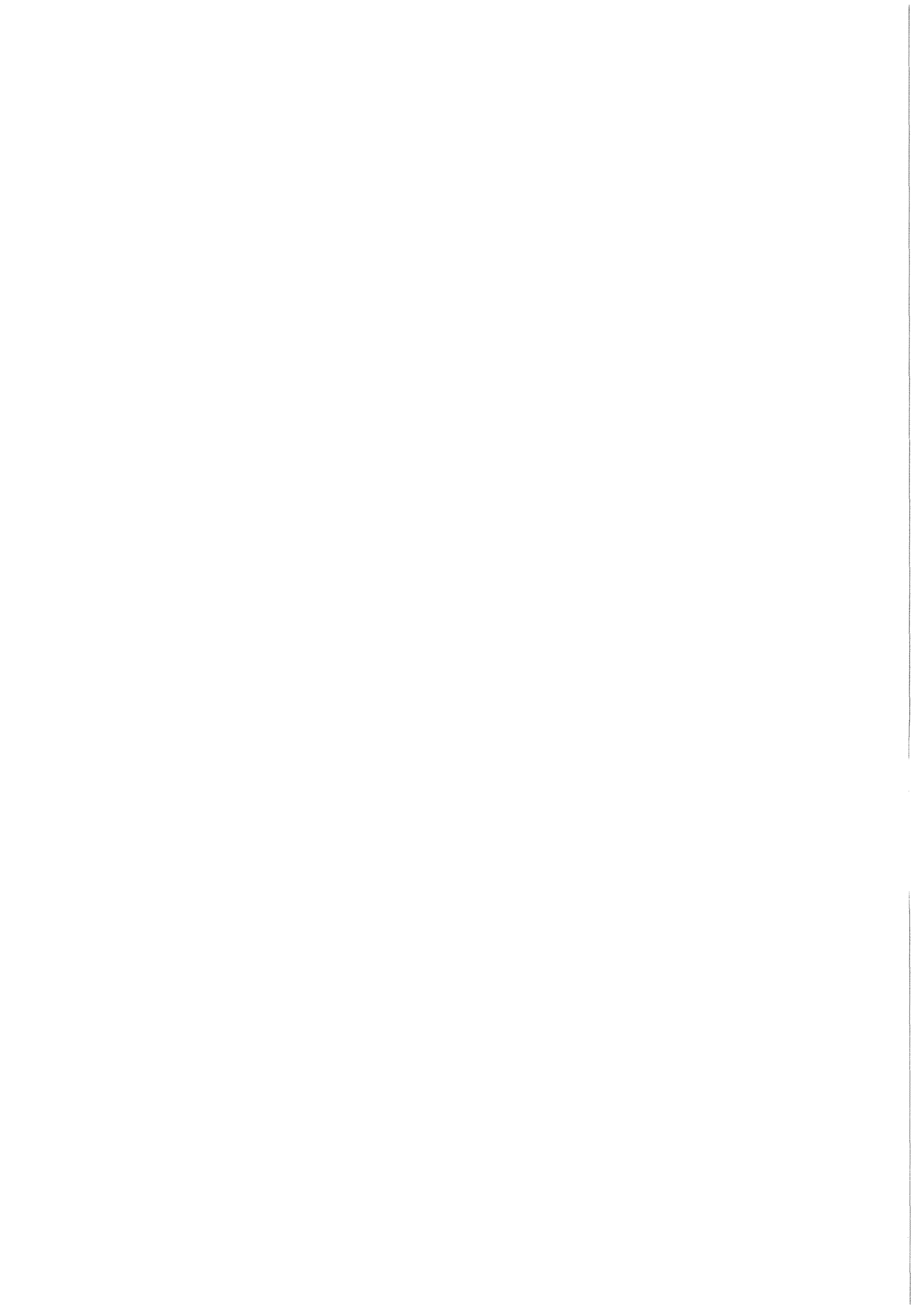


KfK 3391
August 1982

Die Prüfung der Verschleißschutzeigenschaften von synthetischen Motorenölen mit Hilfe der Radionuklid-Technik

H. Möller
Laboratorium für Isotopentechnik

Kernforschungszentrum Karlsruhe



Kernforschungszentrum Karlsruhe
Laboratorium für Isotopentechnik

KfK 3391

Die Prüfung der Verschleißschutzeigenschaften von
synthetischen Motorenölen mit Hilfe der Radionuklid-Technik +)

Henning Möller

Kernforschungszentrum Karlsruhe GmbH, Karlsruhe

+)
von der Fakultät für Maschinenwesen der Universität
Hannover genehmigte Dissertation

Als Manuskript vervielfältigt
Für diesen Bericht behalten wir uns alle Rechte vor

Kernforschungszentrum Karlsruhe GmbH
ISSN 0303-4003

Die Prüfung der Verschleißschutzeigenschaften von synthetischen Motorenölen mit Hilfe der Radionuklid-Technik

ZUSAMMENFASSUNG

Synthetische Motorenöle werden in ihren Verschleißschutzeigenschaften bei der Kolbenschmierung von wassergekühlten PKW-Dieselmotortypen geprüft und gegenüber herkömmlichen Mineralölen bewertet. Bei der Untersuchung auf dem Motorenprüfstand wurde die Radionuklid-Verschleißmeßtechnik eingesetzt.

Die grundsätzlichen Anforderungen an ein Ölprüfverfahren, die sich aus der Systemeigenschaft von Verschleiß- und Verschleißschutzvorgängen ergeben, werden den besonderen Meßeigenschaften der RNT gegenübergestellt. Aus dieser theoretischen Betrachtung folgern Forderungen an die Versuchsführung bei Ölprüfungen mit der RNT und eine Abgrenzung in der Aussage des Prüfergebnisses.

Die Serienprüfung der Versuchsöle in ein und demselben Prüfmotor erlaubt den unmittelbaren quantitativen Vergleich der Verschleißschutzeigenschaften. Die zum Teil abweichenden Prüfergebnisse in den zwei eingesetzten Prüfmotortypen konnten durch unterschiedliche Verschleißmechanismen bei der Schmierung von Kolbenring- und Zylinderlauffläche erklärt werden. Einzeluntersuchungen zum Verschleißschutzverhalten unter Alterungsbedingungen, beim Kaltbetrieb des Motors und zur Wirksamkeit von Verschleißschutzadditiven ergaben differenzierte Aussagen zu Verschleiß- und Verschleißschutzvorgängen bei der Kolbenschmierung.

Testing of the Antiwear Properties of Synthetic Engine Oils by the Use of Radionuclide Technique

ABSTRACT

The antiwear properties of synthetic engine oils are tested at piston lubrication in water cooled passenger-car diesel engines and compared with conventional mineral oils. The radionuclide wear measurement technique (RNT) was used in the examinations performed on the engine test bench.

The basic requirements of an oil test technique, which results from the system property of wear and antiwear phenomena, are discussed and set against the special measurement characteristics of the RNT. Requirements on the conduct of oil tests based on the RNT as well as a delimitation of the statement concerning the test result are derived from the theoretical consideration.

The serial testing of the oils in one testing engine allows a direct quantitative comparison of the antiwear properties. The test results which are partly different for the two types of test motors used, were explained by differing wear mechanisms occurring in the lubrication of the running surfaces of piston rings and cylinders. Individual tests on the antiwear behaviour under conditions of aging, in cold operation of the engine and on the efficiency of antiwear additives produced differentiated statements concerning the wear and antiwear phenomena in piston lubrication.

INHALTSVERZEICHNIS

	Seite
0 FORMELZEICHEN	
1 EINLEITUNG	1
1.1 Problemstellung und Zielsetzung	1
1.2 Verschleißmeßmethoden	1
1.3 Ölprüfverfahren	2
2 DURCHFÜHRUNG	5
3 LITERATURÜBERSICHT	6
3.1 Verschleißmechanismen	6
3.2 Eigenschaften von Motorenölen	7
3.2.1 Klassifizierung und Typen von Motorenölen	7
3.2.2 Rheologische Eigenschaften von Motorenölen	8
3.2.3 Verschleißschutzeigenschaften von Motorenölen	10
3.3 Der Verschleiß von Kolbenring und Zylinder- lauffläche	12
3.3.1 Betriebsbedingte Einflußgrößen auf den Verschleiß	13
3.3.2 Ergebnisse aus Ölprüfungen	16
3.4 Zusammenfassung der Literaturstudie	26
4 SYSTEMANALYSE	29
4.1 Begriffe	29
4.2 Das Tribosystem Kolbenring-Zylinder	29
4.3 Die Verschleißuntersuchung von Kolbenring und Zylinderlauffläche	30
5 RADIONUKLID-VERSCHLEIßMEßTECHNIK UND BEGLEITENDE UNTERSUCHUNGSVERFAHREN	34
5.1 Begleitende Untersuchungsverfahren	34
5.2 Radionuklid-Verschleißmeßtechnik	34
5.2.2 Qualitative Eigenschaften des Durchflußmeßver- fahrens	39
6 KENNDATEN DER VERSUCHSMOTOREN UND VERSUCHSÖLE	40
6.1 Motorkenndaten	40
6.1.2 Konstruktionsmerkmale von Kolben, Kolbenringen und Zylindern	41
6.2 Kenndaten der Prüf- und Vergleichsöle	42

	Seite
7 PRÜFSTANDSAUSSTATTUNG, VORBEREITUNG UND BETRIEB DER VERSUCHSMOTOREN	45
7.1 Prüfstandsausstattung	45
7.2 Vorbereitung und Betrieb der Versuchsmotoren	46
7.2.1 Messung der Zylinderwandtemperaturen	46
7.2.2 Aktivierung der Bauteile	48
7.3 Versuchsprogramme und Versuchsbezeichnung	50
8 UNTERSUCHUNGEN ZUM VERSCHLEIßVERHALTEN VON KOLBENRING UND ZYLINDERLAUFFLÄCHE	52
8.1 Verschleißverhalten über der Motorlaufzeit	52
8.1.1 Einlaufuntersuchung	53
8.1.2 Irreguläre Betriebsphasen	57
8.2 Verschleißverhalten gleichnamiger Bauteile	58
8.3 Verschleißcharakteristik im Motorkennfeld	61
8.3.1 Verschleißcharakteristik des Motortyps A	62
8.3.2 Verschleißcharakteristik des Motortyps B	63
8.4 Verschleißerscheinungsform von Kolbenring und Zylinderlauffläche	65
8.4.1 Einflußparameter auf das Tragverhalten des Kolbenringes	66
8.4.2 Ausbildung des Ringlaufflächenprofils	67
8.4.3 Ausbildung des Zylinderlaufflächenprofils	71
8.4.4 Verschleißbild der Zylinderlauffläche	73
8.2 Überprüfung des RNT-Verschleißmeßergebnisses	75
9 ERGEBNISSE DER ÖLBEWERTUNGSVERSUCHE	78
9.1 Anmerkung zur Auswertung	78
9.2 Ölbewertungsversuche mit dem Motortyp A	79
9.2.1 Öl- und Zylinderwandtemperaturen	79
9.2.2 Versuchsergebnisse der Ölprüfung	80
9.2.3 Quantitative Auswertung der Ölbewertungsversuche mit dem Motortyp A	83
9.3 Ölbewertungsversuche mit dem Motortyp B	87
9.3.1 Öltemperaturen	87
9.3.2 Zylinderwandtemperaturen	88
9.3.3 Versuchsergebnisse der Ölprüfung	89
9.3.4 Quantitative Auswertung der Ölbewertungsversuche mit dem Motortyp B	97

	Seite
9.3.4.1 Anmerkung zur Auswertung	97
9.3.4.2 Prüfergebnisse der Einlaufphasen	97
9.3.4.3 Prüfergebnisse der Konstantphasen	99
9.4 Ergebnisse der Einzeluntersuchungen	101
9.4.1 Einfluß irreversibler Viskositätsänderungen	101
9.4.2 Untersuchung zur Ölalterung	104
9.4.2.1 Anmerkung zur Auswertung	104
9.4.2.2 Einflußfaktoren auf Alterungsvorgänge	104
9.4.2.3 Ergebnisse der Ölalterungsuntersuchung	105
9.4.3 Wirksamkeit von Verschleißschutzadditiven	111
9.4.4 Ölprüfung bei Kaltbetrieb	113
9.4.4.1 Ergebnisse der Ringflankenverschleißmessung	122
9.5 Zusammenfassung und Beurteilung der Versuchsergebnisse	124
9.5.1 Ergebnisse der Ölprüfung	124
9.5.2 Betriebsbedingte Einflußparameter	126
9.5.3 Eigenschaften der RNT bei Ölprüfungen und Beurteilung der Prüfergebnisse	128
10 VORSCHLAG FÜR EIN ÖLPRÜFVERFAHREN	130
11 ZUSAMMENFASSUNG	134
12 LITERATURVERZEICHNIS	136
13 ANHANG	146

0 Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
D	1/s	Schergefälle
n	1/min	Drehzahl
r	-	Regressionskoeffizient
t _M	h	Motorlaufzeit
t _v	h (min)	Versuchszeit
T _{öl}	°C	Öltemperatur
T _{wa}	°C	Kühlwassertemperatur
T _{zw}	°C	Zylinderwandtemperatur
V	mg	Abtrag, Verschleißmasse
v̄	µg/h	Verschleißrate
v ¹⁾	-	Variationskoeffizient
η	cP	dynamische Viskosität
ν	cSt	kinematische Viskosität

1)
$$v = \frac{\text{Standartabweichung}}{\text{Mittelwert}}$$

1 Einleitung

1.1 Problemstellung und Zielsetzung

Günstige Schmier- und Verschleißschutzeigenschaften sind Hauptmerkmale eines Motorenöls. Damit verbindet sich einerseits die Forderung, durch niedrigen Verschleiß eine hohe Lebensdauer des Motors zu erreichen, andererseits Schäden bei Fehlfunktionen von Bauteilen herabzumindern und kostspielige Ausfälle zu verhindern /1-3/.

Zunehmende Leistungsansprüche an den Verschleißschutz in thermisch hochbelasteten Motoren, gleichzeitig der Wunsch nach geringen Reibungsverlusten und hoher Alterungsstabilität erfordern heute die gezielte Weiter- und Neuentwicklung von Motorenölen /4/. Hierzu sind geeignete Verschleißmeßmethoden und Ölprüfverfahren notwendig.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, die Verschleißschutzeigenschaften von Motorenölen mit Hilfe der Radionuklidtechnik (RNT) zu vergleichen und zu bewerten. Hierbei soll gleichzeitig die Anwendbarkeit der RNT als Verschleißmeßmethode in Ölprüfverfahren dargestellt werden.

1.2 Verschleißmeßmethoden

Verschleiß wird heute noch überwiegend als eine Längen- oder Gewichts-differenz erfaßt /5-8/. Diese konventionellen Verschleißmeßmethoden sind diskontinuierlich. D.h. der Abtrag wird direkt, z.B. durch mechanische Abtastung, als Bauteilveränderung vor und nach dem Betrieb erfaßt, was zumindest die Teildemontage des Motors erfordert. Da mit diesen Verfahren der zeitliche Verschleißverlauf selber nicht verfolgt werden kann, ist die Untersuchung von Parametereinflüssen sehr aufwendig.

Alle neueren Verschleißmeßmethoden lassen dagegen Auskünfte zum Verschleißablauf während des Betriebes zu. Als wichtigste Verfahren, die auch bei der Ölprüfung eingesetzt werden, sind die Ferrografie, die RNT (Durchflußmeßverfahren, Dünnschichtdiffe-

renzmethode) und atomspektroskopische Verfahren (Röntgenfluoreszenz, Atomabsorption) zu nennen /8-11/. Mit Ausnahme der Dünnschichtdifferenzmethode, mit welcher der Materialabtrag direkt und berührungslos am Bauteil gemessen wird, ist allen anderen Verfahren gemeinsam, daß der Verschleißvorgang indirekt erfaßt wird. Dies geschieht entweder durch die Analyse von Verschleißteilchen, die über den Ölkreislauf in das Schmieröl gelangen oder durch die Analyse von Veränderungen einzelner Öleigenschaften, was wiederum Rückschlüsse auf die Verschleißschutzeigenschaften zuläßt. Damit läßt sich der Verschleißvorgang über parallel geschaltete Meßkreisläufe oder durch Probenziehen mehr oder weniger kontinuierlich verfolgen. Der Meßwert selber liefert eine integrale Aussage zum Verschleiß von einem ausgewählten (RNT) oder mehreren Bauteilen gleichzeitig, die über den gemeinsamen Ölkreislauf geschmiert werden.

Gegenüber den konventionellen Verfahren, die mit der Bauteilvermessung und Begutachtung gleichzeitig eine qualitative, ölbezogene Beurteilung ermöglichen, lassen alle kontinuierlichen Methoden außer der Ferrografie nur eine quantitative Aussage zu. Die Ferrografie, als ein apparatives System, erfaßt die Eigenschaften und Masse von jedoch nur ferromagnetischen und Bleiverschleißpartikeln, wodurch der Verschleißvorgang auch qualitativ im Hinblick auf seine Schadensauswirkung mit einem "severity-index" beurteilt werden kann.

1.3 Ölprüfverfahren

Während die zuverlässige Beurteilung eines Motorenöls heute nur in umfangreichen und kostspieligen Felduntersuchungen möglich ist, werden Einzeleigenschaften wie der Verschleißschutz in verkürzten und vereinfachten Prüfverfahren untersucht und bewertet /12-16/. Ein solches Prüfverfahren muß folgende Bedingungen erfüllen /17/:

- Praxisbezug
- Differenzierbarkeit
- Wiederholbarkeit
- Vergleichbarkeit

Die zwei erstgenannten Bedingungen beinhalten die Forderung nach übergeordneten und übertragbaren Aussagen, die zwei letztgenannten an die Testpräzision ¹⁾.

Grundlagenuntersuchungen zu Verschleiß- und Verschleißschutzmechanismen werden in Modellapparaturen und zum Teil auch mit dem Einzylinderprüfmotor durchgeführt /3,18,19/. Hierbei lassen sich unter definierten Bedingungen Verschleißvorgänge abgekoppelt von Störeinflüssen differenziert untersuchen. Ziel solcher Versuche ist es, Einflußparameter und Belastungsgrenzen im Hinblick auf Bauteilschädigungen kennenzulernen. Wegen der komplexen Verschleißvorgänge im Motor können die Ergebnisse aus solchen Untersuchungen meist nicht uneingeschränkt übertragen oder verallgemeinert werden /19,20/.

Einen Kompromiß hinsichtlich Praxisnähe und der Kontrolle von Einflußparametern stellt die Ölprüfung mit dem Vollmotor im stationären Prüfstandsbetrieb dar. Da der Verschleißablauf mit den heute überwiegend angewandten konventionellen Meßmethoden nicht unmittelbar verfolgt und kontrolliert werden kann, sind hohe Anforderungen an die Testpräzision gestellt. Um vergleichbare Prüfbedingungen zu gewährleisten, erfordert die Bewertung jeweils eines Öles den Austausch des gesamten Motors oder zumindest der zu beurteilenden Verschleißteile. Damit muß ein einzelner Prüflauf ein absolut vergleichbares Ergebnis liefern. Prüfverfahren und Prüfmortyp müssen beim "konventionellen" Ölbewertungstest festgelegt sein.

1) Zur Quantifizierung von Meßwertstreuungen ist nach DIN 51848 (Prüffehler) definiert:

Wiederholbarkeitsbedingungen: gleich-Beobachter, Labor, Prüfmotor und Prüfverfahren (bei der Wiederholung eines Versuchs);

Vergleichsbarkeitsbedingungen: gleich-Prüfverfahren und Prüfmortyp; verschieden-Beobachter, Labor, Prüfmotor

Um den eingangs genannten Bedingungen zu genügen, erfordern die Voruntersuchungen zur Entwicklung von Ölprüfverfahren bis hin zu einer Standardisierung und Normung einen großen Aufwand an Zeit und Mitteln /16,21/. Dies kann dazu führen, daß ein Bewertungstest im endgültigen Zustand einer weiterentwickelten Öl- und Motortechnologie nicht mehr genügt.

Wegen des hohen Entwicklungsaufwandes existieren heute nur wenige Standardprüfverfahren zur Bewertung der Verschleißschutzeigenschaften von Dieselmotorölen /17/. An erster Stelle ist der praxisnahe OM 616-Kombitest zu nennen, bei welchem ein PKW-Seriendieselmotor eingesetzt wird /16,21/. Vorrangiges Ziel dieses Ölprüfverfahrens ist es, die Verschleißschutzeigenschaften im Zylinder- und Nockenwellenbereich zu bewerten. Um typische Betriebszustände der Fahrpraxis zu simulieren, setzt sich der Test aus den drei Abschnitten Kalt-Warmtest, mittlerer Drehzahltest und Heißtest (bei Nennleistung) mit einer Gesamtlaufzeit von 206 h entsprechend einer Fahrstrecke von 20 000 km zusammen. Weitere Standardprüfverfahren mit den speziellen Einzylinderprüfmotoren von Caterpillar und Petter werden wegen des geringen Praxisbezuges meist nur noch als Vorauswahlteste (screening tests) eingesetzt /13/.

Genormte Prüfverfahren, bei welchen die Ölbewertung mit einer der o.g. kontinuierlichen Verschleißmeßmethoden erfolgt, wurden bisher noch nicht entwickelt.

2 Durchführung

Ausgangspunkt in der vorliegenden Arbeit ist eine Untersuchung mit der RNT, in welcher die Verschleißschutzeigenschaften von synthetischen Motorenölen bei der Schmierung von Kolbenring und Zylinderlauffläche verglichen und bewertet wurden.¹⁾ Die Versuche wurden mit zwei wassergekühlten PKW-Dieselmotortypen im stationären Prüfstandsbetrieb durchgeführt.

Wegen der sehr umfangreichen Literatur werden im Rahmen einer Literaturübersicht nur die wichtigsten Grundlagen und Begriffe zu Verschleiß, Schmierung und Schmieröleigenschaften sowie typische Ergebnisse aus Ölprüfungen dargestellt.

Mit Hilfe einer Systemanalyse und Überlegungen zu den Meßeigenschaften der RNT werden, insbesondere unter dem Gesichtspunkt der Ölprüfung in einem "unbekannten" Motor, die Anforderungen an das Prüfverfahren verdeutlicht und der Aussagebereich von Versuchsergebnissen abgegrenzt.

Hieraus und aus den Erfahrungen, die bei der Durchführung der Versuche gewonnen wurden, resultiert schließlich ein Vorschlag für das Vorgehen bei Ölprüfungen mit der RNT.

Die experimentellen Arbeiten wurden im Rahmen des Forschungsvorhabens "Schmieröleinflüsse - Reibung und Verschleiß" durchgeführt. Für die von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen zur Verfügung gestellten Mittel sowie die großzügige Unterstützung mit Sachmitteln der am Arbeitskreis beteiligten Firmen möchte ich an dieser Stelle danken.

3 Literaturübersicht

3.1 Verschleißmechanismen

Heute wird davon ausgegangen, daß alle bekannten Verschleißmechanismen meist überlagert die Abnutzung von Kolbenring und Zylinderlauffläche verursachen /22-24/. Die einzelnen Mechanismen lassen sich wie folgt einteilen:

Der adhäsive Verschleiß wird durch den direkten Kontakt von zwei Reibpartnern verursacht. Hierbei kommt es in Mikrokontaktflächen zu einem Aufschmelzen und Verschweißen von Rauigkeitsspitzen, wobei die gebildeten "Schweißbrücken" in der weiteren Bewegung abgeschert oder Materialteile aus der Grundmatrix herausgerissen werden. Geringer Verschleiß (mild wear) führt zu geglätteten Oberflächen. Mit zunehmender Belastung tritt ein Umschlag in eine Verschleißhochlage (severe wear) auf, was mit einem progressiven Schadensverlauf durch Fressen verbunden sein kann.

Bei abrasivem Verschleiß wird ein weicher Reibpartner durch den Gegenkörper (Zweikörperabrasion) oder beide Reibpartner durch harte Teilchen im Zwischenmedium (Dreikörperabrasion) durchfurcht und zerschnitten. Abrasion kann der Folgeprozess einer vorangegangenen adhäsiven Bindung sein.

Der tribochemische Verschleiß setzt das Vorhandensein eines Zwischenmediums voraus. Der Verschleißprozess findet in zwei Stufen statt: Nach Reaktionen mit dem Zwischenmedium bilden sich an der Materialoberfläche Schutzschichten aus, die abgetragen und wieder erneuert werden. Als Verschleißpartikel werden deshalb nicht Teilchen des Grundgefüges sondern Reaktionsprodukte gefunden.

Oberflächenermüdung wird bei hohen Flächenpressungen unter Wechsellast oder thermisch wechselnder Beanspruchung verursacht. Mit der Einwirkung polarer Komponenten auf das Grundmaterial tritt Korrosion auf. Der korrosive Angriff kann durch reaktive Komponenten des Schmiermittels oder durch Einflüsse aus Umgebungsmedien erfolgen.

Aus den Wirkungsmechanismen der einzelnen Verschleißformen geht hervor, daß die vollständige Trennung der Reibpartner eine wichtige Voraussetzung ist, den Verschleiß zu verhindern. Korrosion, Oberflächenermüdung und Abrasion können aber auch unter diesen Schmierbedingungen auftreten und hohen Verschleiß verursachen, ohne im allgemeinen jedoch unmittelbar die Normalfunktion der Bauteile zu beeinträchtigen. An erster Stelle muß deshalb Adhäsivverschleiß vor allem in der Form des "severe wear" verhindert werden, der schnell zu dauerhaften Schäden der Laufflächen durch Fressen bis hin zum Ausfall des Motors führen kann.

3.2 Eigenschaften von Motorenölen

Die Hauptanforderungen an ein Motorenöl lassen sich wie folgt einteilen: Es soll günstige Fließeigenschaften besitzen, Verschleißschutz gewähren und Ablagerungen aller Art an Motorteilen verhindern /2,25-27/. Mit der Alterungsstabilität wird zusätzlich gefordert, daß die Frischöleigenschaften im motorischen Betrieb über einen möglichst langen Zeitraum erhalten bleiben.

3.2.1 Klassifizierung und Typen von Motorenölen

Die Klassifizierung von Motorenölen erfolgt über ihr Viskositäts-Temperatur (VT-) Verhalten (SAE-Klasse) und über ihre Performance (z.B. API-, MIL- Klassifikation) /27/. Die Performance beschreibt die Gebrauchseigenschaften eines Öls wie Verschleißschutz-, Ablagerungs- und Reinigungs-, Korrosions- und Alterungsverhalten. Die Performance-Klassifizierung ergibt sich aus dem Bestehen von mehreren genormten Ölprüftesten /13/.

Grundsubstanz von Motorenölen sind Kohlenwasserstoff-Verbindungen, wobei zwischen Mineralölen, synthetischen Ölen und teilsynthetischen Ölen unterschieden wird /28-30/. Mineralöle stellen je nach Raffinationsgrad des Rohöls ein mehr oder weniger inhomogenes Gemisch von Molekülen mit unterschiedlichen chemischen und physikalischen Eigenschaften dar. Synthetische Öle werden ebenfalls aus Rohöl hergestellt, das jetzt jedoch in seine Grundbausteine zerlegt und anschließend wieder gezielt aufgebaut (synthetisiert) wird /31,32/. Damit sind diese Öle in ihrem chemischen und physikalischen Aufbau sehr einheitlich. Teilsynthe-

tische Öle entstehen aus der Mischung mineralischer und synthetischer Komponenten /33,34/. Gegenüber Mineralölen mit ausgewogenen Gebrauchseigenschaften für den motorischen Betrieb, können einzelne Eigenschaften synthetischer Öle bei der Herstellung gezielt beeinflußt und verbessert werden /35/. Neben günstigen Verdampfungs- und Alterungseigenschaften weisen diese Öle häufig ein VT-Verhalten mit Mehrbereichscharakteristik auf, wie es bisher nur von Mineralölen mit VI-Verbesserern erzielt werden konnte (vgl. Absch. 3.2.2). Aus Kostengründen und wegen ihrer Ähnlichkeit und Mischbarkeit mit Mineralölen werden als synthetische Motorenöle heute überwiegend die chemisch neutralen Poly- α -olefine, Esterverbindungen - vorwiegend Diester- und Mischungen dieser beiden Substanzen verwendet. Die in ihren Schmiereigenschaften günstigen Polyalkylenglykole werden wegen ihrer Unmischbarkeit mit Mineralölen nur in speziellen Anwendungsfällen, z.B. Fahrzeugflotten, eingesetzt.

Sowohl für Mineralöle als auch für synthetische Öle gilt, daß die Anforderungen an die Performance durch Zusätze (Additive) verbessert werden müssen. Hierbei läßt sich eine Grobunterteilung in solche Additive vornehmen, die die Viskositätseigenschaften des Grundöls verändern (VI-Verbesserer), und solche, die die Performance verbessern (Leistungs- und Schutzadditive) /36/.

3.2.2 Rheologische Eigenschaften von Motorenölen

Die erwünschten Fließeigenschaften von Motorenölen sind durch eine möglichst geringe VT-Abhängigkeit gekennzeichnet /2,4,25, 37-39/. Bei niedrigen Außen(Öl)-temperaturen und einer damit verbundenen hohen Ölviskosität soll der Motorstart noch möglich und die schnelle Ölversorgung aller Schmierstellen gewährleistet sein. Bei höchsten Betriebstemperaturen und entsprechend geringer Ölviskosität muß die Tragfähigkeit des Öls noch ausreichen, um die Schmierung aller Lagerstellen sicherzustellen. Diese Forderungen werden heute noch durch den Wunsch nach geringen ölbeeinflußten Reibungsverlusten ergänzt, was durch eine insgesamt niedrige Viskositätslage jedoch mit der Gefahr der nachlassenden Verschleißschutzwirkung erreicht werden kann.

Ohne Beimischung von Zusätzen verhalten sich mineralische und synthetische Grundöle wie newton'sche Flüssigkeiten /37/. Ihre Viskosität ist alleine eine Funktion der Temperatur, wobei jedoch je nach Art und Aufbau der chemischen Struktur auch eine Viskositäts-Druck Abhängigkeit bestehen kann /40/. Mit fallender Temperatur steigt die Viskosität exponentiell an, bis das Öl bei Erreichen der Stockpunkttemperatur fest wird. Die empirische Walther Gleichung, geltend für Mineralöle, stellt die Beziehung zwischen kinematischer Viskosität und Temperatur her /41/:

$$\log \log (\nu + 0,7) = A + B \log T ; \quad A, B = \text{konst.} \quad \text{Gl.1}$$

Damit läßt sich das VT-Verhalten eines Mineralöls in doppelt-logarithmischer Darstellung, dem Ubbelohde-Diagramm (vgl. Bild 18), mit einer Geraden darstellen. Die Steigung dieser Geraden ist durch einen empirischen Rechenwert, den Viskositätsindex (VI), gekennzeichnet /41/. Ein mineralisches Grundöl (Einbereichsöl) besitzt einen VI von etwa 95. Einbereichsöle weisen gegenüber Mehrbereichsölen, die mit einer geringeren VT-Abhängigkeit einen breiteren Gebrauchstemperaturbereich umfassen, einen betragsmäßig niedrigeren VI auf.

Öle mit Einbereichscharakteristik, dies trifft auf alle Mineralöle zu, können durch die Zugabe von VI-Verbesserern in Mehrbereichsöle umgewandelt werden /42/. VI-Verbesserer sind langkettige Moleküle, die bei niedriger Temperatur praktisch keine Wirkung auf die Fließeigenschaften des Grundöls ausüben, sich mit steigender Temperatur jedoch aufknäulen und damit eine Viskositätserhöhung hervorrufen. Das mineralische Grundöl kann jetzt insgesamt niedrigviskos, mit günstigen Fließeigenschaften bei tiefen Temperaturen gewählt werden, wobei die an sich zu geringe Hochtemperatur-Viskosität durch die Wirkung der VI-Verbesserer angehoben wird.

Die Beimischung von VI-Verbesserern bewirkt, daß das ursprünglich newton'sche Grundöl nicht newton'sche Viskositätseigenschaften erhält /43/. Neben dem Einfluß aus Druck- und Temperatur weisen solche Öle strukturviskose und viskoelastische Eigenschaften auf. Strukturviskosität bezeichnet die Viskositätsabnahme unter Scherbeanspruchung. Mit Viskoelastizität werden zeitabhängige Viskositätsänderungen umschrieben: Abhängig von der Zeit der Krafteinwirkung weist das Öl ähnlich einem Feder-Dämpfer System eine elastische Komponente auf. Alle unter der momentanen Belastung auftretenden reversiblen Viskositätsänderungen können von irreversiblen überlagert sein /44/. Dies kann einerseits durch Ölverschmutzung (Kraftstoff- und Rußeintrag) und Öloxidation erfolgen oder durch die Scherung der langkettigen VI-Verbesserer unter hohen Schergefällen im Schmierpalt. Die VI-Verbesserer verlieren damit zum Teil oder vollständig ihre beabsichtigte Verdickungswirkung, was sich als bleibender Viskositätsverlust bei hohen Temperaturen äußert.

Ohne die genaue Kenntnis aller Beanspruchungsgrößen an der Schmierstelle -Temperatur, Druck, Schergefälle, Zeit der Krafteinwirkung- kann bei Ölen mit VI-Verbesserern keine Aussage mehr über die tatsächlich vorhandene "effektive" Viskosität getroffen werden /1,2,45-51/.

3.2.3 Verschleißschutzeigenschaften von Motorenölen

Motorenöle gewährleisten Verschleißschutz in erster Linie über die Viskosität, die den Aufbau eines trennenden Schmierfilms zwischen zwei Reibpartnern ermöglicht. Kann ein solcher Tragfilm nicht mehr aufrecht erhalten werden, so kommt es im Übergangsbereich der elastohydrodynamischen Schmierung zuerst zu Mischschmierungsbedingungen mit einzelnen Oberflächenkontakten und schließlich bei unmittelbarer Annäherung der Reibpartner zu Grenzschmierungsbedingungen /3,52,53/.

Das Prinzip der Verschleißschutzwirkung eines Öls oder der Minderung der Schadensfolge bei Berührungen der Reibpartner beruht auf Oberflächenmodifikationen bis hin zu Materialveränderungen im Moment oder als unmittelbarer Folgeprozess des Kontaktes. Der

Verschleiß- und Schadensverlauf wird dann durch die Abtrags- und Wiederaufbaugeschwindigkeit solcher Schutzschichten gesteuert /54,55/.

Bei vorhandenem Sauerstoff kann die Bildung von jedoch nur sehr dünnen Oxidschichten zu einer Oberflächenhärtung führen und damit den Verschleiß verringern /54/. Die gezielte Verschleißschutzwirkung im vollformulierten Motorenöl wird durch chemisch reaktive Komponenten des Grundöls und vor allem durch beigemischte Additive -metallorganische Schwefel-, Phosphor-, Chlor-Verbindungen- erreicht /56,57/. Die heute überwiegend eingesetzten Verschleißschutzadditive sind Zinkdithiophosphate (ZnDTP) und Zinkdialkyldithiophosphate (ZnDDP) /58,59/. Der Wirkungsmechanismus solcher Verschleißschutzadditive läuft, im wesentlichen abhängig von der Temperatur an der Kontaktstelle, in drei Phasen ab /60/:

1. Physikalische Adsorption des Additivmoleküls
2. Zerfall an der Kontaktstelle
3. Chemische Reaktion der abgespaltenen organischen Additivkomponente

Bei der physikalischen Adsorption lagern sich polare Moleküle, dies können auch VI-Verbesserer sein, an der Materialoberfläche an und bilden als Reibpolymere eine schmierstoffähnliche Schicht. Die starke Haftung von bipolaren Bindungen in engsten Schmierpalten kann zu einem Herausreißen von Partikeln aus dem Grundmaterial führen (Dünnschichtverschleiß) und verschleißfördernd wirken /54/. Bei Überschreiten einer Grenztemperatur zerfällt das Additiv an der Kontaktstelle und geht an der Materialoberfläche metallorganische Bindungen ein. Es wird vermutet, daß die hierdurch gebildeten Reaktionsschichten bei Oberflächenkontakten kurzzeitig aufschmelzen und damit wie ein Schmiermittel wirken /27,61/. Der Zerfall des Additivs ist ein irreversibler Vorgang und führt bei fortgesetztem Öleinsatz zu einem Additivverbrauch. Um einerseits einen zu schnellen Additivverbrauch zu verhindern, andererseits aber eine ausreichende Additivwirkung sicherzustellen, muß der thermisch gesteuerte Zersetzungsprozess, d.h. das "Anspringen" des Additivs bei Erreichen der Reaktionstemperatur, ebenso wie die Reaktionsgeschwindigkeit und die che-

mische Reaktivität auf den motorischen Einsatzzweck abgestimmt sein /62/.

3.3 Der Verschleiß von Kolbenring und Zylinderlauffläche

Nach einer Umfrage unter Herstellern von Dieselmotoren, die in den Jahren 1972 bis 1974 durchgeführt wurde, ergaben sich folgende typische Verschleißraten für PKW-Dieselmotoren im Nennleistungsbetrieb /5/:

Ringlauffläche	100 - 300 $\mu\text{g/h}$	\cong	0,03 - 0,01 $\mu\text{m/h}$
Ringflanke	50 - 150 $\mu\text{g/h}$	\cong	0,01 - 0,03 $\mu\text{m/h}$

Ebenfalls nach dieser Umfrage lassen sich aus Bild 1 mittlere Zylinderverschleißraten von ca. 5 bis 10 $\mu\text{m}/1000 \text{ km}$ entnehmen, wobei diese Meßwerte in der Einlaufphase (erster Meßpunkt bei 500 h Motorlaufzeit) etwa um den Faktor 3 erhöht sind.

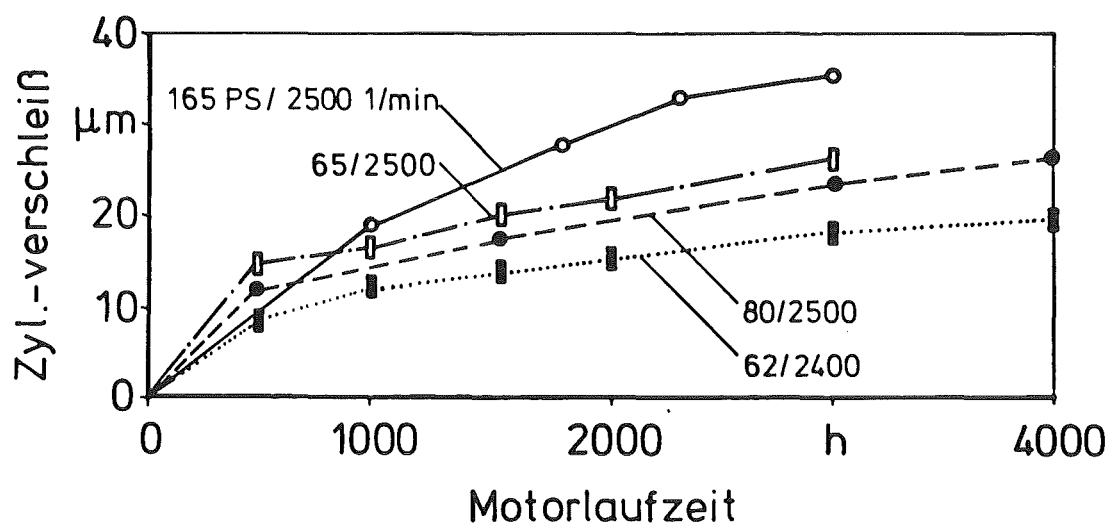


Bild 1: Zylinderverschleiß verschiedener Dieselmotortypen /5/

Entsprechende Daten gehen aus umfangreichen Verschleißmessungen mit der RNT hervor /63-69/. Als typische Verschleißraten der Zylinderlauffläche in der Umgebung des o.T. wurden hier Werte in der Größenordnung von 100 bis ca. 500 $\mu\text{g/h}$ gemessen.

3.3.1 Betriebsbedingte Einflußgrößen auf den Verschleiß

Allgemein wird heute davon ausgegangen, daß Misch- und Grenzschmierungsvorgänge im gesamten Bereich der Zylinderlauffläche angetroffen werden. Dies ist, selbst unter den günstigen Schmierbedingungen bei hohen Gleitgeschwindigkeiten des Kolbens in Hubmitte, auf Zylinderverzüge und die unvollkommene Anpassung des Kolbenringes in der Zylinderbohrung zurückzuführen /70-73/. Bei einwandfreier Funktion aller Bauteile ist jedoch im vollständig eingelaufenen Motor vor allem die Umgebung des o.T. wegen ungünstiger Schmierbedingungen durch hohe Verbrennungsdrücke und -temperaturen und geringe Gleitgeschwindigkeiten verschleißbeansprucht.

Aus Untersuchungen an Einzylinderdieselmotoren konnten abhängig von der Kolbenstellung empirische Last- oder Zylinderdruck - Drehzahlbeziehungen formuliert werden, mit welchen sich Grenzbedingungen für das Auftreten von verschleißkritischen Betriebspunkten im Motorkennfeld angeben ließen /74,75/:

$$F = p \cdot v^{7/16} \quad \text{Gl.2 (nach /73/);} \quad F = p^{1/2} \cdot v \quad \text{Gl.2 (nach /74/)}$$

- F Belastungsfaktor
- p Zylinderdruck
- v Kolbengeschwindigkeit

Mit hohen Zylinderdrücken im Arbeitstakt bei zunehmender Gleitgeschwindigkeit des Kolbens errechnet sich im Maximum der Gleichungen 2 und 3 die verschleißgefährdete Zone zwischen 20 und 100 °KW nach o.T.. Das Überschreiten eines Grenzwertes führte zu einer Verschleißzunahme durch beginnendes Fressen (Übergang zum severe wear).

Vergleichbare Ergebnisse gehen aus Kennfelduntersuchungen mit der RNT an verschiedenen Dieselmotortypen hervor /67/. Bild 2 zeigt, daß die Verschleißrate mit der Laststeigerung progressiv zunimmt. Maximale Verschleißraten wurden nach diesen Untersu-

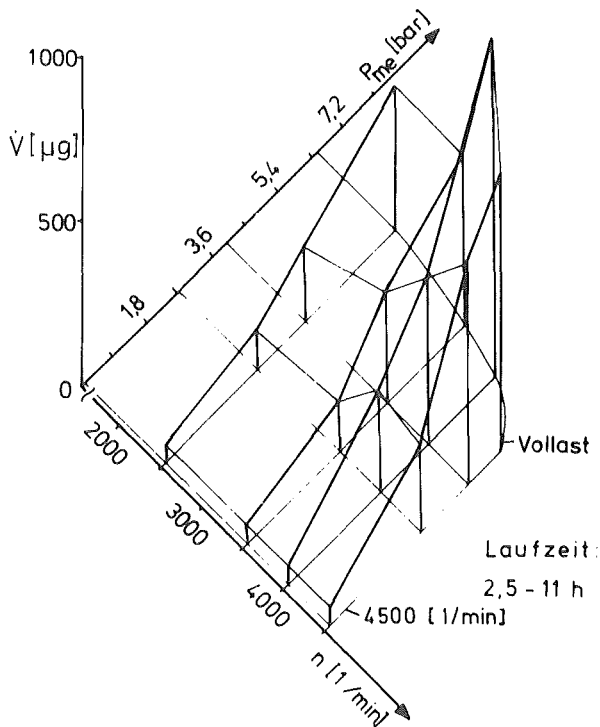


Bild 2:
Kennfeld der Ringlaufflächen-
verschleißrate eines PKW-
Dieselmotors
Nach Lit. /67/

chungen stets an der Vollast gefunden, entsprechend dem jeweils eingesetzten Motortyp jedoch bei unterschiedlichem Drehzahlniveau. Der Drehzahleinfluß auf das Verschleißrateniveau insbesondere bei Vollast, dies geht auch aus der unterschiedlichen Wichtung von Last und Drehzahl in den Gleichungen 2 und 3 hervor, ist damit eine von den konstruktiven Eigenschaften des Motortyps abhängige Größe. Der wechselnde Drehzahleinfluß läßt sich damit erklären, daß einerseits bei niedrigen Drehzahlen mit verringerten Gleitgeschwindigkeiten und längeren Verweilzeiten des Kolbens in der Umgebung des o.T. ungünstigere Schmierverhältnisse als bei hohen Drehzahlen vorliegen. Hohe Drehzahlen bedeuten andererseits jedoch einen größeren Verschleißweg in einer betrachteten Zeitspanne. Welcher Einfluß überwiegt und das charakteristische Verschleißkennfeld bestimmt, hängt von den Eigenschaften des jeweiligen Motortyps ab /76/.

Neben Last und Drehzahl werden als wichtige betriebsbedingte Einflußfaktoren auf den Verschleiß von Kolbenring- und Zylinderlauffläche die Kühlverhältnisse genannt /22,23,61,71,77-81/.

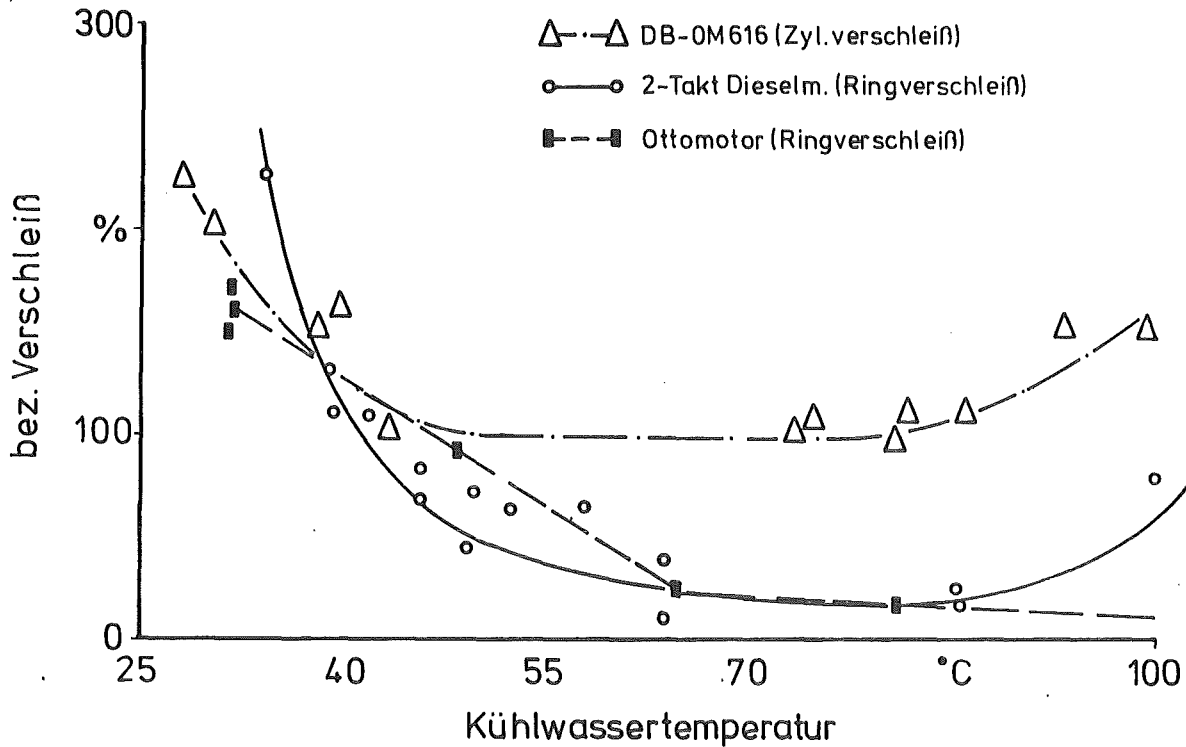


Bild 3: Kolbenring- und Zylinderverschleiß in Abhängigkeit der Kühlwassertemperatur. Nach Lit. /63,77,79/

Aus Bild 3 geht hervor, daß eine progressive Verschleißzunahme beim Überschreiten einer unteren und oberen Schwelle der Kühlwassertemperatur auftritt. Zu geringe Kühlwassertemperaturen, es werden Grenzwerte zwischen $T_{wa} = 40^{\circ}\text{C}$ und 60°C genannt, führen zum Auskondensieren von sauren Komponenten aus den Verbrennungsgasen, die sich als wässrige Lösung an der Zylinderlauffläche niederschlagen. Hierbei verursacht vor allem Schwefelsäure Korrosivverschleiß, der bei steigendem Schwefelgehalt im Kraftstoff zunimmt /81/. Da auch bei schwefelfreiem Kraftstoff eine Verschleißzunahme bei Kaltbetrieb auftritt, wird als weitere Ursache die verminderte Tragwirkung des Schmierfilms durch die Bildung einer Wasser-Ölemulsion vermutet sowie Dünnschichtverschleiß durch starke bipolare Bindungen bei Kontakten zwischen den Reibpartnern (vgl. Abschn. 3.2.3) /80/. Der Verschleißanstieg, der bei steigenden Kühlwassertemperaturen auftritt, läßt sich auf den temperaturbedingten Rückgang der Ölviskosität und das zunehmende Abdampfen des Schmierfilms zurückführen /39,49,77,82/. Entspre-

chend wirkt sich eine Steigerung der Öltemperaturen aus.

Abrasive Staubpartikel, die bei unzureichender Filterung mit der Ansaugluft in den Brennraum gelangen, können ebenfalls zu einer hohen Verschleißzunahme führen /22,61,72/. Die abrasive Wirkung der selbst erzeugten Verschleißpartikel, die sich im Öl ansammeln und nur teilweise durch den Ölfilter zurückgehalten werden, konnte dagegen noch nicht eindeutig nachgewiesen werden /67,83/.

3.3.2 Ergebnisse aus Ölprüfungen

Im Hinblick auf eine Vorhersage zur Verschleißschutzwirkung von Motorenölen wird in einer Reihe von Arbeiten versucht, einen Zusammenhang zwischen der Viskosität und dem Motorenverschleiß experimentell zu ermitteln /1,25,33,43,45,48-51,84-88/. Das typische Ergebnis einer solchen Untersuchung, bei welcher die RNT eingesetzt war, zeigt Bild 4.

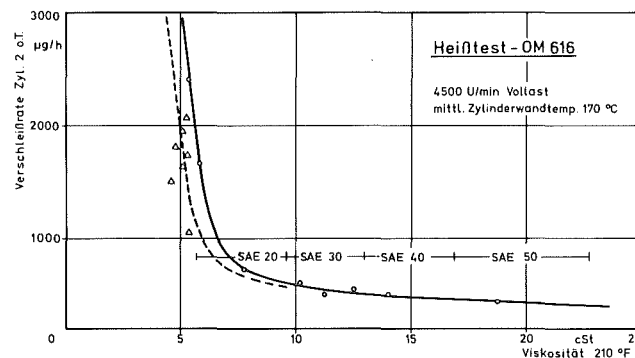


Bild 4: Verschleißrate in Abhängigkeit der kinematischen Viskosität (Zylinderlaufflächenverschleiß im o.T.)
Nach Lit./89/

Während sich bei newton'schen Ölen durch Extrapolation auf die Temperatur im Schmierpalt eine Beziehung von Viskosität und Verschleiß noch finden läßt, ist dies bei nicht newton'schen Ölen im allgemeinen nicht mehr möglich. Beanspruchungsgrößen wie Scherfälle, Schmierfilmdicke und Druckverteilung im Schmierpalt sind meist unbekannt und damit auch die tatsächlich vorhandene

effektive Viskosität. Aus verschiedenen Untersuchungen geht jedoch hervor, daß ein ähnlicher Zusammenhang, wie in Bild 4 dargestellt, gefunden werden kann, wenn bei nicht newton'schen Ölen der Viskositätsverlust unter hohen Schergefällen berücksichtigt wird. Dies zeigt das Ergebnis einer RNT-Verschleißmessung mit einem Ford-Cortina 1,2 l Motor, in welchem die Verschleißschutzeigenschaften verschiedener Modellöltypen geprüft wurden /50/.

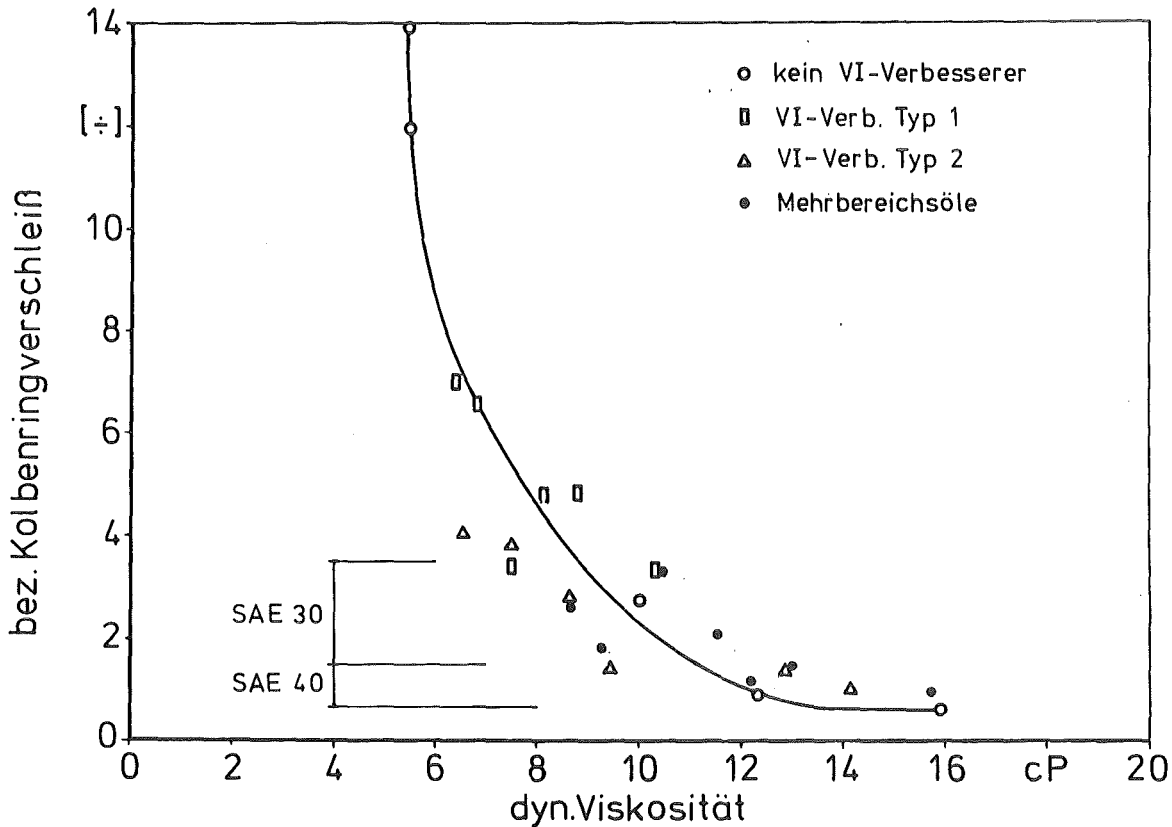


Bild 5: Kolbenringverschleiß in Abhängigkeit von der dynamischen Viskosität. Nach Lit./50/

Bei einem vermuteten Schergefälle von $D=2,5 \cdot 10^5$ 1/s konnte unabhängig vom eingesetzten newton'schen oder nicht newton'schen Öltyp ein Zusammenhang zwischen der dynamischen Viskosität und dem gemessenen Kolbenringverschleiß ermittelt werden. Aus den Bildern 4 und 5 geht hervor, daß sich der Kolbenring- und Zylinder Verschleiß mit zunehmender effektiver Viskosität nur noch geringfügig ändert, jedoch nicht vollständig zurückgeht.

Die Verschleißschutzwirkung durch Additive kann bei vorhandener Misch- und Grenzschmierung ebenso wirksam sein, wie dies durch eine Viskositätserhöhung erreicht wird. Dies ist das Ergebnis einer RNT-Kolbenringverschleißmessung mit einem Einzylinder Petter-AV1 Prüfdieselmotor (Bild 6) /90/.

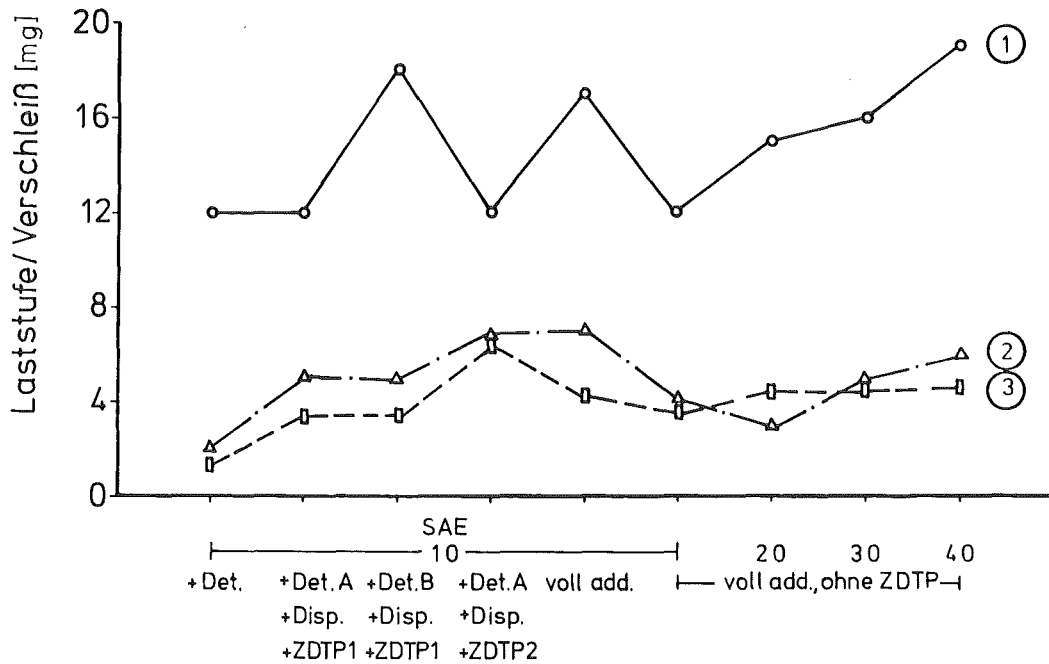


Bild 6: Einfluß von Viskosität und Additiven auf den Kolbenringverschleiß. Nach Lit./90/ (Erklärung im Text)

Bei sukzessiver Laststeigerung wurde innerhalb dieser Untersuchung zwischen dem Verschleißbeitrag bei beginnendem Fressen (Kurve 2, Verschleiß in $\text{mg} \cdot 10^{-2}$) und dem Folgeverschleiß (Kurve 3, Verschleiß in mg) nach Rücknahme der Laststufe (Kurve 1) unterschieden. Mit dem niedrigviskosen SAE 10 - Öl und der günstig abgestimmten Additivkombination Detergent B, Dispersant und ZDTP 1 kann die gleiche Laststufe wie mit dem hochviskosen SAE 40 - Öl erreicht werden, welchem jedoch nicht das Verschleißschutzadditiv ZDTP beigemischt war. Es geht aus dieser Untersuchung auch hervor, daß die Wirkung eines Verschleißschutzadditivs in der Kombination mit anderen Schutz- und Leistungsadditiven unterschiedlich wirksam sein kann und deshalb optimal abgestimmt werden muß. /63/.

In einer frühen Arbeit von 1961 wurde die Anwendbarkeit der RNT als Verschleißmeßmethode in einem KD 12 Einzylinderdieselmotor untersucht /65/. Aus den Kolbenringverschleißmessungen ergab sich, daß hohe Anforderungen an Fertigungstoleranzen und an die exakte Einstellung von Betriebsparametern gestellt werden müssen, um Einzelversuche genau -in dieser Untersuchung mit einer Streuung von ca.18 %- reproduzieren zu können. Im Wechselbetrieb von Ölen gleicher Viskositätslage wurde ein niedrigeres Verschleißrateniveau beim Einsatz des additivierten gegenüber dem nicht additivierten Öl gemessen. Mit der Einschränkung von nur wenigen Versuchsergebnissen wird weiter angemerkt, daß Übertragungseffekte beim Wechsel des additivierten zum nicht additivierten Öl nicht festgestellt werden konnten. Gleichzeitig wird jedoch darauf hingewiesen, daß sich nach dem wiederholten Einsatz des nicht additivierten Öls (im Wechsel mit dem additivierten Öl) ein auffallend niedriges Verschleißrateniveau einstellte. Dies deutet darauf hin, daß die Einsatzfolge einzelner Prüföle einen Einfluß auf das Ölprüfergebnis haben kann.

Im folgenden sind die Ergebnisse von RNT-Verschleißmessungen zusammengefaßt, die zum Teil zur Entwicklung des OM 616-Kombitestes

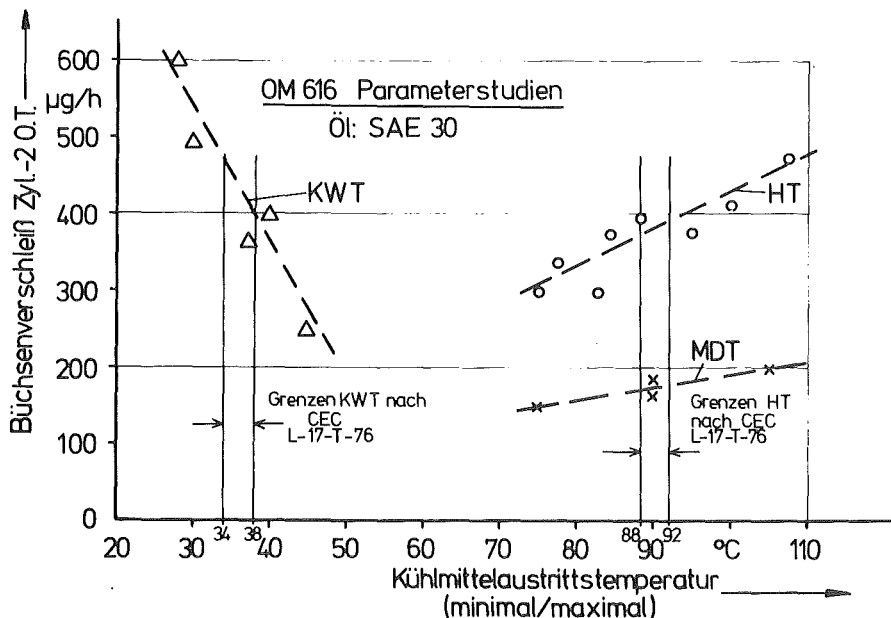


Bild 7: Zylinderlaufflächenverschleißrate im o.T. in Abhängigkeit der Kühlwasseraustrittstemperatur. Nach Lit./89/

(vgl. Abschn. 1.3) beitragen oder begleitend auf der Basis dieses Testverfahrens durchgeführt wurden.

Bild 7 zeigt die Änderung der Zylinderlaufflächenverschleißrate im o.T. bei variiertem Kühlwasseraustrittstemp. unter den Prüfbedingungen des OM 616-Kombitestes /89/. Ziel dieser Untersuchung war es, die Genauigkeitsanforderungen an den Einstellparameter Kühlwassertemperatur im Hinblick auf das Ölbewertungsergebnis zu überprüfen. Während die Verschleißrate im mittleren Drehzahltest (MDT) nur geringfügig von der Kühlwasseraustrittstemp. beeinflusst wird, erfordert dieser Parameter in den übrigen Testphasen eine wesentlich höhere Einstellgenauigkeit. Nach dem hier gezeigten Beispiel ändert sich die Verschleißrate im Kalt-Warmtest (KWT) zwischen $T_{wa} = 30^\circ\text{C}$ und 40°C um mehr als 30%. Vergleichbare Aussagen lassen sich den Bildern 8 und 9 entnehmen, wobei sich abhängig von den Verschleißschutzeigenschaften des jeweils eingesetzten Öltyps der Einfluß der Kühlwassertemp. in den Testphasen Heißtest und Kalt-Warmtest noch schärfer auswirken kann /63/.

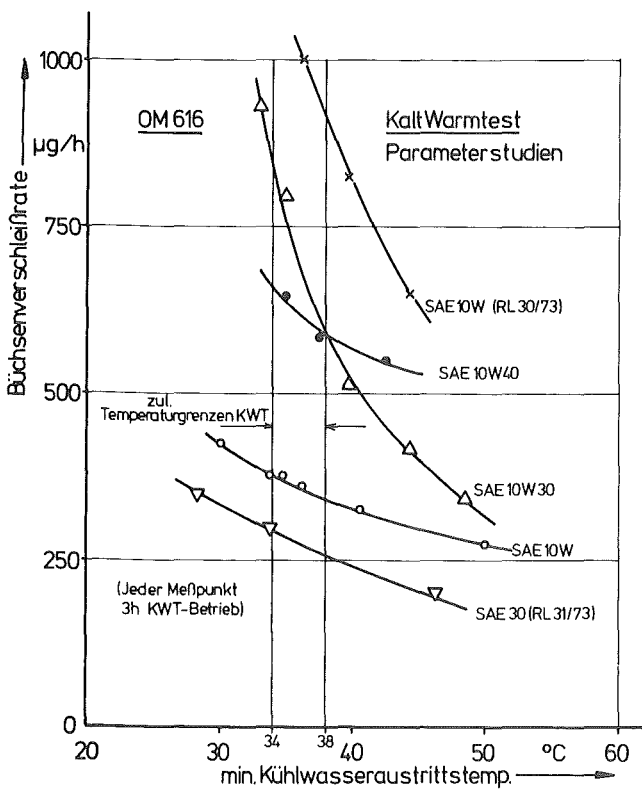


Bild 8:
Zyl.-laufflächenverschleißrate im o.T. in Abhängigkeit der Kühlwassertemperatur
Nach Lit./63/

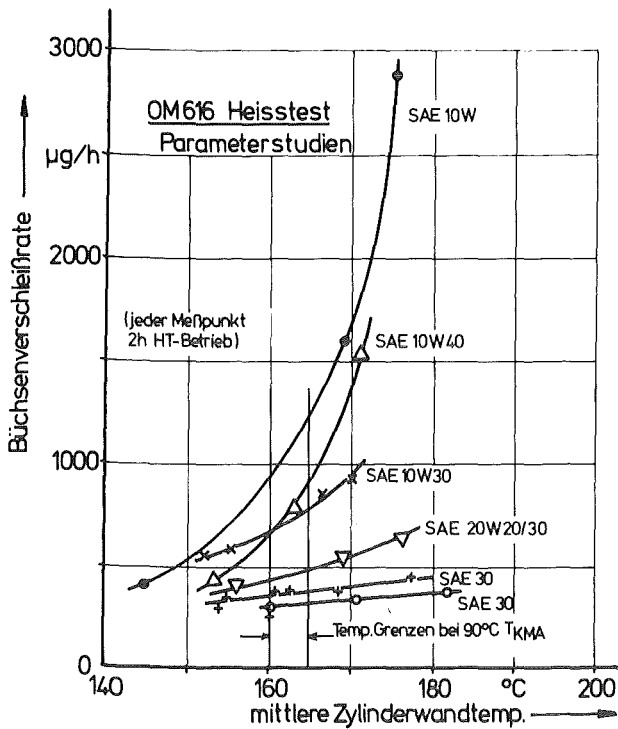


Bild 9:
Zyl.-laufflächenverschleißrate
im o.T. in Abhängigkeit der
Kühlwassertemperatur
Nach Lit./63/

Als Ergebnis der Gesamtuntersuchung wird zusammengefaßt, daß im mittleren Temperaturbereich ($T_{wa} = 90^{\circ}\text{C}$, $T_{zw} \approx 154^{\circ}\text{C}$) zwischen ölen unterschiedlicher Viskositätslage nur schwach differenziert werden konnte. In den thermischen Grenzbereichen (KW-Test, Heißtest) zeigte sich jedoch ein hoher Additiveinfluß (Faktor 1:3), bei Mehrbereichsölen ein Einfluß durch den Typ des VI-Verbessers (Faktor 1:5) und durch den Grundöltyp (Faktor 1:2). Es wird weiter gefolgert, daß im o.T.-Bereich stets Misch- und Grenzschmierung vorhanden ist und damit der Wirkung von Verschleißschutzadditiven eine große Bedeutung zukommt. Die Wiederholbarkeitsstreuung (vgl. Anm. S.4) lag in dieser Untersuchung im Bereich von $v = 13\%$ bis 20% . Die Vergleichbarkeitsstreuung wurde als unzureichend bezeichnet.

Die Zielsetzung einer weiteren mehrjährigen Untersuchung war es, ein verkürztes Ölprüfverfahren mit der RNT auf der Basis des OM 616-Kombitestes zu entwickeln /68/. Voruntersuchungen ergaben, daß bei dem mit slip-fit Büchsen ausgestatteten Prüfmotor vermutlich wegen ungünstiger Wärmeübergangsbedingungen zu hohe Meßwertstreuungen auftraten. Es wurde deshalb der serienmäßige Prüfmotor in der Standardausführung Büchse mit Preßsitz einge-

setzt. In Anlehnung an die Testphasen des OM 616-Kombitestes erfolgte in drei verschiedenen Laboren (A, B und C) die Bewertung von mehreren Motorenölen, wobei der Testablauf mehrfach geringfügig modifiziert wurde. Grundsätzlich wurde so vorgegangen, daß das jeweilige Prüföl (vgl. Bild 10, Öle A und B) gegenüber einem Vergleichsöl (CEC-Referenzöl RL 74, /91/) in dem Testzyklus Vergleichsöl/Prüföl/Vergleichsöl mehrmals in jeweils dreistündigen Läufen pro Versuchsöl bewertet wurde. Die Ergebnisse der einzelnen Labore sind als Mittelwerte in Bild 10 dargestellt. Abgesehen von wenigen Ausreißern liegt die Wiederholbarkeitsstreuung zwischen $v=20\%$ und 30% . Die Vergleichbarkeitsstreuung zwischen den einzelnen Laboren errechnet sich zu dem unbefriedigenden Ergebnis von ca. 45% . Werden jedoch entsprechend Bild 11 nicht die Absolutwerte, sondern die auf das Vergleichsöl bezogenen Relativwerte als Bewertungsbasis herangezogen, so ergibt sich die wesentlich geringere Vergleichbarkeitsstreuung von nur ca. 25% .

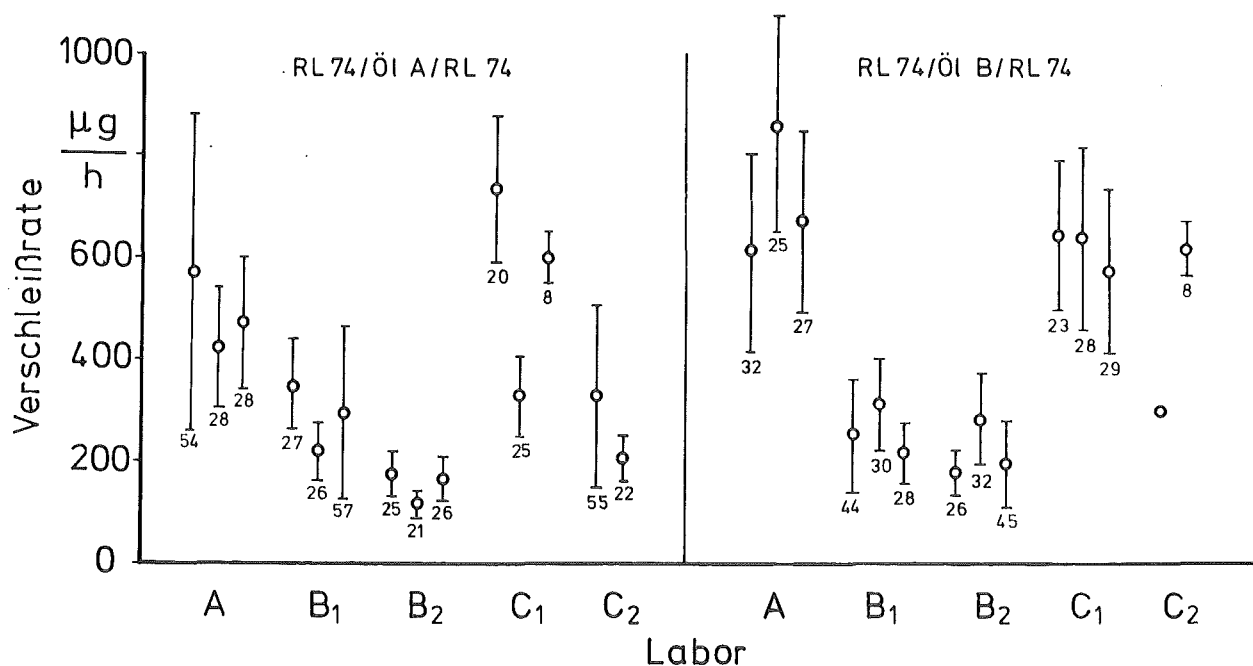


Bild 10: Mittelwerte der Zylinderlaufflächenverschleißrate im o.T., simulierte Heißtestbedingungen des OM 616-Kombitestes, Vollast, $n=4500$ 1/min, $T_{wa}=90$ °C
Nach Lit. /68/

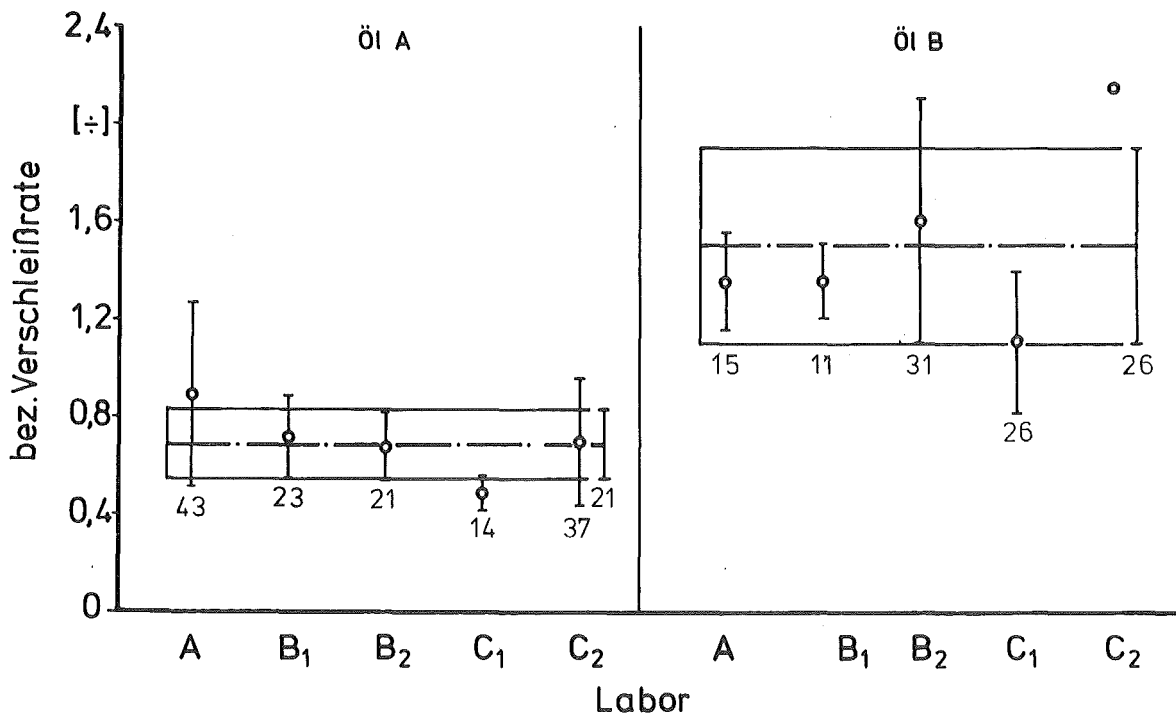


Bild 11: Bezogene Mittelwerte der Zylinderlaufflächenverschleißrate im o.T., (vgl. Bild 10)

Zu der Gesamtuntersuchung wird weiter angemerkt:

- Unter den vorgegebenen Meß- und Versuchsbedingungen ist eine Öl-bewertung nur relativ gegenüber einem Vergleichsöl möglich,
- mit der Modifikation des Versuchsablaufes -häufigere Ölwechsel, längere Spülphasen- konnte die Streuung der Versuchsergebnisse nicht verbessert werden,
- dem Einstellparameter Kühlwasseraustrittstemperatur kommt in seiner Auswirkung auf die Testgenauigkeit eine vorrangige Bedeutung zu. In diesem Zusammenhang wird darauf hingewiesen, daß es wünschenswert ist, ein Vergleichsöl mit möglichst geringer Verschleiß-Temperaturabhängigkeit einzusetzen,
- Das Verschleißrateniveau kann sich ohne ersichtliche Systematik ändern, was auf nicht erfaßte Abweichungen im Betriebsverhalten des einzelnen Versuchsmotors zurückgeführt wurde,
- Die fertigungsbedingte Leistungsstreuung kann zu erheblichen Streuungen im Verschleißrateniveau der einzelnen Versuchsmotoren führen.

Da bei der konventionellen Ölprüfung nicht zwischen den Verschleißschutzeigenschaften des Prüföls und motorbedingten Streuungen differenziert werden kann, läßt sich diese vorgegebene Unschärfe des konventionellen Prüfverfahrens nur durch Vergleichbarkeitsuntersuchungen quantifizieren. In den Prüfbedingungen des OM 616-Kombitestes wird hierauf insofern Rücksicht genommen, daß zwar eine Leistungsstreuung von 6% zugelassen wird, die Einspritzmenge mit 2,5% aber wesentlich enger toleriert ist. Damit ist beabsichtigt, das aus dem Verbrennungsablauf resultierende Lastkollektiv möglichst genau zu reproduzieren. Selbst unter dieser Voraussetzung wurden jedoch noch Streuungen von bis zu 65% in der Einzelzylinderbelastung von Prüfmotoren gemessen.

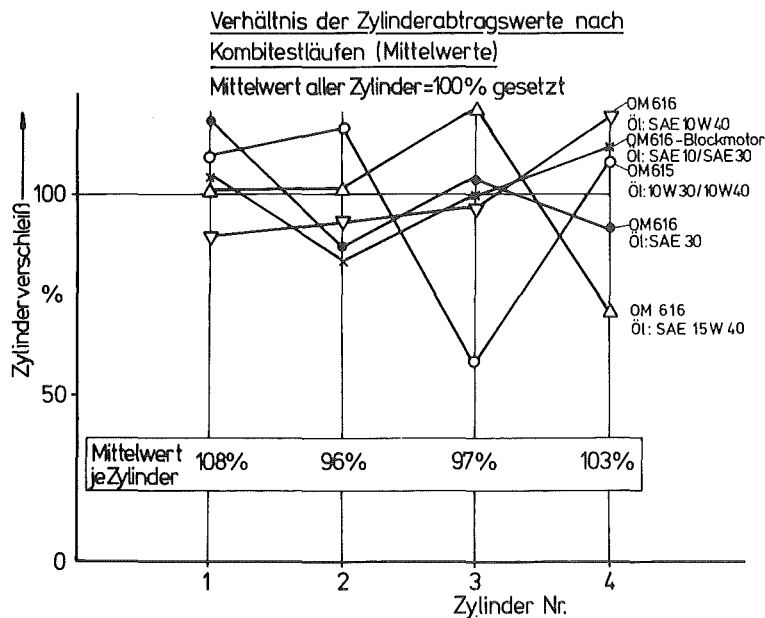


Bild 12: Verteilung des Zylinderverschleißes auf die Einzelzylinder, Ergebnisse aus Kombitestläufen mit dem OM 616. Nach Lit. /68/

Dies zeigt Bild 12, in welchem der Einzelzylinderverschleiß nach dem Verschleißkriterium des OM 616-Kombitestes (mittlere Tiefe des Verschleißwickels im o.T., vgl. Bild 21) normiert dargestellt ist.

Vergleichsuntersuchungen zu Ergebnissen aus dem OM 616-Kombitest ergaben, daß sich kein Zusammenhang zwischen Zwickeltiefe und der RNT-Verschleißmessung finden ließ. Dies wäre über einen Umrechnungsfaktor möglich, falls Zwickeltiefe und Zwickelform (proportional dem Verschleißvolumen) in einer festen geometrischen Beziehung stünden.

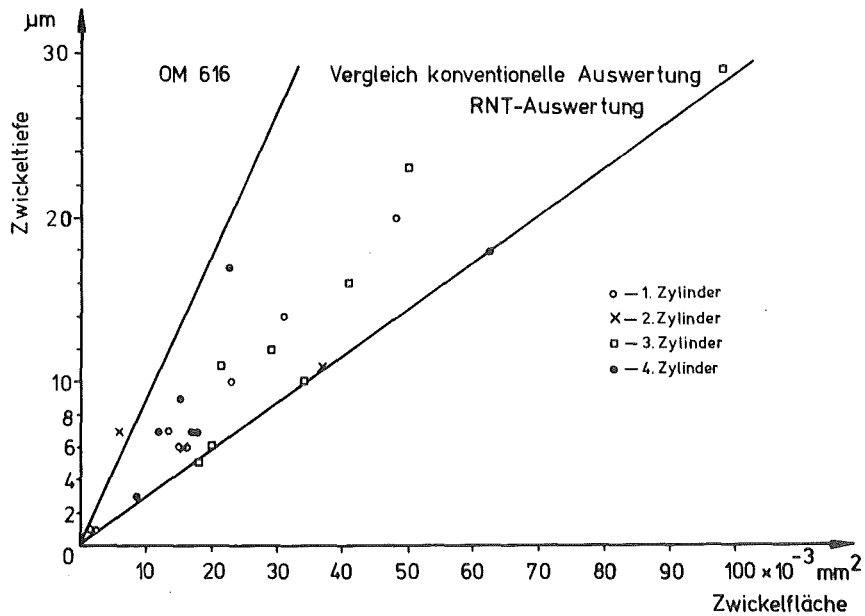


Bild 13: Verhältnis der Zwickeltiefe und Zwickelfläche aus Mantellinienmessungen an einem OM 616-Prüfmotor.
Nach Lit. /68/

Bild 13 zeigt, daß alleine schon Zwickeltiefe und Zwickelfläche nicht korrelieren. Eine Übereinstimmung des RNT-Verschleißmeßergebnisses mit der konventionellen Meßtechnik konnte erst mit dem Ausplanimetrieren des gesamten Verschleißzwickels über den Büchsenumfang erreicht werden. /89/. Hierbei ergab sich eine Meßwertdifferenz von kleiner 5%. Vergleichbare Abweichungen wurden in weiteren Kontrolluntersuchungen zu RNT-Verschleißmessungen nachgewiesen /64,65/.

3.4 Zusammenfassung der Literaturstudie

Die Durchsicht der Literatur zeigt, daß bisher noch keine geschlossene Erklärung zu Verschleiß- und Verschleißschutzmechanismen bei der Schmierung von Kolbenring und Zylinderlauffläche existiert. Dies ist einerseits auf die meßtechnische Unzugänglichkeit dieser Reibpaarung zurückzuführen, andererseits auf die große Zahl von Einflußparametern, die mit den konstruktiven Eigenschaften des jeweiligen Motortyps unterschiedlich gewichtet sein können.

Unabhängig von den Öleigenschaften sind die Kolbenringe und die Zylinderlauffläche stets einem Verschleiß vor allem durch Misch- und Grenzschmierungsvorgänge im o.T.-Bereich unterworfen. Die Verschleißbeanspruchung nimmt beim Dieselmotor mit hohen Verbrennungsdrücken und -temperaturen zu. Das Verschleißniveau des einzelnen Bauteils und die Verschleißcharakteristik im Motorkennfeld werden durch drei Faktoren bestimmt:

- Motorkonstruktion
- Betriebsbedingungen
- Öleigenschaften

Die Einflußgrößen auf den Verschleiß und Verschleißschutz, die aus den Betriebsbedingungen und den Öleigenschaften resultieren, sind in den Tabellen 1 und 2 zusammengefaßt.

Nach dem heutigen Entwicklungsstand von Motoren und Motorenölen ist die Abnutzungsgeschwindigkeit von Kolbenring und Zylinderlauffläche gering im Hinblick auf die Lebensdauer. Unter ungünstigen Betriebsbedingungen kann die Verschleißbeanspruchung jedoch stark zunehmen. Die Verschleißschutzeigenschaften des Öls treten dann mehr in den Vordergrund und können ausschlaggebend für die zufriedenstellende Funktion eines Bauteils sein /1-3/. Solche "scharfen" Betriebsbedingungen sind im Hinblick auf übergeordnete und differenzierte Aussagen in einem Ölprüfverfahren vorwiegend von Interesse.

Betriebsparameter	Wirkung
Last	-progressive Verschleißzunahme bei steigender Last
Drehzahl	-Einfluß unbestimmt, abhängig von den konstruktiven Eigenschaften von Kolbenring und Zylinderlauffläche, niedrige Drehzahl: Schmierfilmzusammenbruch begünstigt hohe Drehzahl: größerer Verschleißweg pro Zeiteinheit
Kühlwassertemperatur	-Badewannencharakteristik: Verschleißzunahme bei hohen und niedrigen Temperaturen, geringer Einfluß im mittleren Temperaturbereich
Öltemperatur	-geringer Einfluß, Verschleißzunahme bei hohen Temperaturen
Schwefelgehalt im Kraftstoff	-bei kalt betriebem Motor Verschleißzunahme mit zunehmendem Schwefelgehalt im Kraftstoff (Korrosion)
Luftfilterung	-bei unzureichender Filterung Verschleißzunahme durch abrasive Verschleißpartikel
Ölfilterung	-Einfluß unbestimmt, Verschleißzunahme durch abrasive Verschleißpartikel möglich
Öleinsatzzeit	-mit zunehmender Gebrauchsdauer Verschleißzunahme durch Ölalterung

Tabelle 1: Betriebsbedingte Einflußparameter auf den Verschleiß von Kolbenring und Zylinderlauffläche

Öleigenschaft	Wirkung
Viskosität	-Verschleißrückgang bei steigender effektiver Viskosität
Verschleißschutzadditive	-Verschleißrückgang durch Reaktionsschichtbildung
Grundöleinfluß	-Verschleißrückgang durch polare Grundölkomponenten möglich, ähnliche Wirkung wie Verschleißschutzadditive
Verdampfungsneigung	-ungünstige Verdampfungseigenschaften beeinträchtigen die Schmierfilmbildung bei hohen Temperaturen und die Versorgung der Schmierstelle mit Verschleißschutzadditiven
VI-Verbesserer	-Einfluß unbestimmt: Verschleißrückgang durch Viskoelastizität und Bildung von Reibpolymeren, Verschleißzunahme durch reversible und irreversible Viskositätsverluste

Tabelle 2: Öleigenschaften und ihre Verschleißschutzfunktion bei der Schmierung von Kolbenring und Zylinderlauffläche

4 Systemanalyse

Die Systemanalyse stellt ein Hilfsmittel zur Beschreibung von tribologischen Vorgängen dar /3/. Der Schmier-, Verschleiß- und Verschleißschutzvorgang werden nicht mehr isoliert betrachtet, sondern in den Zusammenhang mit den Eigenschaften und der Funktion der Maschine gestellt. Indem Einflußparameter und ihre funktionale Abhängigkeit aufgezeigt werden, lassen sich Schmier- vorgänge von komplexen Tribosystemen leichter verstehen und erklären.

4.1 Begriffe

Ein Tribosystem setzt sich aus den Einzelementen Grundkörper, Gegenkörper, Zwischenstoff und Umgebungsmedien zusammen, die durch eine Struktur und eine Funktion miteinander verknüpft sind. Die Strukturbeschreibung bezieht sich auf das betrachtete System selber innerhalb seiner Kontrollgrenzen. Sie ist intern und erklärt die Wechselwirkungen und Eigenschaften der Einzelemente untereinander. Demgegenüber steht die Funktionsbeschreibung, die den Zusammenhang mit der Außenwelt herstellt. Die Funktion eines Tribosystems ist danach durch seine Eingangs- und Ausgangsgrößen (Nutzgrößen) und durch seine Verlustgrößen gekennzeichnet.

Verschleiß führt zur Änderung der Gestalt oder Masse eines Bauteils /6,7/. Durch den Verschleißvorgang wird also der Ausgangszustand eines Tribosystems verändert. Die Verschleißmeßgröße kennzeichnet den Bauteilverschleiß quantitativ, die Verschleißerscheinungsform qualitativ. Quantitative und qualitative Kenntnisse sind notwendig, um einen Verschleißvorgang vollständig verstehen und durch eine Kenngröße beschreiben zu können.

4.2 Das Tribosystem Kolbenring-Zylinder

Das Tribosystem Kolbenring-Zylinder ist offen, dynamisch und instationär, d.h. seine Struktur ändert sich zeitlich durch Verschleiß. Die Struktur setzt sich aus den Bauelementen Zylinderlauffläche und Kolbenringe, dem Zwischenmedium Schmieröl und den Umgebungsmedien Luft und Verbrennungsgasen zusammen. Die Funktion dieses Systems ist es, die Druckenergie der Verbrennungsgase aufzunehmen und in eine mechanische Bewegung umzuwandeln. Die

Verlustgrößen sind Reibung, Verschleiß, Druckverluste durch mangelnde Gasdichtheit der Kolbenringe und Ölverlust. Der Verschleiß wird durch die Eigenschaften und Wechselwirkungen aller Einzelteile, d.h. Bauteile, Öl und Umgebungsmedien, und das Lastkollektiv mit seinen Hauptparametern Gleitgeschwindigkeit, Flächenpressung und Temperatur verursacht.

4.3 Die Verschleißuntersuchung von Kolbenring und Zylinderlauffläche

Das Verschleißverhalten von Kolbenring und Zylinderlauffläche ist nach der Systemanalyse einerseits von seinen eigenen Struktureigenschaften abhängig, andererseits von den Wechselwirkungen äußerer, beim Verbrennungsmotor meist wiederum sehr komplexer Systeme.

Bei Verschleißuntersuchungen an Einzelsystemen des Vollmotors können die Rückwirkungen aus dem gesamten Systemverbund im allgemeinen nur unvollkommen in ihrem Einfluß erfaßt und differenziert werden. Bild 14 gibt im Hinblick auf die Ölprüfung - Ziel ist nicht die Bauteiloptimierung - eine schematische Übersicht

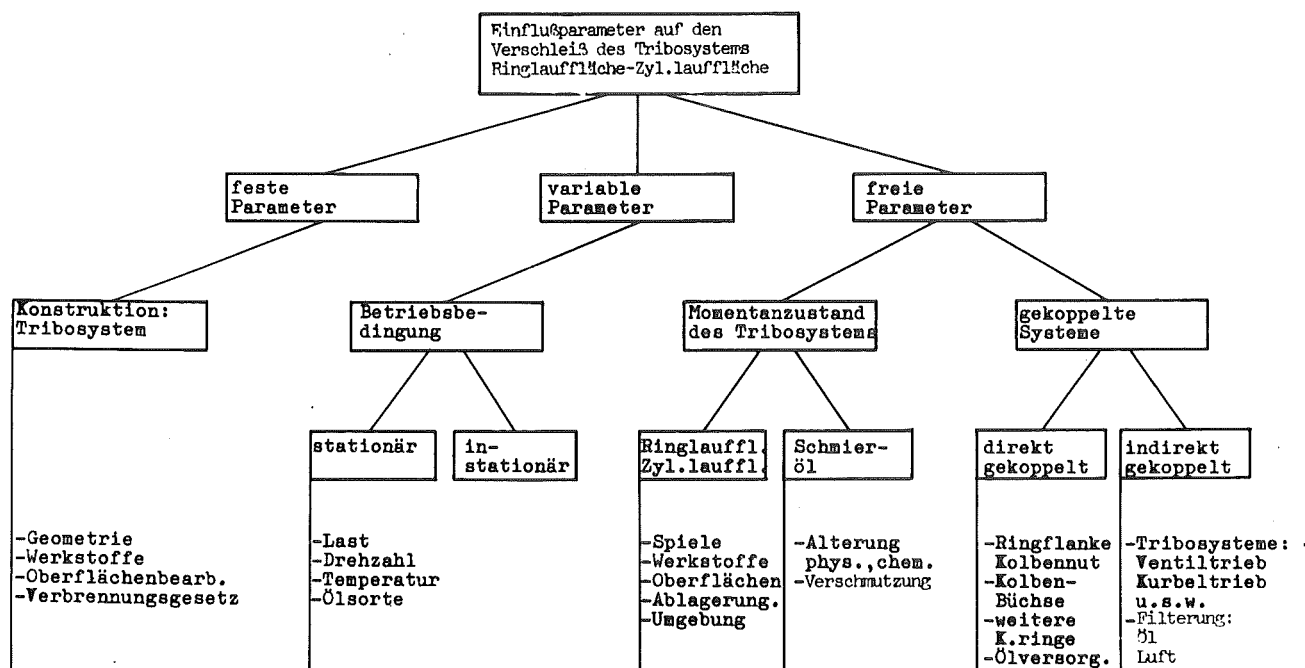


Bild 14: Einflußschema zum Verschleiß von Kolbenring- und Zylinderlauffläche

über die Einflußparameter auf den Verschleiß von Kolbenring und Zylinderlauffläche. Hierbei wurde eine Unterteilung in feste, variable und freie Parameter vorgenommen. Die festen Parameter sind durch den Versuchsträger vorgegeben und stellen die grundlegende und unveränderliche Vergleichsbasis der Ölprüfung dar. Die Betriebsbedingungen als variable Parameter werden im Hinblick auf die interessierende Meßgröße Verschleiß gezielt variiert. Die freien Parameter verändern sich mehr oder weniger unkontrolliert und können in ihrer Wirkung auf das betrachtete System gar nicht oder nur teilweise erfaßt werden. Ihr Einfluß läßt sich nur durch zusätzliche Meßgrößen überprüfen und abschätzen. Dies gilt vor allem für den Zweig "Momentanzustand des Tribosystems", der die zeitlichen, motor- und/oder ölbeeinflussten Änderungen im Verschleißverhalten der Bauteile beschreibt. Der parallele Zweig "gekoppelte Systeme" umfaßt alle Abhängigkeiten, die in irgendeiner Form die Funktion des untersuchten Tribosystems und damit den Verschleiß beeinflussen können. Während hier ebenfalls auf Grund von Erfahrungen und Zusatzuntersuchungen noch beschränkt Aussagen über den Einfluß der direkt gekoppelten Systeme möglich sind, läßt sich im allgemeinen nicht mehr die Rückwirkung der indirekt gekoppelten Systeme erfassen oder benennen. Hierunter fallen z.B. alle laborbedingten Einflüsse.

Bei der Durchführung von Ölprüfungen ist der Versuchsmotor mit seinen konstruktiven Eigenschaften und dem daraus resultierenden charakteristischen Verschleißverhalten vorgegeben. Der Verschleiß von Bauteilen eines Tribosystems wird dann durch die Hauptparameter Ölsorte, Momentanzustand des Tribosystems und durch das Lastkollektiv bestimmt, so wie es das vereinfachte Einflußschema in Bild 15 zeigt. Nur wenn Kenntnisse zu allen drei, unabhängig veränderlichen Einflußparametern vorliegen, kann über das quantitativ erzielte Meßergebnis hinaus auch eine differenzierte qualitative Interpretation des Verschleißvorganges erfolgen. Damit werden auch die versuchsmäßigen und meßtechnischen Anforderungen deutlich, die bei einem Ölprüfverfahren mit der RNT erfüllt sein sollten:

Die kontinuierliche Meßmöglichkeit, die die serielle Ölprüfung

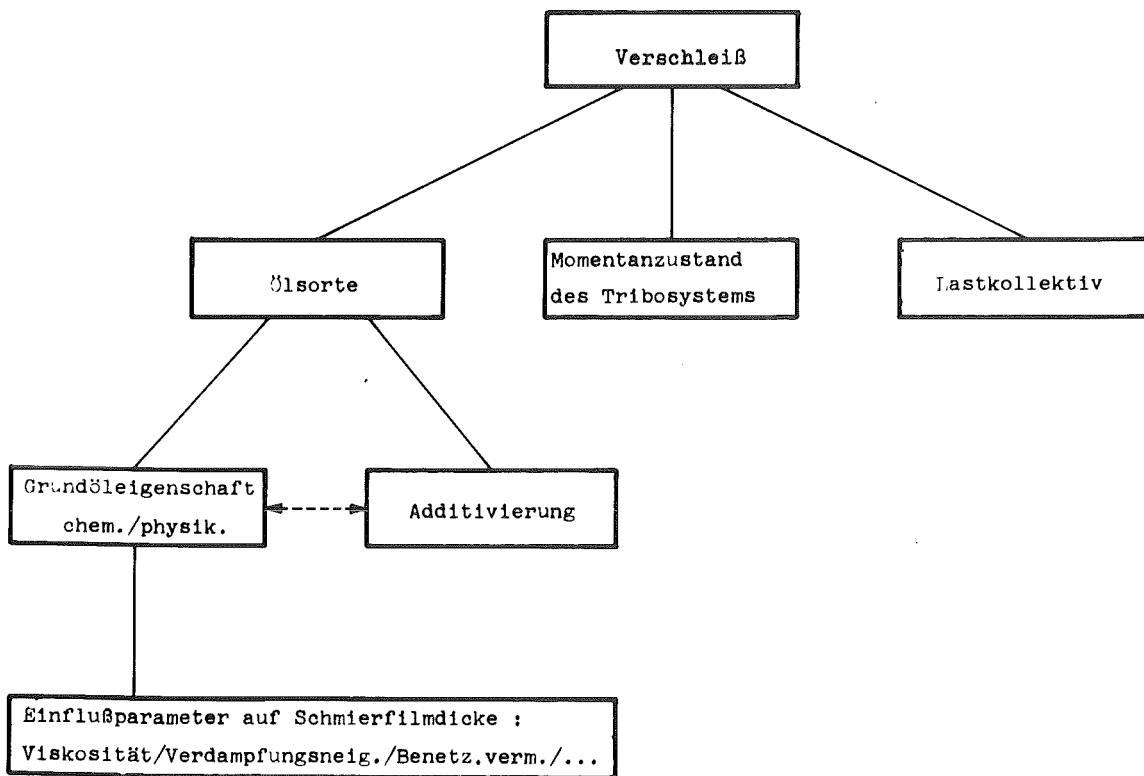


Bild 15: Haupteinflußgrößen auf den Bauteilverschleiß

durch Ölwechsel ermöglicht, wird im allgemeinen ausschließen, daß qualitative ölbezogene Veränderungen im Bauteilzustand direkt begutachtet werden. Hierzu wäre nach jedem Prüflauf eine Motor- demontage erforderlich. Bauteilveränderungen z.B. durch Einlauf- vorgänge, die bei sonst gleichem äußeren Lastkollektiv zu einer veränderten Ölbeanspruchung führen können, müssen in ihren Aus- wirkungen auf das Verschleißniveau durch das Anfahren von Referenzbetriebspunkten kontrolliert und verfolgt werden. Das über- geordnete Lastkollektiv -im stationären Prüfstandsbetrieb: Last, Drehzahl, Öl- und Kühlwassertemperatur- läßt sich mit heutiger Prüfstandstechnik gut reproduzierbar einstellen. Für das unmit- telbar auf das untersuchte Tribosystem einwirkende Lastkollek- tiv gilt diese Voraussetzung vor allem beim Mehrzylindermotor nur noch bedingt. Z.B. kann ein unregelmässig arbeitendes Dieselmotorspritzsystem erhebliche Streuungen in den Verbrennungsabläu- fen der Einzelzylinder verursachen, ohne daß sich dies in der übergeordneten Kontrollgröße "Leistung" äußern muß. Solche Ver-

änderungen lassen sich meist nur mit einem erheblichen meßtechnischen Aufwand überwachen, der in Serienuntersuchungen schon aus Kostengründen kaum getrieben werden kann. Treten solche Streuungen kurzfristig, in der Zeitspanne des einzelnen Prüflaufes auf, so müssen sie als die motorbedingte Ungenauigkeit des Prüftestes hingenommen und durch Versuche unter Wiederholbarkeitsbedingungen quantifiziert werden. Als langfristige Veränderungen können sie ebenfalls durch das häufige Anfahren von Referenzbetriebspunkten kontrolliert werden. Vor allem bei längeren Ölwechselfristen läßt sich der motor- und ölseitige Einfluß auf ein zeitlich veränderliches Verschleißverhalten durch den erneuten Einsatz des jeweiligen Frischöles unter sonst gleichen Betriebsbedingungen unterscheiden. Ohne den Wirkungsmechanismus selber zu kennen, kann dann mit begleitenden Untersuchungen von Ölproben im Labor direkt auf einen Zusammenhang zwischen Öl- und Verschleißänderung geschlossen werden.

Damit gehen aus der Systemanalyse folgende wesentliche Gesichtspunkte hervor:

- Zum Verständnis von Verschleißvorgängen gehört neben der quantitativen Messung auch eine qualitative Verschleißanalyse,
- mit dem Einsatz der nur quantitativ messenden RNT kann der Forderung nach qualitativen Aussagen durch einen geeigneten Versuchsablauf und durch den Einsatz weiterer konventioneller Meßtechniken Rechnung getragen werden,
- die serielle Ölprüfung mit der RNT erfordert das häufige Anfahren von Referenzbetriebspunkten.

5 Radionuklid-Verschleißmeßtechnik und begleitende Untersuchungsverfahren

5.1 Begleitende Untersuchungsverfahren

Die quantitative Verschleißmessung mit der RNT wurde nach Motordemontagen punktuell durch begleitende Untersuchungen ergänzt, um zusätzlich qualitative Aussagen zu gewinnen. Hierbei kamen folgende Untersuchungsverfahren zum Einsatz:

- Kontrolle der RNT-Verschleißmessung durch die Wägung der Kolbenringe,
- Aufnahme von Rauigkeits- und Profilschrieben der Kolbenring- und Zylinderlaufflächen,
- visuelle Begutachtung der Oberflächen mit dem Auflicht- und Rasterelektronenmikroskop....

Die Aufnahme der mikroskopischen und makroskopischen Topographie -Rauigkeit und Profil- der Verschleißteile erfolgte mit dem Perthometer. Damit lassen sich durch mechanische Abtastung Materialoberflächen mit einer Auflösung von bis zu ca. 1 µm vergrößert darstellen.

Die physikalischen Eigenschaften der ungebrauchten Versuchsöle wurden in externen Laboren untersucht. Eine zu den Verschleißmessungen begleitende Untersuchung von Ölproben, wie dies nach der Systemanalyse (vgl. Absch. 4.3) wünschenswert ist, erfordert wegen der mit radioaktiven Verschleißteilchen versetzten Gebrauchtöle die Einhaltung der Strahlenschutzbestimmungen. Da selber keine geeigneten Laboreinrichtungen zur Verfügung standen und die Untersuchung in externen Laboren aus dem o.g. Grund nur unter besonderen Bedingungen möglich ist, mußte deshalb auf diese Parallelmessungen verzichtet werden.

5.2 Radionuklid-Verschleißmeßtechnik

Die Eigenschaften der RNT lassen sich wie folgt charakterisieren:

- selektiv: Der Verschleißvorgang eines einzelnen Bauteils oder Bauteilausschnittes kann getrennt erfaßt werden.

- quasikontinuierlich: Die Meßwertaufnahme erfolgt diskontinuierlich, ist jedoch klein gegenüber der Versuchszeit,
- rückwirkungsfrei und berührungslos: Die Eigenschaften und die Funktion des untersuchten Bauteils werden nicht verändert.

Als Meßverfahren wurden die Dünnschichtdifferenzmethode, Messung der Restaktivität eines Bauteils, und die Durchflußmeßmethode, ein Konzentrationsmeßverfahren entwickelt /10,11/.

Im Rahmen der vorliegenden Untersuchung wurde ausschließlich das Durchflußmeßverfahren eingesetzt.

5.2.1 Durchflußmeßverfahren

Aus Bild 16 geht das Prinzip des Durchflußmeßverfahrens hervor.

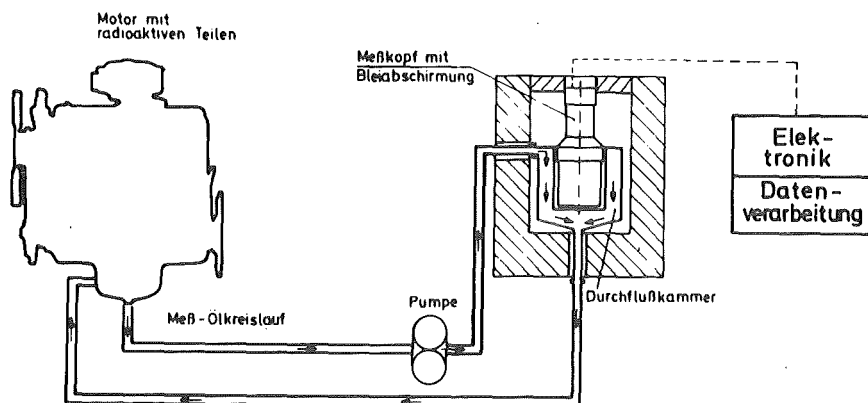


Bild 16: Prinzip des Durchflußmeßverfahrens

Vor der Motormontage wird das Verschleißteil radioaktiv markiert (aktiviert). Die Aktivierung erfolgt entweder im Kernreaktor mit thermischen Neutronen oder durch den Beschuß mit geladenen Teilchen am Teilchenbeschleuniger (Zyklotron). Damit entstehen nach Kernreaktionen im Material radioaktive Isotope, die eine charakteristische γ -Strahlung (γ -Spektrum) aussenden. Während des motorischen Betriebes gelangen die von dem so markierten Bauteil

herrührenden, aktiven Verschleißpartikel über den Ölkreislauf in den Ölsumpf. Aus diesem entnimmt das Verschleißmeßsystem über einen sekundären Ölkreislauf einen Teilstrom, der an einem NaJ(Tl)-Scintillationsdetektor vorbeigeführt wird. Die von den aktiven Verschleißpartikeln abgegebene γ -Strahlung wird von dem Detektor registriert und über einen Photomultiplier in Spannungsimpulse umgewandelt, die der Energie der γ -Strahlung proportional sind. Während des wählbaren Meßzeitraumes werden die γ -Impulse innerhalb des Diskriminatorbereiches, der entsprechend dem charakteristischen γ -Spektrum des Meßisotops eingestellt wurde, aufsummiert. Die so ermittelte Zählrate wird in einem Rechner mit Hilfe von Eichdaten zu dem Verschleißwert umgerechnet. Mit der Eichung wird der Zusammenhang zwischen der Zählrate (proportional zur Aktivität) und der Masse der Verschleißpartikel hergestellt, wobei mit der Angabe des gesamten Ölolumens (Motor und Meßkreislauf) zusätzlich die Konzentration der "gelösten" Aktivität berücksichtigt werden muß. Ebenso muß die zeitliche Aktivitätsabnahme mit der charakteristischen Halbwertszeit des Meßisotops kontinuierlich korrigiert werden. Der endgültig vom Rechner ausgegebene Meßwert gibt dann die Masse (in mg) der von dem radioaktiv markierten Bauteil herrührenden Verschleißpartikel an, die sich zum Zeitpunkt der Messung im Ölsumpf befinden.

Wenn sich die γ -Spektren verschiedener Meßisotope, z.B. nach der Aktivierung zweier Reibpartner, nicht überschneiden, können diese mit Hilfe von Diskriminatoren getrennt registriert und in Form einer gleichzeitig ablaufenden Zweikomponenten-Verschleißmessung parallel erfaßt werden.

Verschleißpartikel, die durch Rückhaltung (Ölfilter, magnetische Teile) oder Verlust (z.B. durch den Brennraum) nicht in den Ölsumpf gelangen, gehen für die Messung verloren und würden das Meßergebnis verfälschen. Das Durchflußmeßverfahren setzt deshalb voraus, daß alle Verschleißpartikel vom Verschleißort fortgetragen werden, vollständig in den Ölsumpf gelangen und sich dort homogen verteilen, damit im Teilstrom des Meßkreislaufes die gleiche Verschleißteilchenkonzentration wie im Ölsumpf vorhanden ist.

Da in einem festgelegten und in der Eichung berücksichtigten Öl-
volumen eine Konzentrationsmessung von Verschleißteilchen erfolgt,
führen alle betriebsbedingten Veränderungen des Eichvolumens zu
Meßfehlern. Hier lassen sich folgende Fälle unterscheiden:

- Ölverlust mit Verschleißteilchen gleicher Konzentration wie
im verbleibenden Öl (nicht selektiver Ölverbrauch),
- Ölverlust mit (ohne) Verschleißteilchen ungleicher Konzentra-
tion wie im verbleibenden Öl (nicht selektiver Ölverbrauch),
- Dichteänderungen durch Ölverschäumung und Änderung der Öltempe-
ratur.

Der nicht selektive Ölverbrauch führt zwar nicht unmittelbar zu
einer Konzentrationsänderung, hat aber während des Versuchs zur
Folge, daß die kontinuierlich zunehmende Verschleißmasse entge-
gen dem Eichvolumen in einem verringerten Ölvolume gemessen
wird. Dies bewirkt eine überproportionale Konzentrationszunahme
und äußert sich bei zeitlich konstanter Verschleißrate als
scheinbar progressiver Verschleißverlauf. Mit Kenntnis des Ölver-
brauchs innerhalb eines Versuchsabschnittes kann der durch den
nicht selektiven Ölverbrauch entstehende Meßfehler rechnerisch
oder graphisch korrigiert werden /64,66/. Aus der Korrekturfor-

$$M = A_t \cdot M_t \quad \text{Gl. 4a}$$

$$A_t = \frac{M_o}{M_t} + \frac{v (t - t_o)}{\ln \frac{V_o}{V_o - v (t_1 - t_o)}} \left[\frac{1}{V_o - v (t - t_o)} - \frac{M_o}{V_o \cdot M_t} \right] \quad \text{Gl. 4b}$$

- A_t : Korrekturfaktor
- M : tatsächlicher Verschleiß zum Zeitpunkt t
- M_o : tatsächlicher Verschleiß zum Zeitpunkt 0
- M_t : RNT-Verschleißmeßwert zum Zeitpunkt t
- t : Zeitpunkt der Korrektur innerhalb des Meßzeitintervalls 0,1
- V_o : Ölvolume zum Zeitpunkt 0 (Eichvolume)
- v : mittlerer Ölverbrauch/Zeiteinheit im Meßzeitintervall 0,1

mel Gleichung 4 läßt sich ableiten, daß der Meßfehler mit zunehmendem Ölverlust progressiv ansteigt, wobei ein Ölverbrauch von ca. 10% des Gesamtvolumens einen Fehler von ca. 5% verursacht /64/. Im Hinblick auf die Versuchsdurchführung ergibt sich damit die Forderung, den Ölverbrauch möglichst häufig auszugleichen. Bei Ungenauigkeiten in der Ölfüllmenge hat eine Überfüllung über das Eichvolumen einen geringeren Meßfehler zur Folge als eine Unterfüllung /66/. Der Fehlereinfluß durch selektiven Ölverbrauch und Dichteänderungen insbesondere durch Ölverschäumung muß für den jeweiligen, zum ersten Mal eingesetzten Motortyp in einem Vorversuch untersucht werden. Hierzu wird der "Blindversuch" durchgeführt, bei welchem der Motor ohne aktive Bauteile mit einem von aktiven Verschleißteilchen durchsetzten (gebraucht) Öl betrieben wird. Bild 17, in welchem statt der berechneten Verschleißmasse der Zählratenmeßwert aufgetragen ist, zeigt das Ergebnis eines solchen Versuches. Mit Ausnahme des nicht selektiven Ölverbrauches müssen alle Konzentrationsänderungen, hierzu zählt auch die Rückhaltung von Verschleißpartikeln, zu einer Zählratenänderung führen. Für den Versuchsmotortyp B (vgl. Absch. 6.1) zeigt Bild 17, daß sowohl die Drehzahlsteigerung zur Unter-

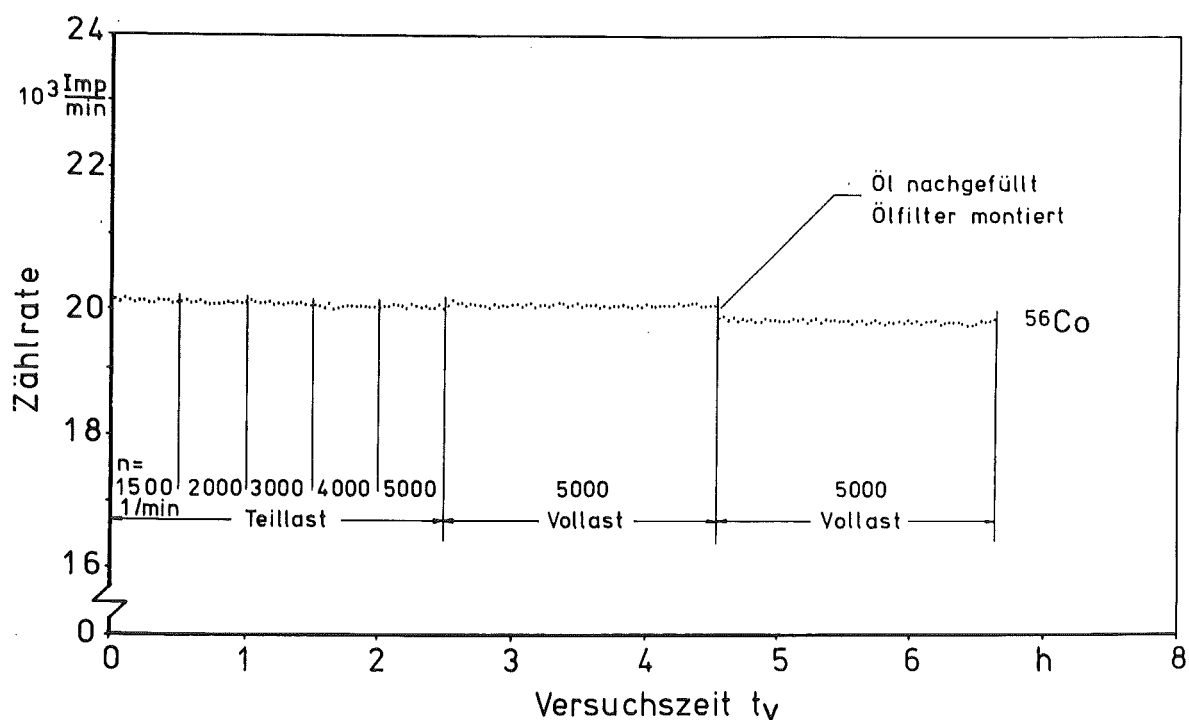


Bild 17: Blindversuch mit dem Motortyp B

suchung des Ölverschäumungsverhaltens als auch der Dauerbetrieb keinen Einfluß auf das Meßergebnis ausüben. Der Ausgleich des nicht selektiven Ölverbrauches bei $t_v = 4,5$ h führt zu einer "Verdünnung" der noch vorhandenen Verschleißpartikel und damit zu einem Zählratenrückgang. Ebenso zeigt der letzte Versuchsabschnitt, daß praktisch keine Verschleißpartikel im Ölfilter zurückgehalten werden.

5.2.2 Qualitative Eigenschaften des Durchflußmeßverfahrens

Das Durchflußmeßverfahren liefert eine indirekte Aussage zu Verschleißvorgängen, indem aus der Messung des Abtrages im Ölsumpf auf den Bauteilverschleiß selber geschlossen wird. Damit ist eine Interpretation des Verschleiß- und Verschleißschutzmechanismus nur indirekt mit Kenntnis der Betriebsparameter, der Öleigenschaften und des vermuteten Schmiermechanismus möglich.

Entsprechend dem Versuchsziel und der Verschleißcharakteristik des zu untersuchenden Bauteils wird mit der Aktivierung eine Schmierzone festgelegt, in welcher der Verschleiß integral gemessen wird. Mit der Verkleinerung des aktivierten Meßbereiches werden im Schmiermechanismus einheitlichere Zonen erfaßt. Dies läßt hinsichtlich der Interpretation zum Verschleiß- und Verschleißschutzmechanismus eine differenziertere Betrachtung zu. Am Beispiel der Verschleißmessung an Kolbenring- und Zylinderlauffläche wird dies deutlich:

Mit der Aktivierung der Kolbenringlauffläche wird ein Bild über Verschleißvorgänge entlang des gesamten Kolbenhubes integral wiedergegeben. Der gemessene Abtrag kann dann, ohne daß sich dies weiter differenzieren läßt, Abrasivverschleiß im gesamten Bereich der Zylinderlaufbahn bedeuten oder Adhäsivverschleiß aus einem kleinen Grenzschmierbereich in der Umgebung des o.T. bei sonst hydrodynamischem Tragen des Ringes. Ein kritischer Schmierzustand, der ausgehend vom o.T.-Bereich zu Freßerscheinungen führen kann, läßt sich damit nicht eindeutig erkennen. Mit der Aktivierung einer begrenzten Zone im o.T.-Bereich der Zylinderlauffläche kann eine solche Fragestellung beantwortet werden, wobei jedoch Verschleißvorgänge im übrigen Zylinderbereich nicht erfaßt werden.

Die Lage und geometrische Ausdehnung der aktivierten Meßzone bestimmen den absolut gemessenen Verschleißbetrag. Verschleißraten aus unterschiedlichen Meßzonen sind deshalb nur relativ vergleichbar. Damit erfordert die Bewertung der Verschleißschutzeigenschaften eines öles in verschiedenen Motortypen, die entsprechend den Konstruktionseigenschaften eines zwar gleichnamigen Bauteils unterschiedlich aktiviert wurden, den Bezug auf ein Vergleichsöl.

6 Kenndaten der Versuchsmotoren und Versuchsöle

6.1 Motorkenndaten

Die Kenndaten der zwei wassergekühlten PKW-Dieselmotortypen, die als Versuchsträger bei den Ölbewertungstesten eingesetzt wurden, sind in Tabelle 3 zusammengefaßt.

Motor	A	B
Bauart	4 Zyl., 4-Takt	4 Zyl., 4-Takt
Verbrennungsverfahren	Vorkammer	Wirbelkammer
Hubvolumen (cm ³)	2399	1471
max. Leistung (kW)	53	37
bei Drehzahl (1/min)	4400	5000
max. Drehmoment (Nm)	137	82
bei Drehzahl (1/min)	2400	3000
Verdichtung	21	23,5
Hub (mm)	92,4	80
Bohrung (mm)	90,9	76,5
Hub/Bohrung	1,017	1,046
mittlere Kolbengeschw. bei n _{max} (m/s)	13,55	13,33

Tabelle 3: Kenndaten der Prüfmotoren

Der Motortyp A wurde ausgewählt, da er Standardprüfmotor (DB-OM 616) für Ölbewertungsteste ist und somit schon Erfahrungen zu seinem Verschleißverhalten vorlagen. Mit ähnlicher Drehzahl- und Leistungscharakteristik diente der Motortyp B (VW-Golf Dieselmotor) als Referenzprüfmotor. Zu seinen Verschleißigenschaften lagen keine Informationen vor.

6.1.2 Konstruktionsmerkmale von Kolben, Kolbenringen und Zylindern

Die konstruktiven Merkmale des Tribosystems Kolbenring-Zylinder, in welchem die Verschleißschutzeigenschaften der Öle untersucht

Motor	A	B
<u>Zylinderlaufbüchse</u>		
Bauart	trockenes Zyl.rohr 1,5 mm Wanddicke	integriertes Zyl.rohr
Werkstoff	GZG C Cr Ni Mo	Grauguß
Bearbeitung	gehont	gehont
max. Rauhtiefe (µm)	10	10
<u>Kolben</u>		
Bauart	Regelkolben mit eingegoss. Ringträger	Regelkolben mit eingegoss. Ringträger
Werkstoff	Aluminiumlegierung	Aluminiumlegierung
Feuersteghöhe (mm)	15,5	13,5
Kolbenbolzen-desachsierung (mm)	±	1 mm druckseitig
Kolbenspiel (mm)	0,02 - 0,03	0,03
<u>1. Kompressionsring</u>		
Bauart	Rechteckring, Innenfase, schwach oallig	Rechteckring ballig
Werkstoff: Grundmaterial	Goetze KGV	Goetze KV1
Lauffläche	Molybdän	Chrom
Ringhöhe (mm)	3	1,75
Ringbreite (mm)	3,8	3,5
Stoßspiel (mm)	0,2 - 0,4	0,3 - 0,5
Höhenspiel (mm)	0,08 - 0,114	0,06 - 0,09
<u>2. Kompressionsring</u>		
Bauart	Rechteckring	Minutenring
Werkstoff: Grundmaterial	Goetze IKA	Goetze K1
Lauffläche	Molybdän	unbeschichtet
Ringhöhe (mm)	2	2
Ringbreite (mm)	3,8	3,5
Stoßspiel (mm)	0,3 - 0,45	0,3 - 0,5
Höhenspiel (mm)	0,08 - 0,11	0,05 - 0,08
<u>Ölabstreifring</u>		
Bauart	Dachfasenring	Dachfasenring
Werkstoff: Grundmaterial	Goetze K1/Standart	Goetze K1/Sondermat.
Lauffläche	Chrom	Chrom
Ringhöhe (mm)	4	3

Tabelle 4: Kenndaten von Kolben, Kolbenring und Zylinder

wurden, sind für den jeweiligen Motortyp in Tabelle 4 zusammengefaßt. Zwischen beiden Motortypen ergeben sich wesentliche Unterschiede in der Zylinderkonstruktion und der Bestückung der Kompressionsringe. Letztere unterscheiden sich sowohl in der Form des Laufflächenprofils als auch in der Laufflächenbeschichtung und der Abstimmung der Ringhöhe zwischen dem 1. und 2. Kompressionsring. Mit einem höheren 1. Kompressionsring weist der Motortyp A umgekehrte Verhältnisse zum Motortyp B auf.

6.2 Kenndaten der Prüf- und Vergleichsöle

Tabelle 5 gibt eine Übersicht über die mineralischen Vergleichsöle, bezeichnet mit R und der Ziffer ihrer SAE-Klassifikation, und der synthetischen Prüföle A, B und C.

Ölsorte	VT-Verhalten	VI-Verbesserer	Grundöl	Additivierung (Verschleißinhibitor)
R10W	Einbereich SAE 10W	-	mineralisch	wie RL 64 (ZnDTP)
R40	Einbereich SAE 40	-	mineralisch	wie RL 64 (ZnDTP)
R40 o.A.	Einbereich SAE 40	-	mineralisch (wie R40)	-
R15W50 (RL 64)	Mehrbereich SAE 15W50	PMA (n. newt.)	mineralisch	ZnDTP
A	Mehrbereich SAE 15W50	(n. newt.)	synthetisch (Polyolefin)	ZnDTP
B	Mehrbereich SAE 5W20	-	synthetisch (Polyolefin + Ester)	ZnDTP
C	Mehrbereich SAE 15W50	(n. newt.)	synthetisch (Diester)	ZnDTP

Tabelle 5: Zusammenstellung der Prüf- und Vergleichsöle

Bei dem Öl R15W50 handelt es sich um das CEC-Referenzöl RL 64 /91/. Die Öle R40 und R40 o.A. (ohne Additive) besitzen die gleiche Grundölkomponekte. Den Ölen A und C wurden ebenso wie dem Öl R15W50 VI-Verbesserer zugemischt. Aus den VT-Verläufen (Bild 18) wird ersichtlich, daß die Versuchsöle in eine Gruppe der hochviskosen -Öle A bis R40 o.A.- und eine Gruppe der niedrigviskosen Öle -Öle B und R10W- eingeordnet werden können. Weitere Ölkenn-
daten, soweit diese in externen Laboren gemessen werden konnten, sind in Tabelle 6 zusammengestellt.

Alle Rechte vorbehalten: Copyright 1957 by S. Hirzel Verlag, Stuttgart.
 Printed in Germany. Jede Art des Nachdruckes bzw. der Vervielfältigung einschl. Fotokopieren ist unzulässig und wird rechtlich verfolgt.

Viskosität-Temperatur-Blatt
 von Prof. Dr. L. Ubbelohde
 S. Hirzel Verlag, Stuttgart N

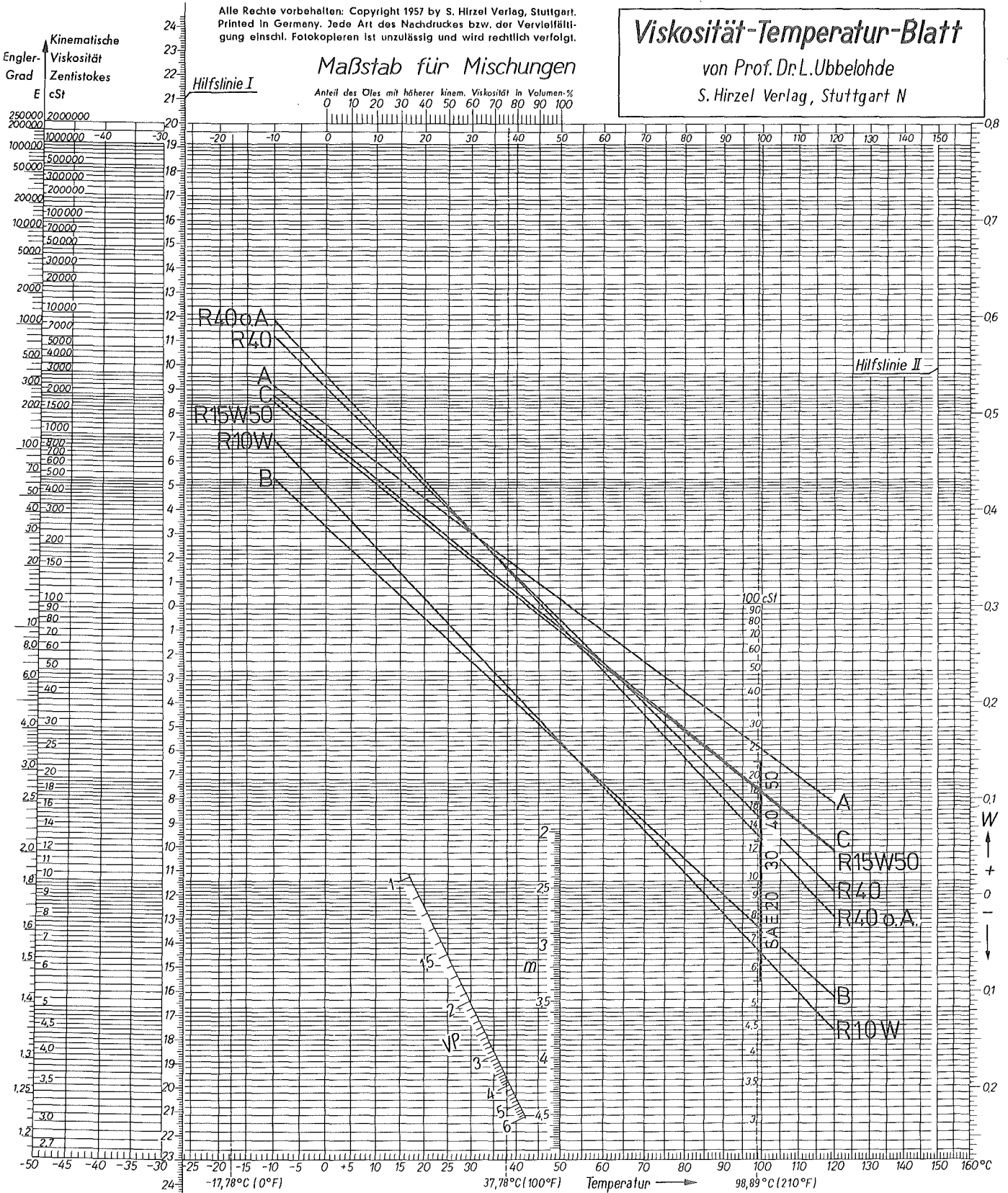


Bild 18: Viskositäts-Temperatur Verhalten der Versuchsöle

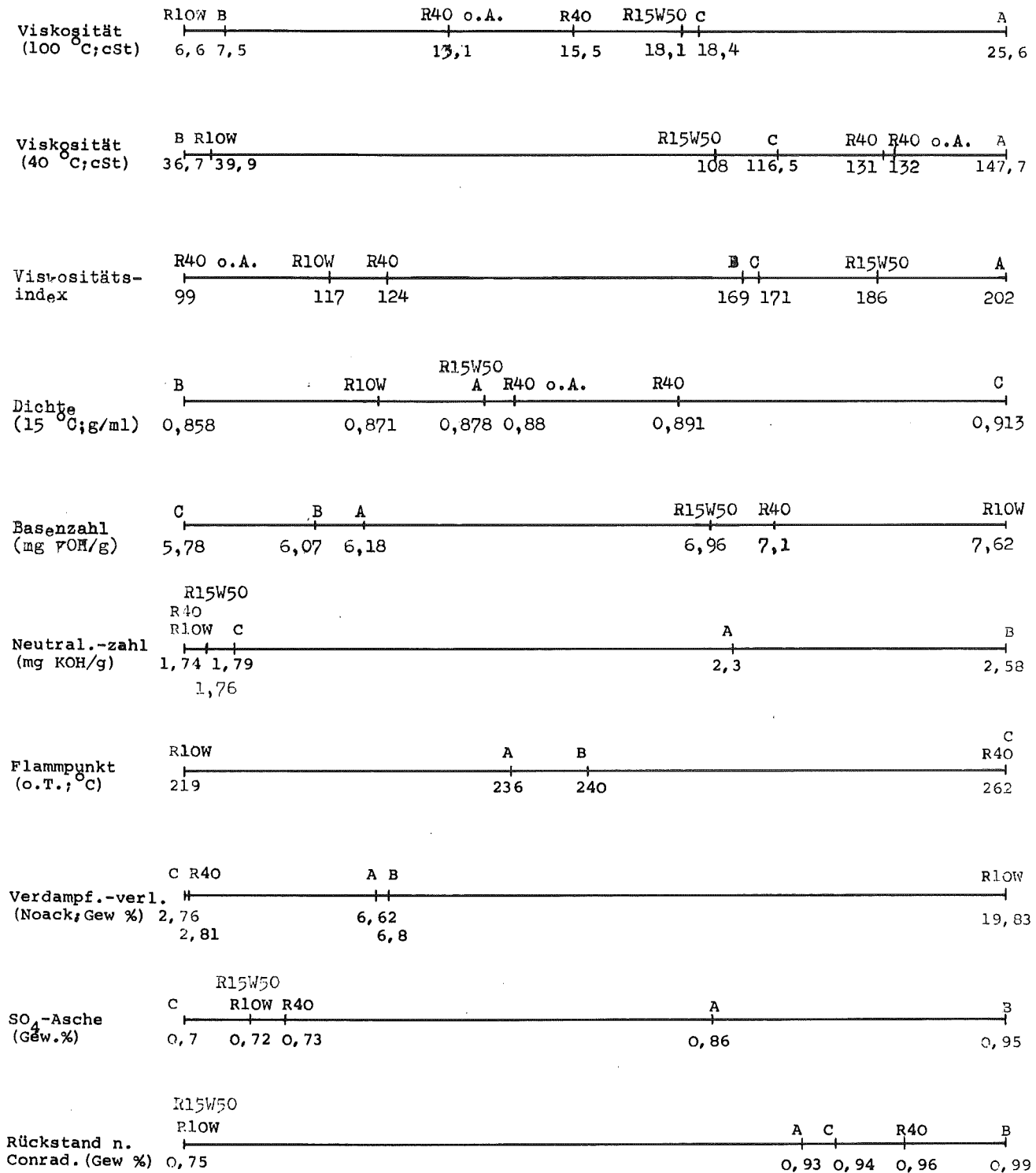


Tabelle 6: Kenndaten der Versuchsöle aus der Laboruntersuchung

7 Prüfstandsausstattung, Vorbereitung und Betrieb der Versuchsmotoren

7.1 Prüfstandsausstattung

Die Untersuchung erfolgte getrennt für jeden Motortyp auf zwei Prüfständen, die mit Wirbelstrombremsen (Schenk W 260) ausgestattet waren. Die Meßstellenanordnung für die Kontroll- und Betriebs-

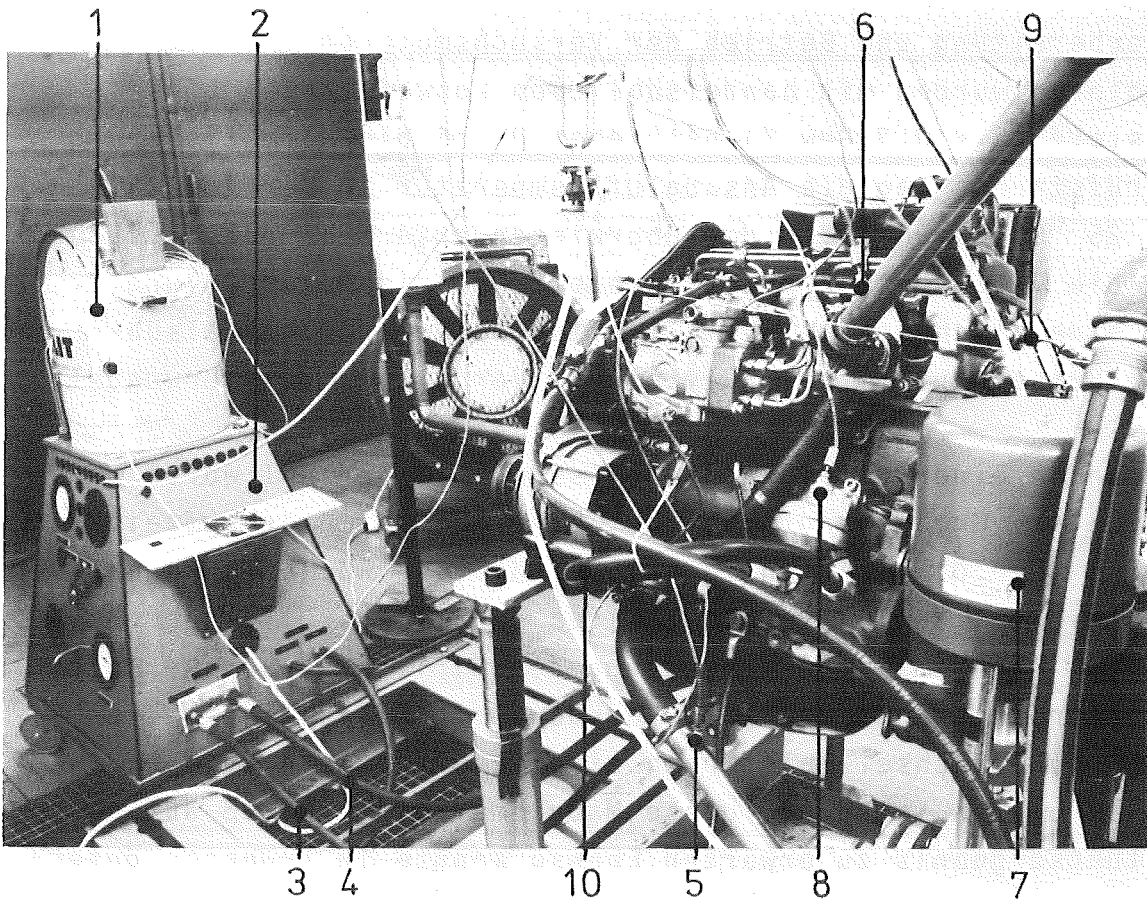


Bild 19: Prüfstandseinrichtung

- 1 RNT-Verschleißmeßanlage; Meßkopf mit Bleiabschirmung (vgl. Bild 16)
- 2 Pumpeinheit für den Meß-Ölkreislauf
- 3,4 Schlauchverbindung zum Ölsumpf (Zu- und Ablauf)
- 5,6 Temperaturmeßstellen für die Kühlwasserein- und -austrittstemperatur
- 7 Regeleinrichtung für die Kühlwassertemperatur
- 8 Öltemperaturmessung im Hauptstrom
- 9 Öldruckmeßstelle
- 10 Kurzschluß des Ölfilters

parameter geht aus Bild 19 hervor. Die Kühlwassertemperatur konnte mit einer Genauigkeit von ± 1 °C geregelt werden. Eine entsprechende Regeleinrichtung mit einem Kühl- und Heizaggregat stand für die Öltemperatur zur Verfügung. Als weiterer Kontrollparameter wurde die Durchblasegasmenge gemessen (AVL-Meßsystem). Die Kraftstoffmessung erfolgte über ein volumetrisches Meßsystem (Seppler-Kraftstoffmessung).

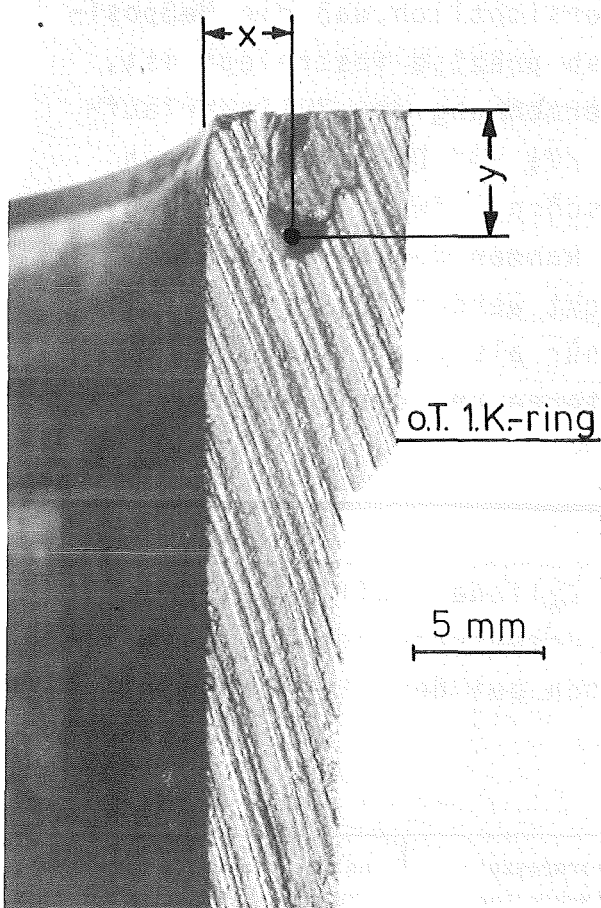
7.2 Vorbereitung und Betrieb der Versuchsmotoren

Die Motoren wurden mit handelsüblichem schwefelarmen Dieseldieselkraftstoff ($S < 0,3$ Gew.%) betrieben. Durch die Klimatisierung des Prüfstandes lag die Ansauglufttemperatur im Bereich zwischen 25 °C und 30 °C. In der überwiegenden Anzahl der Versuche wurde die Öltemperatur nicht geregelt. Für die Motorkühlung wurde eine Mischung aus destilliertem Wasser und handelsüblichem Frostschutzmittel (Glykol) im Verhältnis 1:1 verwendet.

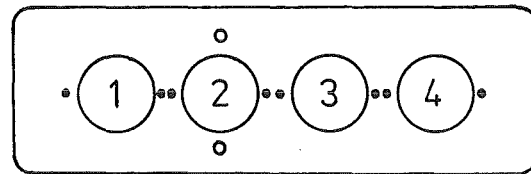
Aus Gründen einer vereinfachten Messung mit der RNT wurde nach Abschluß der Grobeinlaufphase bei einer Gesamtmotorlaufzeit von $t_M \approx 15$ h der Ölfilter entfernt. Die mögliche Rückhaltung aktiver Verschleißteilchen hätte ein zweites paralleles Ölfiltermeßsystem oder die statische Vermessung des Ölfilters nach Versuchsende erfordert. Da nahezu alle Versuche mit Frischöl gefahren wurden und Ölwechsel meist nach einer Laufzeit von 25 h und weniger erfolgten, ist durch diese Maßnahme kein Einfluß auf das Bewertungsergebnis zu erwarten. Ebenso konnte in früheren Untersuchungen gezeigt werden, daß die überwiegende Zahl der Verschleißpartikel (Ringlauffläche, Zylinderlauffläche: 70 % bis 90 % < 2 µm) im Normalbetrieb die Porengröße des Ölfilters unterschreitet, so daß der Rückhalteinfluß gering ist /67,83/. Dies ergaben auch die im Rahmen der vorliegenden Untersuchung durchgeführten Blindversuche (vgl. Bild 17).

7.2.1 Messung der Zylinderwandtemperaturen

Um neben den wichtigen Betriebskenngrößen Kühlwasser- und Öltemperatur eine bessere Kenntnis zur thermischen Belastung des untersuchten Tribosystems zu erhalten, waren alle Motoren mit Temperaturmeßstellen (Thermoelemente) in den Zylinderwänden aus-



Motortyp	x (mm)	y (mm)
A	1,5	16,5
B	3	5



Meßstellenanordnung:

- Motortyp A
- Motortyp B

Bild 20: Anordnung der Temperaturmeßstellen in der Zylinderwand (Schnittbild: Motortyp B)

gestattet. Die Meßstelleninstallation, entsprechend der Anordnung in Bild 20, wurde jeweils vom Motorenhersteller vorgenommen.

Die zwei Temperaturmeßstellen im Zylinder 2 (RNT-Meßzylinder) beim Motortyp A waren in der Trennfläche Büchse/Motorblock in Höhe der o.T.-Stellung des 1. Kompressionsringes positioniert. Aus Fertigungsgründen mußten die Meßstellen beim Motortyp B (siehe Bild) weiter in Richtung Brennraum verschoben werden. Hieraus resultieren wegen des steilen Wärmegradienten zur Blockoberkante infolge hoher Verbrennungstemperaturen und einer verringerten Kühlwasserumströmung zum Teil ungewöhnlich hohe Temperaturmeßwerte ($T_{zw} > 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$) /92/.

Aus dem Schnittbild (Bild 20) wird ersichtlich, daß die Meßposition des Fühlers geometrisch nicht so präzise festgelegt ist, wie dies für eine extrapolierende Berechnung der Zylinderlauf-flächentemperatur erforderlich wäre /71,93/. Dies hätte einen wesentlich höheren fertigungstechnischen Aufwand bei der Meßstelleninstallation verlangt, was im Rahmen des vorliegenden Forschungsprojektes nicht verwirklicht werden konnte. Die Zylinderwandtemperaturen wurden deshalb nur als qualitative Vergleichsmeßwerte zwischen den Prüfmotoren und den einzelnen Zylindern untereinander herangezogen.

7.2.2 Aktivierung der Bauteile

Die Aktivierung der Kolbenringe und Zylinderlauf-flächen erfolgte bei beiden Motortypen standardmäßig. Untersuchungen zur Aktivierungstechnik und zum Materialverhalten bei der Aktivierung waren nicht mehr erforderlich.

Bauteil	Aktivierungsart	Kernreaktion (Meßisotop)	Halbwertszeit (Tage)	Meßspektrum (keV)
Zylinderlauf-fläche (Motortyp A und B)	Dünnschichtakti-vierung mit Pro-tonen (Zyklotron)	$^{56}\text{Fe} (p,n) ^{56}\text{Co}$	77,3	511,847, 1240
2. Kompressionsring, Lauf-fläche (Motortyp B)	Dünnschichtakti-vierung mit Pro-tonen (Zyklotron)	$^{56}\text{Fe} (p,n) ^{56}\text{Co}$	77,3	511,847, 1240
1. Kompressionsring, Lauf-fläche Grundmaterial (Flanke) (Motortyp B)	Aktivierung mit thermischen Neu-tronen (Kernreaktor)	$^{50}\text{Cr} (n,\gamma) ^{51}\text{Cr}$ $^{58}\text{Fe} (n,\gamma) ^{59}\text{Fe}$	27,7 45	320 1099, 1292

Tabelle 7: Aktivierungsdaten

Die Aktivierungsdaten gehen aus Tabelle 7 hervor. Die Aktivierung der Zylinderlauf-flächen erfolgte jeweils im Überstreichungsbe-reich des 1. Kompressionsringes im o.T., wobei ein Streifen über den gesamten Umfang der Zylinderlauf-fläche bestrahlt wurde. Die Streifenbreite, dies kann den Profilschrieben der Zylinderlauf-fläche in Bild 21 entnommen werden, wurde bei den beiden einge-setzten Motortypen A und B entsprechend der charakteristischen Verschleißzwickelform (vgl. Absch. 8.4.3) unterschiedlich groß gewählt.

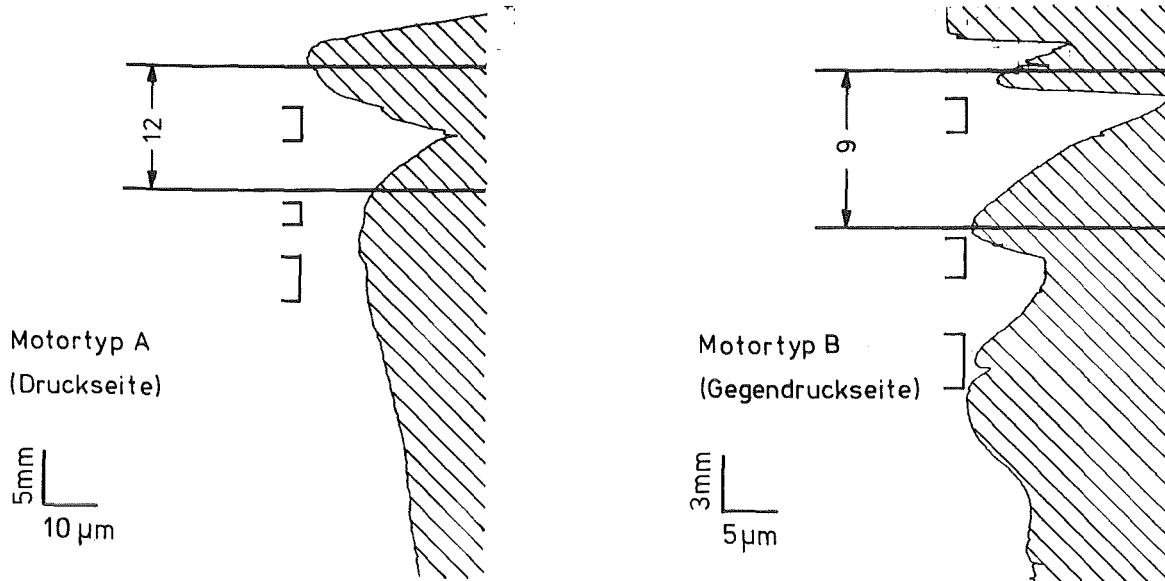


Bild 21: Breite der aktivierten Meßzone im o.T.-Bereich des 1. Kompressionsringes,(o.T. der Kolbenringe dargestellt), Profilschrieb der Zylinderlauffläche (gelaufene Motoren)

Beim Motortyp A wurde der Zylinderlaufflächenverschleiß ausschließlich im Zylinder 2 gemessen, beim Motortyp B ausschließlich im Zylinder 3. Mit der Auswahl eines "inneren" Zylinders wurde von der Überlegung ausgegangen, daß die Kühlverhältnisse und damit auch die Lastkollektive gleichmäßiger und genauer definiert sind /67/.

Mit dem Motortyp B wurde in mehreren Versuchsreihen neben dem Ringlaufflächenverschleiß des 1. Kompressionsringes nach einer weiteren Dünnschichtaktivierung eine zweite Verschleißkomponente (Zylinderlaufflächenverschleiß, Laufflächenverschleiß des 2. Kompressionsringes, vgl. Absch. 7.3) parallel gemessen. Hierbei entsteht über die Einstreuung aus dem Flankenverschleiß des 1. Kompressionsringes ein Meßfehler bei der Bestimmung der zweiten Komponente, da sich die Meßspektren der aktiven Isotope ^{59}Fe und ^{56}Co überschneiden (vgl. Tab. 7). Durch die Abstimmung der Aktivierungsparameter wurde dieser Fehler jedoch kleiner 1% gehalten.

7.3 Versuchsprogramme und Versuchsbezeichnung

Die Tabellen 8 und 9 geben eine Übersicht über das gesamte Versuchsprogramm, das mit insgesamt 6 Versuchsmotoren durchgeführt wurde. Inhaltlich stimmen die einzelnen Versuchsreihen, die mit den Motortypen A und B gefahren wurden, überein und lassen sich in die qualitativ vergleichende, serielle Ölprüfung unterteilen (vgl. Absch. 9.2 und 9.3) und Einzeluntersuchungen zur Wirkung von Verschleißschutzadditiven (vgl. Absch. 9.4.3) und den Verschleißschutzeigenschaften der Versuchsöle unter Alterungsbe-

	Verschleißmessung	Versuchsprogramm	Versuch	Laufzeit
1. Motor	Zylinderlauffläche im o.T. (Zylinder 2)	-1. Schmierölbewertungsversuch; Vollast, $n=4500$ 1/min, $T_{wa} \neq \text{const}$	A/1-1	570 h
		-2. Schmierölbewertungsversuch Vollast, $n=4500$ 1/min, $T_{wa} \neq \text{const}$ -Untersuchung zur Ölalterung	A/1-2	
2. Motor	Zylinderlauffläche im o.T. (Zylinder 2)	-Untersuchung zur Ölalterung -Untersuchung zur Additivwirksamkeit		380 h

Tabelle 8: Versuchsprogramm mit dem Motortyp A

	Verschleißmessung	Versuchsprogramm	Versuch	Laufzeit
1. Motor	Lauffläche 1. Kompressionsring - Zylinderlauffläche im o.T. (Zylinder 3)	-Einlaufuntersuchung und Unters. zum charakt. Verschleißverhalten		550 h
		-1. Schmierölbewertungsversuch; Vollast, $n \neq \text{const}$, $T_{wa} = 80$ °C	B/1-1	
2. Motor	Lauffläche 1. Kompressionsring - Zylinderlauffläche im o.T. (Zylinder 3)	-2. Schmierölbewertungsversuch; Vollast, $n \neq \text{const}$, $T_{wa} = 80$ °C	B/1-2	480 h
		-Einlaufuntersuchung		
	Kolbenringwechsel; Lauffläche 1. Kompressionsring (Zylinder 2)	-1. Schmierölbewertungsversuch; Vollast, $n=2000$ 1/min, $T_{wa} \neq \text{const}$	B/2-1	920 h
		-2. Schmierölbewertungsversuch; Vollast, $n=5000$ 1/min, $T_{wa} \neq \text{const}$	B/2-2	
		-3. Schmierölbewertungsversuch; Vollast, $n=2000$ 1/min, $T_{wa} \neq \text{const}$	B/2-3	
		-4. Schmierölbewertungsversuch; Vollast, $n=2000$ 1/min, $T_{wa} \neq \text{const}$	B/2-4	
3. Motor	Lauffläche 1. Kompressionsring - Lauffläche 2. Kompressionsring (Zylinder 1 bis 4)	-Einlaufuntersuchung -Ölalterungsuntersuchung -Reibleistungsmessung		480 h
4. Motor	Lauffläche 1. Kompressionsring, Ringstoß (Zylinder 3)	-Ringstoßverschleiß im Einlauf		67 h
		-Reibleistungsmessung		164 h
	Kolbenringwechsel; Lauffläche/ Flanke 1. Kompressionsring (Zylinder 1 bis 4)	-Kaltbetrieb; Vollast, $n=2000$ 1/min -Heißbetrieb; Teillast, $n=4500$ 1/min		217 h

Tabelle 9: Versuchsprogramm mit dem Motortyp B

dingungen (vgl. Abschn. 9.4.2) und im Kaltbetrieb des Motors (vgl. Abschn. 9.4.4). Zusätzlich wurde nach mechanischer Scherung der Öle in der Dieseleinspritzpumpe der Einfluß irreversibler Viskositätsverluste auf die Verschleißschutzeigenschaften untersucht (vgl. Abschn. 9.4.1).

Die einzelnen Versuchsreihen, dies gilt insbesondere für die Öl-bewertungsversuche, wurden entsprechend den Tabellen 8 und 9 wie folgt bezeichnet:

Motortyp/Nr. des Versuchsmotors - Nr. der Versuchsreihe

Die einzelnen Versuchsmotoren wurden immer dann ausgewechselt, wenn wegen der halbwegszeitbedingten Aktivitätsabnahme des bestrahlten Bauteils die Meßwertstreuung zu hoch wurde. Bei den vorgenommenen Aktivierungen entsprach dies jeweils einem Meßzeitraum von ca. 6 Monaten (Zeit nach der Aktivierung!). Da in diesen Zeiträumen im allgemeinen eine hohe Laufzeit der Motoren unter ungünstigen Verschleißbedingungen erreicht wurde - beim Motortyp B entsprechen 900 h Laufzeit bei Vollast ca. 125 000 km im Fahrzeug -, erfolgte dann keine weitere Nachaktivierung von Bauteilen. Die Motoren des Typs A gingen bei ungünstigen Betriebsbedingungen durch Ausfall verloren, da im nicht beaufsichtigten Prüfstandsdauerbetrieb die automatische Motorüberwachung nicht rechtzeitig ansprach.

8 Untersuchungen zum Verschleißverhalten von Kolbenring und Zylinderlauffläche

Aus der Systemanalyse (vgl. Absch. 4.3) und Überlegungen zu den Meßeigenschaften der RNT (vgl. Absch. 5.2.2) ging hervor, daß der ausschließlich quantitative Vergleich von RNT-Verschleißmeßwerten bei der Serienprüfung von Ölen nur eine begrenzte Aussage zu den Verschleißschutzeigenschaften liefert, da im allgemeinen keine Kenntnisse zu den Schmierbedingungen und damit zu den Verschleiß- und Verschleißschutzvorgängen im untersuchten Tribosystem des jeweiligen Prüfmotortyps vorliegen. In die Ölbewertungsversuche wurden deshalb Zusatzuntersuchungen einbezogen, die im wesentlichen zur Klärung folgender Einzelfragen beitragen sollten:

- Verschleißverhalten über der Motorlaufzeit
- Verschleißverhalten gleichnamiger Bauteile
- Verschleißcharakteristik im Motorkennfeld
- Verschleißerscheinungsform der Bauteile

8.1 Verschleißverhalten über der Motorlaufzeit

Die Kontrolle des zeitlichen Verschleißverhaltens ist notwendig, um auf der Grundlage regulärer und zeitlich konstanter Betriebsverhältnisse die Verschleißschutzeigenschaften verschiedener Öltypen direkt vergleichen und bewerten zu können.

Nach Untersuchungen mit der RNT stellt sich nach Abschluß der Grob- und Feineinlaufphase im Normallauf des Motors ein zeitlich weitgehend konstantes Verschleißniveau von Kolbenring- und Zylinderlauffläche ein /66,67/. Damit war es ein Ziel der Untersuchungen zum zeitlichen Verschleißverhalten, den jeweiligen Versuchsmotor möglichst schnell in einen vollständig eingelaufenen Zustand zu versetzen, um die serielle Ölprüfung unter der idealen Bedingung konstanter Betriebsverhältnisse durchführen zu können.

8.1.1 Einlaufuntersuchung

Im Einlauf erfolgt die Feinanpassung von Kolbenring- und Zylinderlauf-
fläche durch Verschleiß. Das sinkende Verschleißrateniveau innerhalb der Einlaufphase erklärt sich mit der Vergrößerung der hydrodynamischen -verschleißarmen- Traganteile /67/.
D.h. mit dem Abtrag und der Glättung der gehonten Zylinderlauf-
fläche werden Mischschmierbereiche in hydrodynamische
Schmierbereiche umgewandelt.

Ein vollständiger Einlauf wird erst mit dem Anfahren von überge-
ordneten Einlaufbetriebspunkten erzielt. Mit Kenntnis solcher für
den Motortyp charakteristischen Betriebspunkte kann ein Einlauf-
programm zeitlich verkürzt werden.

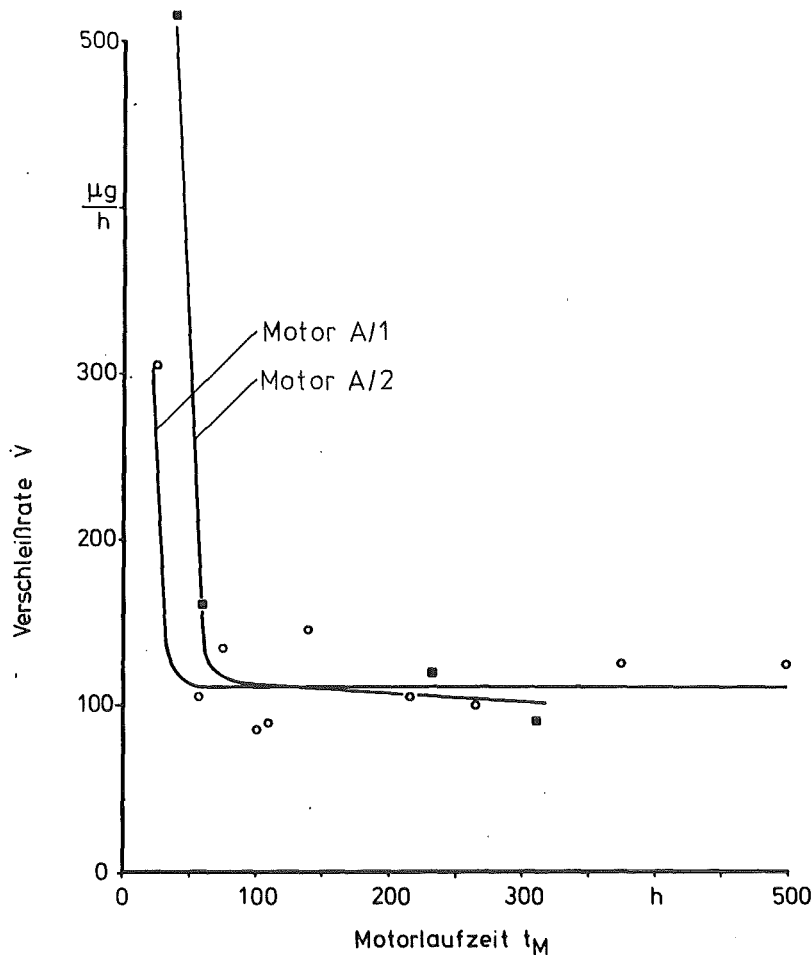


Bild 22: Zeitliche Verschleißratenänderung beim Motortyp A,
Zylinderlaufflächenverschleiß im o.T. (Zyl.2),
Vollastbetrieb, $n=4500$ 1/min, öl R40

Aus dem zeitlichen Verschleißratenverlauf der beiden Motoren des Typs A (Bild 22) geht hervor, daß sich nach einem schnellen Verschleißrückgang bis zu einer Motorlaufzeit von $t_M \approx 50$ h in der nachfolgenden Versuchszeit ein näherungsweise konstantes Niveau der Zylinderlaufflächenverschleißrate im o.T. einstellt.

Ein vergleichbarer zeitlicher Verlauf der Zylinderlaufflächenverschleißrate (keine Meßwerte in der Grobeinlaufphase bis $t_M \approx 50$ h) wurde bei den Motoren des Typs B gemessen (Bild 23). Gegenüber der Änderung des Zylinderverschleißes zeigt die parallel gemessene Komponente des Ringlaufflächenverschleißes ein verändertes Einlaufverhalten. Die Ringlaufflächenverschleißrate nimmt

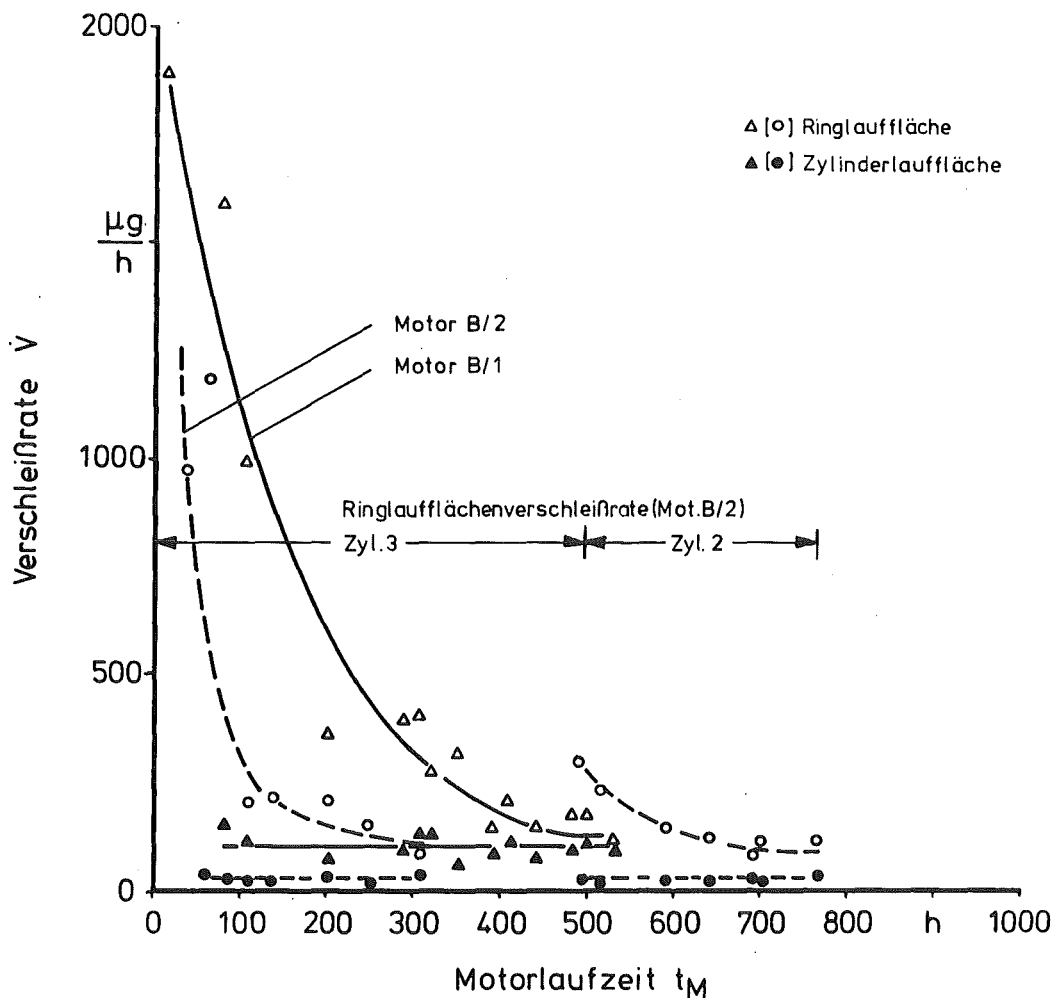


Bild 23: Zeitliche Verschleißratenänderung beim Motortyp B, Ringlaufflächen- und Zylinderlaufflächenverschleiß im o.T. (Zyl.3), Vollastbetrieb, $n=2000$ 1/min, Öl R40, (Motor B/2: Ringwechsel bei $t_M = 480$ h, ungelauenen 1. Kompressionsring in den Zylinder 2 eingebaut)

über lange Motorlaufzeiten kontinuierlich ab, wobei dieser Einlaufprozess beim Motor B/2 wegen eines optimierten Einlaufprogrammes verkürzt ist. Der Einbau eines frisch aktivierten, ungelauften 1. Kompressionsringes in den Zylinder 2 (Motor B/2 - Austausch des aktiven Ringes im Zyl.3 gegen einen inaktiven) bei $t_M = 480$ h führt zu einem erneuten, jedoch nur schwach ausgeprägten Einlaufvorgang.

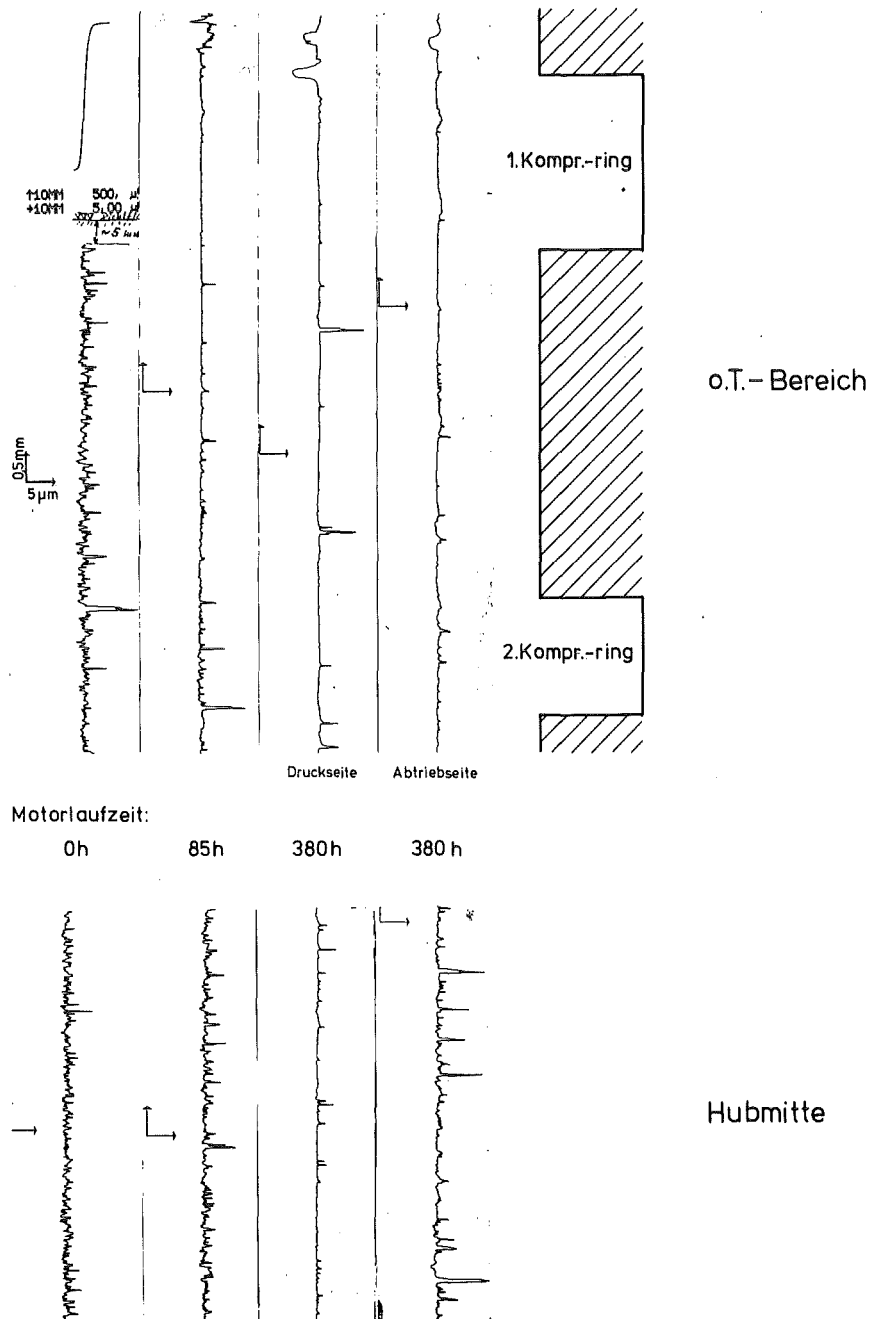


Bild 24: Rauheitsschrieb der Zylinderlauffläche, Motortyp A

Aus den nachträglich durchgeführten Untersuchungen zur Oberflächenrauigkeit und Profilausbildung der Reibpartner ergab sich folgender Erklärungsmechanismus zu dem unterschiedlichen Einlaufverhalten von Kolbenring- und Zylinderlauffläche im o.T.: Bei einem optimierten, d.h. verkürzten und "scharf" gefahrenen Einlaufprogramm wird der Umkehrbereich des 1. Kompressionsringes im o.T. der Zylinderlauffläche (RNT-Meßbereich) schnell geglättet. (Bild 24). Ebenso erfolgt innerhalb dieser ersten Einlaufphase die typische Formgebung der Kolbenringlauffläche (vgl. Absch. 8.4). Damit stellt sich schon nach kurzen Motorlaufzeiten eine feste Konfiguration der Reibpartner mit glatter Zylinderlauffläche im o.T. und voll ausgebildetem Ringprofil zueinander ein. Der Einlauf der Zylinderlauffläche ist damit in der o.T.-Zone abgeschlossen, da das Tragvermögen des Kolbenringes durch einen weiteren Abtrag der Oberflächenrauigkeit nicht mehr verbessert werden kann.

Das konstante Niveau der Zylinderlaufflächenverschleißrate, das bei beiden Motortypen nach Abschluß der Einlaufphase gemessen wurde, deutet darauf hin, daß die makroskopische Profilausbildung des Verschleißzwickels im o.T. (vgl. Bild 21) die Schmierverhältnisse innerhalb langer Motorlaufzeiten nicht oder nur geringfügig beeinflusst.

Gegenüber dem Zylinderlaufflächenverschleiß im o.T. wird der Ringlaufflächenverschleiß durch die Oberflächenanpassung im gesamten Bereich der Zylinderlauffläche geprägt. Innerhalb des Einlaufs herrschen über dem Kolbenhub Mischschmierungsbedingungen, mit jedoch geringerem flächenbezogenen Verschleißanteil als in der o.T.-Zone. Die Umwandlung dieser Mischschmierungsgebiete in hydrodynamische Schmierbereiche zieht sich deshalb über einen längeren Zeitraum hin und führt zu dem allmählichen Absinken der Ringlaufflächenverschleißrate.

Der Einbau des neuen Ringes in den gelaufenen Motor B/2 (keine Nachhonung der Zyl.lauffläche) zieht einen neuen, jedoch schwächer ausgeprägten Einlauf nach sich, da im wesentlichen nur noch die Profilausbildung der Ringlauffläche in der glatten Zylinderlauffläche erfolgt.

8.1.2 Irreguläre Betriebsphasen

Neben der kontrollierten und in ihrem prinzipiell bekannten Mechanismus der Verschleißänderung im Einlauf können Fehlfunktionen einzelner Bauteile zu irregulären Betriebsphasen im Normallauf des Motors führen. Dies verursacht eine abweichende und häufig nicht mehr kontrollierbare Veränderung der Bewertungsgrundlage bei Ölprüfungen.

Solche Fehlfunktionen wurden sowohl bei den Versuchen mit dem Motortyp A (vgl. Abschn. 9.2.3) als auch mit dem Motortyp B beobachtet. Dies geht beispielhaft aus Bild 25 hervor, das den zeitlichen Ablauf des 3. und 4. Ölbewertungsversuches mit dem Motor B/2 zeigt. Wegen des Einlaufprozesses des bei $t_M = 480$ h neu eingebauten 1. Kompressionsringes sinkt die Verschleißrate bis $t_M = 700$ h ab (vgl. Bild 23, Motor B/2). Ohne daß die Versuchsführung

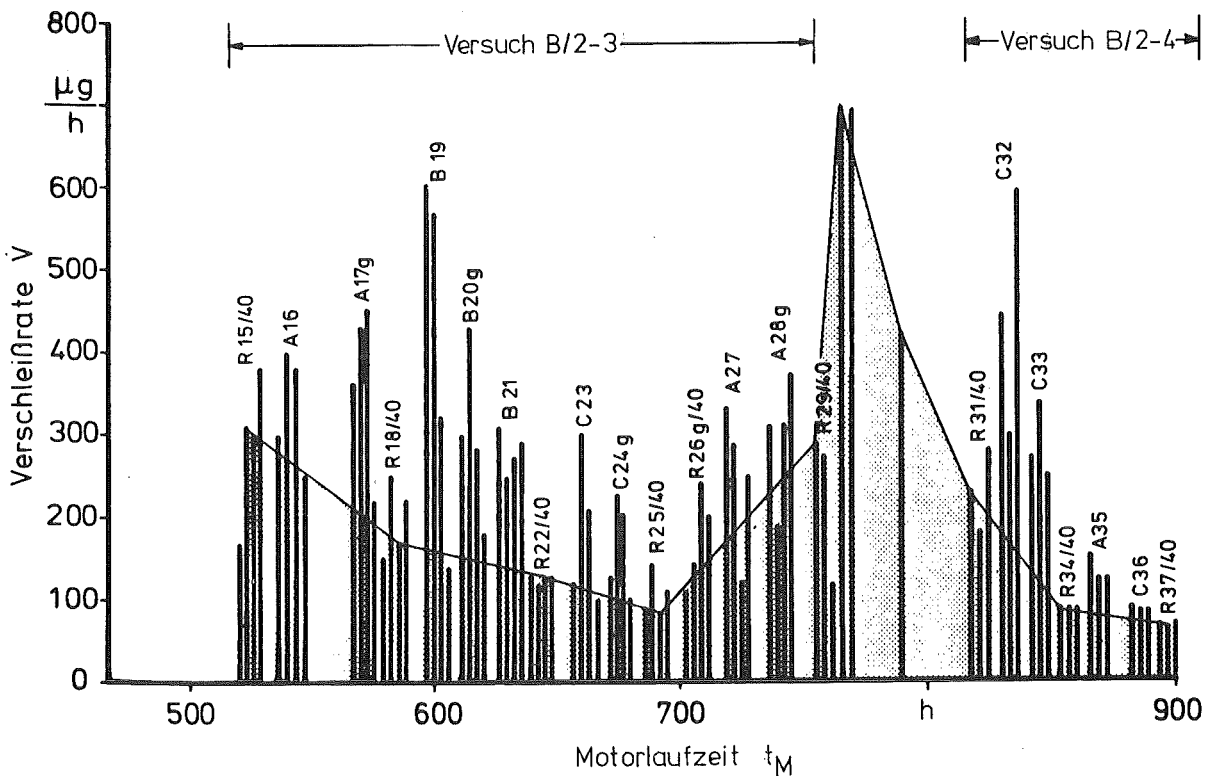


Bild 25: Zeitliche Änderung der Ringlaufflächenverschleißrate, 1. Kompressionsring im Zylinder 2, Motor B/2

geändert wurde, tritt in der nachfolgenden Laufzeit ein steiler Anstieg des gesamten Verschleißniveaus auf. Der vorsichtige Weiterbetrieb des Motors führt schließlich wieder auf das ursprüngliche Niveau zurück. Grund für diese irreguläre Versuchsphase ist möglicherweise eine Brandstellenbildung auf der Ringlauffläche, was eine Erweichung der Chromlaufschicht und damit einen vorübergehend erhöhten Verschleiß nach sich zieht /64/. Der vorsichtige Weiterbetrieb des Motors erlaubt das Ausheilen dieser Schädigung

8.2 Verschleißverhalten gleichnamiger Bauteile

Wegen ihrer selektiven Meßeigenschaft liefert die RNT entsprechend der ausgewählten Aktivierung keine vollständige Information über den Gesamtverschleiß eines Bauteils und aller gleichnamigen Bauteile. Bei fehlenden Vergleichsdaten muß deshalb mit konventionellen Verfahren überprüft werden, ob die am Einzelbauteil vorgenommene RNT-Verschleißmessung ein typisches Bild zum Verschleiß im betrachteten und allen gleichnamigen Tribosystemen wiedergibt.

Die Bestimmung des Gewichtsverlustes der Kolbenringe stellt eine einfache Vergleichs- und Kontrollmöglichkeit zur RNT-Verschleißmessung dar.

Die Wägung von Kolbenringen setzt voraus, daß alle Rückstände wie Ölkohle und Lackablagerungen vollständig beseitigt werden können. Probeuntersuchungen ergaben, daß nach einer sorgfältigen Handreinigung mit Lösungsmitteln und weiterem vorsichtigem Abschaben von Ölkohleresten Differenzen im Gewichtsverlust eines Kolbenringes von bis zu 50% gemessen wurden. Ebenso muß der Wägefehler berücksichtigt werden, da der Gewichtsverlust im allgemeinen sehr klein gegenüber dem Gesamtgewicht des Kolbenringes ist.

Wegen solcher nicht abschätzbarer Meßfehler konnten die Ergebnisse aus entsprechenden Kontrolluntersuchungen am Motortyp A nicht verwertet werden. Hier trat einerseits das Problem des geringen Gesamtverschleißes auf, so daß der Wägefehler nicht mehr vernachlässigbar war, andererseits können bei molybdängespritzten

Laufschichten (vgl. Tab. 4) zusammenhängende Teile von Spritzschichten abblättern. Dieser "Verschleiß" erfolgt unsystematisch und läßt sich nicht auf schmierbedingte Einflüsse zurückführen, wodurch die Aussagen von Vergleichsuntersuchungen verfälscht würden.

Die Bilder 26a und 26b zeigen am Beispiel des Motors B/2 die Ergebnisse von Kolbenringwägungen, die nach mehreren Versuchsabschnitten durchgeführt wurden. Die damit verbundenen Motordemon- tagen verursachten keine erkennbare Änderung des Verschleißver- haltens oder Verschleißrateniveaus (vgl. Bild 23, Motor B/2).

Die mittleren Verschleißraten des 1. und 2. Kompressionsringes, die sich aus den Gewichts- differenzen im jeweiligen Meßzeitraum errechnen, unterscheiden sich bei diesem Motortyp etwa um den Faktor 2 (ungleicher Verschleißratenmaßstab in den Bildern!). Der deutlich höhere Verschleiß im Zylinder 3 ließ sich nachträglich auf eine ungewöhnlich hohe thermische Belastung zurück-

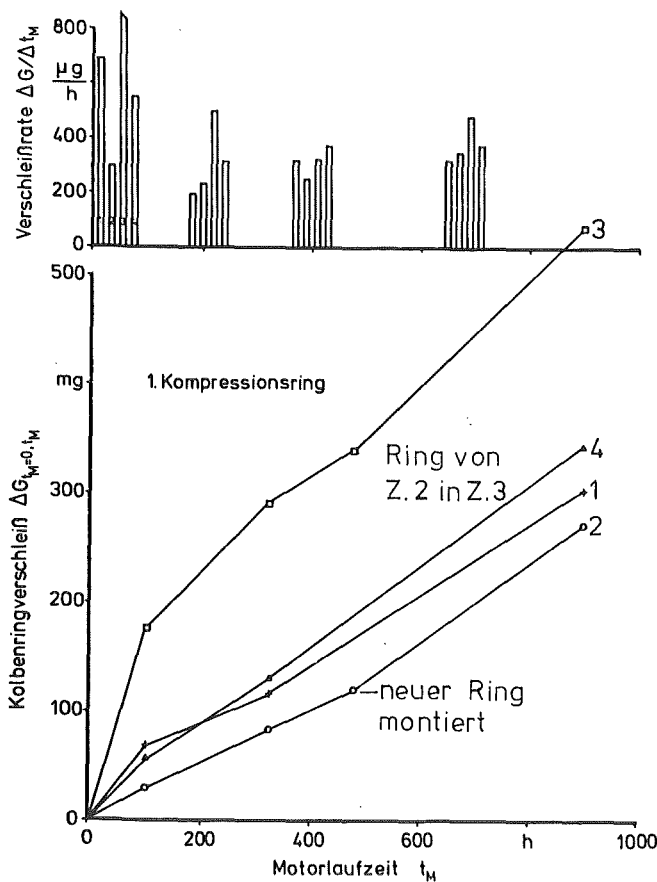


Bild 26a:

Zeitliche Änderung des Kolbenringverschleißes, Ergebnisse aus der Wägung der 1. Kompressionsringe, Motor B/2

führen. Bei Nennleistung erreichte die Wandtemperatur in diesem Zylinder einen Wert von $T_{ZW} \approx 240 \text{ }^\circ\text{C}$ und lag damit um ca. 25% höher als in den übrigen Zylindern. Aus dem Vergleich der Einzelzylinderverschleißraten geht jedoch hervor, daß sich die höhere thermische Belastung mit fortschreitender Motorlaufzeit schwächer auswirkt. Dies läßt sich damit erklären, daß die infolge der hohen Wandtemperaturen verringerte Ölviskosität das Tragvermögen des Schmierfilms herabsetzt, was zunächst einen hohen Einlaufverschleiß verursacht. Mit dem erhöhten Abtrag wird die Zylinderlauffläche über den gesamten Kolbenhub beschleunigt geglättet, so daß der Kolbenring im Normallauf des Motors schließlich auch bei verringerter Ölviskosität tragen kann. Ebenso wie in allen anderen Zylindern rühren Verschleißbeiträge jetzt aus Grenzschmierungsvorgängen im o.T.-Bereich her, so daß sich die mittleren Verschleißraten der entsprechenden Kompressionsringe weitgehend angleichen.

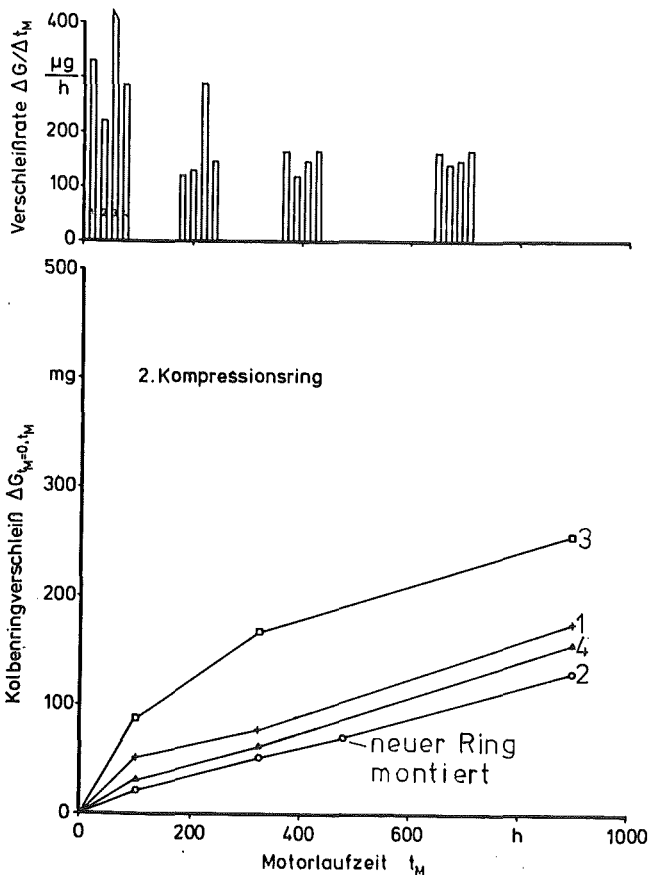


Bild 26b:

Zeitliche Änderung des Kolbenringverschleißes, Ergebnisse aus der Wägung der 2. Kompressionsringe, Motor B/2

Das vorliegende Ergebnis verdeutlicht, daß es im Hinblick auf eine definierte und vergleichbare Bewertungsgrundlage bei Ölprüfungen notwendig ist, das jeweilig ausgewählte RNT-Meßsystem auf abweichende Betriebsverhältnisse ebenso wie auf irreguläre Betriebsphasen hin zu überprüfen.

8.3 Verschleißcharakteristik im Motorkennfeld

Übergeordnete Aussagen zu den Verschleißschutzeigenschaften von Motorenölen werden in Betriebspunkten mit hohem Verschleißrateniveau, d.h. unter ungünstigen Schmierverhältnissen infolge des motorseitigen Lastkollektivs erzielt (vgl. Absch. 3.4). Damit ist gleichzeitig auch eine hohe Differenzierung zwischen den Verschleißschutzeigenschaften einzelner Versuchsöle zu erwarten.

Die Untersuchungen zur Verschleißcharakteristik von Kolbenring und Zylinderlauffläche beschränkten sich bei beiden Motortypen überwiegend auf Vollastbetriebspunkte. Aus der Einlaufuntersuchung und stichprobenartigen Kennfeldmessungen ging hervor, daß

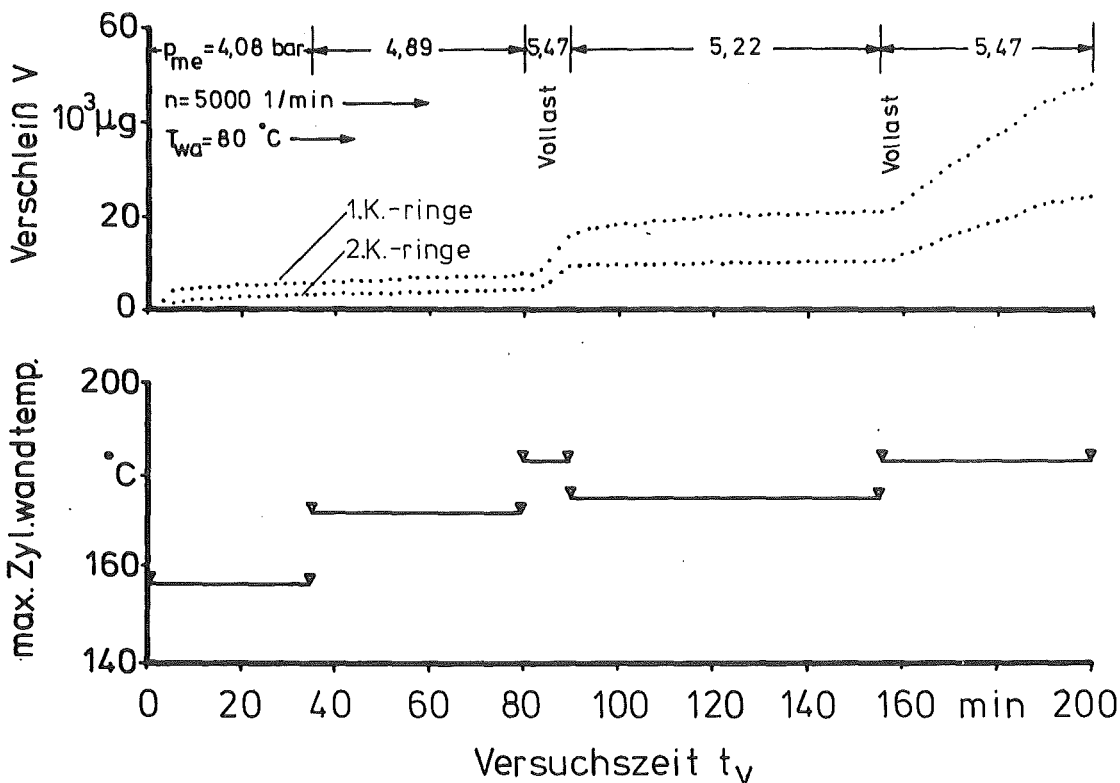


Bild 27: Ringlaufflächenverschleiß im Einlauf, Gesamtverschleiß jeweils aller Kompressionsringe, Motor B/3,

das Verschleißrateniveau schon bei geringen Lastrücknahmen vom Vollastbetrieb erheblich absinkt. Dies zeigt Bild 27, in welchem ein Lastwechselprogramm zum Grobeinlauf des Motors B/3 ($t_M \approx 12$ h) gefahren wurde. Aus dem Betriebspunktwechsel geht hervor, daß die Lastabsenkung um nur 4,6% unter die Vollast einen nahezu vollständigen Verschleißrückgang bewirkt. Der degressive Verschleißverlauf beim wiederholten Anfahren der Vollast weist auf den fortschreitenden Einlauf hin. Ein ähnliches Verschleißverhalten von Kolbenring- und Zylinderlauffläche im Motorkennfeld wurde auch als Ergebnis weiterer Untersuchungen mit der RNT an verschiedenen Dieselmotortypen gefunden /67/. Es kann hieraus geschlossen werden, daß Misch- und Grenzschmierungsbedingungen, die zu einer progressiven Verschleißbelastung führen, erst nach Überschreiten kritischer Last/Drehzahlbedingungen auftreten.

8.3.1 Verschleißcharakteristik des Motortyps A

Bild 28 zeigt das Ergebnis einer Verschleißmessung innerhalb der Einlaufphase des Motors A/1. Das typische Bild steigender Ver-

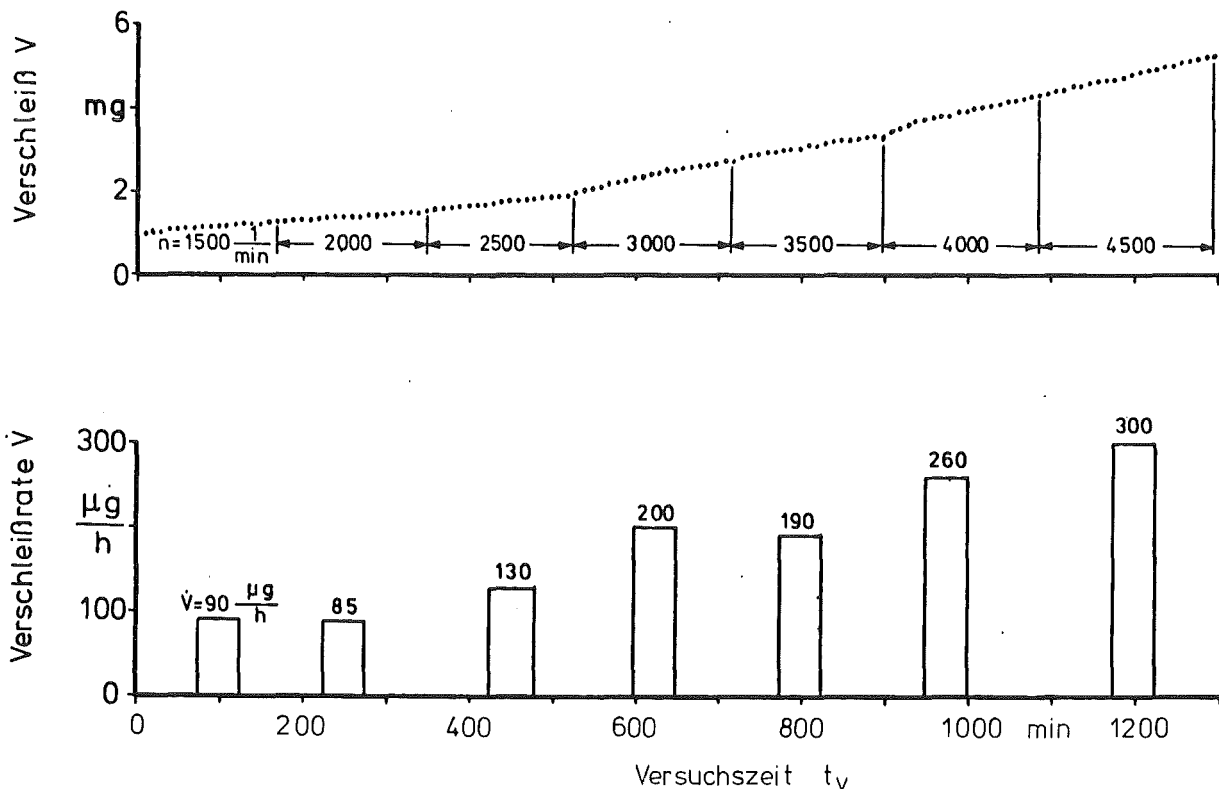


Bild 28: Änderung des Zylinderlaufflächenverschleißes im o.T. im Vollastbetrieb bei steigender Drehzahl, Motor A/1

schleißraten mit steigender Drehzahl ändert sich bei diesem Motortyp mit fortschreitender Laufzeit bei einem insgesamt sinkenden Verschleißratenniveau nur noch qualitativ. Der übergeordnete Betriebspunkt für die Ölprüfung ergibt sich damit bei Nennleistung.

8.3.2 Verschleißcharakteristik des Motortyps B

Die Zweikomponentenverschleißmessung von Kolbenring- und Zylinderlauffläche im o.T. an zwei Motoren des Typs B ergab im Hinblick auf das Verschleißratenniveau im Motorkennfeld ein simultanes Verschleißverhalten beider Reibpartner, d.h. ein hoher Ringlaufflächenverschleiß ist mit hohem Zylinderlaufflächenverschleiß verbunden. Mit einem absolut höheren Verschleißratenniveau wurde wegen der besseren Differenzierbarkeit der Laufflächenverschleiß des 1. Kompressionsringes als Bewertungsgröße verwendet.

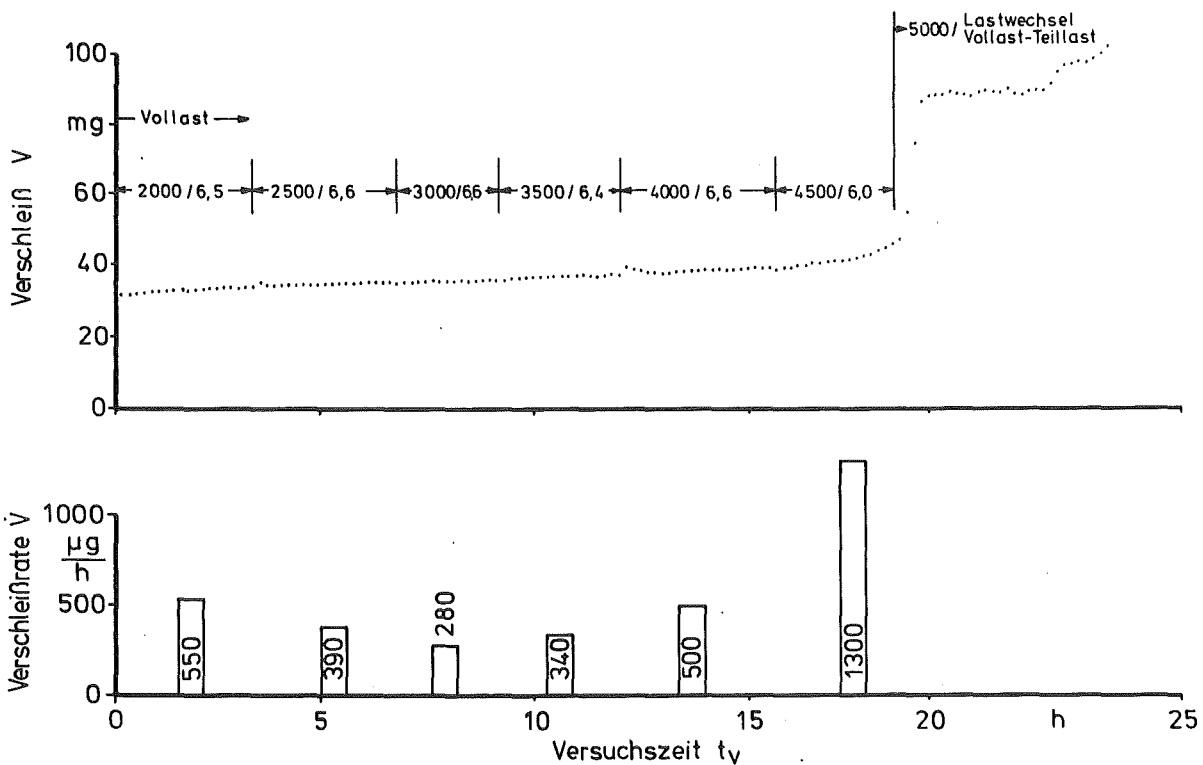


Bild 29: Änderung des Ringlaufflächenverschleißes (1. K.-ring) im Vollastbetrieb bei steigender Drehzahl, Motor B/3 im Grobeinlauf

Nach Bild 29 ändert sich beim Motortyp B die Ringlaufflächenverschleißrate im Vollastbetrieb bei steigender Drehzahl in der typischen Form einer Badewannenkurve. Das Anfahren des Nennleistungspunktes führt innerhalb der hier dargestellten Einlaufphase noch zu einem hohen Verschleißzuwachs, d.h. dieser Betriebspunkt ist noch nicht vollständig eingelaufen.

Bild 30 zeigt die Änderung der Ringlaufflächenverschleißrate bei Vollast, wie sie sich beim Motortyp B zu einem späteren Zeitpunkt innerhalb der Feineinlaufphase und im Normallauf einstellt. Typisch ist das steigende Verschleißrateniveau zu niedrigen Drehzahlen hin. Indem das ursprünglich hohe Verschleißrateniveau in der Umgebung des Nennleistungspunktes schnell absinkt, ändert sich entgegen dem Einlaufverhalten des Motortyps A die Verschleißcharakteristik beim Motortyp B mit fortschreitendem Einlaufzustand qualitativ (Erklärung in Absch. 8.4.2). Auf Grund der sich endgültig einstellenden Verschleißcharakteristik im Feineinlauf und Normallauf wurde die überwiegende Anzahl der Ölbewertungsversuche mit dem Motortyp B bei dem hohen Verschleißrateniveau im Vollastbetrieb und $n = 2000$ 1/min durchgeführt.

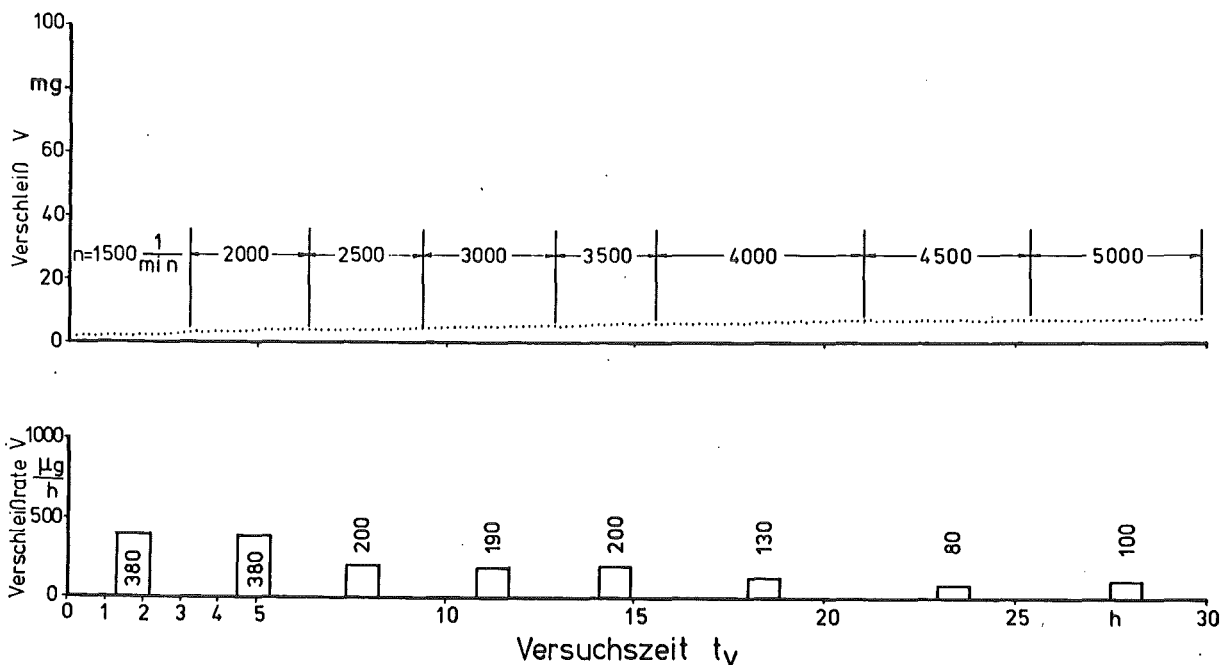


Bild 30: Änderung des Ringlaufflächenverschleißes (1. K.-ring) im Vollastbetrieb bei steigender Drehzahl, Motor B/3 im Feineinlauf

8.4 Verschleißerscheinungsform von Kolbenring- und Zylinderlauffläche

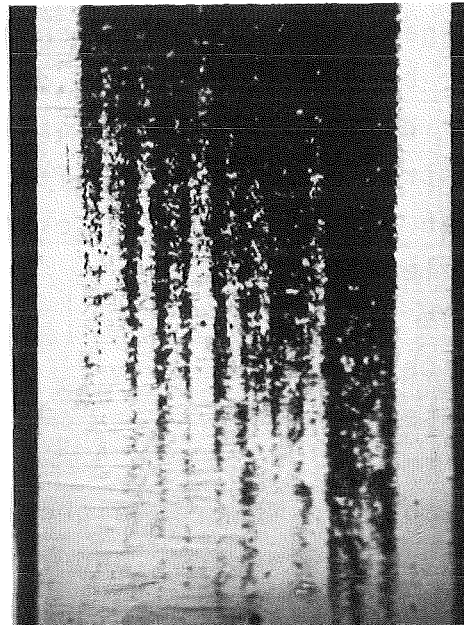
Anlaß für die Untersuchungen des qualitativen Verschleißbildes von Kolbenring- und Zylinderlauffläche war das veränderliche Verschleißverhalten des 1. Kompressionsringes beim Motortyp B innerhalb des Einlaufs und die für die Ölprüfversuche ungünstige kontinuierliche Verschleißratenabnahme über lange Motorlaufzeiten.

Die zeitliche Änderung des Verschleißratenniveaus ist entsprechend der Modellvorstellung zum Einlauf (vgl. Absch. 8.1.1) mit einer Veränderung der Schmierverhältnisse verbunden, so daß der direkte quantitative Vergleich von Öleigenschaften in der seriellen Ölprüfung praktisch nicht möglich ist.

Eine weitere mögliche Erklärung der gemessenen zeitlichen Verschleißratenänderung hätte auf einem nicht einlaufbedingten Meßeffect des RNT-Verschleißmeßverfahrens beruhen können. Dies ging aus der Begutachtung der 1. Kompressionsringe hervor, bei wel-



Ringstoß



Übergangszone

Bild 31: Laufflächenverschleiß am Stoß des 1. Kompressionsringes beim Motortyp B,
hell: Chromlaufschicht, dunkel: Grundmaterial

chen unter den vorgegebenen scharfen Betriebsbedingungen im Einlauf die Chromlaufschicht am Ringstoß des 1. Kompressionsringes infolge der dort erhöhten Ringspannung ("Birnencharakteristik") schon nach relativ kurzen Motorlaufzeiten vollständig abgetragen wurde (Bild 31). Dieser Vorgang bedeutet, daß ein verschleißhoher Anteil der Ringlauffläche nicht mehr in das Meßergebnis eingeht, da kein aktives Material mehr vorhanden ist. Mit zunehmendem Abtrag der Chromlaufschicht würde dann ein zeitlicher Verschleißrückgang gemessen, ohne daß sich jedoch der prinzipielle Schmier- und Verschleißmechanismus geändert hätte.

Ausgehend von der Frage des tatsächlichen oder nur scheinbaren Einlaufes war es das Ziel der begleitenden Bauteiluntersuchungen, aus der verschleißbedingten Bauteilveränderung Rückschlüsse auf die Schmierbedingungen und daraus folgend auf die Verschleiß- und Verschleißschutzmechanismen zu ziehen.

8.4.1 Einflußparameter auf das Tragverhalten des Kolbenringes

Im Normalbetrieb des Motors wird der Verschleiß von Kolbenring- und Zylinderlauffläche überwiegend durch Misch- und Grenzschmierungsvorgänge im o.T.-Bereich bestimmt. Das qualitative Verschleißbild der beiden Reibpartner, das sich in einer charakteristischen Form für den jeweiligen Motortyp einstellt, wird wesentlich durch die konstruktiven Eigenschaften der Kolbenringe beeinflusst. Als Kriterien werden in der Literatur genannt /22,23,61,94,95/:

- Materialeigenschaften
- Ringhöhe
- Laufflächenprofil
- Torsionssteifigkeit

Mit Vorgabe der Materialeigenschaften lassen sich die Verschleißanteile von Kolbenring- und Zylinderlauffläche verschieben und minimieren. Alle anderen Konstruktionsfaktoren beeinflussen neben dem Lastkollektiv -Verbrennungsdruck, Temperatur, Gleitgeschwindigkeit- und den Öleigenschaften die Schmierfilmbildung und Schmierfilmdicke.

Mit zunehmender Ringhöhe verringert sich die Flächenpressung, wodurch das Tragvermögen des Kolbenringes verbessert wird /96/. Untersuchungen zur Schmierfilmdicke -es wurden Minimalwerte im o.T.-Bereich bis zu $0,3 \mu\text{m}$ gemessen- ergaben einen hohen Einfluß des Laufflächenprofils /76,84,85,96-99/. Ein balliges Laufflächenprofil begünstigt das Aufschwimmen des Kolbenringes bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten. Infolge der Verdrängungswirkung wird jedoch gegenüber dem abgeflachten Profil die Schmierfilmdicke unmittelbar in den Totpunkten herabgesetzt. Mit einem ähnlichen Mechanismus läßt sich der Einfluß der Ringtorsion erklären, die durch die Druckvertwistung des Kolbenringes vor allem im Zünd o.T. zu einer verringerten Aufstandsfläche und damit zu einer verringerten Schmierfilmdicke durch die erhöhte Flächenpressung führt /98/.

8.4.2 Ausbildung des Ringlaufflächenprofils

Der Vergleich der 1. Kompressionsringe beider Motortypen zeigt hinsichtlich der in Abschnitt 8.4.1 genannten Kriterien gerade

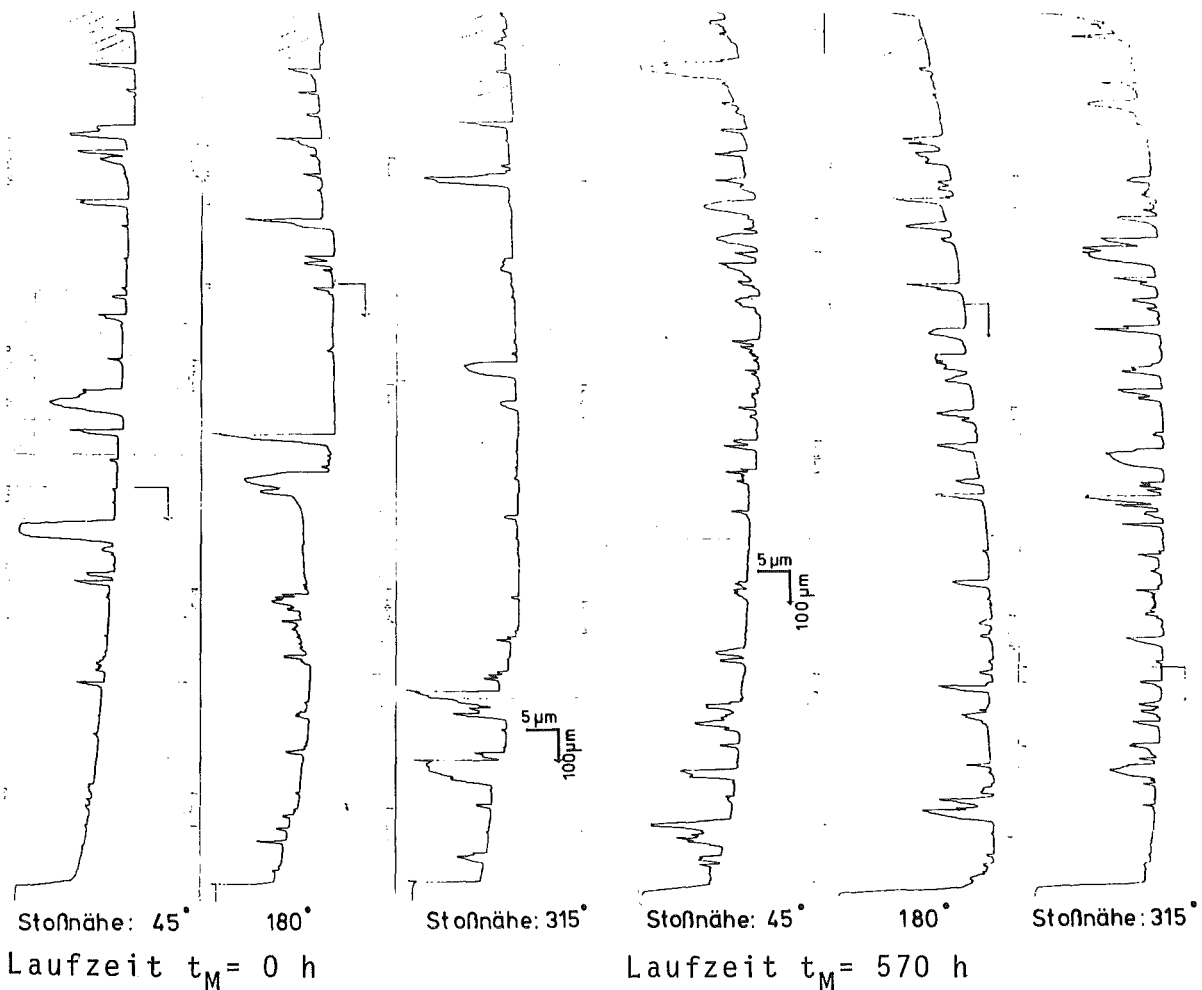


Bild 32: Laufflächenprofil des 1. Kompressionsringes, Motor A/1

gegensätzliche Konstruktionseigenschaften (vgl. Tab. 4, S. 41). Der mit einer Innenfase versehene, torsionsentlastete 1. Kompressionsring des Motortyps A besitzt eine vergleichsweise große Ringhöhe mit einem schwach balligen Laufflächenprofil. Aus Bild 32 geht hervor, daß sich das Laufflächenprofil auch nach einer Motorlaufzeit von 570 h im verschleißhohen Nennleistungsbetrieb nicht sichtbar ändert. Die Zunahme der Oberflächenrauigkeit (Laufbild bei $t_M = 570$ h) ist auf das poröse Laufflächenmaterial Molybdän zurückzuführen und zeigt hier nicht Verschleißriefen als Folge von Abrasivverschleiß.

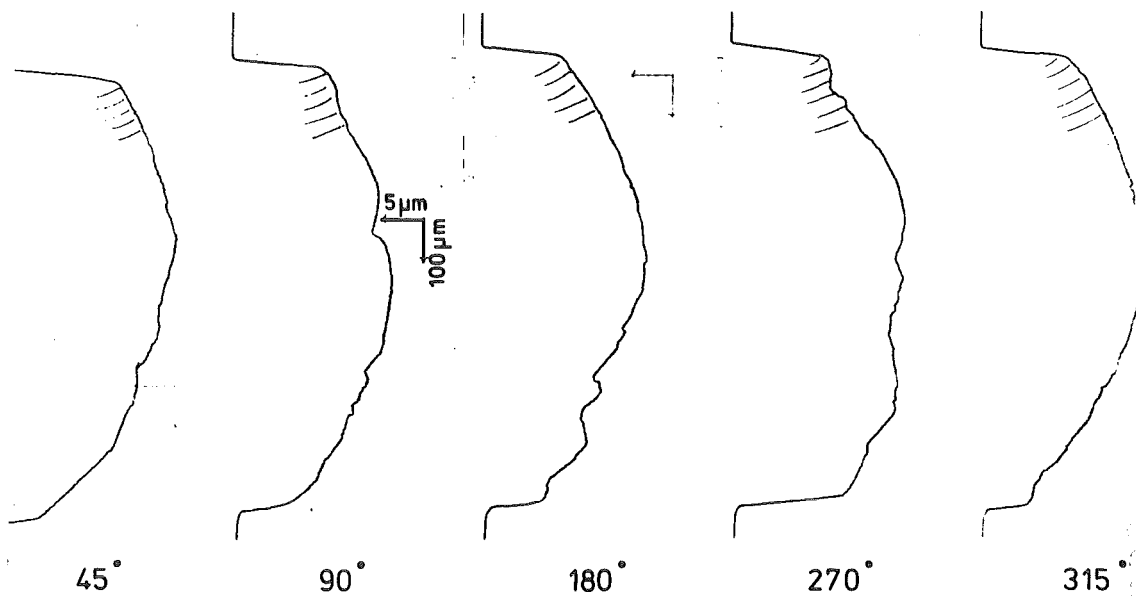


Bild 33: Laufflächenprofil des 1. Kompressionsringes im Nullzustand, Motortyp B

Gegenüber dem Motortyp A weist der 1. Kompressionsring des Motortyps B ein ausgeprägt balliges Laufflächenprofil auf (Bild 33). Dieses gleichmäßige Profil geht während des Betriebes in eine Form über, die nicht zuletzt wegen der geringen Ringhöhe auf eine ausgeprägte Torsionsbewegung des Kolbenringes hinweist. (Bild 34) /100/. Die typische Laufflächenausbildung wird vor allem durch hohen Verschleiß in der Grobeinlaufphase hervorgerufen. Bild 35 zeigt, daß sich die Profilkrümmung nach dem Wechsel des 1. Kompressionsringes gegen einen ungelauften Ring bei $t_M = 67$ h (Motor B/4) schwächer ausbildet.

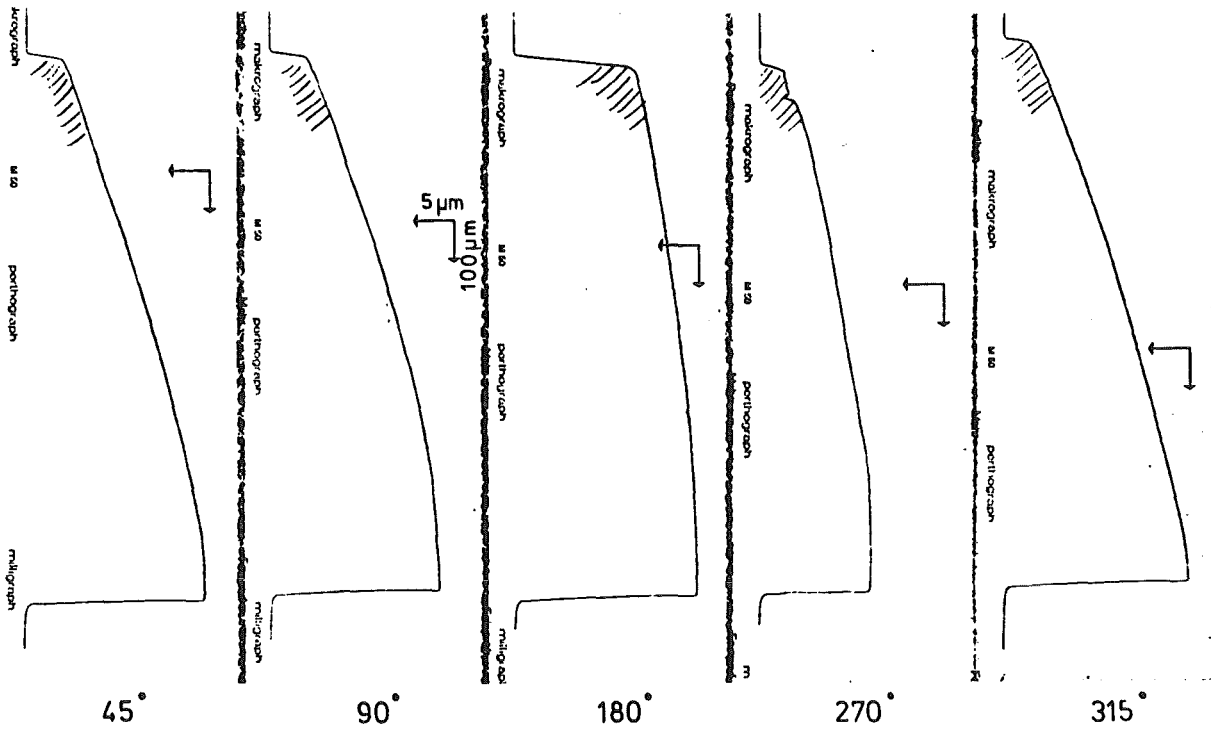


Bild 34: Laufflächenprofil des 1. Kompressionsringes nach einer Laufzeit von $t_M = 67$ h, Motor B/4

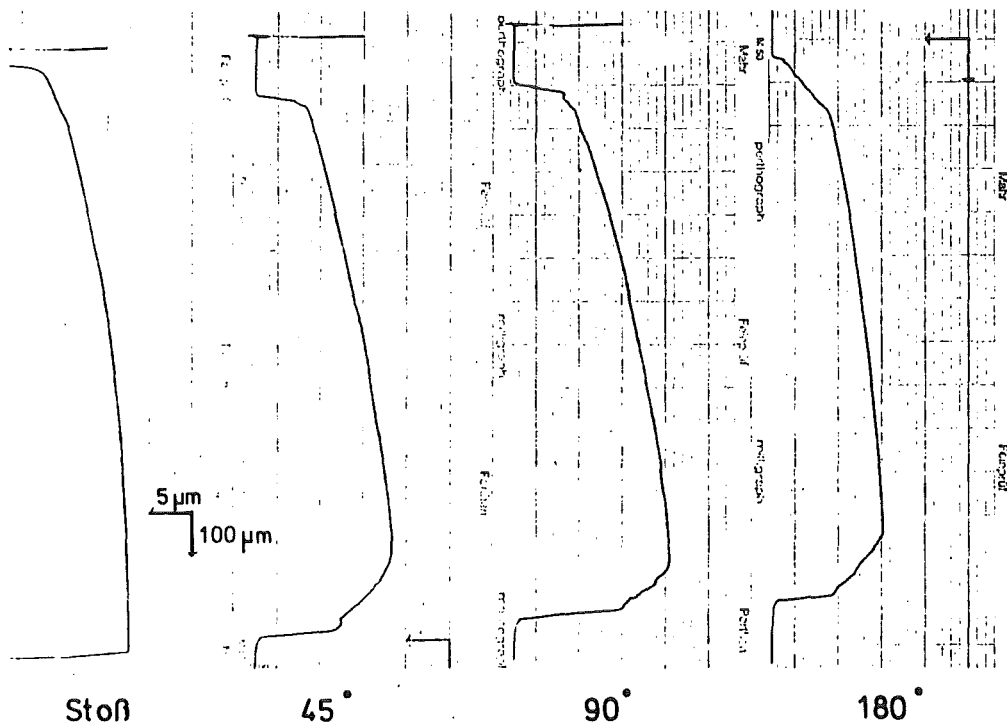
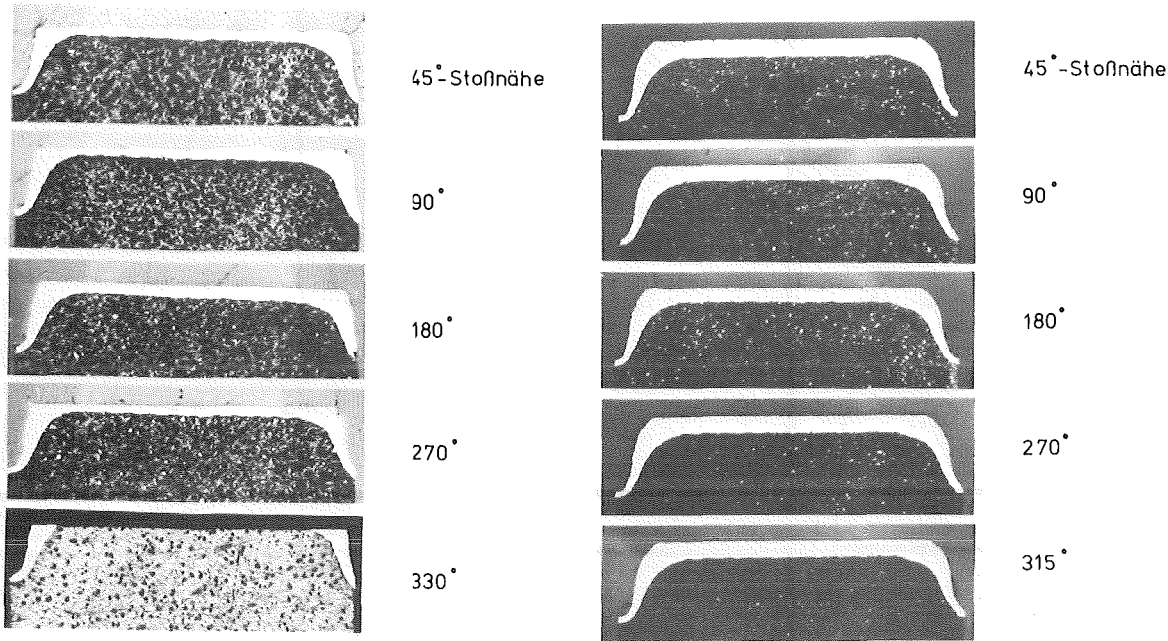


Bild 35: Laufflächenprofil des 1. Kompressionsringes nach einer Laufzeit $t_M = 97$ h, ungelaufer Ring bei $t_M = 67$ h eingebaut, Motor B/4



a)

Laufzeit $t_M = 0$ h bis 480 h

b)

Laufzeit $t_M = 480$ h bis 920 h

Bild 36: Schnittbild des 1. Kompressionsringes (Zyl.2), Motor B/2

Ein entsprechendes Ergebnis läßt sich den Schnittbildern der 1. Kompressionsringe entnehmen, die jeweils im Neuzustand von $t_M = 0$ h bis 480 h und $t_M = 480$ h bis 920 h im Zylinder 2 des Motors B/2 liefen (Bild 36). Eine Nachbearbeitung der Zylinderlauf­fläche beim Ringtausch erfolgte nicht. Die Twistbewegung des Kolbenringes, die auch zu einem sichtbar höheren Flankenver­schleiß (Bild 36a) führt, wird offenbar durch hohe Reibkräfte unter Mischschmierungsbedingungen im Grobeinlauf bei noch rauher Zylinderlauf­fläche unterstützt. Hierbei ist der torsionsschwache Ringstoß einem besonders hohen Verschleiß unterworfen.

Damit läßt sich die veränderliche Verschleißcharakteristik des 1. Kompressionsringes in der Übergangsphase vom Grob- zum Fein­einlauf wie folgt erklären (vgl. Absch. 8.3.2):

Der Verschleißzuwachs beim Anfahren des Nennleistungspunktes im Grobeinlauf (vgl. Bild 29) wird durch den hohen Verschleiß der Ringstoßzone verursacht, wobei dieser Vorgang wesentlich durch hohe Reibkräfte unter Mischschmierungsbedingungen im Ein­lauf begünstigt wird. Diese besonderen Verschleißbedingungen än­dern sich schnell mit der einlaufbedingten Glättung der Zylind-

der Lauffläche, so daß der Ringstoß in der nachfolgenden Laufphase gleichen Schmier- und Verschleißverhältnissen wie der übrige Laufflächenbereich über dem Ringumfang unterliegt.

Der Abtrag der aktiven Chromlaufschicht überlagert sich damit vor allem in der ersten Einlaufphase dem Verschleißmeßergebnis und führt zu einem zusätzlichen, scheinbaren Verschleißrückgang. Die Einlaufvorgänge, die zum Teil während der Ölbewertungsversuche beobachtet wurden, sind dagegen auf prinzipielle Änderungen im Schmier- und Verschleißmechanismus zurückzuführen.

8.4.3 Ausbildung des Zylinderlaufflächenprofils

Der typische Verschleißzwickel im o.T. wird beim Motortyp A ausschließlich durch die Wirkung des 1. Kompressionsringes verursacht und prägt sich druckseitig in einem Bereich von ca. 90° am stärksten aus (Bild 37). Die Vermessung der maximalen Zwickeltiefe am Motor A/1 ergab nach einer Laufzeit von 570 h mit Meßwerten von $28 \mu\text{m}$ (Zyl. 2) und $21 \mu\text{m}$ (Zyl. 3) einen deutlichen Unterschied in der Verschleißbelastung der Einzelzylinder. Ebenso wie schon aus der Kolbenringwägung beim Motortyp B (vgl.

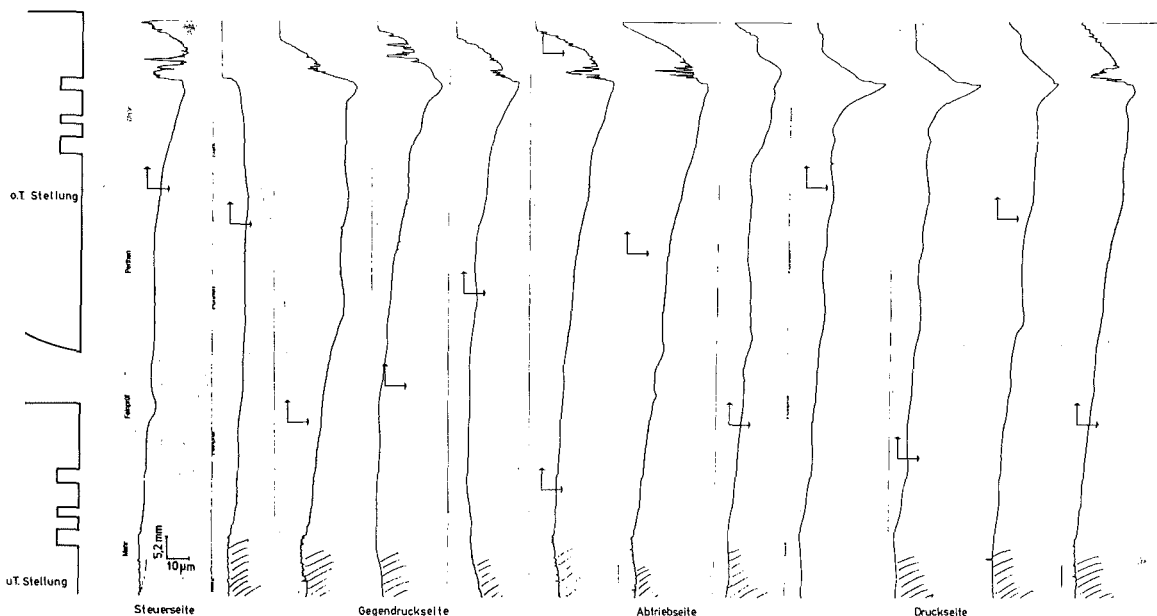


Bild 37: Profil der Zylinderlauffläche,
Motor A/2, Laufzeit $t_M = 380 \text{ h}$

Bild 26) hervorging, wird hiermit deutlich, daß Ölprüfungen mit der RNT auf Grund der selektiven Meßeigenschaft -beim Motortyp A erfolgte die Verschleißmessung ausschließlich im Zylinder 2- ohne zusätzliche Vergleichsdaten nur eine Relativaussage liefern können.

Nach Bild 38 weist das typische Profil der Zylinderlauffläche beim Motortyp B einen ausgeprägten gegendruckseitigen Doppelzwickel auf, der jeweils durch den 1. und 2. Kompressionsring verursacht wird. Die Ausbildung des Doppelzwickels weist auf eine verminderte Dichtwirkung des schmalen 1. Kompressionsringes hin /86,101,102/. Der 2. Kompressionsring nimmt damit noch einen hohen Anteil des Zylinderdrucks auf, wodurch sich über eine erhöhte Flächenpressung die Verschleißbeanspruchung der Zylinderlauf-

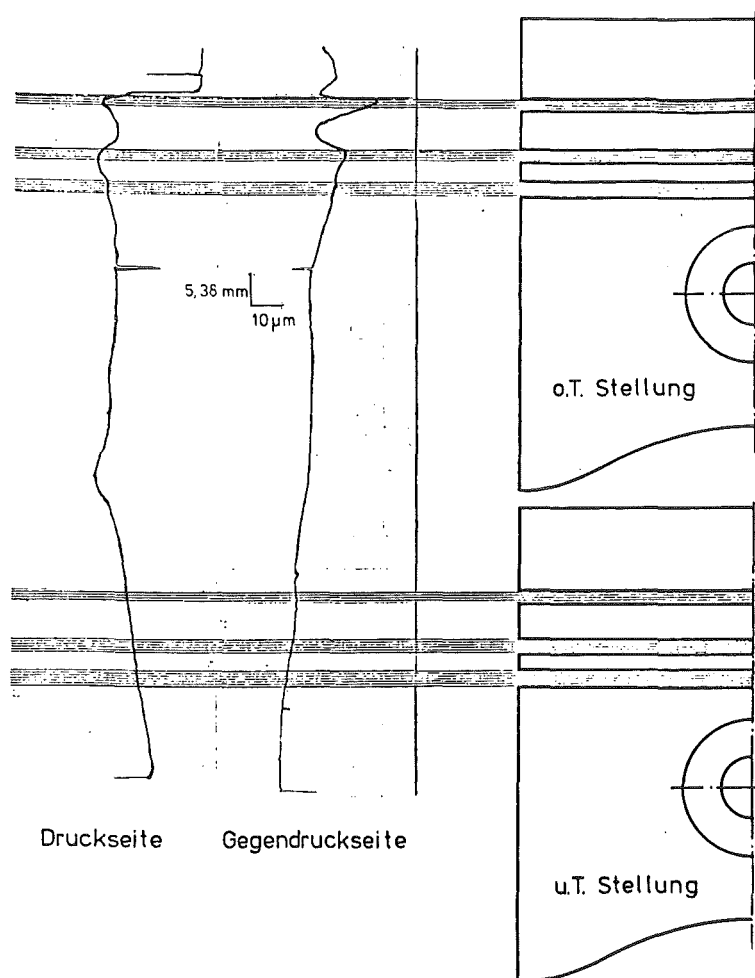


Bild 38:
Profil der Zylinderlauf-
fläche, Motor B/2, Lauf-
zeit $t_M = 920$ h

fläche auch in diesem Bereich noch deutlich ausprägt. Vermutlich als Folge der Druckentlastung des 1. Kompressionsringes wurden beim Motortyp B geringere maximale Zwickeltiefen als beim Motortyp A gemessen. Nach einer Laufzeit von 920 h beträgt die maximale Zwickeltiefe an der Gegendruckseite 15 μm .

8.4.4 Verschleißbild der Zylinderlauffläche

Aus den mikroskopischen Bildern (Rasterelektronenmikroskop) der Zylinderlauffläche kann in Übereinstimmung mit den abweichenden Konstruktionsmerkmalen der Kompressionsringe bei den Motortypen A und B auf unterschiedliche Trageigenschaften und Schmierzustände vor allem im verschleißhohen Umkehrbereich des 1. Kompressionsringes im o.T. geschlossen werden.

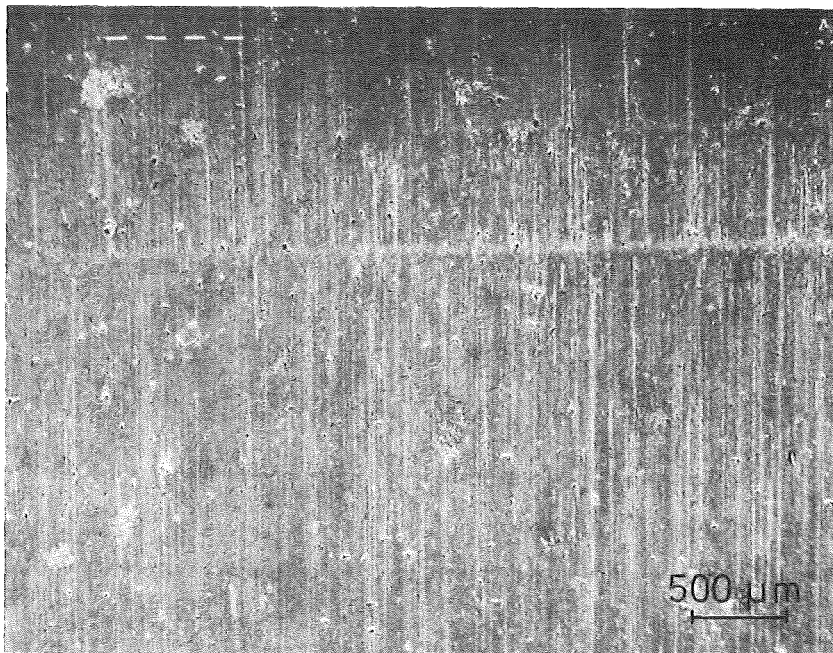


Bild 39: Umkehrbereich des 1. Kompressionsringes im o.T. der Zylinderlauffläche,
REM-Aufnahme, Motor A/2, Laufzeit $t_M = 380$ h

Beim Motortyp A weist das Verschleißbild der Zylinderlauffläche im Umkehrbereich des 1. Kompressionsringes Spuren abrasiver Verschleißpartikel auf (Bild 39). Wie auch aus der Untersuchung mit dem Oberflächentastgerät hervorging (vgl. Bild 24), ist ein Hon-

bild nicht mehr zu erkennen. Die Untersuchung der Umkehrbereiche des 2. Kompressionsringes und Ölabbstreifringes ergab ein vergleichbares Aussehen der Zylinderlauffläche, wobei erste Honniefen im o.T. des Ölabbstreifringes sichtbar wurden. Das gesamte Verschleißbild deutet darauf hin, daß die Kompressionsringe Mischschmierungsbedingungen mit partieller Trennung durch einen Ölfilm unterliegen. Bei überlagertem Adhäsiv- und Abrasivverschleiß werden einzelne Verschleißpartikel nach Oberflächenkontakten abgetrennt und in der Abwärtsbewegung des Kolbenringes mitgerissen. Hierbei entstehen die abrasiven Verschleißspuren.

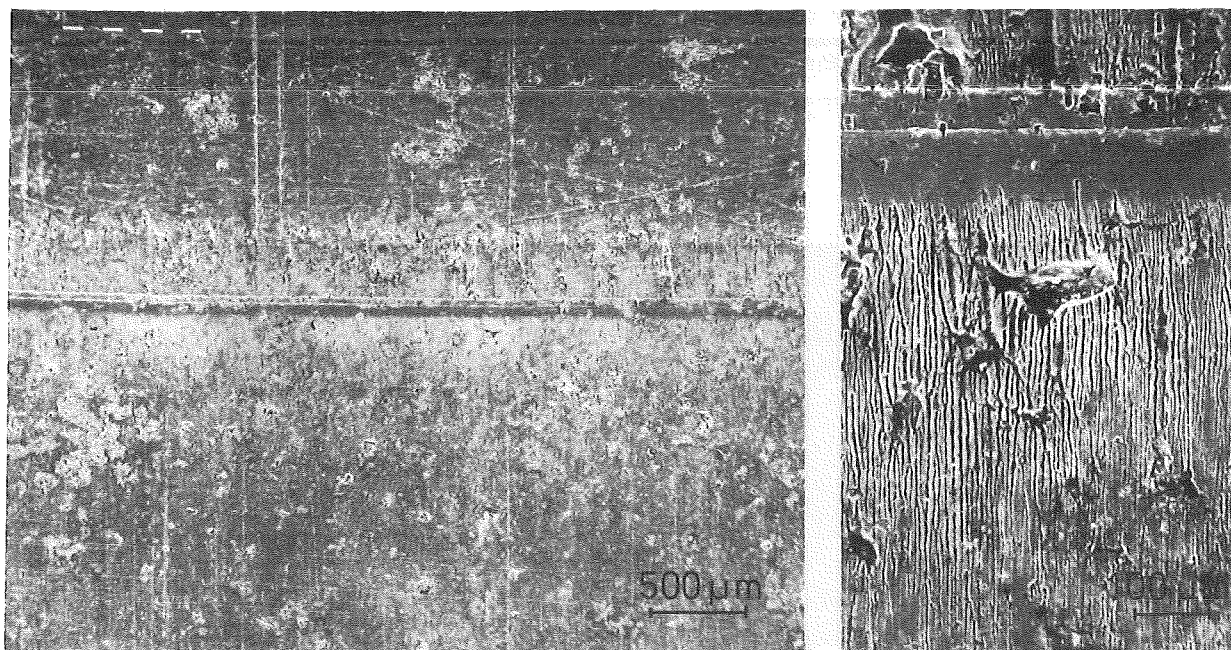


Bild 40: Umkehrbereich des 1. Kompressionsringes im o.T. der Zylinderlauffläche,

REM-Aufnahme, Motor B/4, Laufzeit $t_M = 917$ h

Nach Bild 40 weist der o.T.-Bereich der Zylinderlauffläche beim Motortyp B im Umkehrbereich des 1. Kompressionsringes ein scharf konturiertes Verschleißband in einer Breite von ca. 50 µm auf. Eine ähnliche Verschleißzone mit einer Breite von ca. 600 µm ist auch beim Motortyp A jedoch nur schwach ausgeprägt an der verschleißhohen Druckseite sichtbar. Die Ausbildung des Verschleißbandes ist vermutlich auf eine überlagerte Oberflächenzerrüttung infolge hoher Flächenpressungen des durch den Verbrennungsdruck beaufschlagten Kompressionsringes zurückzuführen. Beim Motortyp B prägt sich diese Zone stärker aus, da der ballige und zusätzlich

druckvertwistete Kompressionsring in einer sehr kleinen Aufstandsfläche hohe Flächenpressungen verursacht /75,103/. Wegen der höheren Verdrängungswirkung werden sich deshalb beim Motortyp B geringere Schmierfilmdicken in der Umkehrzone des 1. Kompressionsringes als beim Motortyp A einstellen. Hierauf deutet auch der mehr geglättete o.T.-Bereich hin, der auf die Wirkung von Verschleißschutzadditiven unter Grenzschmierungsbedingungen (mildwear) schließen läßt /3,24/.

Die abweichenden Verschleißbilder, die sich aus den unterschiedlichen Trageigenschaften der Kolbenringe ergeben, lassen erwarten, daß die Verschleißschutzmechanismen von Ölen -Viskosität und Additivwirkung- in beiden Motortypen unterschiedlich gewichtet werden. Bei partiellem Tragen des Kolbenringes unter Mischschmierungsbedingungen bewertet der Motortyp A die Viskositätseigenschaften höher als der Motortyp B. Bei diesem Motortyp führt die Verdrängungswirkung des 1. Kompressionsringes vermutlich stets zum Schmierfilmzusammenbruch und damit zu Grenzschmierungsbedingungen im o.T.. Die ballige Laufflächenform begünstigt aber gleichzeitig das schnelle Aufschwimmen des Kolbenringes, so daß die Viskositätseigenschaften schwächer als die Wirkung von Verschleißschutzadditiven bewertet werden.

Ohne die Kenntnis von Schmier- und Verschleißschutzmechanismen lassen sich damit Bewertungsergebnisse, die mit einem bestimmten Motortyp gewonnen wurden, nicht ohne weiteres übertragen und verallgemeinern. Dies ist nur dann möglich, wenn der Prüfmotor eine übergeordnete Aussage liefert. Ebenso wie bei der Ölprüfung mit konventionellen Verschleißmeßverfahren muß diese Voraussetzung in Vor- und Vergleichsuntersuchungen geklärt werden.

8.2 Überprüfung des RNT-Verschleißmeßergebnisses

Innerhalb der Ölbewertungsversuche mit dem Motor B/4 wurde neben dem Ringlaufflächenverschleiß aller 1. Kompressionsringe als zweite Komponente der Flankenverschleiß gemessen. Damit konnte die RNT-Verschleißmessung durch die Kolbenringwägung überprüft werden.

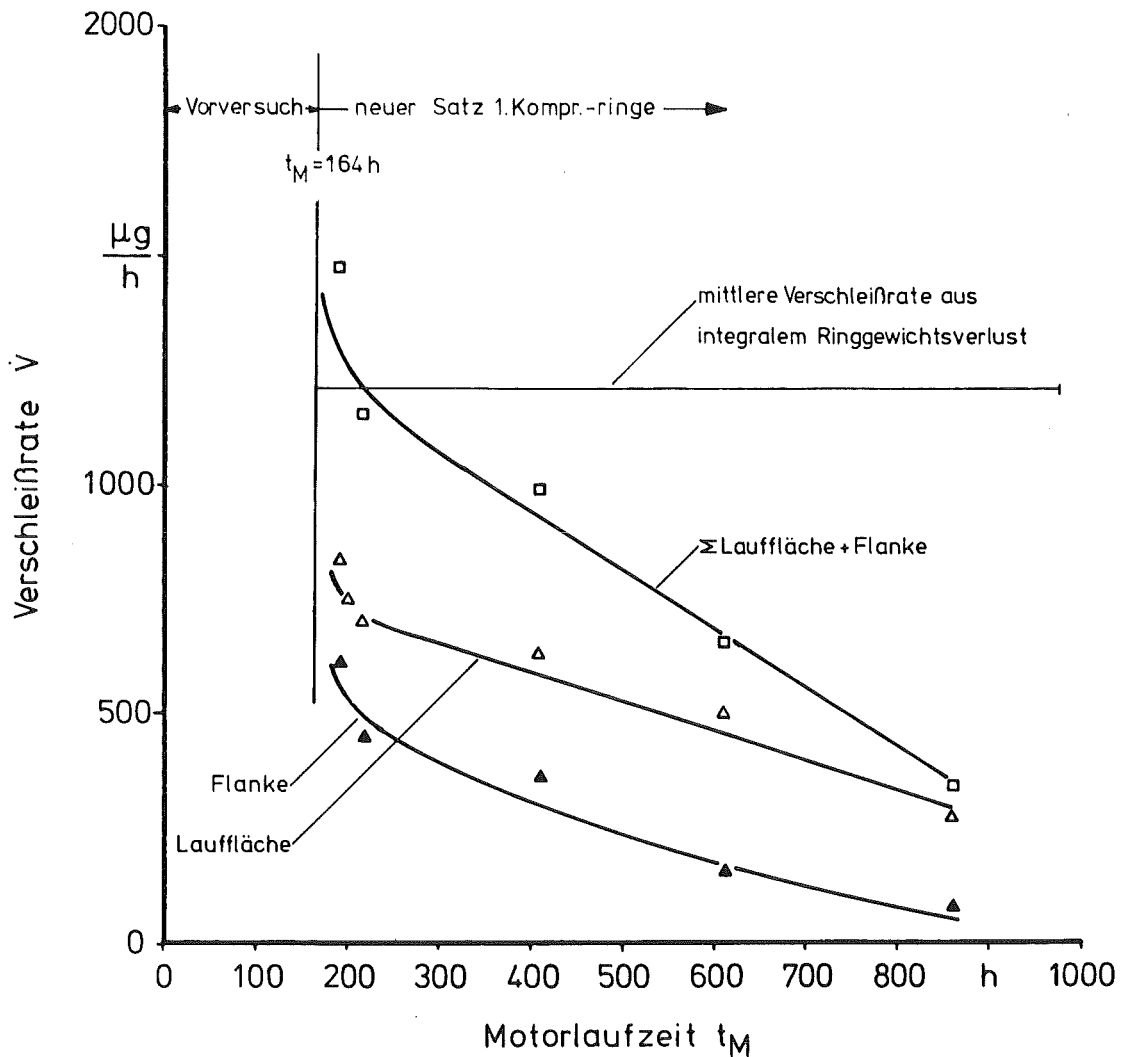


Bild 41: Zeitliche Änderung von Ringlaufflächen- und Flankenverschleiß aller 1. Kompressionsringe, Motor B/4, Vollastbetrieb, $n = 2000$ 1/min, Öl R40

Die Berechnung der mittleren Verschleißrate aus dem Gewichtsverlust der Kolbenringe ist höher als die RNT-Summenkurve aus Ringlaufflächen- und Flankenverschleißrate anzeigt (Bild 41). Dies ist darauf zurückzuführen, daß in der dargestellten RNT-Meßkurve nur Referenzbetriebspunkte mit einem niedrigeren Verschleißrateniveau als in den Ölbewertungsversuchen erfaßt sind.

In Tabelle 10 ist das Differenzgewicht aller 1. Kompressionsringe dem aufsummierten Gewicht aller Einzelversuche mit der RNT gegenübergestellt. Die Meßwertdifferenz von 4,2 % kann durch

Wägung (mg)	Zyl.1 296	Zyl.2 99	Zyl.3 255	Zyl.4 256	Gesamt 906
RNT (mg)	Ringflanke 224,5		Ringlauffläche 721,5		946

Tabelle 10: Vergleich der RNT-Verschleißmessung mit dem Gewichtsverlust der 1. Kompressionsringe,
Motor B/4, Laufzeit 850 h - $t_M = 67$ h bis 917 h

folgende Fehlereinflüsse verursacht sein:

- Wägefehler durch die unvollkommene Beseitigung von Ölkohleresten,
- Ungenauigkeiten bei der Eichung des RNT-Verschleißmeßsystems,
- Fehler durch ungenaue Ölbefüllung entgegen dem Eichvolumen,
- thermisch bedingte Änderungen des Ölvolumens.

Bei der Eichung wird eine mittlere Öldichte berücksichtigt. Alle thermisch bedingten Volumenänderungen führen dann zu Meßfehlern durch Konzentrationsänderungen (Duchflußmeßverfahren).

Eine Analyse und Quantifizierung der einzelnen Fehlereinflüsse wurde schon früher durchgeführt und erfolgte nicht systematisch im Rahmen der vorliegenden Untersuchung /64-66/. Im Hinblick auf Vergleichbarkeitsstreuungen von 45% und Abweichungen im Einzelzylinderverschleiß an einem Prüfmotor von bis zu 65% (vgl. Bild 12), wurde ein Fehler in der Bestimmung des Absolutverschleißes in der Größenordnung bis zu 5% akzeptiert. Der relative Fehler im Vergleich der Öle untereinander ist wesentlich geringer, da dieser praktisch nur durch Ungenauigkeiten bei der Ölbefüllung verursacht wird.

9. Ergebnisse der Ölbewertungsversuche

9.1 Anmerkung zur Auswertung

Entsprechend den unterschiedlichen Bewertungsaussagen (vgl. Abschn. 5.2.2), die sich aus der Zylinderlaufflächenverschleißmessung im o.T. (Motortyp A) und der Ringlaufflächenverschleißmessung (Motortyp B) ergeben, werden die Versuchsergebnisse getrennt nach dem jeweiligen Motortyp dargestellt.

Aus den Tabellen 8 und 9 (S. 50) gehen der Versuchsablauf und die Bezeichnung der einzelnen Versuchsreihen hervor. Die Versuchsöle sind in Tabelle 5 (S. 42) bezeichnet.

Insbesondere bei den Öluntersuchungen mit dem Motortyp B ist bei der Interpretation der Versuchsergebnisse die zeitliche Reihenfolge der einzelnen Prüfläufe von Bedeutung. Soweit dies notwendig war, wurde deshalb innerhalb einer Versuchsreihe jeder Prüflauf durchnummeriert. Das jeweilige Versuchsöl trägt dann neben seinem Kennbuchstaben eine Ziffer, die die Reihenfolge seines Einsatzes angibt.

Die Meß- und Auswertedaten befinden sich in tabellierter Form im Anhang.

Die Auswertung der primären RNT-Meßkurve erfolgte durch Anlegen einer Regressionsgeraden, deren Steigung die Verschleißrate im jeweiligen Versuchsintervall angibt. Da unter den gegebenen Versuchsbedingungen Verschleißänderungen nur langsam eintraten, genügte eine Meßwertaufnahme im Abstand von 10 min. Versuchszeiten von 3 h, d.h. 18 Meßpunkte, sind dann ausreichend um Phasen konstanter Verschleißzunahme erkennen und als Verschleißrate auswerten zu können.

9.2 Ölbewertungsversuche mit dem Motortyp A

9.2.1 Öl- und Zylinderwandtemperaturen

Als Hauptparameter wurde innerhalb der Ölbewertungsversuche die Kühlwasseraustrittstemperatur variiert.

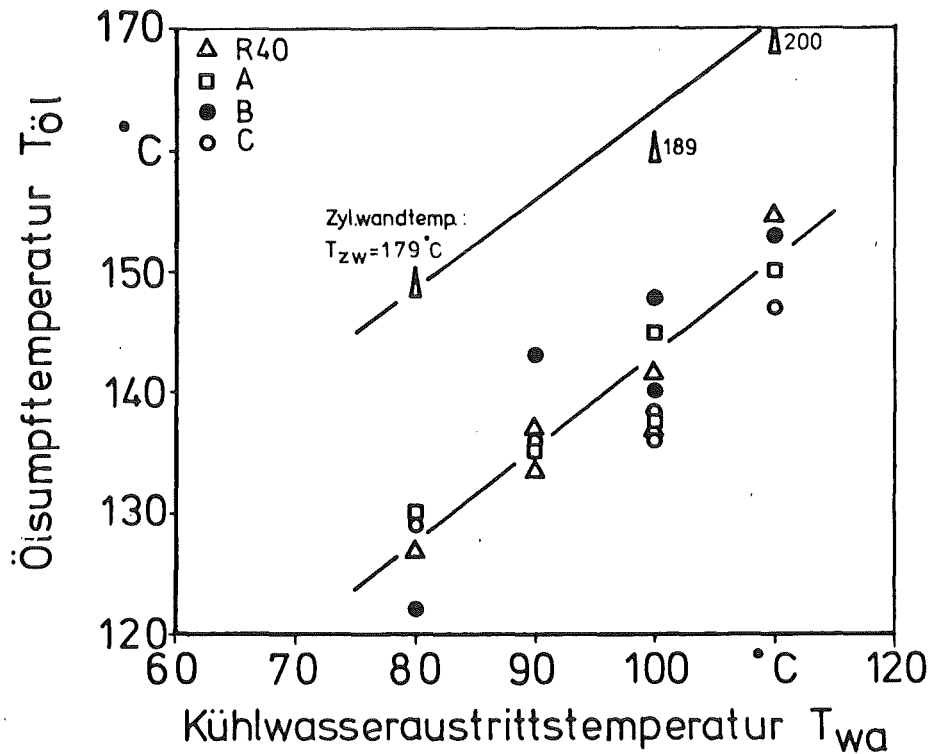


Bild 42: Öl- und Zylinderwandtemperaturen in Abhängigkeit der Kühlwasseraustrittstemperatur, Motortyp A

Aus Bild 42 gehen die entsprechenden Öl- und Zylinderwandtemperaturen hervor, die sich als freie Parameter einstellen. Die Kurvenpunkte stellen die gemittelten Meßwerte aller Einzelversuche mit jeweils einem Versuchsmotor dar. In gleichem Maßstab ist in diesem Diagramm die Änderung der Zylinderwandtemperatur im RNT-Meßzylinder 2 (vgl. Bild 20) dargestellt. Diese Meßwerte unterlagen praktisch keinen Streuungen und wiesen auch, wie dies in einer früheren Untersuchung mit dem gleichen Motortyp gefunden wurde, keine zeitliche Zunahme infolge einer verringerten Wärmeabfuhr durch Rostbildung im Kühlmantel auf. /104/.

9.2.2 Versuchsergebnisse der Ölprüfung

Bild 43 (Tab.11) zeigt den Ölbewertungsversuch A/1-1, der mit dem Motor A/1 bei einer Laufzeit von 23 h begonnen wurde. Der jeweilige Prüflauf dauerte 4 h pro Betriebspunkt. Ölwechsel erfolgten nach Durchfahren der drei variierten Kühlwasseraustrittstemperaturen.

Das hohe Verschleißratenniveau bei dem zuerst eingesetzten Öl A (Lauf A1) deutet im Vergleich mit dem Lauf A7 auf einen noch nicht vollständig abgeschlossenen Einlauf hin. Das Öl B (Lauf B3) weist in dieser Versuchsreihe trotz der niedrigen Viskositätslage eine günstige Verschleißschutzwirkung auf. Die Untersuchung zur Wirkung von Verschleißschutzeigenschaften ergab, daß infolge von Übertragungseffekten die charakteristischen Verschleißschutzeigenschaften dieses Öls erst nach längeren Versuchszeiten sichtbar werden. Die beiden Läufe A/1 und B/3 wurden deshalb in der abschließenden Auswertung nicht berücksichtigt.

Die gemittelten Verschleißraten aus den Läufen mit dem Vergleichsöl R40 zeigen, daß die Änderung der Kühlwasseraustrittstemperatur ohne Wirkung auf das Verschleißratenniveau bleibt. Der erhöhte Mittelwert bei $T_{wa} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ist auf das erhöhte Verschleißratenniveau im Einzellauf R4/40 zurückzuführen. Solche Meßwertstreuungen unter Wiederholbarkeitsbedingungen wurden auch früher in ähnlichen Untersuchungen mit der RNT gemessen /68/.

Innerhalb einer zweiten Versuchsreihe, dies zeigt Bild 44 (Tab. 12), wurden die Meßzeiten pro Betriebspunkt auf 8 h erhöht. Die Wiederholung ohne zwischenzeitlichen Ölwechsel des zuerst angefahrenen Betriebspunktes bei $T_{wa} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ergibt unabhängig vom eingesetzten Öl und dem Verschleißratenniveau versuchsbedingte Streuwerte in der Größenordnung von $v = 20\%$. Der wiederholte Einsatz des Vergleichsöles R40 nach einer Laufzeit von ca. 25 h führt in den Läufen R15/40 und R17/40 zu einer ausgeprägten Verschleißratenerhöhung oder zu einem Verschleißratenniveau, welches deutlich außerhalb des Mittels der Frischöllaufe liegt. Die später durchgeführten Untersuchungen zur Ölalterung ergaben, daß der fortgesetzte Einsatz vor allem des Vergleichsöles R40 bei ähn-

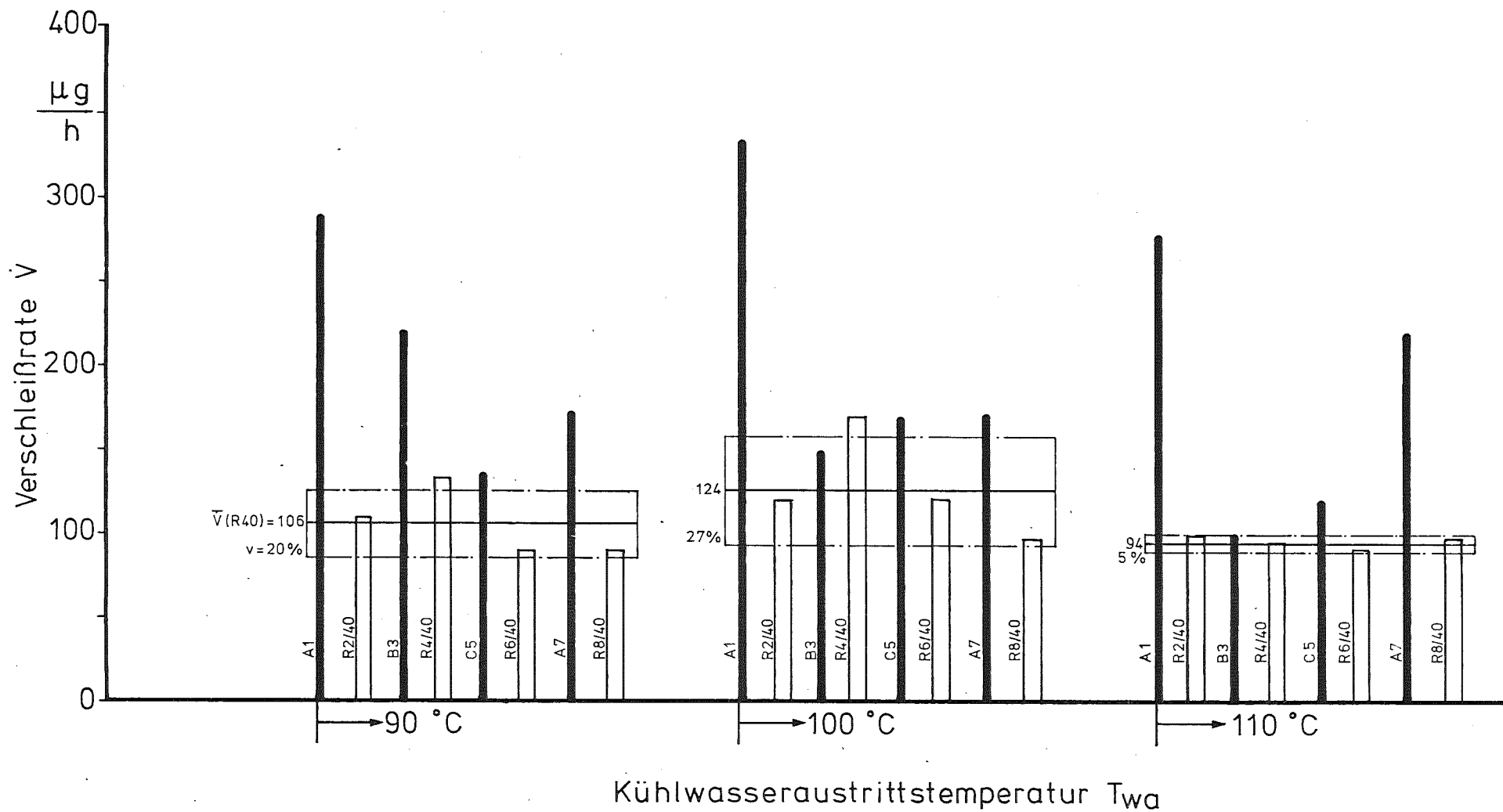


Bild 43: Ölbewertungsversuch A/1-1 mit dem Motor A/1;
 Zylinderlaufflächenverschleißrate im o.T. (Zyl. 2);
 Vollastbetrieb, $n = 4500$ 1/min

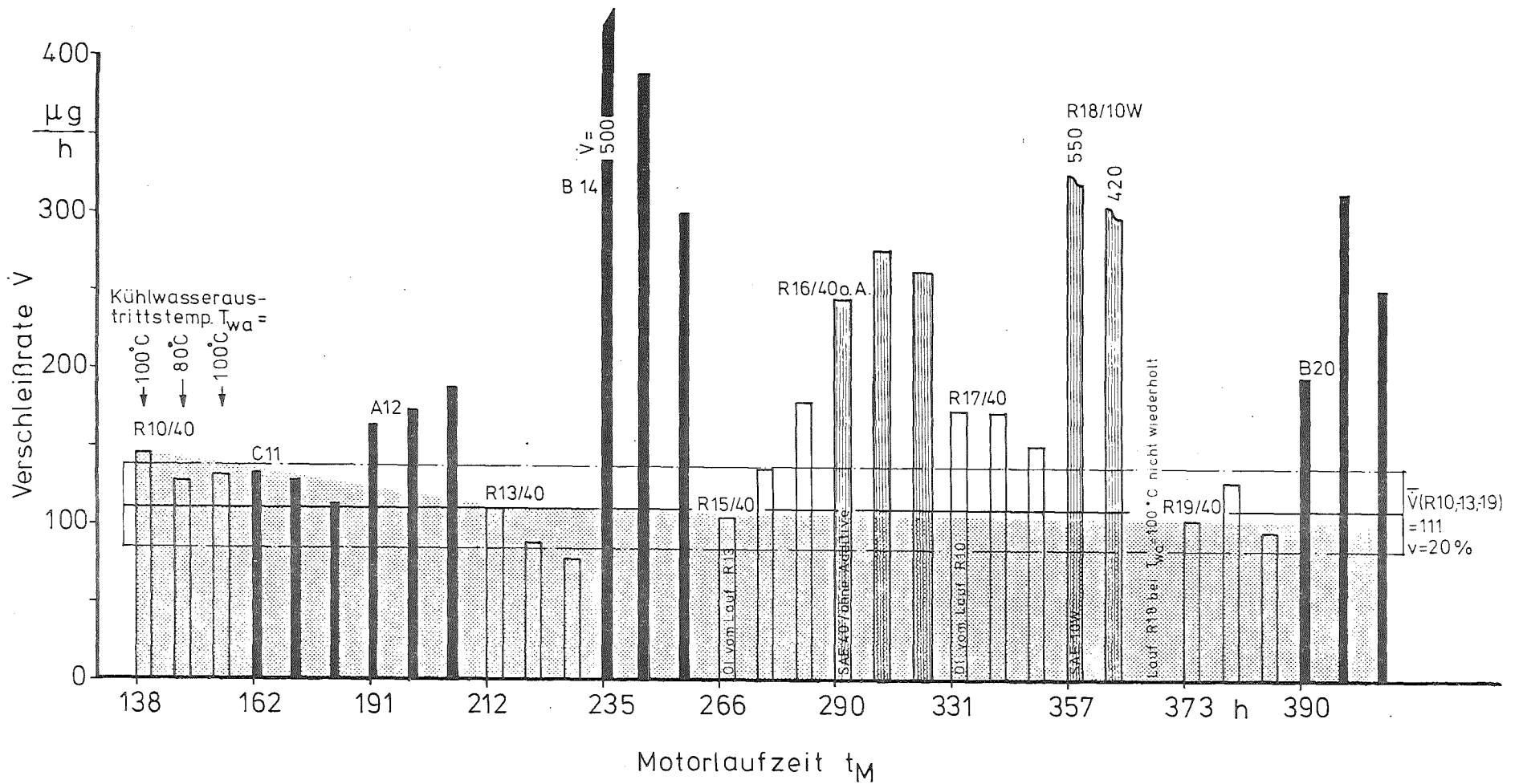


Bild 44: Ölbewertungsversuch A/1-2 mit dem Motor A/1;
 Zylinderlaufflächenverschleißrate im o.T. (Zyl. 2);
 Vollastbetrieb, $n = 4500$ 1/min

lichen Laufzeiten zu einem kontinuierlichen Verschleißratenanstieg führte. Das abweichende Verschleißrateniveau innerhalb dieser beiden Prüfläufe wurde deshalb auf einen Alterungsprozess zurückgeführt. Wegen des insgesamt hohen Verschleißrateniveaus wurde der Betriebspunkt $T_{wa} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ im Lauf R18/10W nicht wiederholt. Nach dem vorliegenden Einzelergebnis läßt sich deshalb nicht aussagen, ob die Rücknahme der Kühlwassertemperatur auf $T_{wa} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, verbunden mit einem Anstieg der Ölviskosität durch fallende Öl- und Zylinderwandtemperaturen, den Verschleißratenrückgang im zweiten Prüflauf verursachte (s.u.).

9.2.3 Quantitative Auswertung der Ölbewertungsversuche mit dem Motortyp A

In Bild 45 sind die Ergebnisse der seriellen Ölprüfung mit dem Motortyp A zusammengefaßt. In das Bewertungsraster wurden auch die Ergebnisse aus Einzeluntersuchungen aufgenommen, die mit dem Motor A/2 unter gleichen Betriebsbedingungen (Nennleistungsbetrieb, $T_{wa} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$) gemessen wurden (vgl. Tab. 13). Eine Differenzierung nach der variierten Kühlwasseraustrittstemperatur er-

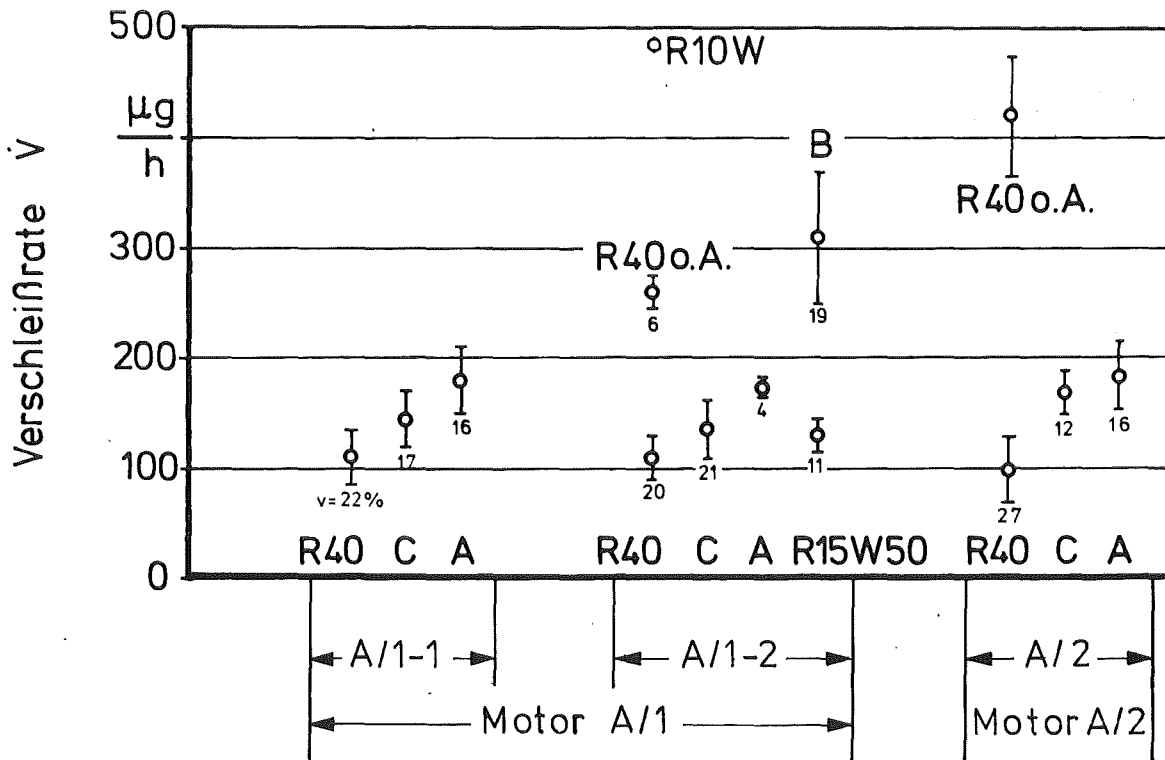


Bild 45: Ergebnisse der Ölprüfung mit dem Motortyp A

folgte nicht, da in dem untersuchten Temperaturbereich von $T_{wa} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ kein Einfluß dieses Parameters festzustellen war. Die Einzelergebnisse im jeweiligen Bewertungsversuch wurden deshalb für jeden Öltyp gemittelt. Auf eine Normierung bezogen auf das Vergleichsöl R40, entsprechend der Auswertung beim Motor-typ B, wurde verzichtet, da sich bei einem Verschleißratenmittelwert von $V(R40) \approx 100\text{ }\mu\text{g/h}$ eine auch in den Verhältnissen ähnliche Darstellung ergeben hätte. Wie auch aus früheren RNT-Verschleißmessungen bekannt ist (vgl. Absch. 3.3.2), errechnet sich die Wiederholbarkeitsstreuung zu meist kleiner $v = 20\%$.

Aus den drei Bewertungsversuchen geht übereinstimmend hervor, daß in beiden Versuchsmotoren die Öle R40, A und C, ebenso das nicht additivierte Öl R40 o.A. in gleicher Reihenfolge bewertet wurden. Das gegenüber dem Öl R40 um 12% erhöhte Verschleißratenniveau beim Einsatz des Öles R15W50 (gleiche Additivierung) im Versuch A/1-2 läßt nach diesem Einzelergebnis auch unter Berücksichtigung der Streubreiten nicht die sichere Aussage einer verringerten Verschleißschutzwirkung zu. Der Einsatz der niedrigviskosen Öle B und R10W führt in der Reihenfolge ihrer Viskositätsstufung (vgl. Bild 18) zu einem höheren Verschleißratenniveau gegenüber allen hochviskosen Ölen. Für die additivierten hochviskosen Öle R40, A und C ergibt sich nach Tabelle 14 eine der Viskositätslage gegenläufige Reihung. Hierbei ist jedoch einzuschränken, daß sich die vorliegende Reihung unter Berücksichtigung der effektiven Viskositäten unter Scherbeanspruchung, dies gilt vor allem für das nicht newton'sche Öl A, verändern kann.

	R10W	B	R40 o.A.	R40	C R15W50	A
$v_{130\text{ }^{\circ}\text{C}}$ (cSt)	3,8	4,5	6,6	7,6	10	14
$v_{140\text{ }^{\circ}\text{C}}$ (cSt)	3,3	3,9	5,4	6,4	8,6	11,7
$v_{150\text{ }^{\circ}\text{C}}$ (cSt)	2,8	3,4	4,6	5,3	7,3	10

Tabelle 14: Stufung der kinematischen Viskosität der Versuchsöle,
(nach Bild 18)

Das Bewertungsergebnis läßt sich wie folgt interpretieren: Aus Abschnitt 3.3.2 (Bilder 4 und 5) geht hervor, daß sich der Verschleiß von Kolbenring- und Zylinderlauffläche mit steigender Ölviskosität nur noch geringfügig ändert. Verschleißbeiträge werden dann nach Überschreiten einer unteren Viskositätsschwelle, die durch die konstruktiven Eigenschaften des Tribosystems und durch das betriebspunktabhängige Lastkollektiv vorgegeben ist, in einer nur noch geringfügig veränderlichen Misch- und Grenzschmierungszone verursacht. Das Verschleißrateniveau wird jetzt überwiegend durch die Wirksamkeit von reaktiven Grundölkomponenten und vor allem von Verschleißschutzadditiven bestimmt.

Die Bewertungsfolge der hochviskosen Öle R40 (R15W50), C und A resultiert damit im wesentlichen aus der Wirksamkeit ihrer Verschleißschutzadditivierung, wobei im Hinblick auf das Bewertungsergebnis die Viskositätslage nur noch eine sekundäre Rolle spielt. Bei den niedrigviskosen Ölen B und R10W wirkt sich der Einfluß der progressiven Verschleißratenzunahme mit fallender Viskosität stärker aus. Der "Viskositätsmangel", der zu vermehrten Mischschmierungsanteilen führt, wird nicht mehr vollständig durch die Wirkung von Verschleißschutzadditiven kompensiert. Zusätzlich kann die Tragfilmbildung und ausreichende Versorgung mit Verschleißschutzadditiven durch eine erhöhte Abdampfrate des Schmierfilms beeinträchtigt werden /77,82/. Dies gilt vor allem für das Öl R10W, welches mit der typischen Eigenschaft niedrigviskoser Mineralöle, gegenüber dem Öl B einen um das 2,9-fach erhöhten Verdampfungsverlust aufweist (vgl. Tab. 6).

Der mit steigender Kühlwasser- und Öltemperatur verbundene Viskositätsrückgang läßt bei keinem der Öle - mit Einschränkung des Öls R10W, s.o. - eine Abhängigkeit der Verschleißrate von diesem Parameter erkennen. Dies trifft z.B. im Versuch A/1-2 für Viskositätsänderungen in der Größenordnung von 25% entsprechend den bei $T_{wa} = 80^{\circ}\text{C}$ und 100°C gemessenen Öltemperaturen (vgl. Bild 42) zu. Insbesondere gilt dies auch für das nicht additivierte Öl R40 o.A.. Das verringerte Tragvermögen des Schmierfilms bei nachlassender Viskosität kann bei diesem Öl nicht durch eine verstärkte Additivwirksamkeit kompensiert werden. Insgesamt läßt sich

hieraus folgern, daß in einem breiten Bereich Viskositätsänderungen das Verschleißrateniveau nur geringfügig beeinflussen. Als Untergrenze ergibt sich nach den vorliegenden Versuchsergebnissen die kinematische Viskosität des newton'schen Öles R40 o.A. mit $\nu = 5,4 \text{ cSt}$ bei $T_{\text{öl}} = 140 \text{ }^\circ\text{C}$ entsprechend $T_{\text{wa}} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$. Inwieweit für das niedrigviskose Öl B noch ähnliche Verhältnisse vorliegen oder ein Viskositätsmangel durch die Wirkung von Verschleißschutzadditiven aufgefangen werden kann, läßt sich mit den vorhandenen Ergebnissen nicht beantworten.

Der große Einfluß der Verschleißschutzadditive auf das Verschleißrateniveau geht aus dem Vergleich der additivierten und nicht additivierten Komponente des Öles R40 hervor. Im Versuch A/1-2 beträgt das Verschleißratenverhältnis des nicht additivierten zum additivierten Öl 2,32 und steigert sich in der Untersuchung mit dem Motor A/2 auf 4,33, wobei das absolute Verschleißrateniveau beim Einsatz des Öles R40 nahezu unverändert bleibt. Die Nachuntersuchung mit dem Oberflächentastgerät ergab beim Motor A/2

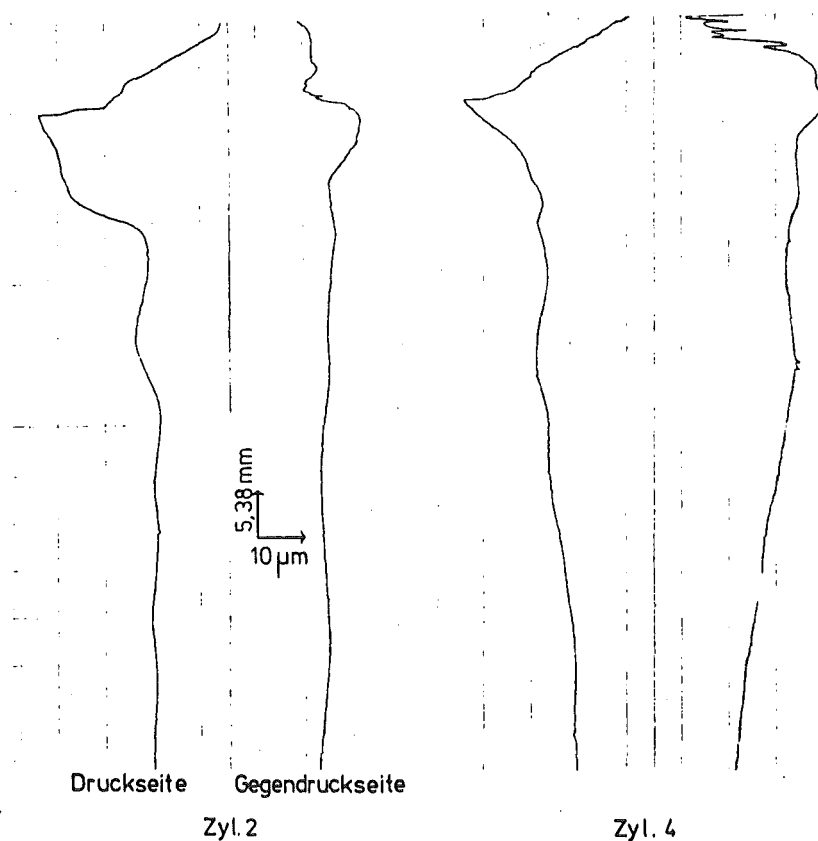


Bild 46: Profil der Zylinderlauffläche
Motor A/2, Laufzeit $t_M = 380 \text{ h}$

ein ungewöhnliches Laufflächenprofil im Meßzylinder 2 im Vergleich zum Zylinder 4 (Bild 46). Mit einem sichtbar höheren Verschleißanteil in der o.T.-Zone wirkte in diesem Zylinder offenbar ein schärferes Lastkollektiv, das zu erhöhten Misch- und Grenzschmierungsanteilen führte. Dies verursacht beim Einsatz des nicht additivierten Öls R40 o.A. ein erhöhtes Verschleißniveau, was in der Tendenz auch bei den Prüfölen A und C erkennbar ist. Die vermutlich sehr wirksame Verschleißschutzadditivierung des in allen Versuchen günstig bewerteten Vergleichsöls R40 kann diese ungünstigen Schmierbedingungen vollständig kompensieren.

9.3 Ölbewertungsversuche mit dem Motortyp B

9.3.1 Öltemperaturen

Bild 47 zeigt die Änderung der unregulierten Öltemperatur in Abhängigkeit der Kühlwasseraustrittstemperatur in den mit dem Motortyp B überwiegend untersuchten Referenzbetriebspunkten bei

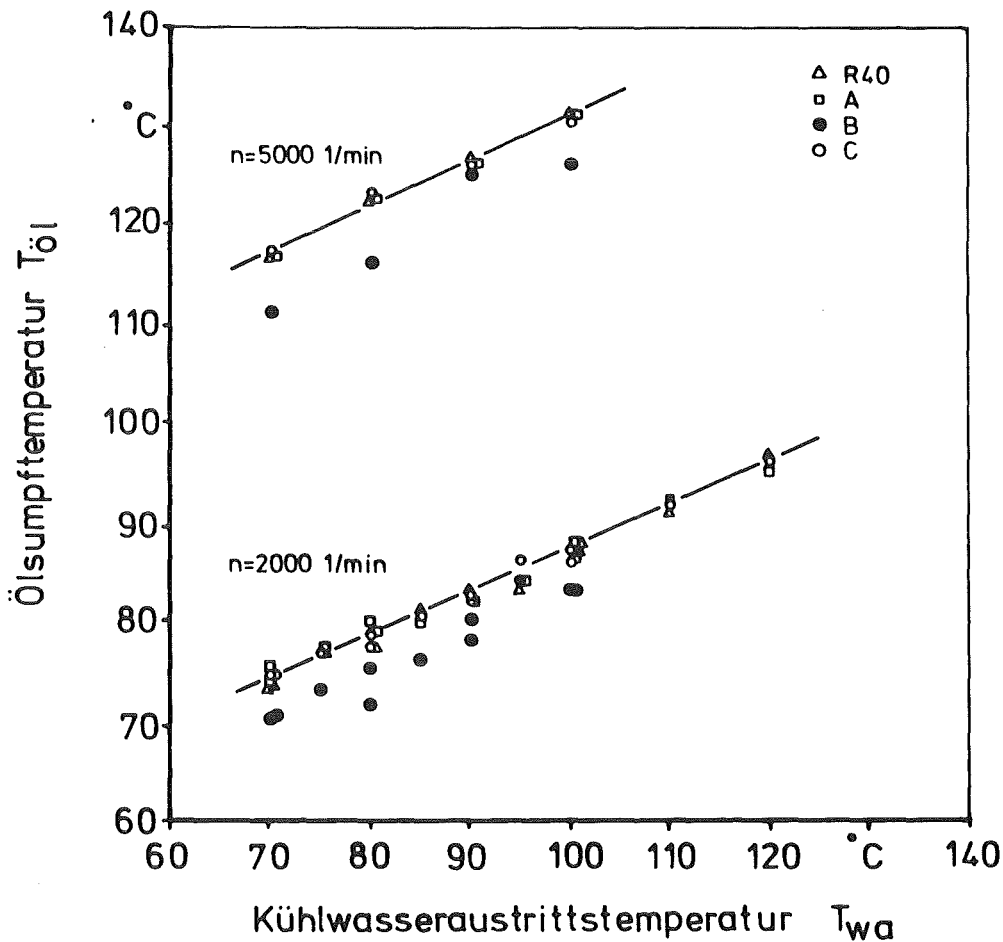


Bild 47: Öltemperatur in Abhängigkeit der Kühlwasseraustrittstemperatur, Motortyp B

Vollast und $n = 2000$ 1/min und 5000 1/min. Im Vergleich zum Motortyp A ergibt sich bei Nennleistung ein um ca. 10 °C verringertes Niveau der Öltemperaturen. Die Öltemperaturen beim Einsatz des niedrigviskosen Öls B liegen um ca. 5 °C unter dem mittleren Temperaturniveau aller anderen Versuchsöle. Nach dem Ergebnis eines Stichversuches wurde dies auch bei dem Öl R10W gemessen. Ohne das hierzu nähere Untersuchungen angestellt wurden, ist dieser Temperatureffekt vermutlich auf die niedrige Viskositätslage der beiden Öle zurückzuführen. Vor allem im Vergleich mit dem Motortyp A (vgl. Bild 42), bei welchem dies nicht beobachtet wurde, läßt sich nicht im einzelnen aussagen, inwieweit eine verringerte Reibungswärme durch dünnere Ölfilme, veränderte Wärmeübergangsbedingungen oder andere Einflußfaktoren im Ölkreislauf Einflußparameter sind.

9.3.2 Zylinderwandtemperaturen

Bild 48 zeigt das typische Profil der Zylinderwandtemperaturen beim Motortyp B. Die Erhöhung der Kühlwasseraustrittstemperatur führt zu einer Anhebung des gesamten Temperaturniveaus ohne wesentliche Deformation des Temperaturprofils. Die Drehzahlsteigerung bei konstanter Kühlwasseraustrittstemperatur verursacht eine stärkere Erhöhung im Temperaturniveau der innenliegenden Zylinder 2 und 3. Unter regulären Betriebsbedingungen (vgl. Absch. 8.2, Motor B/2) wurden bei allen Prüfmotoren Maximaltemperaturen zwischen $T_{zw} = 210$ °C und 220 °C bei Nennleistung ($T_{wa} = 100$ °C) im Zylinder 3 gemessen. Hierbei ergaben sich maximale Temperaturdifferenzen zur Meßstelle 1 (Zyl. 1, Kühlwassereintritt) von bis zu 70 °C.

Aus dem Meßstellenplan (vgl. Bild 20) ging hervor, daß die Wandtemperaturmeßstellen nicht im o.T. des 1. Kompressionsringes wie beim Motortyp A installiert sind, sondern im Bereich eines steilen Wärmegradienten näher zur Blockoberkante hin. Wird dagegen die nur geringe Differenz der Kühlwasseraus- zur -eintrittstemperatur von 10 °C berücksichtigt, so gibt das vorliegende Temperaturprofil vermutlich keine repräsentative Aussage zur thermischen Belastung der Einzelzylinder. Auf Grund der günstigeren Kühlverhältnisse ist zu erwarten, daß schon im o.T.-Bereich der

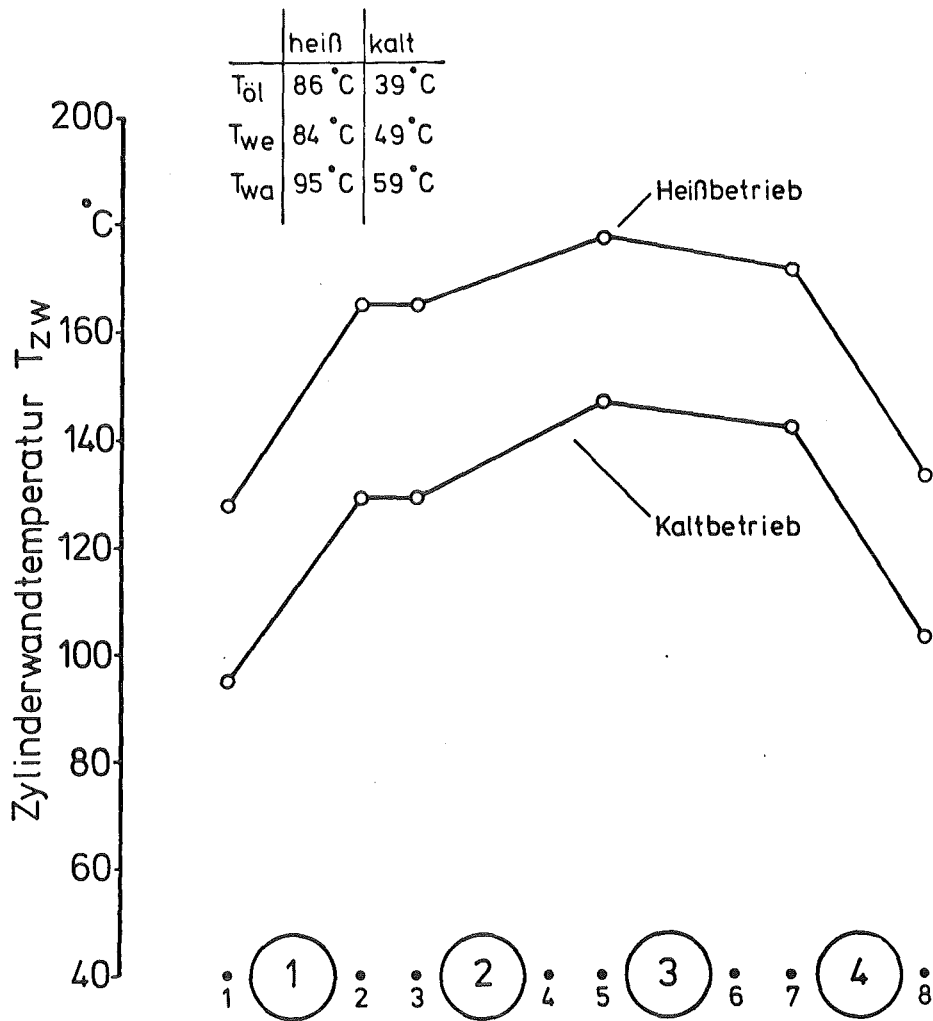


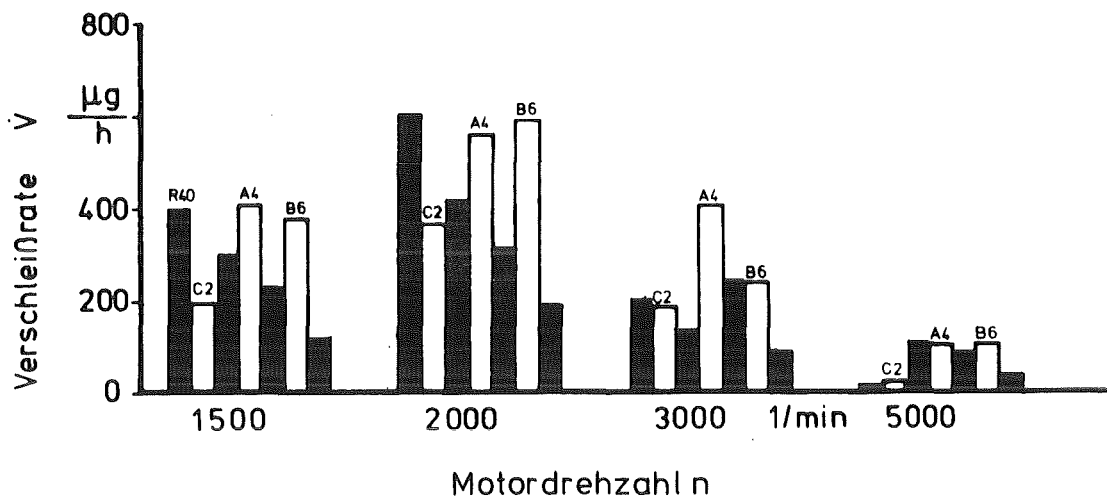
Bild 48: Profil der Zylinderwandtemperatur beim Motor B/4, Vollastbetrieb, $n = 2000$ 1/min

1. Kompressionsringe ein ausgeglicheneres Temperaturprofil gemessen würde. Die vorliegenden Meßergebnisse wurden deshalb nur als Kontrollgrößen und zum Vergleich zwischen den einzelnen Prüfmotoren herangezogen.

9.3.3 Versuchsergebnisse der Ölprüfung

Bild 49 (Tab. 15 und 16) zeigt zwei Ölbewertungsversuche, die mit dem Motor B/1 in unmittelbarer Reihenfolge unter gleichen Betriebsbedingungen durchgeführt wurden. Entgegen dem Motortyp A (Versuchsbeginn bei $t_M = 23$ h) konnte der erste Ölbewertungsversuch B/1-1 mit dem Motor B/1 wegen des langwierigen Einlaufvorganges der Ringlauffläche erst bei einer Motorlaufzeit von 173 h begonnen werden, nachdem sich bei dem im Einlauf ausschließlich

Versuch B/1-1



Versuch B/1-2

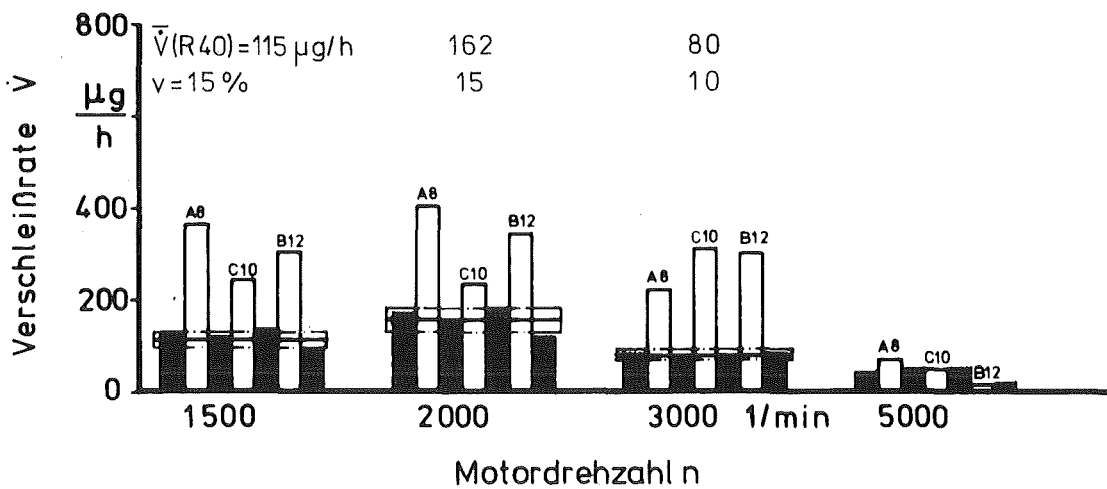


Bild 49: Ölbewertungsversuche mit dem Motor B/1, Ringlaufflächenverschleißrate des 1. Kompressionsringes im Zylinder 3, Vollastbetrieb, $T_{wa} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$

eingesetzten Öl R40 ein zeitlich konstantes Niveau der Ringlaufflächenverschleißrate einstellte.

Aus den eingeschobenen Vergleichsöllaufen (Öl R40) geht hervor, daß der erstmalige Einsatz der Prüföle einen weiteren Verschleißratenrückgang verursacht. Das konstante Verschleißratenniveau im zweiten Bewertungsversuch B/1-2 deutet schließlich darauf hin, daß nach dem Einlauf im Motorkennfeld (betriebspunktbedingt) bis zu Beginn der Ölprüfung bei $t_M = 173$ h ein erneuter ölbedingter Einlauf stattgefunden hat. Dies ist u.a. darauf zurückzuführen (s.u.), daß die Zylinderlauffläche infolge des verringerten Tragvermögens einzelner Prüföle weiter geglättet wurde.

Mit den vergrößerten und dem Tragvermögen aller Versuchsöle angepaßten Traganteilen der Zylinderlauffläche, rührt der Ringlaufflächenverschleiß nach Abschluß des Einlaufs überwiegend aus Misch- und Grenzschmierzonen im o.T. her. Damit setzt sich ein gemessener Verschleißbetrag der Ringlauffläche innerhalb von Einlaufphasen aus einem zeitlich konstanten und einem veränderlichen Anteil zusammen. Die quantitative Aufteilung dieser Beträge ist unbekannt und hängt von den Betriebsbedingungen und den Verschleißschutzeigenschaften des jeweils eingesetzten Öls ab. Da sich die beiden Verschleißanteile mit der Laufzeit, d.h. mit dem Einlaufzustand, verschieben, ist der direkte quantitative Vergleich mehrerer Öle mit unterschiedlichen und unbekanntem Verschleißschutzeigenschaften bei zeitlich veränderlichem Verschleißratenniveau nicht möglich.

Das Ergebnis des Bewertungsversuches B/2-1 verdeutlicht die oben dargestellte Überlegung (Bild 50, Tab. 17). Nach dem betriebspunktbedingten Einlauf verursacht auch beim Motor B/2 der erstmalige Einsatz der Prüföle ein weiteres Absinken der Ringlaufflächenverschleißrate. Die Einzelergebnisse weisen jedoch auf ein unterschiedliches Verschleißschutzverhalten der Prüföle innerhalb der ölbedingten Einlaufphase hin. Trotz des noch hohen Verschleißratenniveaus zu Beginn der Untersuchung tritt nach dem Einsatz des Öles C, sichtbar im Lauf C2 bei $T_{wa} \geq 80$ °C, kein Verschleißratenrückgang ein. Erst durch die Prüfläufe der Öle A und B sinkt das Verschleißratenniveau deutlich ab.

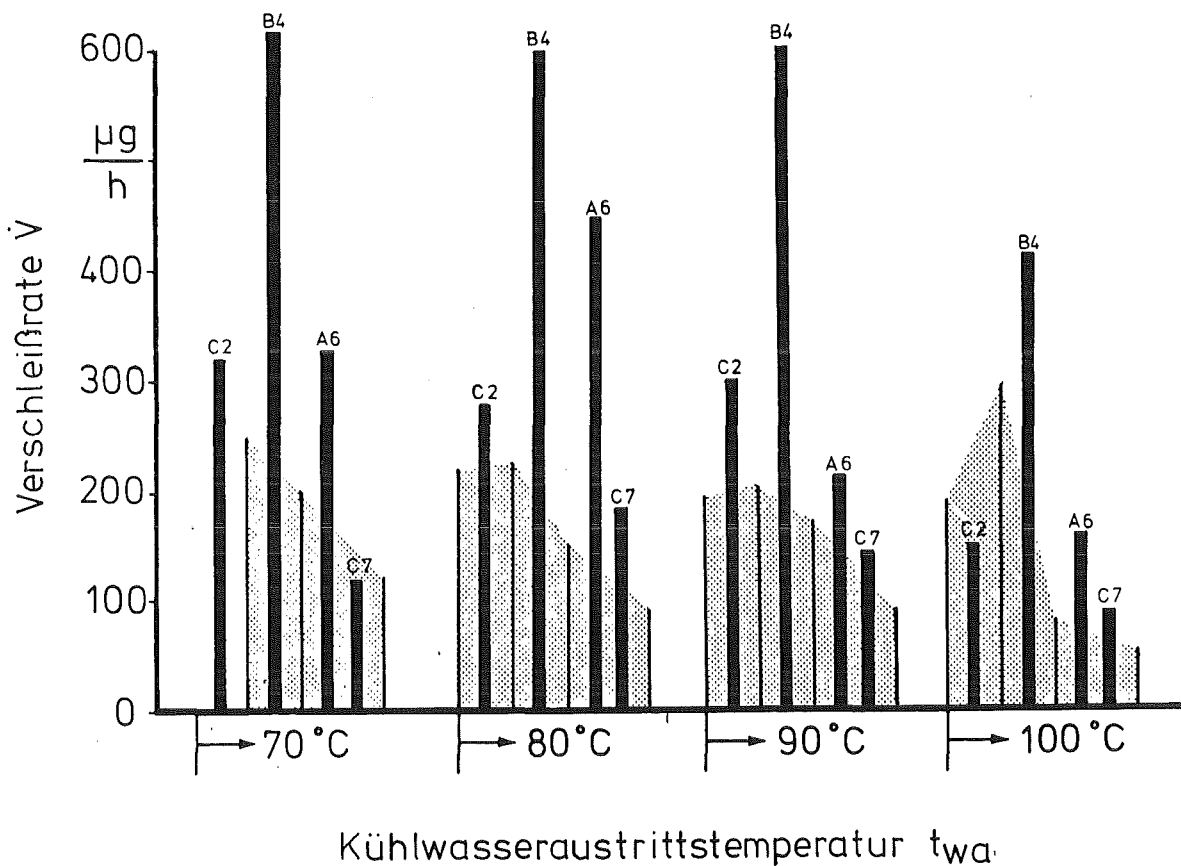


Bild 50: Ölbewertungsversuch B/2-1 mit dem Motor B/2,
Ringlaufflächenverschleißrate des 1. K.-ringes im Zyl.3,
Vollastbetrieb, $n = 2000$ 1/min, grau hinterlegt: Öl R40

Die unterschiedlichen Verschleißschutzeigenschaften der Versuchsöle lassen sich am Beispiel zweier theoretischer Grenzfälle verdeutlichen:

Die Schmierbereiche über dem Kolbenhub seien in einen hydrodynamischen und einen Misch- und Grenzschmierungsanteil aufgeteilt. Dann wird der Verschleißbeitrag beim Einsatz eines hochviskosen Öls wegen der günstigen Trageigenschaften überwiegend aus den unvermeidlichen Misch- und Grenzschmierungszone des o.T. herühren. Ein weiterer Einlauf durch den Abtrag von Rauheitspitzen in der hydrodynamischen Schmierzone findet nicht statt. Besitzt das Öl keine Verschleißschutzadditive, so kann auch bei einer geometrisch nur kleinen Misch- und Grenzschmierungszone eine hohe Verschleißrate gemessen werden. Demgegenüber verursacht der Einsatz eines niedrigviskosen Öls mit geringer Tragfähigkeit

einen weiteren Einlauf, indem die bisher hydrodynamischen Schmierzonen weiter geglättet werden. Auch hier wird zunächst ein hoher Verschleißbetrag gemessen, der jedoch mit zunehmendem Abtrag und damit verbessertem Tragvermögen zeitlich zurückgeht. Besitzt das niedrigviskose Öl sehr wirksame Verschleißschutzadditive, so kann dessen Verschleißanteil aus der Misch- und Grenzschmierzonen im o.T. gering sein. In den betrachteten zwei Grenzfällen des hochviskosen, nicht additivierten Öls und des niedrigviskosen, additivierten Öls kann eine betragsmäßig gleiche Verschleißrate gemessen werden, wobei jedoch die Verschleißbeiträge aus unterschiedlichen Schmierzonen herrühren und damit unterschiedliche Verschleiß- und Verschleißschutzmechanismen beurteilt werden.

Bild 51 (Tab. 18) zeigt das Ergebnis des nachfolgenden Bewertungsversuches B/2-2, der zu Referenzzwecken im Vollastbetrieb bei $n = 5000$ 1/min durchgeführt wurde. Das Niveau der Öltemperaturen ist gegenüber $n = 2000$ 1/min um 40 °C erhöht und das der Zylinderwandtemperaturen im Meßzylinder 3 um 60 °C. Trotz des verringerten Tragvermögens der Versuchsöle infolge des temperaturbedingten Vis-

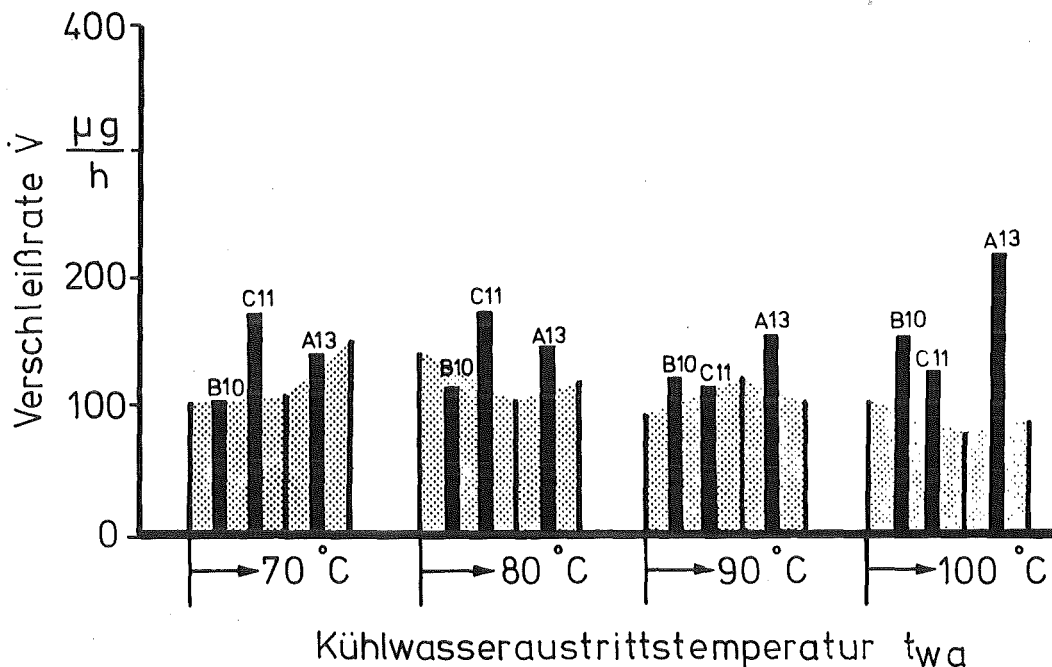


Bild 51: Ölbewertungsversuch B/2-2 mit dem Motor B/2, Ringlaufflächenverschleißrate des 1. K.-ringes im Zyl.3, Vollastbetrieb, $n=5000$ 1/min, grau hinterlegt: Öl R40

kositätsrückganges findet kein weiterer Einlauf statt. Wegen der günstigen Schmierbedingungen spielen sich Verschleißvorgänge jetzt überwiegend in einer kleinen Zone des o.T. ab, wobei bei diesem Motortyp mehr die Wirkung von Verschleißschutzadditiven unter Grenzschmierungsbedingungen bewertet werden (vgl. Absch. 8.4). Viskositätsunterschiede bei den einzelnen Öltypen werden dagegen nur schwach differenziert. Bei motorbeeinflussten Streuungen in der Größenordnung von $v = 15\%$ bis 20% (vgl. Tab. 18), einem insgesamt niedrigen Verschleißratenniveau und geringer Differenzierungsfähigkeit des Motortyps ist eine quantitative Auswertung der Prüfergebnisse mit Unsicherheiten behaftet und läßt deshalb im wesentlichen nur qualitative Aussagen zu.

Eine entsprechende Aussage ergibt sich auch aus dem nachfolgenden Versuch B/2-3 (Bild 52, Tab. 19), in welchem beispielhaft das Ergebnis aus der Parallelmessung des Zylinderlaufflächenverschleißes (Zyl. 3) ausgewertet wurde. Wie auch aus der qualitativen Untersuchung zum Bauteilverschleiß (vgl. Absch. 8.4.3) hervorging, ist der Laufflächenbereich im o.T. des 1. Kompressionsringes nur einer geringen Verschleißbelastung ausgesetzt. Dies führt beim Einsatz des Öles R40 zu dem nur geringen mittleren Verschleißratenniveau von $11 \mu\text{g/h}$. Bei einer Wiederholbarkeitsstreuung von bis zu 84% (Öl R40) eignet sich diese Verschleißkomponente beim Motortyp B nicht als Bewertungsgröße für Ölprüfungen.

Die Messung des Ringlaufflächenverschleißes im Versuch B/2-3 (Bild 53, Tab. 20 und 21) zeigt nach dem Wechsel der aktiven Kolbenringe einen erneuten Einlauf. Nach einer Motorlaufzeit von 480 h wurde der aktive Kolbenring im Zylinder 3 gegen einen inaktiven ausgetauscht. Der Kolben im Zylinder 2 wurde durch einen neuen Kolben mit neuer Ringbestückung und einem aktiven 1. Kompressionsring ersetzt. Die Zylinderlauffläche wurde nicht nachgehont. Der im zeitlichen Ablauf des Versuches bei $t_M = 700 \text{ h}$ erneut auftretende Verschleißratenanstieg ist auf eine vorübergehende und ausheilbare Schädigung vermutlich der Ringlauffläche (Brandstellenbildung) zurückzuführen (vgl. Absch. 8.1.2, Bild 25). Eine schlüssige Erklärung, weshalb diese Verschleißratenzunahme nicht bei

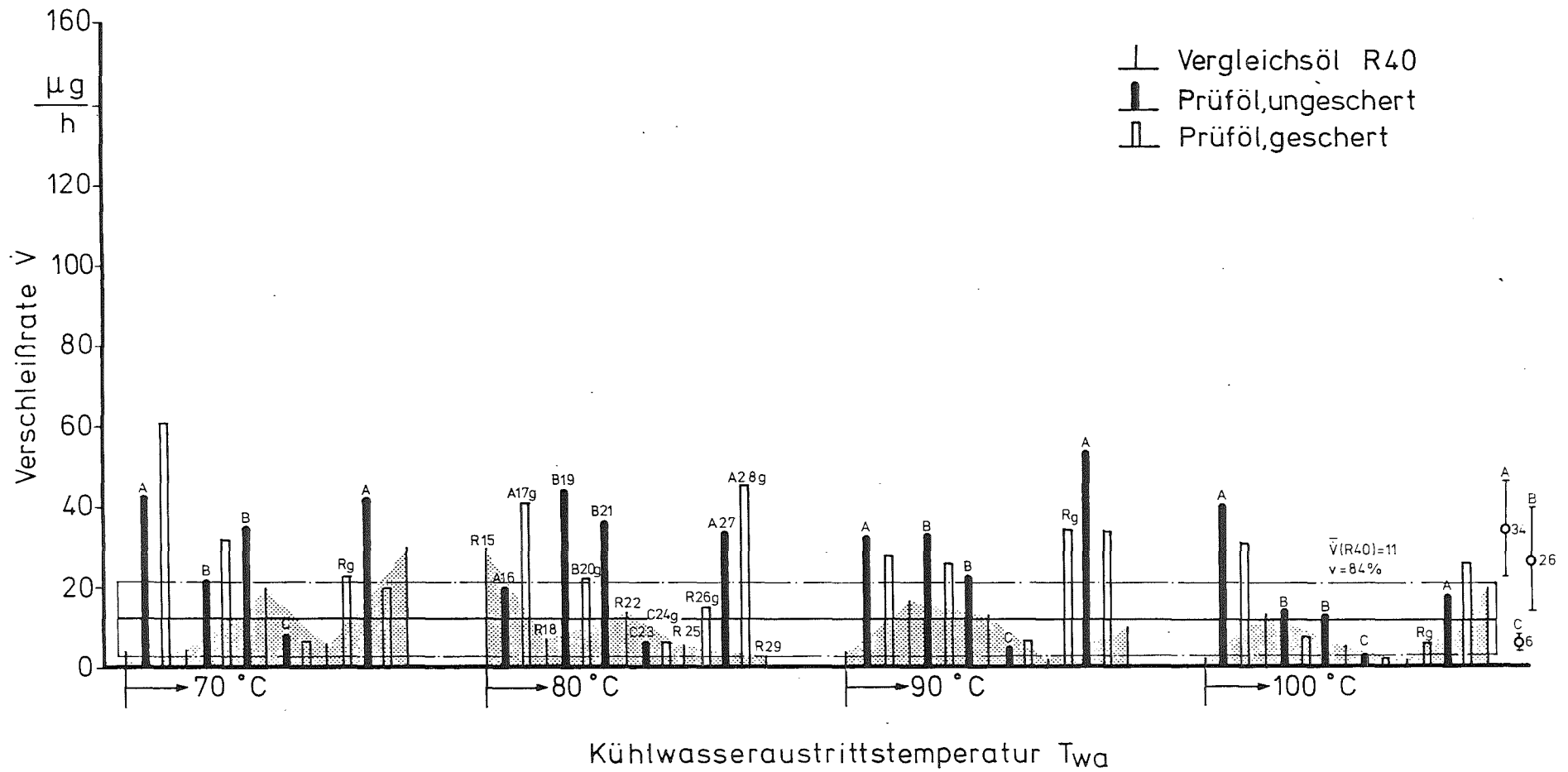


Bild 52: Ölbewertungsversuch B/2-3 mit dem Motor B/2;
 Zylinderlaufflächenverschleißrate im o.T. (Zyl. 3);
 Vollastbetrieb, n= 2000 1/min

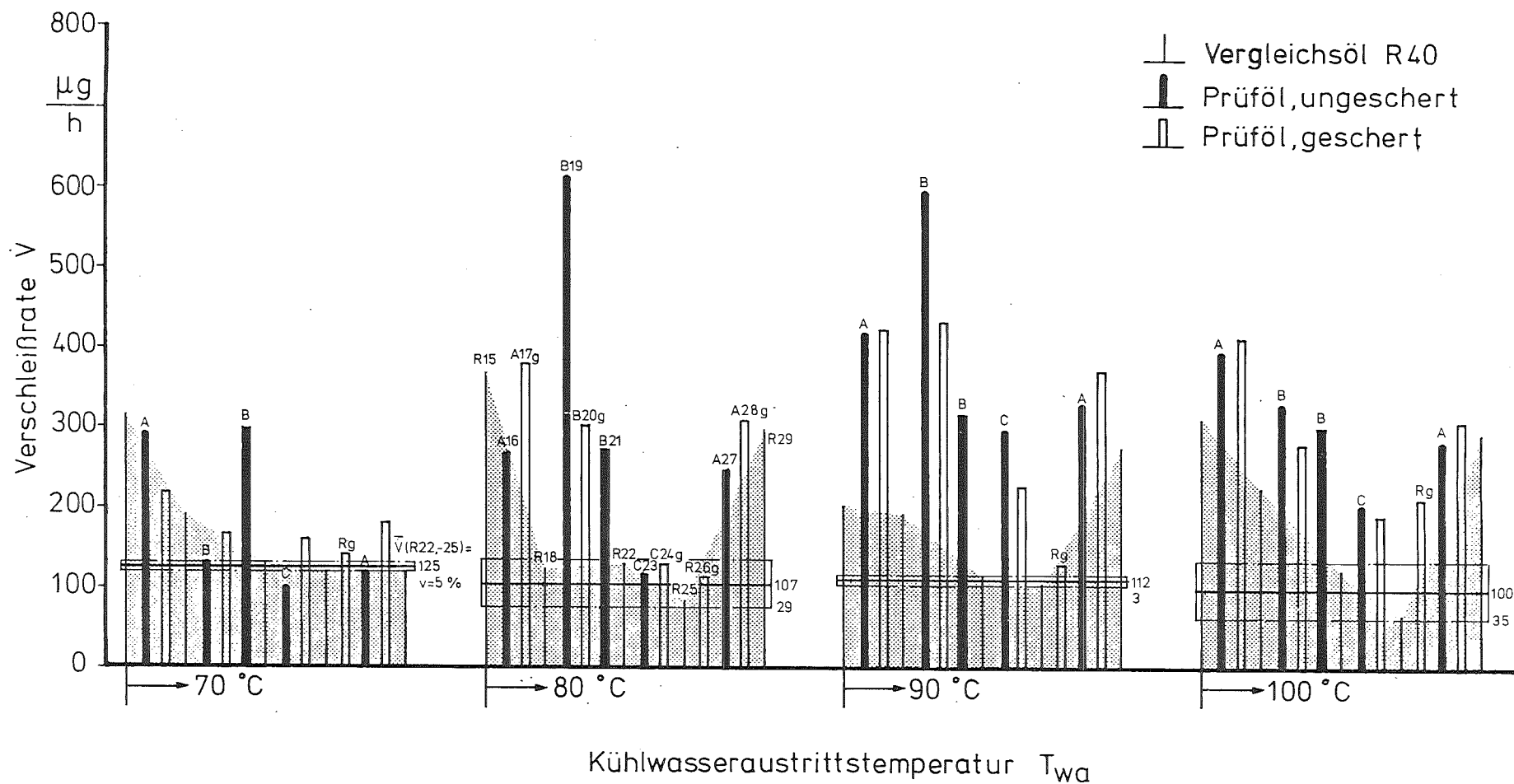


Bild 53: Ölbewertungsversuch B/2-3 mit dem Motor B/2;
 Laufflächenverschleißrate des 1. Kompressionsringes im Zylinder 2;
 Vollastbetrieb, n= 2000 1/min

$T_{wa} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$ gemessen wurde, konnte nicht gefunden werden. Der Grund hierfür ist möglicherweise das verringerte Verschleißratenniveau in diesem Betriebspunkt.

Der Vergleich der ungescherten und mechanisch gescherten Ölkomponten, die in dieser Versuchsreihe zusätzlich geprüft wurden, erfolgt als Einzelauswertung in Abschnitt 9.4.1.

Die Ergebnisse des Versuches B/2-4 (Bild 25) sind in Tabelle 22 zusammengestellt. Wegen der noch irregulären Betriebsbedingungen zu Beginn des Versuches wurden nur die Läufe R34/40 bis R37/40 ausgewertet. In Übereinstimmung mit dem Ergebnis aller übrigen Versuche führte die Steigerung der Kühlmittelaustrittstemperatur (100% Glykol) auf $120 \text{ }^{\circ}\text{C}$ bei keinem der Öle zu einer meßbaren Änderung im Verschleißratenniveau.

9.3.4 Quantitative Auswertung der Ölbewertungsversuche mit dem Motortyp B

9.3.4.1 Anmerkung zur Auswertung

Entsprechend den Ergebnissen der Ölbewertungsversuche wurde die quantitative Auswertung nach Versuchsphasen mit zeitlich veränderlichem (Einlaufphasen) und zeitlich konstantem Verschleißratenniveau (Konstantphasen) der Ringlauffläche getrennt durchgeführt.

Die Auswertung der Zylinderlaufflächenverschleißmessung erfolgte wegen der hohen Meßwertstreuungen nur am Beispiel des Versuches B/2-3.

Die Öle R10W, R40 o.A. und R15W50 kamen zum Zeitpunkt dieser ersten Bewertungsversuche noch nicht zum Einsatz.

9.3.4.2 Prüfergebnisse der Einlaufphasen

Innerhalb der Einlaufphasen erfolgte die Bewertung des jeweiligen Prüfüles durch die Normierung der im einzelnen Prüfülllauf ermittelten Verschleißrate auf diejenige des nachfolgenden Vergleichsöllaufes. Hierbei wurde von der Überlegung ausgegangen,

daß im Wechselbetrieb Vergleichsöl/Prüföl/Vergleichsöl der eingeschobene Prüföllauf einen weiteren Einlauf verursachen kann, der damit zu einem geringeren Verschleißrateniveau im nachfolgenden Vergleichsöllauf führt. Der erneute Einsatz des Prüföles würde keinen weiteren Einlauf bewirken. Das Tribosystem wird damit also als angepaßt an den jeweiligen Öltyp betrachtet, der bis zum Augenblick der Bewertung eingesetzt war.

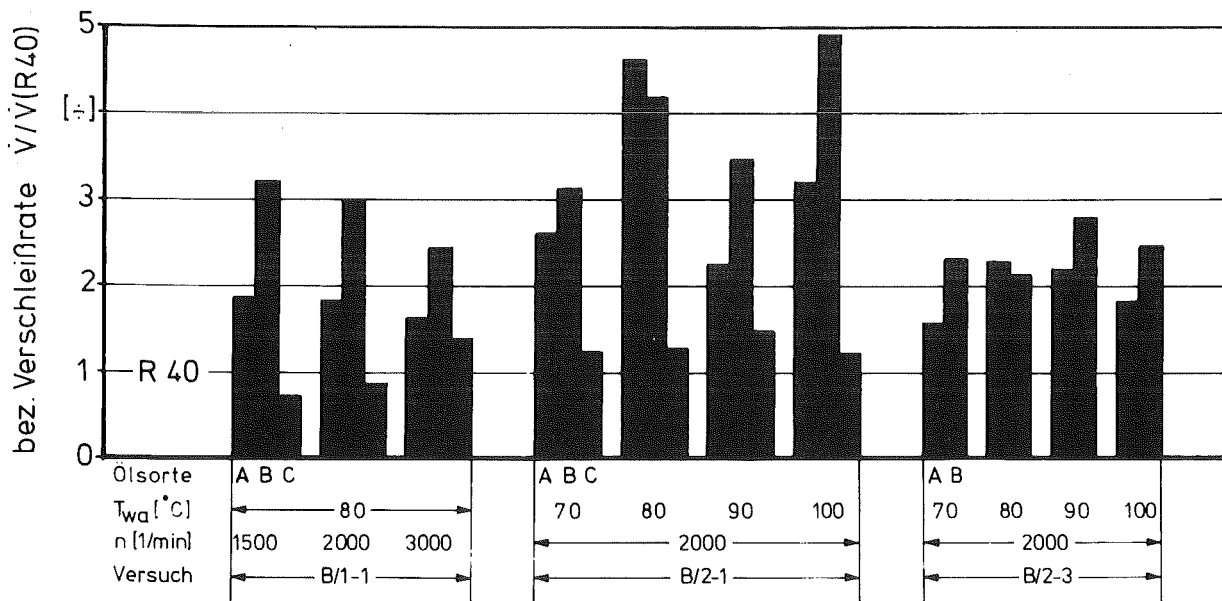


Bild 54: Ergebnisse der Ölprüfung mit dem Motortyp B innerhalb der Einlaufphasen

Soweit die einzelnen Versuche ausgewertet werden konnten, läßt sich dem Bewertungsschema (Bild 54) die qualitative Aussage entnehmen, daß die Öle A und B mit deutlich höherem Verschleißrateniveau gegenüber den Ölen R40 und C ungünstigere Verschleißschutzeigenschaften aufweisen. Im Hinblick auf den Mechanismus zum ölbedingten Einlaufverhalten (vgl. Abschn. 9.3.3) entspricht das Bewertungsergebnis des niedrigviskosen Öles B der Erwartung. Ebenso bestätigt die Reihung der hochviskosen Öle R40, C und A in der Tendenz das Prüfergebnis mit dem Motortyp A.

9.3.4.3 Prüfergebnisse der Konstantphasen

Die Ergebnisse der Prüföläufe wurden jeweils in Bezug auf die gemittelte Verschleißrate der Vergleichsöläufe dargestellt (Bild 55, unteres Diagramm), da die einzelnen Versuchsreihen auf einem unterschiedlichen absoluten Verschleißratenniveau durchgeführt wurden. Dies geht aus den absoluten Mittelwerten des Vergleichsöles R40 hervor (Bild 55, oberes Diagramm). Ähnlich wie beim Motortyp A liegt die Wiederholbarkeitsstreuung bei der Messung des Ringlaufflächenverschleißes in der Größenordnung von $v = 15\%$ bis 20% . Mit Ausnahme der Betriebspunkte $n = 3000$ 1/min (Versuch B/1-2, Tab. 16) und $T_{wa} = 70/80$ °C (Versuch B/2-2, Tab. 18) ergibt sich für die hochviskosen Öle die aus allen anderen Versuchen bekannte Reihung R40, C und A. Dagegen wird das Öl B jetzt gün-

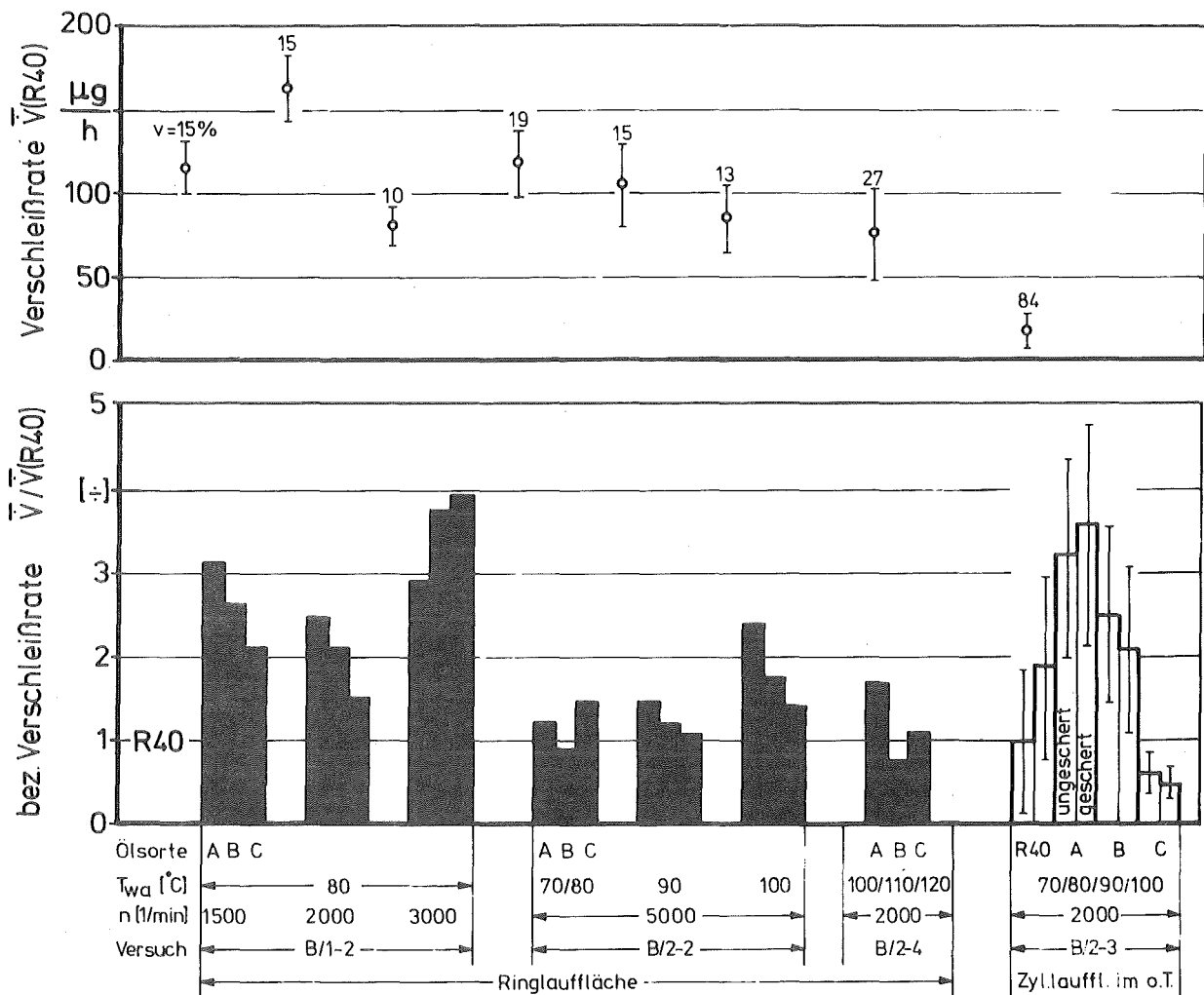


Bild 55: Ergebnisse der Ölprüfung mit dem Motortyp B innerhalb der Konstantphasen

stiger als das Öl A bewertet und weist in einzelnen Betriebspunkten vergleichbare Verschleißschutzeigenschaften mit den Ölen R40 und C auf.

Die Erklärung zur abweichenden Reihung des Öles B muß sowohl in der Veränderung der bewerteten Verschleißzone zwischen Einlauf- und Konstantphasen als auch in den zum Motortyp A unterschiedlichen Schmier- und Verschleißverhältnissen im o.T.-Bereich gesucht werden (vgl. Abschn. 8.4.4). Innerhalb von Einlaufphasen tritt beim Einsatz des niedrigviskosen Öls B infolge des verringerten Tragvermögens ein vergleichsweise hoher Verschleiß auf. Nach dem ölbedingten Einlauf spielen sich Verschleißvorgänge überwiegend in einer begrenzten Zone des o.T. ab. Aus der Bauteiluntersuchung ging hervor, daß der Motortyp B gegenüber dem Motortyp A vermutlich einen geringeren "Viskositätsbedarf" für hydrodynamisches Tragen des Kolbenringes hat, was auf die ballige Laufflächenform zurückgeführt werden konnte. Andererseits begünstigt dies, allerdings nur in einem kleinen Bereich des o.T., das Auftreten von Grenzschmierungsbedingungen. Mit zunehmender Kolbengeschwindigkeit tritt nur eine kleine Übergangszone der Mischschmierung bis zum vollständigen Tragen des Kolbenringes auf. Damit wird das Verschleißgeschehen und das Bewertungsergebnis innerhalb der Konstantphasen mehr durch die Wirksamkeit von Verschleißschutzadditiven unter Grenzschmierungsbedingungen bestimmt. Mit einer günstig abgestimmten Verschleißschutzadditivierung erklärt sich hieraus die veränderte Bewertung des niedrigviskosen Öles B.

Auf die ungenügenden Differenzierungseigenschaften des Motortyps B wurde schon in Abschnitt 9.3.3 hingewiesen. Dies äußert sich in quantitativ hohen Meßwertunterschieden, z.B. in den Ergebnissen der Motoren B/1 und B/2. Die getroffenen Aussagen besitzen deshalb mehr qualitativen Charakter. Ein weiterer Grund für die Streuungen sind vermutlich die geringen Versuchszeiten zwischen 3 h und 5 h pro Betriebspunkt, die nach den Ergebnissen der Einzeluntersuchungen zu kurz für den Anpassungsprozess des Öls an die jeweils herrschenden Schmierverhältnisse im betrachteten Tribosystem sein können.

Trotz der hohen Meßwertstreuungen ergibt sich aus der Auswertung des Zylinderlaufflächenverschleißes (Versuch B/2-3, Tab. 19) ein entsprechendes Bewertungsergebnis zur Ringlaufflächenverschleißmessung. Eine Verschleißratenänderung beim Einsatz der gescherten Ölkomponenten läßt sich nicht erkennen (vgl. Absch. 9.4.1).

9.4 Ergebnisse der Einzeluntersuchungen

9.4.1 Einfluß irreversibler Viskositätsänderungen

Je nach Typ und Eigenschaften von VI-Verbesserern in Mehrbereichsölen führt die Schmierung unter hohen Schergefällen zu bleibenden Viskositätsverlusten /44-51/. Der Einfluß dieser betriebsbedingten Ölveränderung auf die Verschleißschutzeigenschaften wurde im Rahmen des Versuchs B/2-3 (vgl. Bilder 52 und 53) gezielt untersucht, indem alle Öle vor ihrem Einsatz in der Dieseleinspritzpumpe nach dem Normverfahren (DIN 51 382) mechanisch geschert wurden.

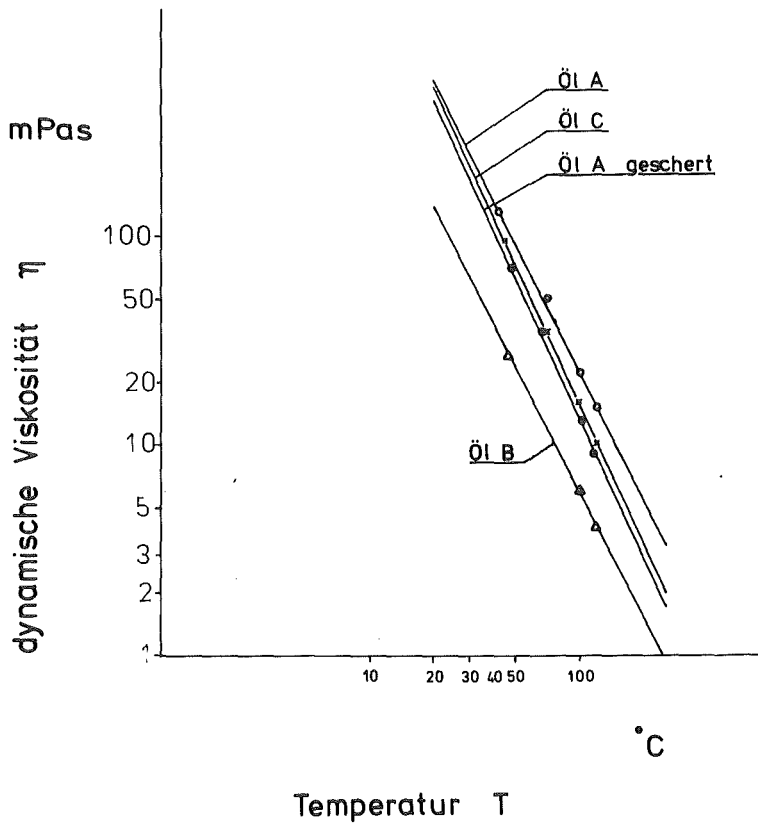


Bild 56:

VT-Verläufe der Versuchsöle, Viskositätsbestimmung im Rotationsviskosimeter, Schergef. $D = 2,7 \cdot 10^3$ 1/s

Eine Viskositätsbestimmung im Rotationsviskosimeter konnte wegen dem Fehlen einer eigenen Meßeinrichtung nur für die ungescherten Öle R40, A, B und C sowie für das gescherte Öl A durchgeführt werden. Aus Bild 56 geht hervor, daß das Öl A nach der Scherung einen bleibenden Viskositätsverlust aufweist, der bei $T_{\text{öl}} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 36% beträgt. Hierbei muß allerdings berücksichtigt werden, daß bei dem geringen Schergefälle strukturviskose Effekte noch nicht sichtbar werden. Bei Schergefällen in der Größenordnung von 10^5 bis 10^6 1/s, wie sie unter Betriebsbedingungen zu erwarten sind, kann die Differenz in der effektiven Viskosität zwischen gescherter und ungescherter Ölkomponente geringer sein. Dies ist darauf zurückzuführen, daß die Wirksamkeit der VI-Verbesserer nach der Scherung eingeschränkt oder aufgehoben sein kann. Die ungescherte Ölkomponente weist dann unter Scherbeanspruchung einen reversiblen Viskositätsverlust auf, während sich die gescherte Komponente eher wie ein newton'sches Öl verhält.

In der Tendenz erbrachte das Ergebnis aus der Messung des Zylinderlaufflächenverschleißes im o.T. (vgl. Bild 55) keine abweichende Verschleißschutzwirkung im Vergleich der gescherten und ungescherten Ölkomponenten. Dies geht auch aus der Messung des Ringlaufflächenverschleißes hervor (Bild 57), wenn einzelne Streuungen und die zeitliche Änderung im Verschleißratenniveau berücksichtigt werden, die den gesamten Versuchsablauf überlagerten (vgl. Bild 53).

Alle Versuchsläufe mit Ausnahme der Vergleichsölläufe zeigten mit steigender Kühlwasseraustrittstemperatur ein zunehmendes Verschleißratenniveau, das bei $T_{\text{wa}} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ein Maximum besitzt. Der Verschleißratenrückgang bei weiterer Temperatursteigerung deutet darauf hin, daß dieser Kurvenverlauf im wesentlichen auf motorbedingte Einflüsse wie Verzüge und Spieländerungen zurückzuführen ist. Die damit verbundenen, vergrößerten Mischschmierungsanteile im gesamten Bereich des Kolbenhubes können offenbar von der wirksamen Verschleißschutzadditivierung des Öles R40 kompensiert werden. Eine entsprechende Aussage ergab sich auch im Vergleich der Versuchsergebnisse bei den Motoren A/1 und A/2 (vgl. Absch. 9.2.3).

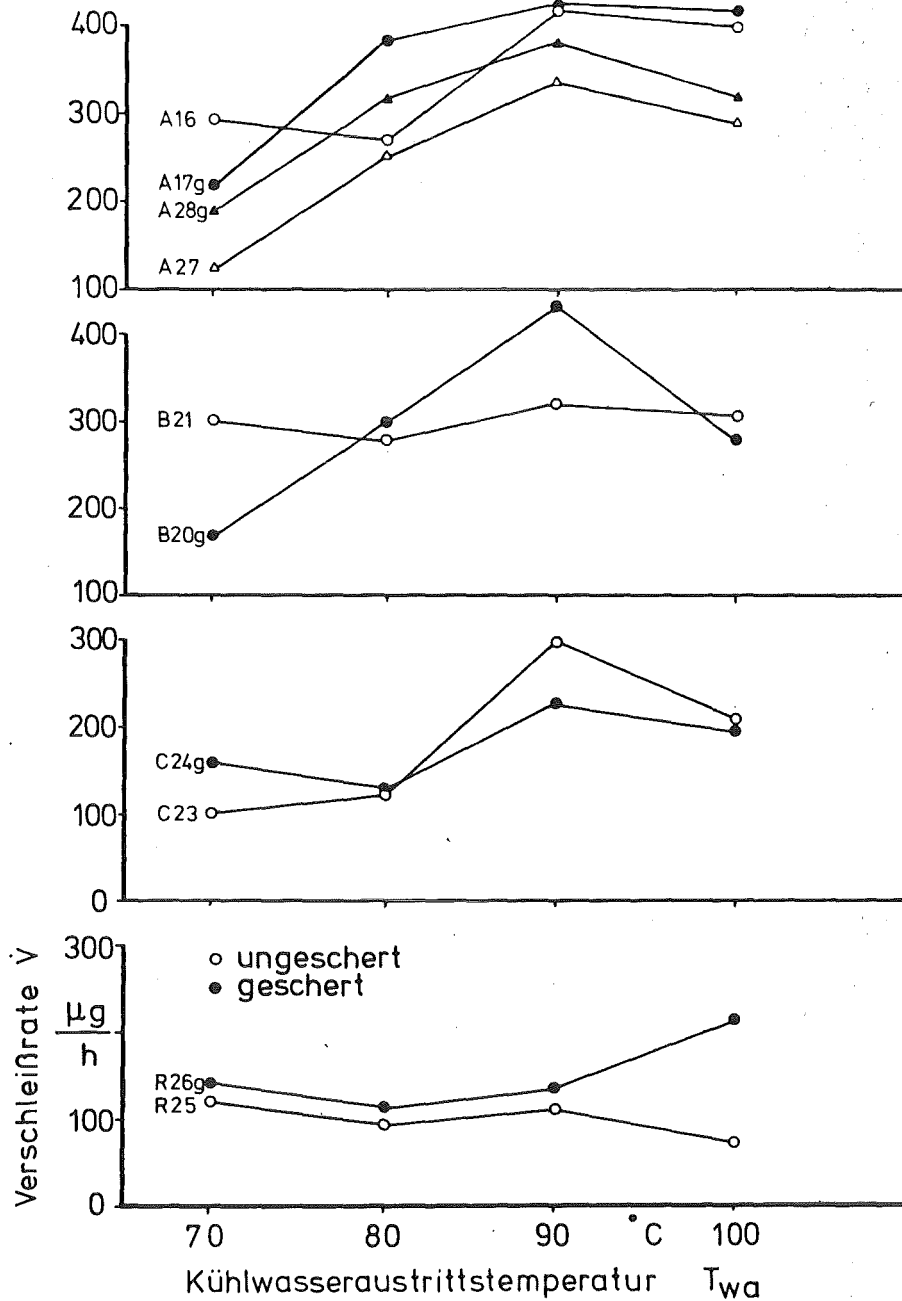


Bild 57: Einfluß von irreversiblen Viskositätsverlusten auf die Verschleißschutzeigenschaften - Vergleich der ungesicherten und mechanisch gesicherten Versuchsöle, Motor B/2, Laufflächenverschleiß des 1. Kompressionsringes (Zyl. 2), Vollastbetrieb, $n = 2000$ 1/min

9.4.2 Untersuchung zur Ölalterung

9.4.2.1 Anmerkung zur Auswertung

Um Änderungen im zeitlichen Verschleißverlauf zu verdeutlichen, wurde zum Teil die Verschleißänderung der RNT-Meßpunktesfolge mit Hilfe eines Näherungsverfahrens berechnet und dargestellt. Hierbei wurde folgendes Auswerteverfahren angewandt:

Innerhalb eines Rechenprogrammes werden fortschreitend Regressionsgeraden durch eine kleine Anzahl von RNT-Meßpunkten (hier fünf) gelegt. Damit gibt die Steigung der einzelnen Regressionsgeraden, die näherungsweise Tangente im betrachteten Meßzeitintervall ist, die momentane Verschleißrate wieder. Die neu aufbereitete Punktesfolge zeigt maßstabsunabhängig Verschleißänderungen empfindlich an und erleichtert die Auswertung der RNT-Meßkurven.

9.4.2.2 Einflußfaktoren auf Alterungsvorgänge

Die Gebrauchseigenschaften von Ölen verändern und erschöpfen sich mit fortschreitender Einsatzdauer. In Tabelle 23 sind die möglichen chemischen und physikalischen Einflußfaktoren, die Ölalterungsvorgänge hervorrufen können zusammengestellt /36,105/.

Mechanismus	Folge
Öloxidation	Viskositätsanstieg, Säurebildung, Lack- und Schlamm Bildung
Scherung von VI-Verbesserern	Viskositätsverlust
Verschmutzung durch:	
- Rußeintrag	Viskositätsanstieg, Schlamm Bildung
- Kraftstoffeintrag	Viskositätsverlust
- Wassereintrag	Beeinträchtigung der Schmierfähigkeit
- Schmutzpartikel	Abrasivverschleiß
- Säureeintrag durch Verbrennungsrückstände	Korrosivverschleiß
Additiverschöpfung	beschleunigte Öloxidation, -Ablagerungsbildung, -Säurebildung

Tabelle 23: Ölalterungsmechanismen

Mit dem Auskondensieren von sauren Verbrennungsprodukten, dem Wasser und Kraftstoffeintrag ins Öl stellt einerseits der Betrieb bei kaltem Motor eine hohe Ölbelastung dar, andererseits werden im Heißbetrieb des Motors bei steigenden Öltemperaturen alle chemischen Ölveränderungen beschleunigt. Hinsichtlich der Oxidationsbeständigkeit sind synthetische Öle Mineralölen überlegen. Die Standzeit eines mit anti-oxidants additivierten Mineralöles ist bei einer Öltemperatur von 140°C auf ca. 150 h begrenzt und verringert sich bei $T_{\text{öl}} = 150^{\circ}\text{C}$ auf nur 50 h /94/. Ein synthetisches Esteröl bleibt nach diesem Alterungskriterium praktisch unbegrenzt (10 000 h) einsatzfähig.

9.4.2.3 Ergebnisse der Ölalterungsuntersuchung

Im Hinblick auf die unterschiedliche Oxidationsbeständigkeit von synthetischen- und Mineralölen wurde die Untersuchung zur Ölalterung zu Referenzzwecken mit jedem Motortyp jeweils auf höchstem Temperaturniveau bei Nennleistung durchgeführt. Der Ölverbrauch von weniger als 5% der Gesamtölmenge wurde nach 8 h Laufzeit durch Frischöl ersetzt.

Der Fehler, der bei der Bestimmung der Verschleißmasse durch nicht selektiven Ölverbrauch entsteht (vgl. Absch. 5.2), wurde in den Bildern 58 und 59 nicht korrigiert und soll deshalb mit Hilfe der Korrekturformel Gl. 4 abgeschätzt werden. Der Fehler wird um so größer, je größer die Verschleißmasse im Ölsumpf ist. Die Abschätzung erfolgt deshalb für den vorletzten Verschleißratenmeßwert von $\dot{V} = 320 \mu\text{g/h}$ im Alterungslauf des Öles C bei $t_v = 88 \text{ h}$ (vgl. Bild 58). Der mittlere Ölverbrauch betrug zu diesem Zeitpunkt $v = 38 \text{ cm}^3/\text{h}$ bei einem Gesamtölvolumen von 6000 cm^3 , die Verschleißmasse zu Versuchsbeginn war $M_0 = 12,6 \text{ mg}$, zum Korrekturzeitpunkt nach 8,33 h Versuchszeit $M_t = 15,3 \text{ mg}$. Aus den Gleichungen 4a und 4b errechnet sich dann die wahre Verschleißmasse zu 16 mg und die wahre Verschleißrate zu $408 \mu\text{g/h}$. Die wahre Verschleißmasse liegt damit um 4,4% höher als die gemessene und die Verschleißrate wurde um 21,6% zu niedrig berechnet. Bei einer Verschleißmasse von nur $M_0 = 1 \text{ mg}$ zu Versuchsbeginn und sonst gleichen Daten, betrüge der Fehler bei der Bestimmung der Verschleißrate nur ca. 6%.

Der typische Verlauf der zeitlichen Verschleißratenänderung im Alterungsversuch geht aus Bild 58 (Motortyp A) hervor. Bis zu einer Öleinsatzzeit von ca. 20 h sinkt die Verschleißrate geringfügig ab und steigt im nachfolgenden Betrieb allmählich an. Die Ölerschöpfung drückt sich schließlich durch eine hohe und unsteige Verschleißratenzunahme aus.

Ein entsprechendes Ergebnis auch im Hinblick auf die verkürzte Standzeit des Vergleichsöles R40 ergab die Referenzuntersuchung mit dem Motortyp B (Bild 59). Die Integralmessung des Laufflächenverschleißes jeweils aller 1. und 2. Kompressionsringe zeigt ein

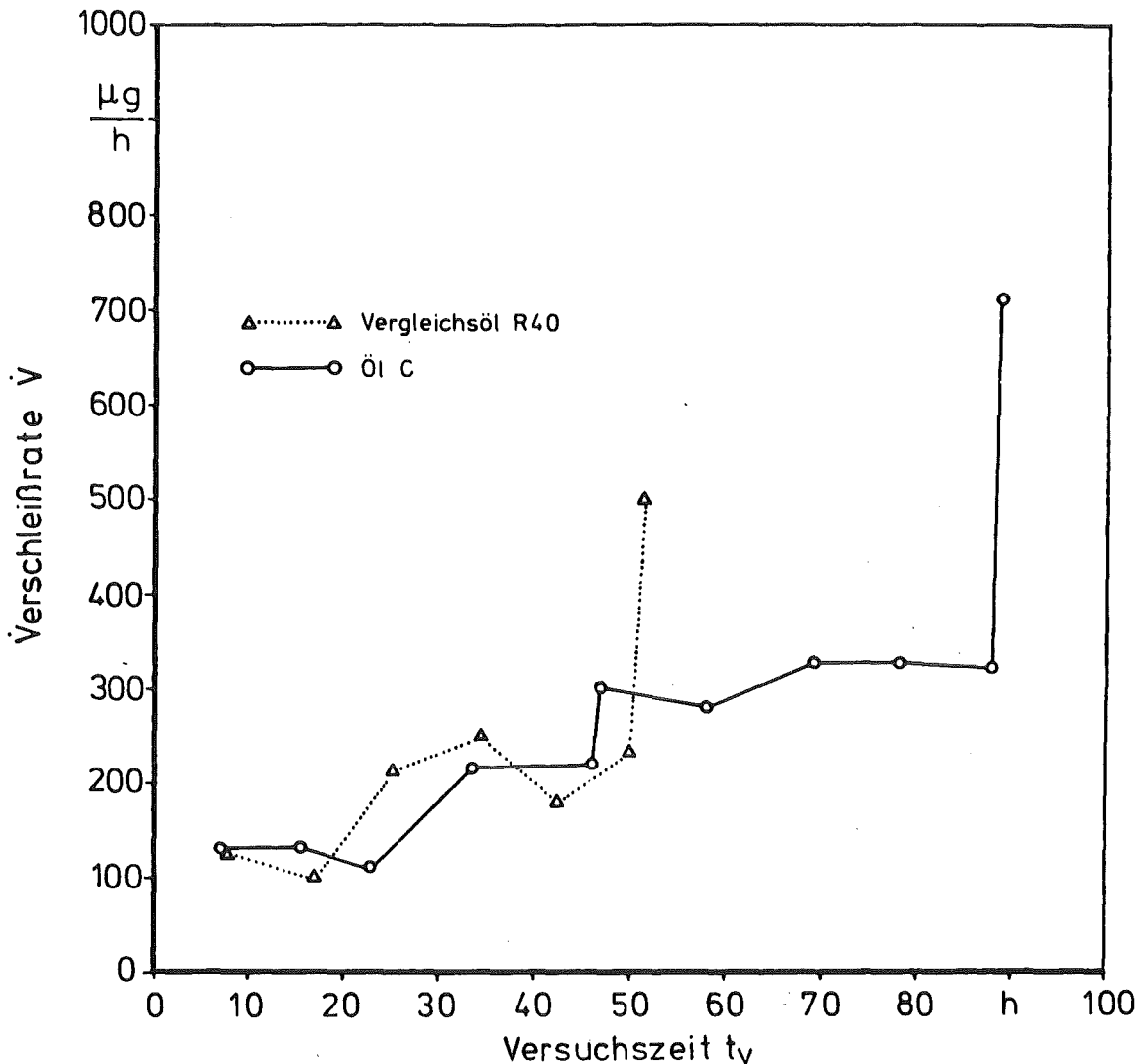


Bild 58: Verschleißratenänderung bei Ölalterung, Zylinderlaufflächenverschleiß im o.T. (Zyl.2), Motor A/1, Vollastbetrieb, $n = 4500 \text{ 1/min}$, $T_{wa} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{öl} \approx 136 \text{ }^\circ\text{C}$

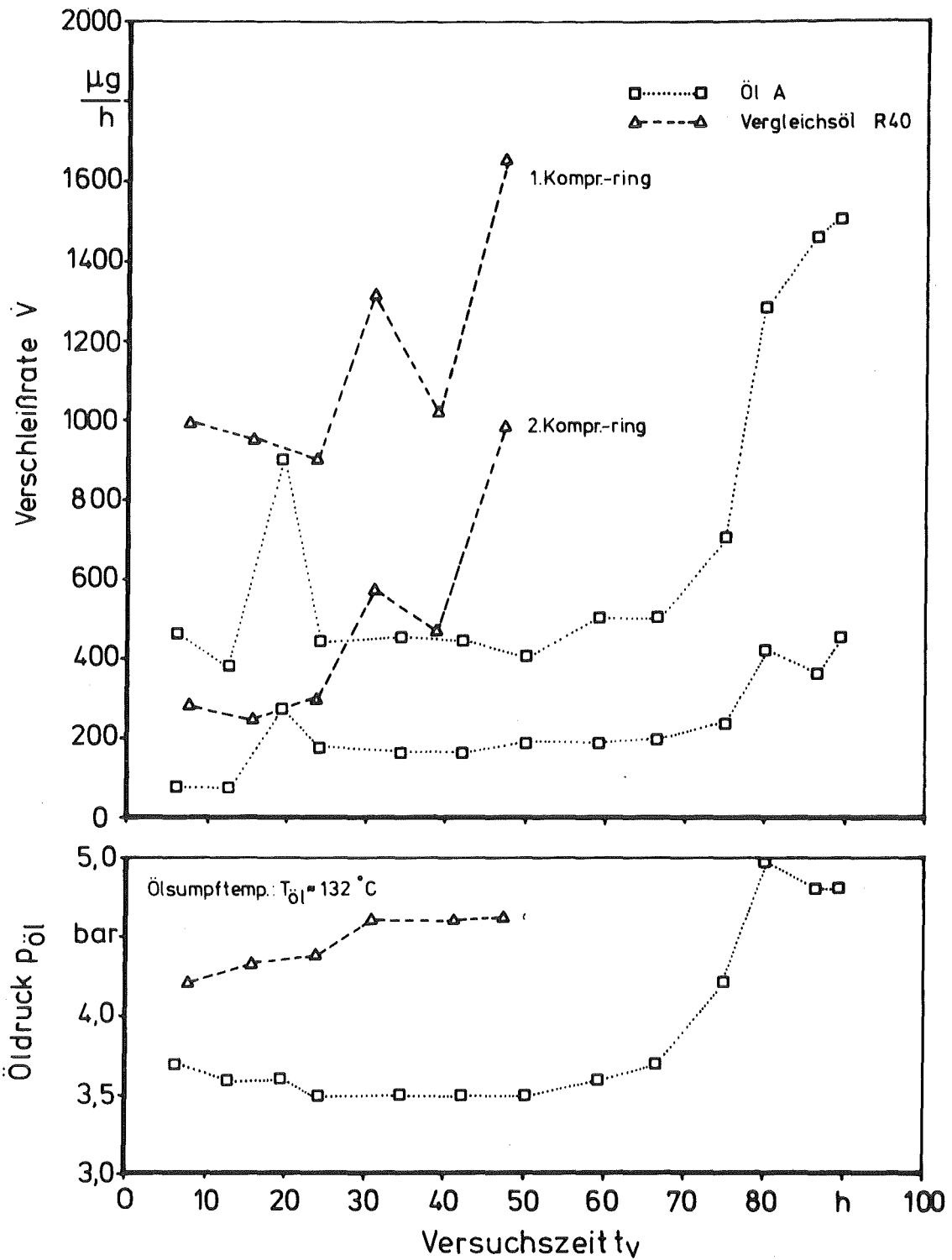


Bild 59: Verschleißratenänderung bei Ölalterung, Laufflächenverschleiß jeweils aller 1. und 2. Kompressionsringe, Motor B/3, Vollastbetrieb, $n = 5000 \text{ 1/min}$, $T_{wa} = 100 \text{ °C}$, $T_{öl} = 132 \text{ °C}$

simultanes Verschleißverhalten beider Komponenten. Innerhalb der Versuchsläufe beider Öle wurden ungewöhnlich hohe Verschleißratenzunahmen gemessen, die als Ausreißer durch irreguläre Betriebsbedingungen hingenommen werden müssen. Eine Erklärung hierfür konnte aus den Motorkontrollgrößen nicht gefunden werden.

Aus der Öldruckmessung (vgl. Bild 59) läßt sich auf laufzeitbedingte Viskositätsänderungen schließen. Vermutlich infolge von Rußeintrag steigt beim Öl R40 die Viskosität (Öldruck) mit Versuchsbeginn stetig an. Der Viskositätsverlust, der beim Öl A bis zu einer Laufzeit von $t_M = 23$ h eintritt, kann auf die Scherung von VI-Verbesserern zurückgeführt werden. Inwieweit der Viskositätsanstieg, der gegen Ende des Versuchslaufes nahezu parallel mit dem Verschleißratenanstieg einhergeht, ursächlich den Verschleißvorgang beeinflusst oder nur ein Zeichen für die Erschöpfung der Additivierung ist, kann mit dem vorliegenden Versuchsergebnis nicht im einzelnen geklärt werden. Dies hätte begleitende Laboruntersuchungen von Ölproben erfordert, die jedoch wegen fehlender Meßeinrichtungen nicht durchgeführt werden konnten (vgl. Absch. 5.1).

Untersuchungen zum Abbauverhalten von Verschleißschutzadditiven innerhalb der Testphasen des OM 616-Kombitestes ergaben einen direkten Zusammenhang zur Öltemperatur /106/. Unter vergleichbaren Betriebsbedingungen wurde im Heißtestabschnitt C (Nennleistung, $T_{\text{Öl}} = 128$ °C, Laufzeit 36 h) ein Dithiophosphatabbau, als Indikator für den irreversiblen Verbrauch des Verschleißschutzadditivs, von 91% gemessen.

Ein möglicher Mechanismus für die typische Verschleißratenänderung unter den vorliegenden Heißbetriebsbedingungen kann damit der Abbau von Verschleißschutzadditiven sein. Eine solche Annahme läßt sich damit begründen, daß nach den bisherigen Ergebnissen bei beiden Motortypen ein hoher Einfluß von Verschleißschutzadditiven in dem jeweils untersuchten Schmierbereich festgestellt wurde. Der allmähliche Verschleißratenanstieg ab einer Laufzeit von ca. 25 h ist dann auf einen nur noch mangelhaften Ersatz der verschleißmindernden Reaktionsschichten zurückzuführen. Die end-

gültige Gebrauchsdauerbegrenzung des Öls wird durch überlagerte und ineinandergreifende Veränderungen mehrerer Einzeleigenschaften verursacht. Einen Hinweis hierauf gibt der hohe Viskositätsanstieg bei Versuchsende, der die Folge einer beschleunigten Öloxidation durch die ebenfalls registrierte hohe Zunahme der Durchblasegasmenge sein kann. Die Ursache hierfür, besonders ausgeprägt beim Motortyp A, waren festgehende Kolbenringe durch Ölkohleablagerungen in den Ringnuten. Die Endphase des Versuchslaufes wird damit in folgendem Kreislauf beschleunigt:

→ Ölkohleablagerungen in den Ringnuten → erhöhte Durchblasegasmenge → beschleunigte Öloxidation und Rußeintrag → verstärkte Ölkohleablagerungen →

Bild 60 zeigt eine solche Versuchsphase beim Einsatz des gealterten Öls A (nicht ausgewertet), wobei die Verschleißänderung und gleichzeitig der Anstieg der Zylinderwandtemperatur die motor- und ölbeeinflusste Fehlfunktion anzeigen. Nach einer Öleinsetzzeit von ca. 70 h steigern sich im Lauf A1 die bisher stabilen Zylinderwandtemperaturen auf Werte bis zu 270 °C bei gleichzeitiger Zunahme der Durchblasegasmenge von ca. 50 l/h auf über 100 l/h. Damit ist ein hoher Verschleißratenanstieg verbunden wie die Verschleißänderung bei $t_v = 4$ h anzeigt. Mit dem Einsatz des Frischöls C in den Läufen C2 und C3 kann schließlich die Normalfunktion des Kolbenringes wiederhergestellt werden. Dies äußert sich in dem Rückgang der Verschleißrate und der Stabilisierung der Zylinderwandtemperaturen. Der Grund für die günstigen Eigenschaften des Öls C könnte die chemische Lösungswirkung dieses Ester-Öls sein /30/. Der erneute Einsatz des gealterten Öls A im Lauf A4 führt schon nach kurzer Laufzeit wiederum zu irregulären Betriebsbedingungen mit steigendem Verschleißrateniveau. In ähnlichen Versuchsphasen führte der weitere Betrieb mit dem gealterten Öl innerhalb kurzer Zeit zum Motorausfall durch Fressen von Kolbenringen (vgl. Absch. 7.3).

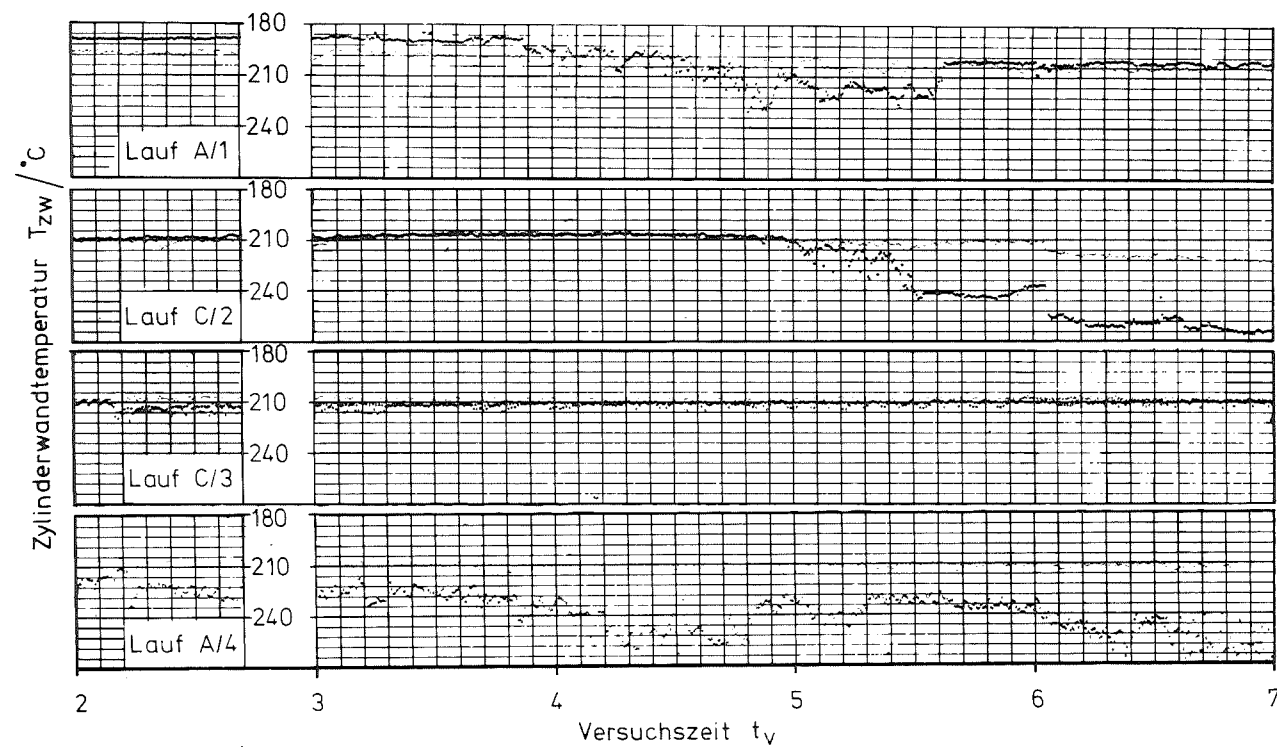
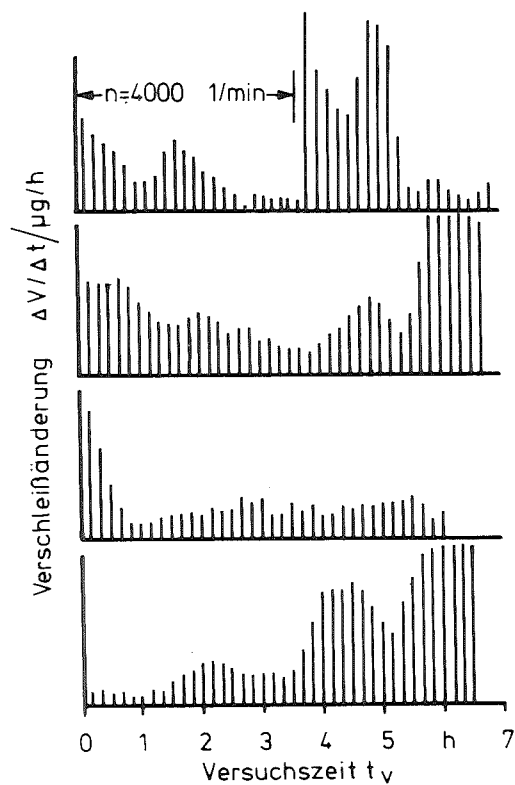


Bild 60: Änderung der Zylinderlaufflächenverschleißrate im o.T. (Zyl. 2) und der Zylinderwandtemperatur bei festgehenden Kolbenringen;
 Ölalterungsuntersuchung mit dem Motortyp A; Vollastbetrieb, $n = 4500 \text{ 1/min}$, $T_{wa} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$

9.4.3 Wirksamkeit von Verschleißschutzadditiven

Im Wechselbetrieb von additivierten und nicht additivierten Ölen lassen sich Aussagen über Auf- und Abbaumechanismen von Reaktionsschichten und damit indirekt über die Wirksamkeit von Verschleißschutzadditiven erzielen.

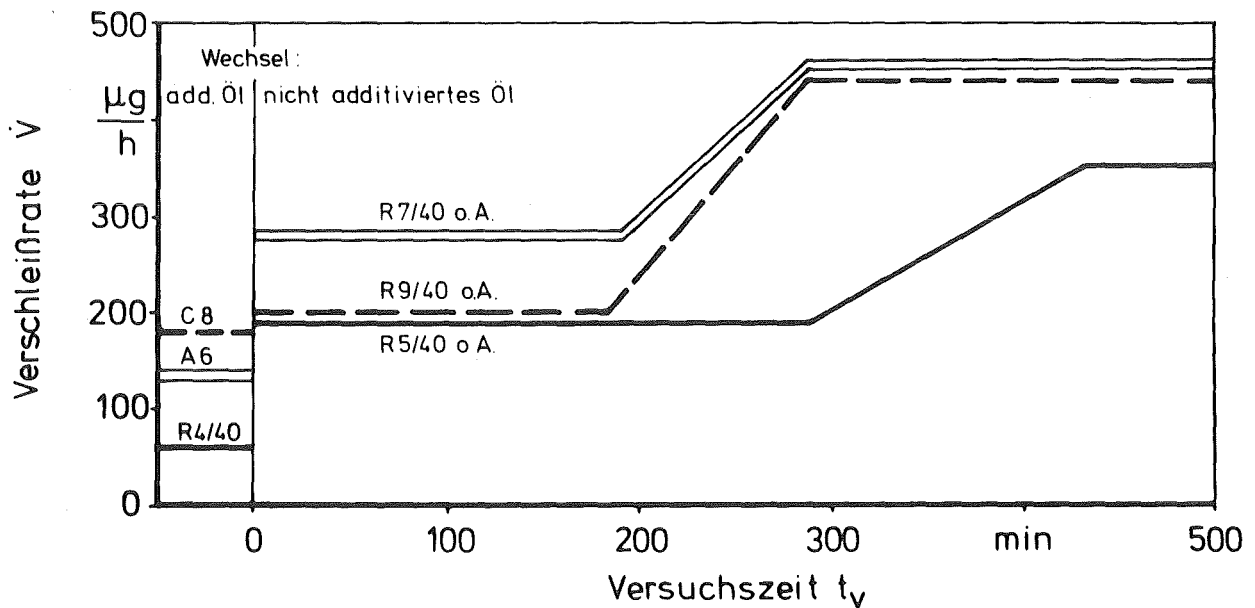


Bild 61: Verschleißänderung durch Reaktionsschichtenabbau, Zylinderlaufflächenverschleiß im o.T. (Zyl.2), Motor A/2 Vollastbetrieb, $n = 4500$ 1/min, $T_{wa} = 100$ °C, $T_{öl} \approx 140$ °C

Bild 61 zeigt die Verschleißänderung durch Reaktionsschichtenabbau nach dem Wechsel der additivierten Öle R40, A und C zu dem nicht additivierten Öl R40 o.A.. Um eine vollständige Konditionierung an das einzelne Öl zu erreichen, wurden jeweils zwei Versuchsläufe über 8 h Zeitdauer durchgeführt. Wegen der irregulären Schmierverhältnisse beim Motor A/2 im RNT-Meßzylinder 2 (vgl. Absch. 9.2.3, Bild 46) fand die Untersuchung bei zeitlich steigendem Verschleißrateniveau statt. Die Ergebnisse wurden deshalb nicht für eine quantitative Ölbewertung herangezogen.

Der Anpassungsvorgang an die Schmiereigenschaften des nicht additivierten Öls geht nach folgendem Schema vor sich:

Nach dem Ölwechsel erhöht sich das Verschleißrateniveau zunächst sprunghaft und bleibt über einen Zeitraum von 3 h bis 5 h konstant. Anschließend steigt die Verschleißrate innerhalb einer Übergangsphase weiter an und ändert sich im nachfolgenden Betrieb nicht mehr oder nur noch geringfügig.

Der ausgeprägte Übertragungseffekt, der aus dem Betrieb der additivierten Versuchsöle resultiert, ist auf den allmählichen Abtrag der noch vorhandenen Reaktionsschichten zurückzuführen, die von dem Öl R40 o.A. nicht mehr ersetzt werden können. Der Vergleich der Laufzeiten bis zur Übergangsphase des endgültigen Verschleißratenanstieges deutet auf eine höhere Rückwirkung nach dem Einsatz des Öls R40 gegenüber den Ölen A und C hin. Dieses Öl bildet offenbar wirksamere Schutzschichten, was sich auch in der günstigen Bewertung als Ergebnis der quantitativen Ölprüfung niederschlug.

Die Verschleißratenänderung beim Wechsel vom nicht additivierten zum additivierten Öl erfolgt nach einem ähnlichen Mechanismus (Bild 62). Innerhalb einer Übergangsphase, die entweder unmittel-

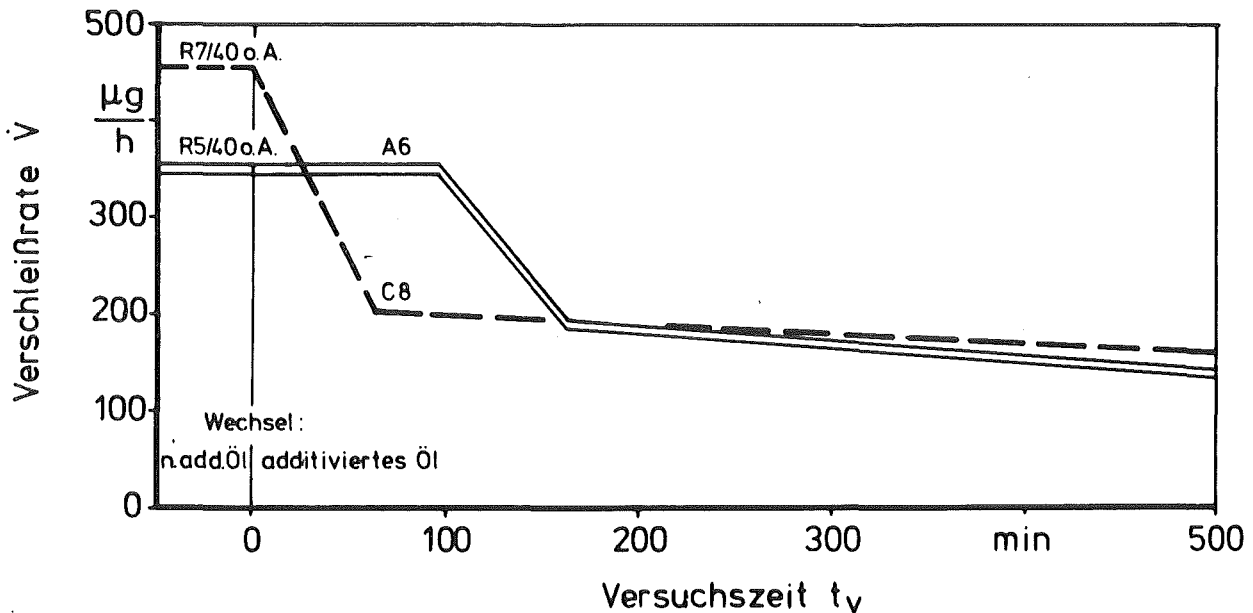


Bild 62: Verschleißänderung durch Reaktionsschichtenaufbau, Zylinderlaufflächenverschleiß im o.T. (Zyl.2), Motor A/2, Vollastbetrieb, $n = 4500$ 1/min, $T_{wa} = 100$ °C, $T_{öl} \approx 140$ °C

bar nach dem Ölwechsel (Öl C) oder zeitversetzt (Öl A) einsetzt, geht die Verschleißrate zunächst um einen hohen Betrag zurück. Im anschließenden Betrieb sinkt das Verschleißratenniveau kontinuierlich über relativ lange Laufzeiten weiter ab. Der unmittelbar einsetzende Verschleißratenrückgang beim Einsatz des Öls C, ein ähnliches Verhalten wurde in Ölwechselphasen mit dem Öl R40 beobachtet, deutet auf wirksame und schnell ansprechende Verschleißschutzadditive hin.

Die vorliegenden Ergebnisse zeigen, daß Laufzeiten von mehr als 10 h notwendig sein können, um die "typischen" Verschleißschutzeigenschaften eines Öls sichtbar zu machen.

Da die Nachwirkungen von Übertragungseffekten durch die Öleigenschaften und -einsatzzeiten, die Beanspruchung an der Schmierstelle und die Materialeigenschaften der Reibpartner beeinflußt werden, muß durch eine geeignete Versuchsführung, z.B. im Wechselbetrieb mit einem nicht additivierten Öl, jeweils vor Beginn der einzelnen Ölprüfung ein neutraler und definierter Zustand des untersuchten Tribosystems hergestellt werden. Kurzzeitige Spülöläufe, dies geht auch aus ähnlichen Untersuchungen mit der RNT hervor, reichen hierzu, abgesehen von der Beseitigung von Restölmengen, nicht aus /68/.

9.4.4 Ölprüfung bei Kaltbetrieb

Bei zu kalt betriebenen Motor erhöht sich der Verschleiß von Kolbenring und Zylinderlauffläche (vgl. Bild 3, Absch. 3.3.1). Ursache hierfür ist das Auskondensieren von Wasser und sauren Bestandteilen der Verbrennungsgase, die zu Korrosivverschleiß führen und die Tragfähigkeit des Schmierfilms durch die Bildung einer Wasser-Ölemulsion herabsetzen /23,24,61,71,72,78/.

Ziel der Versuchsreihe bei Kaltbetrieb war es, die Verschleißschutzeigenschaften der Öle bei veränderten Verschleißmechanismen zu prüfen. Die Einzelversuche wurden im Wechselbetrieb der additivierten mit dem nicht additivierten Öl R40 o.A. durchgeführt.

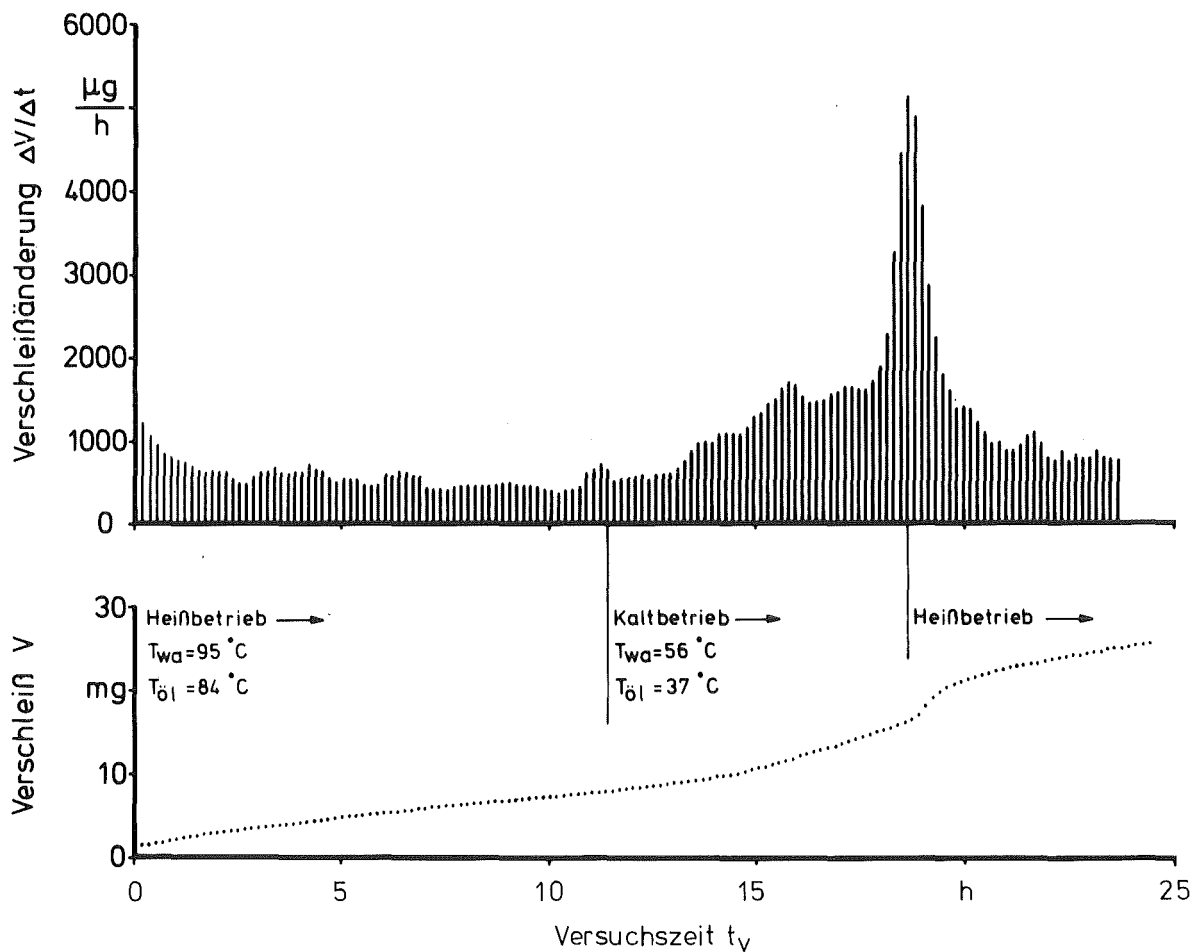


Bild 63: Verschleißänderung bei Kaltbetrieb,
Laufflächenverschleiß aller 1. K.-ringe, Motor B/4,
Vollastbetrieb, $n = 2000$ 1/min, Öl R15W50

Bild 63 zeigt den Ablauf des jeweiligen Einzelversuches mit dem typischen Verschleißverlauf, wie er beim Einsatz aller Versuchsöle ähnlich gemessen wurde. Die Verschleißänderung (vgl. Abschn. 9.4.2.1) verdeutlicht, daß die erste Versuchsphase im Heißbetrieb nach dem vorangegangenen Einsatz des Öls R40 o.A. durch die Konditionierung an die Eigenschaften des hier eingesetzten Öls R15W50 gekennzeichnet ist. Dies führt bis $t_v = 2$ h zu einer Verschleißratenabnahme um ca. 50% und in weiteren 5 h Laufzeit nochmals um ca. 10%. Der Wechsel zum Kaltbetrieb, Kühlwasser- und Öltemperaturen wurden soweit verringert, wie es die externen Kühler erlaubten, verursacht zunächst keine wesentliche Verschleißänderung, bis sich allmählich ein bis zu 5-fach erhöhtes Verschleißrateniveau

einstellt. Durch den erneuten Wechsel auf die ursprünglichen Heißbetriebsbedingungen tritt kurzzeitig ein hoher Verschleißzuwachs mit nachfolgend sinkendem Verschleißrateniveau auf. Die momentan hohe Verschleißbeanspruchung ist vermutlich die Folge von plötzlich auftretenden Verzügen und Spieländerungen, die unter den noch ungünstigen Schmierverhältnissen im Kaltbetrieb während der Aufheizphase von ca. 7 min Dauer auftreten. Der Zeitraum bis das ursprüngliche Verschleißrateniveau der ersten Heißbetriebsphase wieder erreicht ist, kann mehr als 10 h Laufzeit in Anspruch nehmen. Als Grund für diese langen Erholungszeiten sind Veränderungen in der Materialoberfläche durch Korrosion und durch Schädigungen anzusehen, die als Folge des hohen Verschleißrateniveaus im Kaltbetrieb und durch den momentan hohen Verschleißzuwachs beim Betriebspunktwechsel verursacht werden und anschließend ausheilen (vgl. Bild 6).

In den Bildern 64 bis 66 sind die Ergebnisse aller Einzelversuche zusammengefaßt, indem der Verlauf der Verschleißänderung mit einem Kurvenzug ausgeglichen wurde. Eine quantitative Ölbewertung erfolgte nicht, da der Gesamtversuch von einer zeitlichen Verschleißratenabnahme, zurückzuführen auf einen Einlaufmechanismus, überlagert ist (s. u.). Die numerischen Ergebnisse einschließlich der parallel durchgeführten Ringflankenverschleißmessung befinden sich in den Tabellen 24 und 25.

Aus Bild 64 geht hervor, daß bei allen additivierten Ölen die Verschleißratenzunahme nach dem Wechsel zum Kaltbetrieb ähnlich verläuft. In der entsprechenden Versuchsphase stellt sich beim Einsatz des Öls R40 o. A. mit einem schnellen Verschleißratenanstieg unmittelbar nach dem Betriebspunktwechsel ein veränderter zeitlicher Verlauf ein (Bild 66, oberes Diagramm). Das unterschiedliche Zeitverhalten deutet darauf hin, daß der verzögerte und allmähliche Verschleißratenanstieg bei den additivierten Ölen auf den Abbau noch vorhandener und verschleißmindernder Reaktionsschichten zurückzuführen ist. Der kontinuierliche Ersatz der Reaktionsschichten durch Verschleißschutzadditive wird durch die Bildung eines Kondensatfilms oder einer Wasser-Ölemulsion behindert. Gleichzeitig kann unter den gegebenen Kaltbetriebsbedingungen

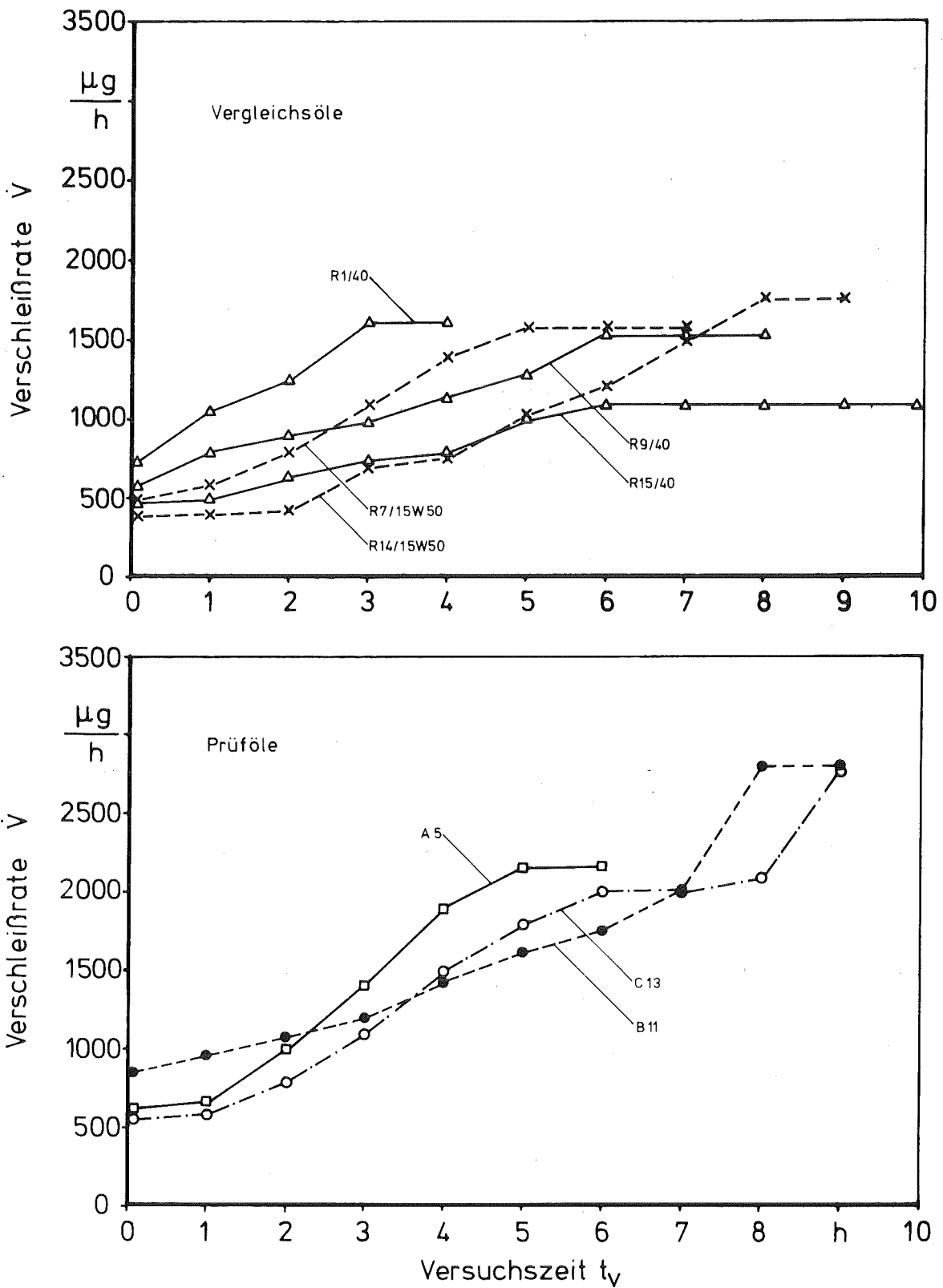


Bild 64: Verschleißanstieg nach dem Wechsel zum Kaltbetrieb -
 additivierte Versuchsöle,
 Laufflächenverschleiß aller 1. Kompressionsringe,
 Motor B/4, Vollastbetrieb, $n = 5000 \text{ 1/min}$

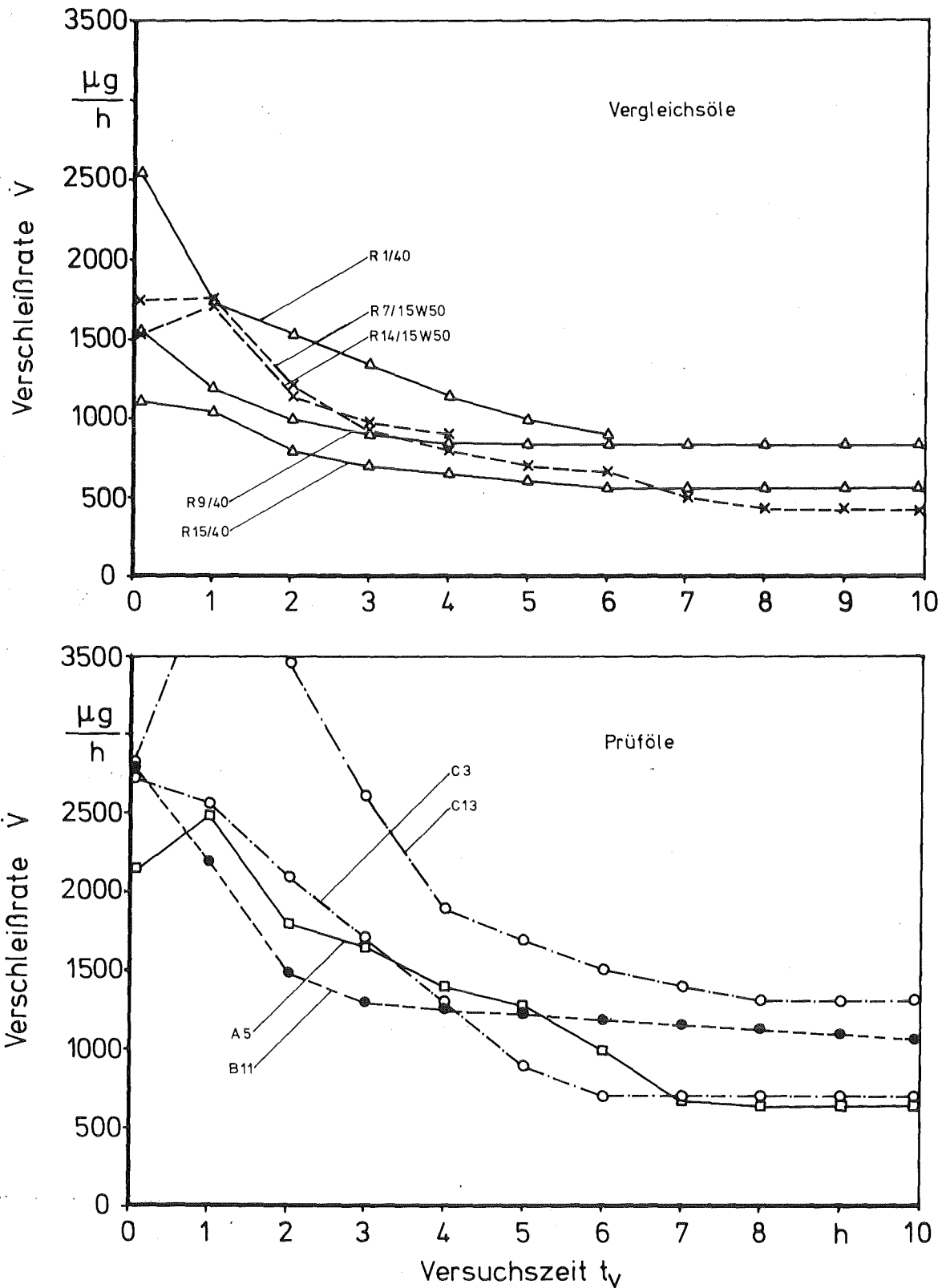


Bild 65: Verschleißrückgang nach dem Wechsel zum Heißbetrieb -
additivierte Versuchsöle,
Laufflächenverschleiß aller 1. Kompressionsringe,
Motor B/4, Vollastbetrieb, $n = 5000 \text{ 1/min}$

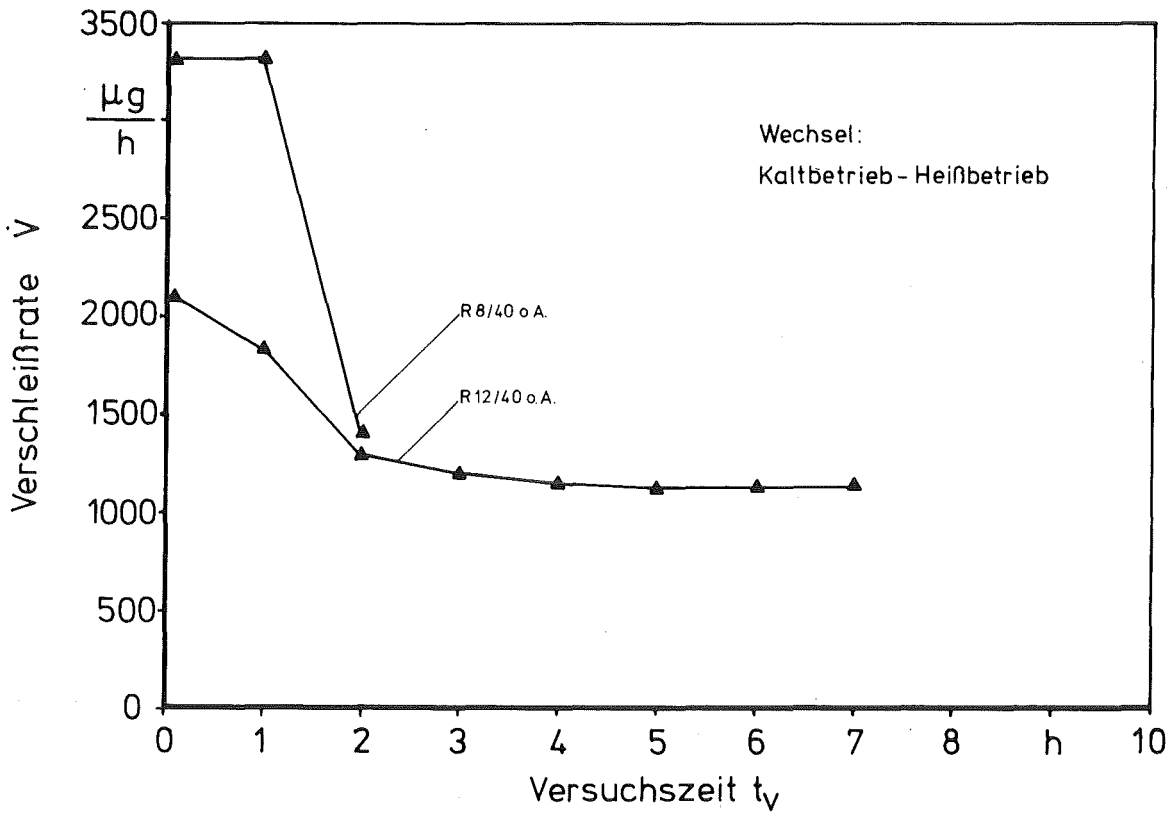
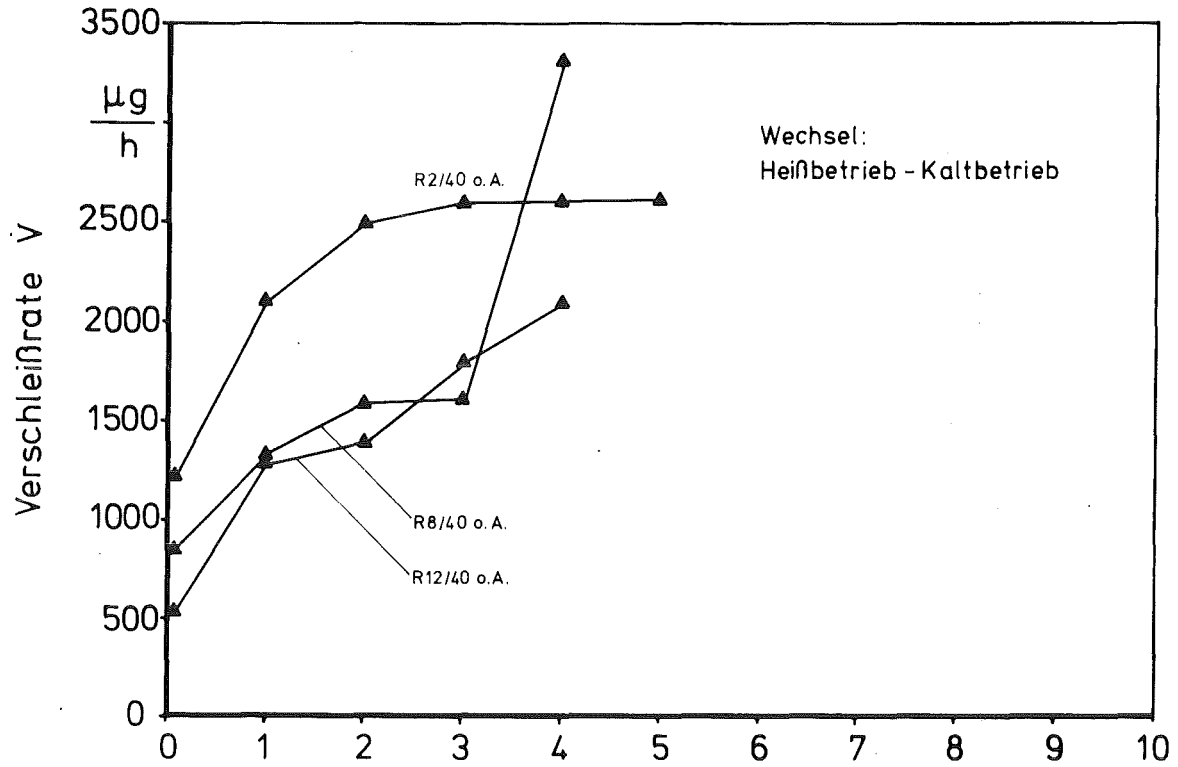


Bild 66: Verschleißänderung beim Wechsel Kalt-/Heißbetrieb - nicht additiviertes Öl R40 o.A., Laufflächenverschleiß aller 1. Kompressionsringe, Motor B/4, Vollastbetrieb, $n = 5000$ 1/min

durch Unterschreiten der Reaktionstemperatur der thermisch gesteuerte Zerfallsmechanismus und damit der prinzipielle Wirkungsmechanismus des Additivs eingeschränkt sein (vgl. Abschn. 3.2.3). Dieser Einflußparameter kann auch als Erklärung für das im Kaltbetrieb vergleichsweise niedrige Verschleißrateniveau beim Einsatz der Öle R40 und R15W50 herangezogen werden. Die in beiden Ölen gleiche Verschleißschutzadditivierung springt schon auf einem relativ niedrigen Temperaturniveau an und gewährt damit einen zumindest noch teilweise wirksamen Verschleißschutz. (Auf der anderen Seite würde dies eine hohe Abbaurate des Additivs im Heißbetrieb bedeuten, was auch das Ergebnis der Alterungsuntersuchung vermuten läßt (vgl. Abschn. 9.4.2.3).

In den Bildern 65 und 66 (unteres Diagramm) wurde der Verschleißzuwachs nach dem erneuten Wechsel vom Kalt- zum Heißbetrieb nicht dargestellt. Aus dem Vergleich der Kurvenverläufe beim Einsatz der additivierten gegenüber dem nicht additivierten Öl geht hervor, daß der Verschleißratenrückgang durch zwei Einflußfaktoren gesteuert wird:

Der schnelle Verschleißratenrückgang innerhalb von ca. 2 h bis 3 h und das anschließend konstante Verschleißrateniveau beim Öl R40 o.A. ist alleine auf verbesserte Schmierbedingungen ohne zusätzlichen Korrosivverschleiß zurückzuführen. Dieser Prozess wird bei allen additivierten Ölen durch den länger dauernden Aufbau verschleißmindernder Reaktionsschichten unterstützt.

Schädigungen, die während des Kaltbetriebes und vor allem beim Betriebspunktwechsel auftreten, können den zeitlichen Verlauf der Verschleißratenabnahme und das endgültige Verschleißrateniveau wesentlich beeinflussen. Dies zeigt der Vergleich der Läufe C3 und C13. Im Lauf C13 verursachte der Betriebspunktwechsel einen ungewöhnlich hohen Verschleißzuwachs mit einem momentanen Verschleißratenwert von mehr als 5000 µg/h, was im nachfolgenden Versuchsablauf ein insgesamt erhöhtes Verschleißrateniveau nach sich zieht.

Die Rückwirkung der ungünstigen Kaltbetriebsbedingungen wird aus dem Verhältnis $\dot{V}_{\text{heiß}}^2 / \dot{V}_{\text{heiß}}^1$ (Verschleißrate vor und nach dem Kaltbetrieb) in der zusammenfassenden Darstellung Bild 67 deutlich. Selbst unter Berücksichtigung einer Wiederholbarkeitsstreuung von 25% stellt sich in etwa der Hälfte aller Versuchsläufe das ursprüngliche Verschleißrateniveau der ersten Heißbetriebs-

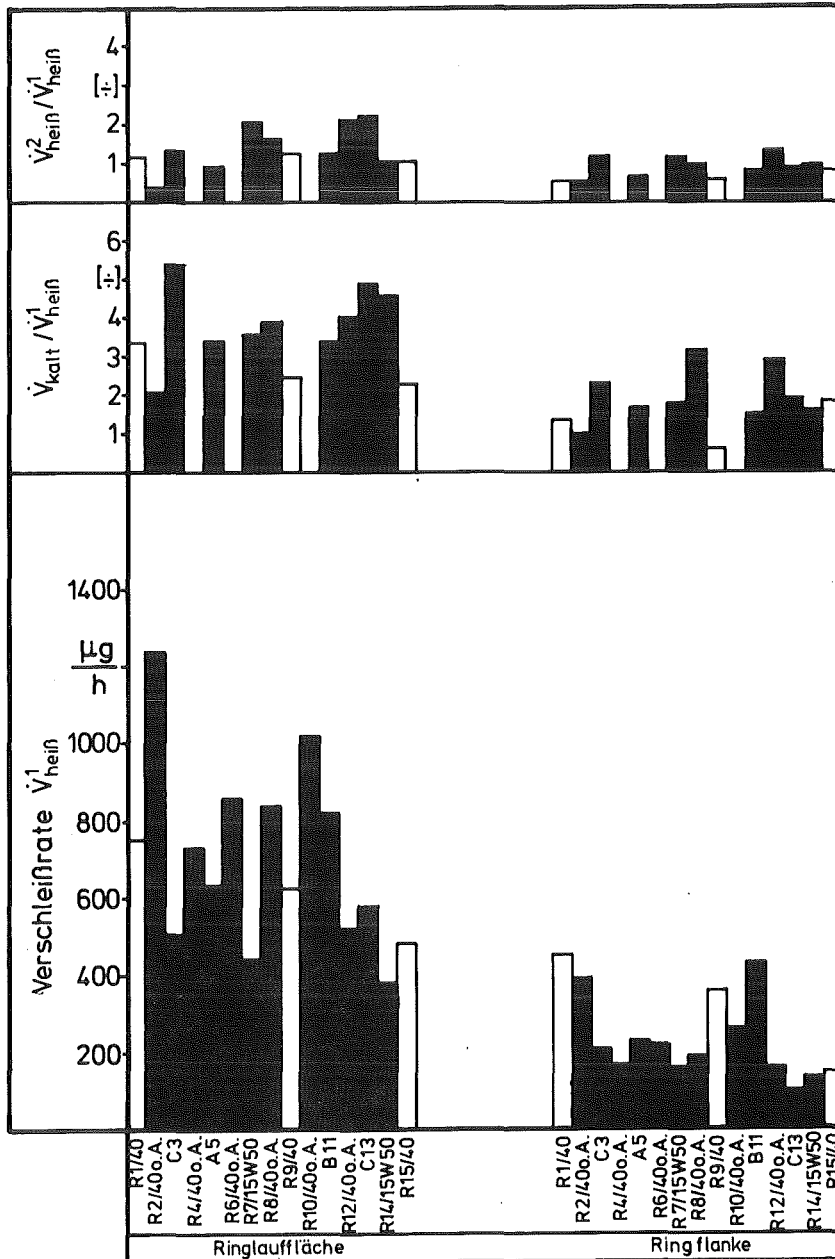


Bild 67: Ergebnis der Ölprüfung bei Kaltbetrieb, Verschleiß aller 1. Kompressionsringe, Motor B/4, Vollastbetrieb, n= 2000 1/min

phase nicht wieder ein. Inwieweit dies im Einzelfall auf Bauteilveränderungen -Schädigungen, Oberflächenangriff durch Korrosion- oder auf Ölalterungseinflüsse zurückzuführen ist, läßt sich mit den vorhandenen Daten nicht differenziert beantworten.

Der Gesamtablauf der Versuchsserie, die in einer Motorlaufzeit von 200 h bis 600 h durchgeführt wurde, ist von einem Einlaufprozess überlagert (vgl. Bild 41). Die zeitliche Verschleißratenabnahme, dies wird beim Einsatz des Vergleichsöles R40 sichtbar, wirkt sich auch in der Kaltbetriebsphase aus. Mit der Vorstellung zum Einlaufmechanismus -Traganteilerhöhung durch Abtrag (vgl. Absch. 8.1.1)- kann dies als Hinweis gewertet werden, daß das erhöhte Verschleißratenniveau bei Kaltbetrieb zu einem wesentlichen Anteil durch vermehrte Mischschmierung im gesamten Hubbereich infolge der verringerten Tragfähigkeit einer Wasser-Ölemulsion bestimmt wird. Hierfür spricht, daß eine Verschleißratenzunahme die alleine auf Korrosionsvorgänge zurückzuführen ist, zu jedem Zeitpunkt gleich hoch sein müßte und letztlich keinen Einlaufprozess hervorrufen dürfte. Darüberhinaus ist nach dem Kenntnisstand zum Korrosivverschleiß bei dem niedrigen Schwefelgehalt im Kraftstoff ($S < 0,3$ Gew.%) nur mit einer geringen Verschleißzunahme zu rechnen, wobei der korrosive Angriff vor allem an der Zylinderlauffläche im o.T., weniger an der Ringlauffläche (RNT-Messung) erfolgt /61,72,78/.

Als qualitatives Prüfergebnis läßt sich der vorliegenden Untersuchung (Ringlaufflächenverschleiß) entnehmen, daß die gleich additivierten Öle R40 und R15W50 auch im Kaltbetrieb die günstigsten Verschleißschutzeigenschaften aufweisen. Ohne dies weiter differenzieren zu können, werden alle übrigen Öle ungünstiger bewertet. Damit ergibt sich vor allem für das Öl C -im Heißbetrieb ähnlich wie R40- ein abweichendes Ergebnis. Dies läßt sich auf eine eingeschränkte Wirkung unter Kaltbetriebsbedingungen der sonst günstig abgestimmten Additivierung zurückführen. Den großen Einfluß der Verschleißschutzadditivierung auf das Prüfergebnis verdeutlicht auch das in der Tendenz höchste Verschleißratenniveau, das im Heißbetrieb beim Einsatz des Öls R40 o.A. gemessen wurde.

9.4.4.1 Ergebnisse der Ringflankenverschleißmessung

Das Ergebnis der Nebenuntersuchung zum Ringflankenverschleiß läßt nach Bild 67 folgende Aussage zu:

Die Ringflanke weist ebenso wie die Ringlaufläche ein zeitlich sinkendes Verschleißratenniveau in der Heißbetriebsphase und steigende Verschleißraten im Kaltbetrieb auf.

Ölsorte / Lauf	Lauffläche		Flanke		Heißbetrieb		Kaltbetrieb	
	$\dot{V}_{\text{kalt}} / \dot{V}_{\text{heiß}}^1$	$\dot{V}_{\text{kalt}} / \dot{V}_{\text{heiß}}^1$	$\dot{V}_{\text{heiß}}^2 / \dot{V}_{\text{heiß}}^1$	$\dot{V}_{\text{heiß}}^2 / \dot{V}_{\text{heiß}}^1$	$\dot{V}_L^1 / \dot{V}_F^1$	$\dot{V}_L^1 / \dot{V}_F^1$	\dot{V}_L / \dot{V}_F	\dot{V}_L / \dot{V}_F
R1/40	3,39	1,35	1,23	0,56	1,67	3,68		
R2/40 o.A.	2,12	0,48	0,41	0,54	3,17	2,4		
C3	5,37	2,27	1,37	1,19	2,4	2,76		
A5	3,41	1,6	0,48	0,69	2,74	3,08		
R7/15W50	3,63	1,79	2,07	1,19	2,75	4,71		
R8/40 o.A.	3,93	3,15	1,67	1	4,42	7,37		
R9/40	2,47	0,61	1,31	0,56	1,74	3,91		
B11	3,41	1,52	1,28	0,01	1,91	3		
R12/40 o.A.	4,04	2,91	2,16	1,34	3,25	5,23		
C13	4,07	1,09	2,26	0	5,75	14,44		
R14/15W50	4,61	1,64	1,11	0,46	2,81	3,23		
R15/40	2,33	1,83	1,13	0,83	3,31	4,5		

Tabelle 26: Vergleichsdaten von Ringlauflächen- und -flankenverschleiß aus der Ölprüfung bei Kaltbetrieb, Motor B/4, Vollastbetrieb, n= 2000 1/min

Aus den Vergleichsdaten der Tabelle 26 geht hervor, daß der Ringflankenverschleiß im Kaltbetrieb geringer ansteigt als der Laufflächenverschleiß. Ursache hierfür dürfte das höhere Temperaturniveau in der Kolbennut sein, das das Auskondensieren von Verbrennungsprodukten verhindert. Damit sind hier örtlich noch günstigere Bedingungen hinsichtlich der Schmierfilmbildung und des korrosiven Angriffs vorhanden. Hieraus erklärt sich auch der schnelle und vollständige Verschleißratenrückgang ($\dot{V}_{\text{heiß}}^2 / \dot{V}_{\text{heiß}}^1$) in der wiederholten Heißbetriebsphase.

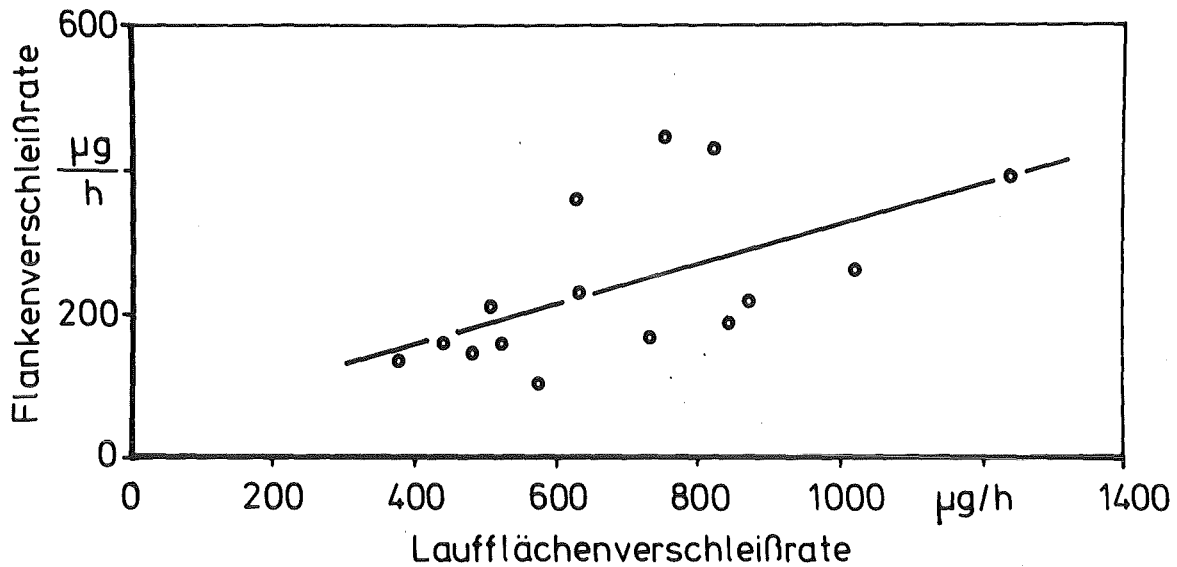


Bild 68: Korrelation von Ringlaufflächen- und -flankenverschleißrate der 1. Kompressionsringe, Motor B/4, Vollastbetrieb, $n = 2000$ 1/min, (erste Heißbetriebsphase)

Wegen der hohen Meßwertstreuungen lassen die Ergebnisse der Flankenverschleißmessung keine qualitative Ölbewertung zu. Dies geht indirekt aus Bild 68 hervor. Mit einem Regressionskoeffizienten von $r = 0,57$ kann aus der Darstellung nur noch die Tendenz des gleichzeitig steigenden Ringlaufflächen- und -flankenverschleißes entnommen werden. Diese Abhängigkeit läßt sich auf die Eigenbewegung des Kolbenringes in der Nut zurückführen /100/. Bei zunehmenden Mischschmierungsanteilen zwischen Kolbenring- und Zylinderlauffläche unterstützen die erhöhten Reibkräfte die Torsionsbewegung des druckvertwisteten Kolbenringes, der sich in der Nut schließlich nur noch in einer Linienberührung an der oberen und unteren Ringflanke abstützt. Dieser Ringstellung überlagert sich im o.T. der Anlagenwechsel des Kolbens. Damit führt eine ausgeprägte Sekundärbewegung des Kolbenringes in der Nut zu ungünstigen Schmierverhältnissen und hohem Flankenverschleiß.

9.5 Zusammenfassung und Beurteilung der Versuchsergebnisse

9.5.1 Ergebnisse der Ölprüfung

In Bild 69 sind die Ergebnisse aller Ölbewertungsversuche mit den Motortypen A und B in normierter Darstellung zusammengefaßt. Wenn einzelne Streuungen unberücksichtigt bleiben, ergibt sich für die eingesetzten Versuchsöle zusammen mit den Ergebnissen der Einzeluntersuchungen folgende Beurteilung der Verschleißschutzeigenschaften:

-Unabhängig vom Motortyp und den variierten Betriebsbedingungen (Heißbetrieb) wurden die hochviskosen Öle in der Reihenfolge R40 (ebenso R15W50) → C → A → R40 o.A. bewertet,

Zyl.lauffl.	Versuch	konstante Betriebsbed.	T _{wa}	varierte Betriebsbedingungen			
				bezogene Verschleißrate $\dot{V}(\text{Prüföl})/\dot{V}(\text{R40})$			
				90/100/110 °C	100/80/100 °C	100 °C	
Ringlaufläche	A/1-1	Vollast	R40				
	A/1-2	4500 1/min	A				
	A/2	Zyl. 3	B				
			C				
			R40 o.A.				
			R10W				
	B/1-1	Vollast	n	1500 1/min	2000 1/min	3000 1/min	
		T _{wa} =80 °C	R40				
		Zyl. 3	A				
			B				
			C				
	B/1-2	Vollast	R40				
	T _{wa} =80 °C	A					
	Zyl. 3	B					
		C					
B/2-1	Vollast	T _{wa}	70 °C	80 °C	90 °C	100 °C	
	2000 1/min	R40					
	Zyl. 3	A					
		B					
		C					
B/2-2	Vollast	R40					
	5000 1/min	A					
	Zyl. 3	B					
		C					
B/2-3	Vollast	R40					
	2000 1/min	A					
	Zyl. 2	B					
		C					
B/2-4	Vollast	T _{wa}				100/110/120 °C	
	2000 1/min	R40					
	Zyl. 2	A					
		B					
		C					
Zyl.lauffläche	B/2-3	Öl geschert	R40				
		Vollast	A				
	2000 1/min	B					
	T _{wa} =70...100	C					
	Zyl. 2	R40g					
		Ag					
		Bg					
		Cg					

Bild 69: Ergebnisse der Ölbewertungsversuche

-vor allem gegenüber dem Öl A ergab sich eine abweichende Bewertung des niedrigviskosen Öls B:

- 1) Aus der Messung des Zylinderlaufflächenverschleißes im o.T. bei beiden Motortypen und
- 2) aus der Ringlaufflächenverschleißmessung mit dem Motortyp B in Phasen zeitlich veränderlichen und konstanten Verschleißratenniveaus,

-ohne weitere Differenzierung wiesen die Öle R40 und R15W50 unter Kaltbetriebsbedingungen günstigere Verschleißschutzeigenschaften als alle anderen Versuchsöle auf. Das Öl C wurde damit abweichend zum Heißbetrieb bewertet,

-irreversible Viskositätsverluste nach der mechanischen Scherung in der Dieseleinspritzpumpe blieben ohne Wirkung auf das Versuchsergebnis,

-im Alterungsversuch wurden kürzere Standzeiten des Öls R40 gegenüber den verglichenen Ölen A und C gemessen,

-es konnte eine hohe Wirkung von Verschleißschutzadditiven nachgewiesen werden.

Die Versuchsergebnisse lassen sich wie folgt interpretieren: Die Schutzfunktion des Schmieröls beruht anteilig auf seinen Viskositäts- und Additiveigenschaften. Mit welchem quantitativen Anteil an Verschleißschutzwirkung jeweils eine der beiden Einflußgrößen beansprucht wird, hängt von der Motorkonstruktion, den Betriebsbedingungen und im Hinblick auf die selektiven Meßeigenschaften der RNT von der jeweils beurteilten Schmierzone ab. Diese drei Parameter bestimmen den "Viskositätsbedarf" des untersuchten Bauteils oder Bauteilausschnittes. Im hochbelasteten o.T.-Bereich, der überwiegend untersuchten Schmierzone, ändert sich der Verschleiß mit steigender Viskosität nur noch geringfügig nach Überschreiten einer Mindestviskosität. Die Höhe des verbleibenden Restverschleißbetrages wird dann überwiegend durch die Wirkung von Verschleißschutzadditiven bestimmt. Hieraus erklärt sich unabhängig vom synthetischen oder mineralischen Grundöltyp das Bewertungsergebnis der hochviskosen Öle. Das niedrigviskose Öl B liegt mit seiner Viskositätslage vermutlich im Grenzbereich der progressiven Verschleißzunahme. Mit einer wirksamen Verschleißschutzadditivierung ergibt sich dann entsprechend der gerade vorhande-

nen Beanspruchung eine wechselnde Bewertung.

Die Interpretation der Versuchsergebnisse erstreckt sich nur auf diejenigen motor- und ölseitigen Einflußparameter, die die Tragfilmbildung und Verschleißvorgänge beim Tragfilmzusammenbruch beeinflussen. Trotz der zum Teil hohen Zylinderwandtemperaturen konnte bei keinem der Versuchsöle (mit Einschränkung für das Öl R10W) eine Verschleißratenzunahme gemessen werden, die, wie in der Literatur genannt, auf die Verdampfungseigenschaften der Öle und damit einer Beeinträchtigung des Tragfilms vor allem im o.T.-Bereich zurückzuführen wäre. Das veränderte Bewertungsergebnis unter Kaltbetriebsbedingungen (insbesondere für das Öl C) mit einem vermuteten Viskositätsverlust durch die Bildung einer Wasser-Ölemulsion und einer eingeschränkten Additivwirksamkeit erklärt sich ebenfalls aus dem oben genannten Verschleiß- und Verschleißschutzmechanismus. Nach gesicherten Erkenntnissen aus der Literatur tritt aber auch gleichzeitig Korrosivverschleiß auf. Der Einfluß dieses überlagerten Verschleißmechanismus auf das Bewertungsergebnis ließ sich mit den vorliegenden Versuchsergebnissen nicht abschätzen. Eine ähnlich einschränkende Aussage gilt auch für das Ergebnis der Ölalterungsuntersuchung. Hier wurde gefunden, daß sekundäre Mechanismen, die zum Festgehen der Kolbenringe durch Ablagerungsbildung führten, das Verschleißgeschehen schließlich als Haupteinflußgröße bestimmen können.

9.5.2 Betriebsbedingte Einflußparameter

In Übereinstimmung mit schon vorhandenen Kenntnissen (vgl. Literaturübersicht) wurden folgende betriebsbedingte Einflußparameter bei der Ölprüfung im Tribosystem Kolbenring-Zylinder der zwei Motortypen gefunden:

- Mit Vorgabe seiner konstruktiven Eigenschaften besitzt ein Motortyp ein charakteristisches Last-Drehzahl Verschleißkennfeld,
- der Verschleiß nimmt mit steigender Last zu. Maximale Verschleißraten werden bei Vollast gefunden,
- der Drehzahleinfluß auf das Verschleißratenniveau, insbesondere auch bei Vollast, ist unbestimmt,
- unter Heißbetriebsbedingungen (vgl. Bilder 42 und 47) ist die Änderung der Kühlwasseraustrittstemperatur in einem breiten Bereich ohne Einfluß auf das Verschleißratenniveau,

- unter Kaltbetriebsbedingungen steigt das Verschleißratenniveau um ein Mehrfaches an,
- betriebspunktbedingte Änderungen der Öltemperatur führten zu keiner Verschleißratenänderung.(Eine gezielte Untersuchung dieses Parameters erfolgte nicht.)
- Fehlfunktionen und Schädigungen von Bauteilen können eine vorübergehende (Ausheilmechanismus) oder dauernde Erhöhung des Verschleißratenniveaus nach sich ziehen und damit die Vergleichsgrundlage der Ölprüfung verändern,
- die Einzelzylinderbelastung und damit das individuelle Verschleißratenniveau können erheblich streuen,
- Übertragungseffekte von Öleigenschaften können sich auf einen nachfolgenden Prüflauf über mehr als 10 h auswirken,
- Ölalterungseffekte können schon nach Öleinsatzzeiten von ca. 20 h eine Verschleißratenzunahme bewirken,
- unabhängig vom Verschleißratenniveau bewegte sich die Wiederholbarkeitsstreuung überwiegend in der Größenordnung von $v=15\%$ bis 20% .Diese Streuung kann verursacht werden durch:
 - a) den Motor (Streuungen im Lastkollektiv),
 - b) Übertragungseffekte von Öleigenschaften,
 - c) durch nicht erkannte Bauteilschädigungen, die in einem vorhergehenden Prüflauf verursacht wurden und kurzzeitig zu einer Erhöhung im Verschleißratenniveau führen,
- die Vergleichbarkeitsstreuung läßt sich mit der vorhandenen Versuchsführung nicht angeben.Dem Bewertungsergebnis mit den zwei Motoren des Typs A (vgl.Bild 45) läßt sich jedoch die qualitative Aussage entnehmen,daß die Vergleichbarkeitsstreuung eine ölabhängige Größe sein kann.Sowohl in der Tendenz als auch in der quantitativen Abweichung ergäbe sich in einer Vergleichbarkeitsuntersuchung eine deutlich unterschiedliche Streuung bei Betrachtung des Bewertungsergebnisses der Öle R40 und R40 o.A..

9.5.3 Eigenschaften der RNT bei Ölprüfungen und Beurteilung der Prüfergebnisse

Der Vorteil der RNT resultiert aus ihrer kontinuierlichen und selektiven Meßmöglichkeit. Verschleiß- und Verschleißschutzvorgänge lassen sich in abgegrenzten und wählbaren Schmierzonen, festgelegt durch die Aktivierung, differenziert untersuchen. Das Prüfverfahren ist nicht fixiert und kann den jeweiligen Eigenschaften des Prüfmotors und dem Prüfziel angepaßt werden.

Eine wesentliche Abgrenzung der RNT gegenüber dem konventionellen Prüfverfahren ergibt sich in der Aussagekraft der Bewertungsergebnisse:

Die konventionelle Ölprüfung liefert eine absolut vergleichbare und im Idealfall übergeordnete und praxisbezogene Aussage. Ohne weitere Zusatzuntersuchungen läßt die RNT nur eine relative Ölbewertung gegenüber einem Vergleichsöl zu. In Abschnitt 5.2.2 wurde gezeigt, daß die Angabe der Verschleißrate aus einer RNT-Messung keine Aussagekraft besitzt, da der Meßwert von der Größe der aktivierten Bauteilzone und der Lage der untersuchten Schmierzone bestimmt wird. Eine Ölbewertung mit der RNT muß deshalb in Bezug auf Vergleichsöle oder besser auf eine Eichkurve erfolgen, die mit Hilfe von Vergleichsölen erstellt wird. Die Eichkurve beschreibt dann unabhängig von Aktivierungs- und Motorparametern die Verschleißcharakteristik des Bauteils in der jeweils untersuchten Schmierzone. Damit lassen sich Prüfergebnisse, die bei unterschiedlichen Versuchsbedingungen erzielt wurden, normieren und vergleichen.

Eine Aussage im Hinblick auf eine Lebensdauerabschätzung oder Schadensbeurteilung ist jedoch erst dann möglich, wenn die Beziehung zwischen der Verschleißrate -im festgelegten Prüfmotortyp und festgelegter Aktivierungszone- und einem Verschleißkriterium, wie z.B. Zwickeltiefe oder Stoßspielerweiterung, bekannt ist. Diese Kenntnis muß in einem zweiten Schritt erweitert werden, indem der Praxisbezug hergestellt wird: Das Verschleißkriterium muß einen Grenzwert für die Lebensdauer besitzen. Erst dann kann aus einer verkürzten Ölprüfung mit der RNT auf das Langzeitverhalten des Motors beim Einsatz eines bestimmten Öls extrapoliert

werden. Das Auffinden der Beziehung Verschleißrate - Lebensdauerkriterium erfordert jedoch ebenso wie beim konventionellen Ölprüfverfahren den hohen Aufwand an Vor- und Vergleichsuntersuchungen und müßte dazu führen, daß zumindest Aktivierungsparameter und Prüfmotor festgelegt werden. Der Gewinn an flexibler Einsatzmöglichkeit der RNT ginge damit zum Teil wieder verloren. Dies verdeutlicht, daß die Ölprüfung mit der RNT das konventionelle Prüfverfahren nicht ersetzt, sondern mit anderen qualitativen Meßeigenschaften ergänzt. Der günstige Einsatz der RNT erstreckt sich deshalb:

- auf Grundlagenuntersuchungen bei der Ölentwicklung
- auf Vorauswahlteste (screening tests)

Zum Ergebnis der Ölbewertung läßt sich zusammenfassen:

Die Untersuchung ergab, daß Lebensdauerbegrenzungen weniger im Normalbetrieb des Motors mit vergleichsweise niedrigen Verschleißraten beim Einsatz aller Versuchsöle zu erwarten sind, sondern durch hohe Verschleißratenzunahmen mit nachfolgenden Schädigungen, die schon nach kurzen Laufzeiten unter Extrembedingungen wie z. B. im Kaltbetrieb auftreten können. Es erscheint deshalb wichtig, die Verschleißschutzeigenschaften eines Öls unter dem Gesichtspunkt der Schadensverhütung zu untersuchen. Bei ungünstigen Betriebsbedingungen ist das Öl der entscheidende Einflußfaktor, ob sich ein progressiver oder degressiver Verschleißverlauf einstellt.

10 Vorschlag für ein Ölprüfverfahren

Das im folgenden vorgeschlagene Vorgehen erfolgt unter der Voraussetzung der seriellen Ölprüfung mit der RNT in einem unbekannten Motor. Das Verfahren vereinfacht und verkürzt sich, wenn schon Kenntnisse zur Verschleißcharakteristik des Prüfmotors vorliegen.

Bei der Vorbereitung des Prüfmotors und bei der Durchführung der Ölprüfung stellen sich im wesentlichen folgende Probleme:

- 1) Welches Bauteil oder welcher Bauteilausschnitt muß aktiviert werden?
- 2) Welche Verschleißcharakteristik -zeitlich, betriebspunktabhängig, ölabhängig- besitzt das aktivierte Bauteil oder der Bauteilausschnitt und wie ist die Differenzierbarkeit?
- 3) Wie kann erreicht und kontrolliert werden, daß jeder einzelne Prüflauf unter definierten und vergleichbaren Prüfbedingungen stattfindet?

Zu 1):

Diese Frage kann nicht allgemein beantwortet werden, da sie von der Zielsetzung der Ölprüfung in dem jeweils betrachteten Tribosystem abhängt. Im allgemeinen wird jedoch das Auswahlkriterium des "gefährdeten Bauteils oder Bauteilausschnittes" gelten. Dies setzt Kenntnisse zur Verschleißcharakteristik des Prüfmotors voraus, die häufig durch die Untersuchung schon gelaufener Motoren z.B. mit der Oberflächenmeßtechnik gewonnen werden können. Sind solche Informationen nicht zugänglich, so muß auf theoretische Kenntnisse zurückgegriffen werden. Die Festlegung einer optimalen Aktivierung, hierzu kann auch die Auswahl des "richtigen" Reibpartners gehören, ist dann Bestandteil einer ersten Öluntersuchung. Im Hinblick auf differenzierte Prüfaussagen sollten mit der Aktivierung Zonen mit einem möglichst einheitlichen Lastkollektiv, d.h. Schmier- und Verschleißmechanismus, erfaßt werden.

Zu 2):

Die experimentellen Voruntersuchungen und die Ölprüfung selber setzen den Einsatz geeigneter Vergleichsöle voraus. Die rheologischen Eigenschaften des Basisvergleichsöles sollten möglichst

klar definiert sein. Damit ist in vielen Fällen ein hochviskoses, newton'sches Öl mit einer wirksamen Verschleißschutzadditivierung und günstigen Alterungseigenschaften geeignet. Weitere Vergleichsöle müssen entsprechend der Zielsetzung der Ölprüfung eingesetzt werden.

Um möglichst schnell konstante Verschleißverhältnisse als Bedingung für die Ölprüfung herzustellen, ist es das Ziel der ersten Einlaufuntersuchung, ein optimiertes Einlaufprogramm im Hinblick auf den späteren Einsatz des gleichen Prüfmotortyps zu erstellen. Gleichzeitig können innerhalb der Einlaufuntersuchung qualitative Aussagen zur Verschleißcharakteristik im Motorkennfeld gewonnen werden. Der Einlauf des Motors erfolgt mit dem Basisvergleichsöl bei steigender Last und Drehzahl nach dem System der übergeordneten Einlaufbetriebspunkte /67/.

In den verschleißhöchsten Betriebspunkten, bekannt aus der Einlaufuntersuchung, wird anschließend ein ölabhängiger Einlauf durchgeführt. Die Prüföle sollten hierbei nach fallender Viskositätslage eingesetzt werden. Aus eingeschobenen Vergleichsöläufen werden damit erste Aussagen zu den Verschleißschutzeigenschaften gewonnen.

Die Einlaufuntersuchung ist abgeschlossen, wenn sich ein zeitlich konstantes Verschleißniveau im verschleißhöchsten Betriebspunkt einstellt oder die zeitliche Verschleißänderung klein gegenüber der geforderten Differenzierbarkeit der Ölprüfung ist.

Um den Einfluß von Viskosität und Verschleißschutzadditiven quantifizieren zu können, wird nach Abschluß des Einlaufs die Eichkurve der Viskositäts-Verschleißabhängigkeit, geltend für den untersuchten Schmierbereich und Prüfbetriebspunkt, aufgestellt. Dies geschieht durch den Einsatz nicht additivierter, newton'scher Öle mit gestufter Viskositätslage. Aus dieser Voruntersuchung ergeben sich gleichzeitig Aussagen zur Differenzierungsfähigkeit der aktivierten Schmierzone. Es wird dann gut differenziert, wenn eine ausgeprägte, im Idealfall lineare Viskositäts-Verschleißabhängigkeit besteht.

Zu 3):

Die eigentliche Ölprüfung kann nach dem in Bild 70 dargestellten Schema erfolgen. Die einrahmenden Läufe des Basisvergleichsöls und eines weiteren nicht additivierten Vergleichsöls dienen einerseits zur Kontrolle des zeitlichen Verschleißverhaltens und andererseits zur Konditionierung des Tribosystems auf einen definierten Ausgangszustand. Der Wechselbetrieb mit dem nicht additivierten Öl gibt gleichzeitig Aufschlüsse über Anpassungsvorgänge von additivierten Prüfölen durch den Reaktionsschichtenauf- und -abbau. Nach jedem Ölwechsel ist ein kurzer Spülöllauf von ca. 5 min bis 10 min Dauer erforderlich, um Restölmengen zu beseitigen.

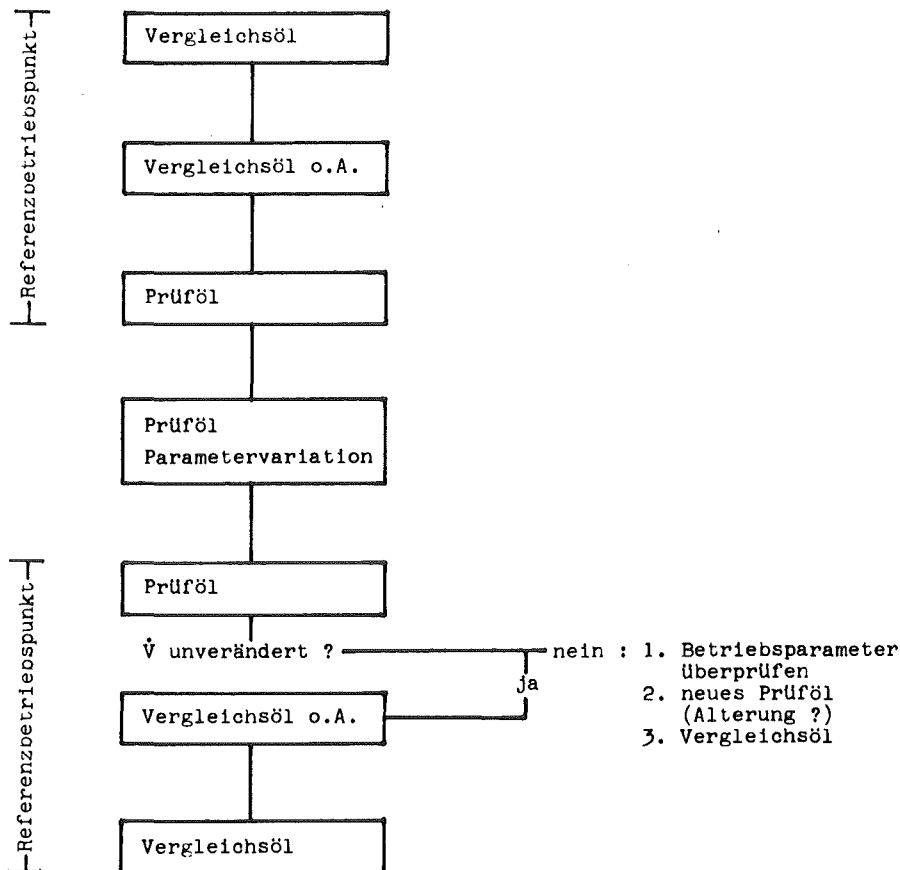


Bild 70: Verfahrensablauf der Ölprüfung

Um Fehlbeurteilungen durch Übertragungseffekte zu vermeiden, sollte der einzelne Versuchslauf über Zeiträume von mindestens 6 h bis 8 h Dauer erfolgen. Damit ist der vorgeschlagene Versuchsablauf mit einer Dauer von ca. 40 h für die Prüfung nur eines Öls sehr zeitaufwendig. Das gesamte Prüfverfahren, dies gilt auch für die Voruntersuchungen, verkürzt sich jedoch wesentlich, wenn erst einmal Kenntnisse zur Verschleißcharakteristik des Prüfmotortyps und der untersuchten Schmierzone vorliegen. Zugunsten von Prüföllaufen kann dann die Anzahl der Vergleichsöl- und Konditionierungsläufe verringert werden. Ebenso kann die Aufnahme einer gesamten Eichkurve durch den Einsatz von zwei Kalibrierölen -je einem hoch- und niedrigviskosen Öl- ersetzt werden. Die Quantifizierung von Prüföleigenschaften erfolgt dann innerhalb des von den Kalibrierölen abgegrenzten Verschleißbereiches.

In das gesamte Ölprüfverfahren sollten weitere Untersuchungen einbezogen werden. Für die Interpretation der Verschleiß- und Verschleißschutzmechanismen erwies sich in erster Linie die begleitende Laboruntersuchung von Ölproben als notwendig. Weitere Kontrolluntersuchungen an jeweils allen gleichnamigen Verschleißteilen des Motors, z.B. durch Wägung oder Oberflächenabtastung, geben einen Aufschluß darüber, inwieweit der Verschleißvorgang des einzelnen Prüfsystems repräsentativ war.

11 Zusammenfassung

Die Arbeit behandelt die Prüfung und Bewertung von Motorenölen in ihren Verschleißschutzeigenschaften und die Einsatzmöglichkeiten der Radionuklid-Verschleißmeßtechnik (RNT) bei der Ölprüfung.

Die grundsätzlichen Anforderungen an ein Ölprüfverfahren, die sich aus der Systemeigenschaft von Verschleiß- und Verschleißschutzvorgängen ergeben, werden den besonderen Meßeigenschaften der RNT gegenübergestellt. Aus dieser theoretischen Betrachtung folgern Forderungen an die Versuchsführung bei Ölprüfungen mit der RNT und eine Abgrenzung in der Aussage des Prüfergebnisses.

Soweit dies mit den vorhandenen Versuchseinrichtungen möglich war, wurden entsprechend diesen Voraussetzungen im experimentellen Teil die Verschleißschutzeigenschaften von synthetischen Motorenölen bei der Schmierung von Kolbenring und Zylinderlauffläche in zwei wassergekühlten PKW-Dieselmotortypen untersucht.

Als Ergebnis der Arbeit wird ein Versuchsschema zum Vorgehen bei Ölprüfungen mit der RNT vorgeschlagen.

Die wesentlichen Einzelergebnisse lassen sich wie folgt zusammenfassen:

Ergebnisse der Ölprüfung:

- die untersuchten synthetischen Motorenöle wiesen keine günstigeren Verschleißschutzeigenschaften als ein vergliches Mineralöl auf,
- die Standzeit beim Einsatz der synthetischen Öle unter Alterungsbedingungen im Heißbetrieb war deutlich höher als die des verglichenen Mineralöls,
- unabhängig vom synthetischen oder mineralischen Grundöltyp bestimmt eine günstig abgestimmte Additivierung wesentlich das Bewertungsergebnis. So kann ein Viskositätsrückgang, der zu vermehrter Mischschmierung führt, vollständig oder teilweise von einer wirksamen Verschleißschutzadditivierung kompensiert werden,

-die Verschleißschutzeigenschaften von Motorenölen lassen sich nicht durch einen einzigen Meßwert, etwa eine Verschleißrate benennen und quantifizieren. Wie die Untersuchung zeigte, kann das Bewertungsergebnis mit den Prüfbedingungen, d.h. Prüfmotor und Betriebsbedingungen, variieren.

Betriebsbedingte Einflußparameter:

- im Hinblick auf die Gebrauchseigenschaften der voll funktionsfähigen Versuchsöle ergaben sich im Normalbetrieb beider Prüfmotoren keine kritischen Beanspruchungen,
- ein mehrfach erhöhtes Verschleißratenniveau stellte sich unter extremen Betriebsbedingungen im Kaltbetrieb und im Dauereinsatz der Öle durch Alterungsvorgänge ein,
- ein erhöhtes Verschleißratenniveau kann unmittelbar zu Bauteilschädigungen führen, die sich vorübergehend (Ausheileffekt) oder dauerhaft auf den nachfolgenden Betrieb auswirken.

Einsatzmöglichkeiten der RNT bei der Ölprüfung:

- ohne umfangreiche Vor- und Vergleichsuntersuchungen ersetzt die RNT nicht das konventionelle Verfahren. Ihr günstiger Einsatz erfolgt
 - in der systematischen Ölentwicklung durch die Möglichkeit, Parameterstudien durchführen zu können (kontinuierliche Verschleißmessung),
 - in der seriellen Ölprüfung (screening test) im direkten, jedoch nur relativen Vergleich von Ölen,
- in beiden Fällen läßt sich die RNT sofort mit nur wenigen -im Rahmen üblicher Versuchsvorbereitungen- Voruntersuchungen auch bei Ölprüfungen im "unbekannten" Motor einsetzen,
- die Aussagefähigkeit des quantitativen RNT-Meßergebnisses kann wesentlich erweitert werden, wenn im Hinblick auf die Systemeigenschaft von Verschleiß- und Verschleißschutzvorgängen weitere Meßtechniken z.B. zur Ölprobenuntersuchung begleitend eingesetzt werden.

12 Literaturverzeichnis

- /1/ Hollinghurst,R.
Singleton,A. Viscosity and engine performance.
jour.of the inst.of petroleum;
july 1966,S.205-218
- /2/ Eberan-Eberhorst,G.
Weise,E. Die Bedeutung der Viskositäts-Tempera-
tur Charakteristik von Ein- und Mehr-
bereichsmotorenölen im praktischen Be-
trieb.
Erdöl und Kohle-Erdgas-Petrochemie;
Februar 1973,S.93-101
- /3/ Czichos,H. Tribology,a systems approach to the
science and technology of friction
lubrication and wear.
Elsevier scientific publishing compa-
ny,Amsterdam-Oxford-New York 1978
- /4/ Zander,J. Leichtlaufmotorenöle auf der Basis
eines neuartigen Grundöls.
MTZ (42);Oktober 1981,S.399-406
- /5/ Emrich,F.G. Wirtschaftlich-technische Analyse des
Einsatzes der Radionuklidtechnik.
KfK-Bericht 2243,1976
- /6/ - DIN 50 320;Verschleiß(Begriffe, Syst.eig.)
- /7/ - DIN 50 321;Verschleißmeßgrößen
- /8/ Razin,C. Moderne Methoden praktischer Ver-
schleißprüfung.
VDI-Bericht Nr. 194
- /9/ Jones,M.H. Ferrography applied to diesel engine
oil analysis.
Wear 56,1979,S.93-103
- /10/ Herkert,B. Verschleißmessung mit Hilfe von Radio-
nukliden nach dem Durchflußmeßver-
fahren.
KfK-Bericht 2182,1975
- /11/ Essig,G. Physikalisch-technische Grundlagen für
Verschleißmessungen nach dem Dünn-
schichtdifferenzverfahren.
KfK-Bericht 2517,1978

- /12/ Bartz,W.J.
Müller,K. Einflußgrößen bei der Motorenölunter-
suchung im MWM-Prüfdieselmotor.
MTZ,März 1971
- /13/ - Spezifikationsteste für Motorenöle in
Prüfmotoren.
Schmierung, Texaco-Firmenschrift Nr.4/5;
1971
- /14/ McCue,C.F.
u.a. Performance testing of lubricants for
automotive engines and transmissions.
Applied science publishers LTD,1974
- /15/ Reglitzky,A.A. Neuere Fortschritte in der Entwicklung
von Ölen für schnellaufende Dieselmotoren.
Mineralöltechnik;Januar 1973,S.2-40
- /16/ Gairing,M. Motorenölerprobung im OM 615.
Mineralöltechnik;Oktober 1974,S.2-39
- /17/ Wolff,H.C. Vortrag,Coordinating European Council-
Open Forum;Berlin 1978
- /18/ Vogelpohl,G. Verschleiß in Maschinen und die Mög-
lichkeit seiner Verminderung mit Hilfe
der auf Ölprüfgeräten gewonnenen Ergeb-
nisse.
Erdöl und Kohle-Erdgas-Petrochemie;
Oktober 1961,S.824-829
- /19/ Brammertz,H.G. Entwicklungsgeschichte und Tendenzen
der motorischen Prüfung von Automotoren-
ölen.
Dissertation Ruhr-Univ.Bochum 1972
- /20/ Godet,M.M. Correlation et divergence des methodes
d'essai du pouvoir lubrifiant d'huiles.
Ing.de l'automobile;dec.1967,S.625-634
- /21/ - OM 616-Kombiteste,evaluation of oil per-
formance in respect of cam and cylin-
der wear.
Prüfvorschrift CEC L-17-A-78
- /22/ Englisch,C. Kolbenringe.
Springer Verlag,Wien 1958

- /23/ Englisch,C. Verschleiß,Betriebszahlen und Wirtschaftlichkeit von Verbrennungskraftmaschinen.
Springer Verlag Wien,1952
- /24/ Peterson,M.B. Mechanisms of wear.
Boundary lubrication - an appraisal of world literature;ASME 1969
- /25/ Gairing,M. Forderung der Motoren an Viskosität und Fließverhalten.
Int.Kolloquium,Viskosität und Fließverhalten von Mehrbereichsmotorenölen,1977;
Ostfildern,Lexika Verlag 1978
- /26/ Knight,C.R. Lubrication requirements of European
Weiser,H. automotive diesel engines.
SAE 760721
- /27/ - Grundlagen der Schmierung .
Schmierung,Texaco Firmenschrift Nr.1;
1978
- /28/ Möller,U.J. Grenzen und Möglichkeiten für Synthese-
öle.
Erdöl und Kohle-Erdgas-Petrochemie;
Oktober 1970,S.667-673
- /29/ Möller,H. Einfluß verschiedener Schmieröltypen
Schweppe,W. auf Reibung und Verschleiß von Verbrennungsmotoren,-Literaturrecherche-.
FVV-Heft 278,1981
- /30/ Böhne,U. Einfluß verschiedener Schmieröltypen
auf Reibung und Verschleiß bei Verbrennungskraftmaschinen.
Diplomarbeit,Inst.f.Kolbenmaschinen/
Universität Hannover
- /31/ Trautwein,W.P. Synthetische Schmierstoffe.
Commichau,A. Erdöl-Kohle Compendium 1974/1975
- /32/ Murphy,C.M. Structural guides for synthetic lubricant development.
Zisman,W.A. Industrial and engineering chemistry;
dec.1950,S.2415-2420

- /33/ Bosse, J. Problems of partially synthetic multi-grade motor oils as seen by the motor industry.
automotive symposium 1974, S.24-57
- /34/ Zorn, H. Chemischer Aufbau und physikalische Eigenschaften der Schmierstoffe.
VDI-Bericht Band 20; 1957
- /35/ Stech, W. Erfahrungen mit teilsynthetischen Motorenölen.
Mineralöltechnik; September 1972, S.2-22
- /36/ - Additive für Kraft- und Schmierstoffe.
Schmierung, Texaco Firmenschrift; Nr.1/2 1977
- /37/ Metzner, A.B. The significant rheological characteristics of lubricants.
jour.of lubrication; july 1968, S.531-539
- /38/ Hollinghurst, R. High temperature lubrication requirements of European gasoline and diesel engines for cars.
SAE 740973
- /39/ Marsden, K.
Spieß, G.T. Kriterien bei der Formulierung moderner Mehrbereichsöle für hochbelastete Fahrzeug - Dieselmotoren.
Mineralöltechnik, April 1977, S.3-15
- /40/ Rodermund, H. Extrapolierende Berechnung des Viskositätsverlaufes unter hohen Drücken.
Schmiertechnik und Tribologie (27);
Januar 1980, S.3-5
- /41/ - DIN 51 550; Bestimmung der Viskosität
- /42/ von Hoyningen-Huene, A. Aufbau und Wirkungsweise der wichtigsten Schmierstoffzusätze.
VDI-Bericht Nr. 111, 1966
- /43/ Selby, T.W. The non-newtonian characteristics of lubricating oils.
ASLE Transact., 1, 1958, S.68-81
- /44/ Wissussek, D. Der Einfluß reversibler und irreversibler Viskositätsänderungen auf das Verhalten hydrodynamischer stationär belasteter Gleitlager.
Dissertation Uni Hannover, 1975

- /45/ Stewart,R.M.
Selby,T.W. The relationship between oil viscosity and engine performance-a literature search.
SAE 770372
- /46/ Stambaugh,R.L.
Kopko,R.J. Behaviour of non newtonian lubricants in high shear rate applications.
SAE 730487
- /47/ Bartz,W.J. Effektive Viskosität als Grundlage zur Beschreibung des Fließverhaltens von Mehrbereichsmotorenölen.
Mineralöltechnik,Mai 1978,S.3-24
- /48/ Neudörfl,P. The effect of polymers in multigrade lubricating oils on engine wear.
SAE 760269
- /49/ McMillan,M.L.
u.A. Viscosity effects on engine wear under high speed conditions.
SAE 780982
- /50/ Bell,J.C.
Voisey,M.A. Some relationships between the viscometric properties of motor oils and performance in European engines.
SAE 770378
- /51/ Okrent,E.H. The effect of lubricant viscosity and composition on engine friction and bearing wear.Teil I und II
ASLE Transact.,4,1961,S.97-108
- /52/ Czichos,H.
Kirschke,K. Investigations into film failure (transition point) of lubricated concentrated contacts.
Wear 22,1972,S.321-335
- /53/ Begelinger,A.
u.A. Failure of thin film lubrication - function oriented characterization of additives and steels.
ASLE Transact.,1,1979,S.23-34
- /54/ Keil,K Grenzflächenreaktionen und Grenzschichten und ihre Bedeutung für Reibung, Schmierung und Verschleiß.
Schmierungstechnik;November 1980,
S.324-325

- /55/ Lancaster, J.K. The formation of surface films at the transition between mild and severe metallic wear.
Proc. of the Royal Soc. of London;
June 1963, S. 466-483
- /56/ Klaus, E.E.
Bieber, H.E. Effect of some physical and chemical properties of lubricants on boundary lubrication.
ASLE Transact., July 1964, S. 1-10
- /57/ Stecher, F.
u. a. Reaktionsschichtbildung - Das Zusammenwirken von Einflußfaktoren auf Werkstoffverschleiß bzw. Werkstoffauftragung bei metallischen Reibpartnern.
FVV-Abschlußbericht, Heft 176, 1975
- /58/ Larson, P. The performance of zinc-dithiophosphates as lubricating oil additives.
Scientific lubrication; Aug. 1958, S. 12-19
- /59/ Rounds, F.G. Additive interactions and their effect on the performance of a zinc-dialkyl-dithiophosphate.
ASLE/ASME Lubrication conference, Boston;
Oct. 1976, S. 1-8
- /60/ Georges, J.M. Mechanism of boundary lubrication with zincdithiophosphate.
Wear 9, 1979
- /61/ Schilling, A. Automobile engine lubrication.
Scientific publications LTD, 1972
- /62/ - Motorenöle - Bausteine und Anforderungen.
Firmenschrift Deutsche BP AG; 1980
- /63/ Rüdinger, V.
Schwanneke, H. Die motorische Prüfung des Verschleißschutzes von Schmierölen mit Hilfe von Radionukliden, DGMK-Compendium 1975/76,
Industrieverlag v. Hernhausen
- /64/ Kaiser, W. Einfluß verschiedener Kolbenring- und Nutformen sowie Nutwerkstoffe auf den Ring- und Nutverschleiß in einem 6-Zylinder Dieselmotor.
KfK-Bericht 1568, 1972

- /65/ Kaspar-Sickermann,W. Methoden und Ergebnisse der Verschleiß-
Stegemann,D. messung an Kolbenringen mit Hilfe radio-
aktiver Isotope.
FVV-Forschungsbericht 2-213/3,Heft 18,
1961
- /66/ Lausch,W. Ein Beitrag zur Extrapolation vom Kurz-
zeit- auf das Langzeit-Verschleißver-
halten von Kolbenringlauffläche,-flanke
und Büchsenlauffläche.
KfK-Bericht 2371,1979
- /67/ Volz,J. Erstellung optimierter Einlaufprogramme
von Dieselmotoren.
KfK-Bericht 2423,1977
- /68/ Lausch,W. Entwicklung eines Radionuklidkurztestes
Volz,J. zur Bewertung des Verschleißschutzes
von Schmierölen auf der Basis des OM-
616-Kombitestes.
KfK-Bericht 2877,1980
- /69/ Pinotti,P.L. Application of radioactive tracers to
u.a. improvement of fuels,lubricants and
engines.
SAE quart.transact.,oct.1949,S.634-638
- /70/ Pachernegg,S.J. The hydraulics of oil scraping.
SAE 710816
- /71/ Ricardo,H.R. Der schnelllaufende Verbrennungsmotor.
Springer Verlag Berlin 1954
- /72/ - Cylinder wear.
The engineer,july 1933,S.634-662
- /73/ Munro,R. Diesel engine ring scuff-is there a
major problem.
Conf.of the automob.div.,London 1975
- /74/ Willn,J.E. An investigation into piston ring scuff-
Brett,P.S. fing during running in.
SAE 750861
- /75/ Clover,R.F. Factors affecting piston ring scuffing
Lynn,F.A. during running in.
Conference of the automobile division;
London 1975

- /76/ Poppinga, R. Nachweis der Schmierfilmdurchbrechung durch Messen des elektrischen Übergangswiderstandes zwischen Kolbenring und Zylinder.
Dissertation TH Dresden, 1940
- /77/ Nutt, H.V. Effect of surface temperature on wear of diesel engine cylinders and piston rings. u. a.
SAE Transact. 1955, S. 694-703
- /78/ Groth, K. Beitrag zur Frage des Temperaturverhaltens und der niedrigen Zylinderwandtemperaturen eines Dieselmotors.
MTZ, Oktober 1955, S. 277-285
- /79/ Bolis, D.A. The effect of oil and coolant temperatures on diesel engine wear.
SAE 770086
- /80/ Baist, W. Motorenverschleiß, insbesondere bei Kaltbetrieb.
Erdöl und Kohle-Erdgas-Petrochemie; Januar 1962, S. 21-27
- /81/ Moore, C.C. Effect of nitrogen and sulfur content on diesel engine wear. Kent, W.C.
SAE quart. transact., oct. 1974, S. 687-693
- /82/ Rulfs, H.W. Beitrag zur Untersuchung des Schmierölverbrauchs eines aufladbaren Dieselmotors unter Anwendung eines Radioisotops.
Dissertation TU Hannover, 1980
- /83/ Fautz, M. Größenanalyse von Verschleißteilchen mit Hilfe von Radioisotopen.
KfK-Bericht 2343, Nov. 1976
- /84/ Aue, G.K. Piston ring scuffing - a general review. Conference of the automobile division; London 1975
- /85/ Brown, S.R. The partially lubricated piston ring. Hamilton, G.M.
jour. mech. eng. science; febr. 1977, S. 81-89
- /86/ McGeehan, J.A. A literature review of the effects of piston and ring friction and lubricating oil viscosity on fuel economy.
SAE 780678

- /87/ Lloyd,T. The hydrodynamic lubrication of piston rings.
Proc.inst.mech.engrs. 1968/1969,S.30-36
- /88/ Waddey,W.E. Effects of motor oil composition on engine wear.
Pearle,A.F. SAE 690774
- /89/ Rüdinger,V. Persönliche Mitteilung,1975
- /90/ Pywell,R.F. The effect of lubricants on piston ring
Pike,W.C. scuffing.Part 1-development of an engine test.
Performance testing of lubricants for automotive engines and transmissions;
Applied science publishers LTD,1974
- /91/ - CEC - reference/standardisation oils for engine/rig tests. 1979
Co-ordinating European council;London
- /92/ Aepler,E. Ein Beitrag zur axialen Wärmebelastung
Behrens,M. der Zylinderlaufbuchse von Verbrennungsmotoren.
Wiss.Zeitschrift der TH Otto von Guericke;
Magdeburg,Heft 4,1968 ,S.463-474
- /93/ Groth,K. Temperaturprobleme bei Fahrzeug-Dieselmotoren.
Konstruktion 9,Heft 6,1957 ,S.230-236
- /94/ Neale,M.J. Tribology handbook.
London Butterworth,1973
- /95/ Burmeister,J. Ein Beitrag zur Berechnung der Schmierverhältnisse am Tauchkolben.
Dissertation TU Hannover,1973
- /96/ Hamilton,G.M. Measurement of the oil-film thickness
Moore,S.C. between the piston rings and liner of a small diesel engine.
Proc.inst.mech.engrs. 1974 ,S.253-261
- /97/ Furuhamas,S. The relationship between piston ring
Hiruma,M. scuffing and the formation of surface profile.
Conference of the automobile division;
London 1975

- /98/ Dowson,D.
u.a. The influence of ring dynamics upon the
lubrication of piston rings.
Eurotrib 1977,Düsseldorf
- /99/ Ting,L.L.
Mayer,J.E. Piston ring lubrication and cylinder
bore wear analysis.Teil I und II
ASME Transact.,april 1974,S.258-274
- /100/ Stecher,F. Reibung und Verschleiß.Überblick und
Stand der Erkenntnisse bei Kolbenringen.
Goetzwerke,Firmenschrift K25
- /101/ Schönmetzler,J. Zur Erforschung des Lauf- und Dichtver-
haltens von Kolbenringen hochaufgela-
dener Dieselmotoren.
Masch.bautechnik 29,Juli 1980,S.327-331
- /102/ Aue,G.K. Mechanismus einer Kolbenringdichtung.
Tech. Rundschau Sulzer 1,1974,S.3-18
- /103/ Brown,S.R.
Hamilton,G.M. Pressure measurements between the rings
and cylinder liner of an engine.
Piston ring scuffing;conference of the
automobile division;London 1975
- /104/ Rüdinger,V. Persönliche Mitteilung,1975
- /105/ - Zur Bedeutung der Analyse gebrauchter
Motorenöle.
Schmierung,Texaco Firmenschrift Nr.1
1971
- /106/ Völtz,M. Motorenöle mit optimierten Verschleiß-
schutz durch Analyse des Additiv-Abbaus.
DGMK Compendium 1980/81,
Industrieverlag v. Hernhausen

13 Anhang

Ölsorte / Lauf	\bar{V} [$\mu\text{g/h}$]	s [$\mu\text{g/h}$]	v [%]	$\bar{V}/\bar{V}(R40)$	T_{wa} [$^{\circ}\text{C}$]
R2/40, R4/40, R6/40, R8/40	108	24	22	1	90/100/110
A1	295	31	11	2,73	"
A7	182	29	16	1,68	"
B3	157	60	38	1,45	"
C5	143	25	17	1,32	"

Tabelle 11: Versuch A/1-1; Zyl.-laufflächenverschleißrate im o.T.

Ölsorte / Lauf	\bar{V} [$\mu\text{g/h}$]	s [$\mu\text{g/h}$]	v [%]	$\bar{V}/\bar{V}(R40)$	T_{wa} [$^{\circ}\text{C}$]
R15/40	135	38	28	1,22	100/80/100
R17/40	163	12	7	1,47	"
R10/40, R13/40, R19/40	111	23	20	1	"
R16/o.A.	257	16	6	2,32	"
R18/10W	485	42	19	4,37	"
C11	135	28	21	1,22	"
A12	172	8	4	1,55	"
B20	310	56	19	2,79	"

Tabelle 12: Versuch A/1-2; Zyl.-laufflächenverschleißrate im o.T.

Ölsorte / Lauf	\bar{V} [$\mu\text{g/h}$]	s [$\mu\text{g/h}$]	v [%]	$\bar{V}/\bar{V}(R40)$	T_{wa} [$^{\circ}\text{C}$]
R40	97	28	27	1	100
R40 o.A.	420	56	13	4,33	"
A	186	29	15	1,92	"
C	174	21	12	1,79	"

Tabelle 13: Versuch A/2; Zyl.-laufflächenverschleißrate im o.T.

Ölsorte / Lauf	\dot{V} [$\mu\text{g/h}$]	s [$\mu\text{g/h}$]	v [%]	$\dot{V}/\dot{V}(R40)$	n [1/min]
C2-R3/40	200/300			0,67	1500
A4-R5/40	410/230			1,78	"
B6-R7/40	350/120			3,17	"
C2-R3/40	360/420			0,86	2000
A4-R5/40	560/310			1,81	"
B6-R7/40	500/200			2,05	"
C2-R3/40	190/140			1,36	3000
A4-R5/40	400/250			1,6	"
B6-R7/40	240/100			2,4	"

Tabelle 15: Versuch B/1-1; Einlaufphase

Laufflächenverschleißrate des 1.K.-ringes im Zyl.3

Ölsorte / Lauf	\bar{V} [$\mu\text{g/h}$]	s [$\mu\text{g/h}$]	v [%]	$\bar{V}/\bar{V}(R40)$	n [1/min]
R40	115	17	15	1	1500
A8	360			3,13	"
C10	240			2,00	"
B12	300			2,61	"
R40	162	24	15	1	2000
A8	400			2,46	"
C10	240			1,48	"
B12	340			2,09	"
R40	80	8	10	1	3000
A8	230			2,88	"
C10	310			3,88	"
B12	300			3,75	"

Tabelle 16: Versuch B/1-2; Konstantphase

Laufflächenverschleißrate des 1.K.-ringes im Zyl.3

Ölsorte / Lauf	\dot{v} [$\mu\text{g}/\text{h}$]	s [$\mu\text{g}/\text{h}$]	v [%]	$\dot{v}/\bar{v}(\text{R40})$	T_{wa} [$^{\circ}\text{C}$]
C2-R3/40	320/260			1,23	70
B4-R5/40	620/200			3,1	"
A6-R8/40	320/120			2,6	"
C2-R3/40	275/220			1,24	80
B4-R5/40	615/150			4,1	"
A6-R8/40	450/95			4,7	"
C2-R3/40	300/210			1,43	90
B4-R5/40	615/180			3,42	"
A6-R8/40	210/85			2,26	"
C2-R3/40	-			-	100
B4-R5/40	415/85			4,85	"
A6-R8/40	160/50			3,2	"

Tabelle 17: Versuch B/2-1; Einlaufphase
Laufflächenverschleißrate des 1.K.-ringes im Zyl.3

Ölsorte / Lauf	\bar{v} [$\mu\text{g}/\text{h}$]	s [$\mu\text{g}/\text{h}$]	v [%]	$\dot{v}/\bar{v}(\text{R40})$	T_{wa} [$^{\circ}\text{C}$]
R9/40, R12/40, R14/40	118	28	23		70
"	117	21	17		80
"	118	22	19	1	70/80
B10	105			0,89	"
C11	170			1,44	"
A13	140			1,19	"
R9/40, R12/40, R14/40	103	15	15	1	90
B10	115			1,12	"
C11	110			1,07	"
A13	150			1,46	"
R9/40, R12/40, R14/40	87	12	13	1	100
B10	150			1,72	"
C11	120			1,38	"
A13	210			2,41	"

Tabelle 18: Versuch B/2-2; Konstantphase
Laufflächenverschleißrate des 1.K.-ringes im Zyl.3

Ölsorte / Lauf	\bar{v} [$\mu\text{g}/\text{h}$]	s [$\mu\text{g}/\text{h}$]	v [%]	$\bar{v}/\bar{v}(\text{R40})$	T_{wa} [$^{\circ}\text{C}$]
R40 (alle)	11	9	84	1	70/80/90/100
R40g "	19,5	12	61	1,85	"
A "	34	13	38	3,21	"
Ag "	38	15	39	3,57	"
B "	26	11	42	2,40	"
Bg "	22	10	46	2,09	"
C "	6	2	41	0,57	"
Cg "	5,5	3	46	0,52	"

Tabelle 19: Versuch B/2-3; Zyl.-laufflächenverschleißrate im o.T.(Z.3)

Ölsorte / Lauf	\dot{v} [$\mu\text{g}/\text{h}$]	s [$\mu\text{g}/\text{h}$]	v [%]	$\dot{v}/\dot{v}(\text{R40})$	T_{wa} [$^{\circ}\text{C}$]
A16-R18/40	290/190	/	/	1,53	70
B21-R22/40	300/130			2,31	70
A16-R18/40	270/120			2,25	80
B21-R22/40	270/130			2,08	80
A16-R18/40	420/105			2,15	90
B21-R22/40	320/115			2,78	90
A16-R18/40	400/220			1,82	100
B21-R22/40	305/125			2,44	100

Tabelle 20: Versuch B/2-3; Einlaufphase
Laufflächenverschleißrate des 1.K.-ringes im Zyl.2

Ölsorte / Lauf	\bar{v} [$\mu\text{g}/\text{h}$]	s [$\mu\text{g}/\text{h}$]	v [%]	$\bar{v}/\bar{v}(\text{R40})$	T_{wa} [$^{\circ}\text{C}$]
R22/40, R25/40, R26g/40 C23/C23g	119	20	16	1	70/80
	128	25	20	1,07	"
R22/40, R25/40, R26g/40 C23/C23g	111	22	19	1	90/100
	233	46	20	2,11	"
C23-R22/R25	100/125			1,25	70
C23-R22/R25	120/108			1,11	80
C23-R22/R25	300/113			2,65	90
C23-R22/R25	210/100			2,1	100

Tabelle 21: Versuch B/2-3; Konstantphase

Ölsorte / Lauf	\bar{v} [$\mu\text{g/h}$]	s [$\mu\text{g/h}$]	v [%]	$\bar{v}/\bar{v}(\text{R40})$	T_{wa} [$^{\circ}\text{C}$]
R34/40, R37/40	74	20	27	1	100/110/120
A35	125	25	20	1,69	"
B38	56	3	5	0,78	"
C36	62	8		1,1	"

Tabelle 22: Versuch B/2-4; Lauffl.-verschleißrate des 1.K.-ringes (Z.2)

Ölsorte / Lauf	$\dot{v}_{\text{heiß}}^1$ [$\mu\text{g/h}$]	\dot{v}_{kalt} [$\mu\text{g/h}$]	$\dot{v}_{\text{heiß}}^2$ [$\mu\text{g/h}$]	$\dot{v}_{\text{kalt}}/\dot{v}_{\text{heiß}}^1$	$\dot{v}_{\text{heiß}}^2/\dot{v}_{\text{heiß}}^1$
R1/40	750	2545	920	3,30	1,23
R2/40 o.A.	1235	2620	505	2,12	0,41
C3	505	2710	640	5,37	1,37
R4/40 o.A.	730				
A5	630	2150	620	3,41	0,98
R6/40 o.A.	870				
R7/15W50	440	1505	110	3,63	2,07
R8/40 o.A.	640	3300	1400	3,93	1,67
R9/40	625	1545	820	2,47	1,31
R10/40 o.A.	1020				
B11	820	2800	1050	3,41	1,28
R12/40 o.A.	520	2100	1125	4,04	2,16
C13	575	2800	1300	4,87	2,26
R14/15W50	380	1750	420	4,61	1,11
R15/40	480	1120	540	2,33	1,13

Tabelle 24: Lauffl.-verschleißrate aller 1.K.-ringe bei Kaltbetrieb

Ölsorte / Lauf	$\dot{v}_{\text{heiß}}^1$ [$\mu\text{g/h}$]	\dot{v}_{kalt} [$\mu\text{g/h}$]	$\dot{v}_{\text{heiß}}^2$ [$\mu\text{g/h}$]	$\dot{v}_{\text{kalt}}/\dot{v}_{\text{heiß}}^1$	$\dot{v}_{\text{heiß}}^2/\dot{v}_{\text{heiß}}^1$
R1/40	450	610	250	1,35	0,56
R2/40 o.A.	300	360	210	0,98	0,54
C3	210	480	250	2,27	1,19
R4/40 o.A.	170				
A5	230	390	160	1,64	0,69
R6/40 o.A.	220				
R7/15W50	160	285	190	1,74	1,19
R8/40 o.A.	190	600	190	3,15	1
R9/40	360	220	210	0,61	0,56
R10/40 o.A.	260				
B11	430	650	350	1,52	0,81
R12/40 o.A.	160	465	216	2,91	1,34
C13	100	190	90	1,80	0,9
R14/15W50	135	220	130	1,64	0,96
R15/40	145	265	120	1,83	0,83

Tabelle 25: Flankenverschleißrate aller 1.K.-ringe bei Kaltbetrieb