429	436	140	386	338	



ET / ET-R • Dimensioni di ingombro
Overall dimensions • ET / ET-R

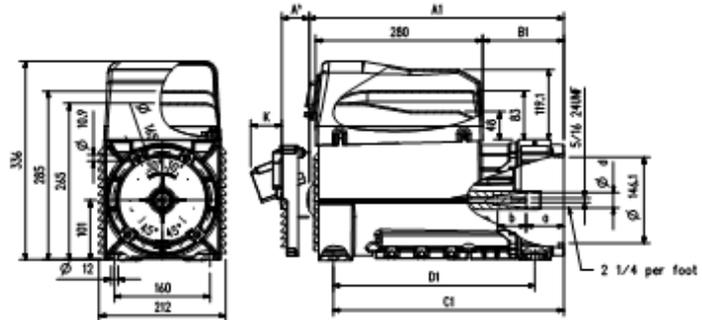
forma costruttiva / shape IM B34 - B3/B14



forma costruttiva / shape IM B35 - J609b

base - core	albero / shaft			cod.
	d	a	b	
22,14	22,14	81	32	D
25,4	25,4	63,5	49,5	D
30	30	39	72	F

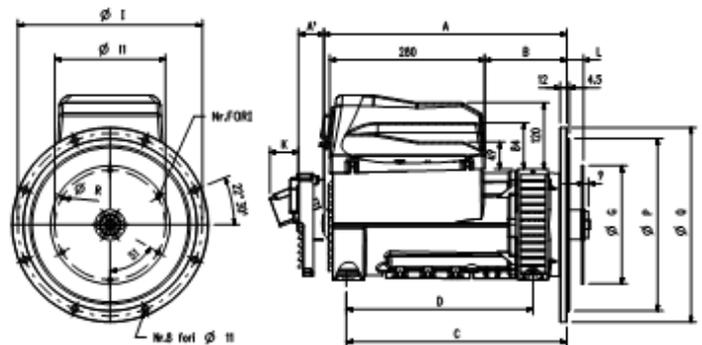
	K
prese Schuko / Schuko sockets	16
prese CEE / CEE sockets	47



forma costruttiva / shape SAE 5

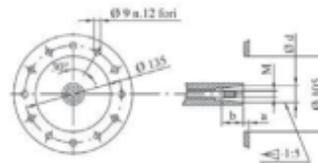
tipo - type	da / from	dimensioni / dimensions				
		A	A'	B	C	D
ET 2 M	IM35 C.30	370	377	81	327	283
ET 2 L	IM35 C.30	425	432	136	382	338
ET 2 M	IM35 J609b C.35	386	393	97	343	283
ET 2 L	IM35 J609b C.35	441	448	152	398	338

giunto a dischi / shaft joint	flangia SAE / flange SAE							
	8	5	L	G	IL	fori/holes	R	SI
6,5	+	+	30,2	215,9	200	6	9	60°
7,5	+	+	30,2	241,3	222,2	8	9	45°
8	+	+	62	263,5	244,5	6	11	60°
P	266,7	314,3						
Q	308	358						
I	285,8	333,4						



forma costruttiva / shape IM B35-B3/B9

base - core	albero / shaft			
	d	a	b	M
23	23	8	30	M8
30	30	16	30	M14



Soga S.p.A. • Via Della Tecnica, 15 • 36075 Montebelluna (VI) • ITALY
 Operating office • Via Tezza, 3 • 36073 Carada di Comedo Vicentino (VI) • ITALY
 Ph. +39 0445 450500 • Fax +39 0445 446222 • sales.sincro@sogaenergyteam.com
 Subsidiary • Soga Electric Group S.L. • Pol.Ind. Casa Grande Apartado 213 • Torrejón • SPAIN
 Ph. +34 96 5705656 • Fax +34 965705500 • info@sogagroupiberica.com
 www.sogaenergyteam.com



ET/ET-R - 2010 rev. 01

Bild A.2 Datenblatt Generator