

## Reibwertuntersuchungen an Motorenölen im Mikrotribometer

*Grebe, M.; Feinle, P.*

### Abstract

Im Rahmen eines internen Projektes wurde eine Prüfmethode für das Universal-Mikro-Tribometer ermittelt mit der es nun möglich ist, Reibwerte in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit hochgenau zu bestimmen.

Es konnte gezeigt werden, dass es möglich ist, die Leistungsfähigkeit von Leichtlaufölen im Bereich der Mischreibung und der Hydrodynamik im Screening-Test zu untersuchen.

### Einleitung

In den letzten Jahrzehnten sind die Anforderungen an die Motorenöle stetig gestiegen. Gründe hierfür sind die steigende Leistungsdichte moderner Motoren aufgrund der immer kleineren Bauweise, höhere Einspritzdrücke, höhere Pressungen, geringere Ölverbräuche, höhere Öltemperaturen und verlängerte Ölwechselzeiten.

In jüngster Zeit spielt aber auch der Einfluss des Motoröls auf den Kraftstoffverbrauch aufgrund gestiegener Rohöl- und Kraftstoffpreise sowie dem allgemeinen Trend zur Energieeinsparung eine immer entscheidendere Rolle. Auch die Kunden achten zunehmend auf diesen Punkt, so dass die Bezeichnungen „Fuel Economy“ oder „Leichtlauföl“ echte Marketinginstrumente geworden sind. Alle namhaften Schmierstoffhersteller bieten heute solche Öle an.

Obwohl die zu erzielenden Einsparungen nicht sehr groß sind, da die Reibungsverluste im Motor nur ca. 15 % der Gesamtverluste ausmachen [Tung04], helfen Leichtlauföle, den Kraftstoffverbrauch zu senken, insbesondere wenn man die weltweite Anzahl der Fahrzeuge berücksichtigt. Im Gegensatz zu aufwendigen konstruktiven Maßnahmen zur Reduzierung von Reibung und Luftwiderstand ist der Einsatz von speziellen Ölen natürlich auch eine relativ leicht umsetzbare Option. Die weitaus größten Verluste machen allerdings die Abgas- (45%) und Wärmeverluste (35%) aus, daher sind Meldungen, die Einsparungspotentiale von mehr als 5% durch neuartige Öle versprechen, unseriös.

Reibungsmindernde Additive sind nur im Bereich der Mischreibung (ungünstige Motorbetriebsbedingungen) von Bedeutung. Im Bereich der üblichen Motorbelastung kann man von hydrodynamischen Bedingungen in den Reibstellen ausgehen, so dass der Kraftstoffverbrauch nur über die Viskosität beeinflussbar ist. Niedrigere Viskositäten können sich allerdings auch leicht negativ auf Ölverbrauch und Verschleiß auswirken, so dass im Vorfeld einer Freigabe intensive Tests notwendig sind.

Berechnungen haben gezeigt, dass bei einer Verringerung der Viskosität um eine SAE-Klasse die Reibungszahlen um ca. 15% abnehmen, woraus eine Kraftstoffersparnis von maximal 0,4 bis 4% für günstige bzw. ungünstige Motorbedingungen errechnet wurde [Luth02]. Der positiv wirkende Einfluss einer niedrigen Viskosität nimmt mit zunehmender Motorbelastung ab, weil dabei die Mischreibung zunimmt. Ebenfalls negativ wirkt sich die niedrige Viskosität auf die

Schmierfilmhöhe aus, so dass der Bereich der Mischreibung größer wird, d.h. der Ausklinkpunkt verschiebt sich in der Stribeckkurve (Abb. 1) nach rechts – hin zu höheren Drehzahlen.

CEC-Motorentests haben für ein mineralölbasisches SAE 10W-30-Öl einen Verbrauchsvorteil von ca. einem Prozent gegenüber einem 15W-40-Öl ergeben. Neben der Kraftstoffeinsparung sinkt aufgrund der geringeren inneren Reibung der niedrigviskosen Öle auch die Öltemperatur, was sich wiederum positiv auf die effektive Viskosität auswirkt.

Weitere Punkte, die sich positiv auf den Schmierzustand auswirken, sind die höheren Strömungsgeschwindigkeit bei gleicher Ölpumpenleistung aufgrund niedrigerer Verluste sowie die höhere Wärmeleitfähigkeit dieser vorwiegend synthetischen Produkte.

## Grundlagen der Reibung [Fei04]

### Stribeck-Kurve

In Abhängigkeit von der geometrischen Gestaltung und Anordnung der Kontaktpartner, ihrer Oberflächenrauheit, der Schmierstoffviskosität, der Geschwindigkeit und der Belastung werden unterschiedliche Reibungs- bzw. Schmierzustände durchlaufen, die mit der Stribeck-Kurve (Stribeck, 1902) gekennzeichnet werden können (Abb. 1).

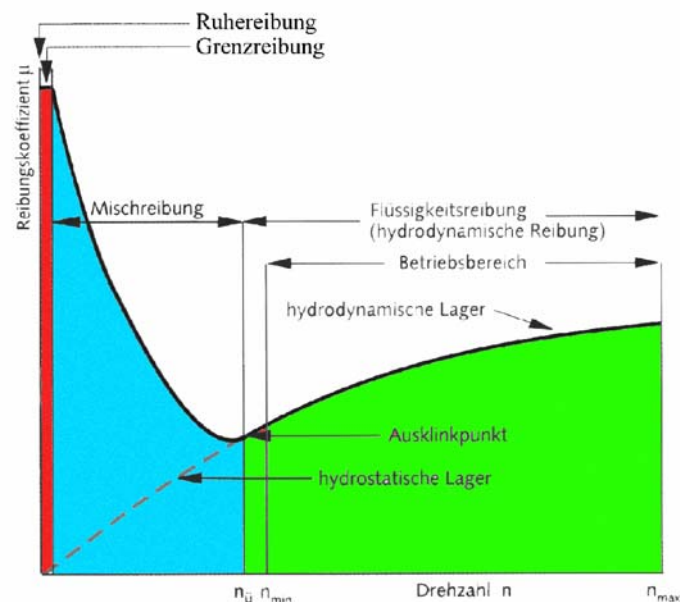


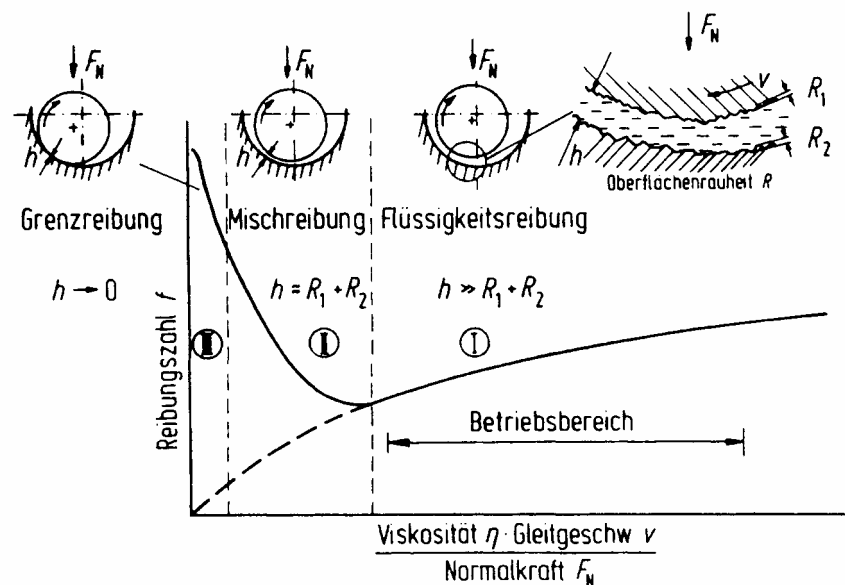
Abbildung 1: Stribeck-Kurve (Schema)

Sie gibt die Reibungszahl  $f$  als Funktion einer Parameterkombination aus Ölviskosität  $\eta$ , Geschwindigkeit  $v$  und Pressung  $p$  wieder, wenn die Anordnung der Kontaktpartner die Bildung eines sich in Strömungsrichtung des Öles verengenden Spaltes zulässt.

Mit steigender Schmierfilmdicke  $h$ , die mit wachsenden Werten der genannten Parameterkombination zunimmt, werden folgende Reibungs- bzw. Schmierzustände durchlaufen:

- Grenzreibung
- Mischreibung
- Elasto-hydrodynamische Schmierung
- Hydrodynamische Schmierung

Ein reibungsarmer und nahezu verschleißfreier Betrieb lässt sich erreichen, wenn Grund- und Gegenkörper durch einen lückenlosen Flüssigkeitsfilm voneinander getrennt sind. Solche trennenden Filme bestehen aber nur in hydro- oder aerostatischen Lagerungen nahezu unabhängig von den herrschenden Betriebsbedingungen. Da diese Lagerungen sehr teuer sind, werden sie nur in besonderen Fällen eingesetzt. Die Bildung von hydrodynamischen oder aerodynamischen Filmen hängt dagegen stark von den Betriebsbedingungen ab, wie anhand der Stribeck-Kurve am Beispiel einer ölgeschmierten Gleitlagerung gezeigt werden kann (Abb. 2):



**Abbildung 2: Stribeck-Kurve Gleitlager**

Im Bereich I, der bei geeigneter konstruktiver Gestaltung des Gleitsystems durch hinreichend hohe Werte der Viskosität, der Gleitgeschwindigkeit und niedrige Werte der Normalkraft erzielt wird, liegt die angestrebte Flüssigkeitsreibung (Hydrodynamik) vor. Die Gleitpartner werden durch einen geschlossenen Ölfilm getrennt, der dicker als die Summe der Oberflächenrauhtiefen von Grund- und Gegenkörper ist.

Mit abnehmenden Werten der Parameterkombination der Abszisse nimmt die Filmdicke ab, und es können sich im Übergangsbereich von Gebiet I zu Gebiet II erste Festkörperkontakte bemerkbar machen. Im Gebiet II reicht die Filmdicke nicht aus, um die Gleitpartner vollständig zu trennen - es tritt Mischreibung auf. Dieser Reibungszustand ist dadurch gekennzeichnet, dass innerhalb der Kontaktfläche örtlich und zeitlich verteilt, partiell Flüssigkeitsreibung und partiell Festkörperreibung vorliegt. In diesem Bereich kann es zu nicht unerheblichem Verschleiß kommen. Dominiert der Anteil der Festkörperreibung, so spricht man von Grenzreibung. Unter

Grenzreibungsbedingungen ist der Verschleiß im Allgemeinen größer als unter Mischreibungsbedingungen.

Festkörperreibung liegt bei unmittelbarer Berührung der Reibpartner vor.

Die Grenzreibung ist als ein Sonderfall der Festkörperreibung anzusehen, bei der die tribologisch beanspruchten Oberflächen mit einer Adsorptionsschicht aus Schmierstoffmolekülen bedeckt sind. Die Belastung wird vollständig von den kontaktierenden Rauheitshügeln der Kontaktpartner aufgenommen, während die Scherung überwiegend in den adsorbierten Schmierstoffmolekülen erfolgt.

Bei der Mischreibung wird ein Teil der Belastung vom Schmierfilm, der elastohydrodynamisch oder hydrodynamisch erzeugt werden kann, und ein anderer Teil von den kontaktierenden Rauheitshügeln aufgenommen.

Die elastohydrodynamische Schmierung ist eine Folge der elastischen Deformation der Kontaktpartner und der Zunahme der Ölviskosität mit steigendem Druck. Die Schmierfilmdicke ist in der Regel gering.

Bei der hydrodynamischen Schmierung werden die Kontaktpartner durch einen dickeren Schmierfilm voneinander getrennt.

Lassen die Beanspruchungsbedingungen von ölgeschmierten Werkstoffpaarungen die Bildung hydrodynamischer oder elastohydrodynamischer Schmierfilmtraganteile ebenso wie der Mischreibung nicht zu, weil z.B. die Gleitgeschwindigkeiten zu niedrig oder die Belastung zu hoch, so werden Reibung und Verschleiß von den Eigenschaften der sich auf den Werkstoffoberflächen bildenden Grenzschichten beeinflusst, die primär von den Eigenschaften des Schmierstoffes - insbesondere der Schmierstoffadditive - aber auch von den Eigenschaften der Werkstoffoberflächen abhängen. Diese Grenzschicht kann im wesentlichen durch folgende drei Prozesse gebildet werden:

- Physisorption
- Chemisorption
- Tribochemische Reaktion

## **Einflüsse von Viskosität und Belastung**

Der Betriebspunkt eines Gleitlagers, also seine Lage auf der Stribeckkurve, hängt von der Drehzahl, der Viskosität und der Belastung ab. Außerdem beeinflussen die Viskosität und die Belastung den Verlauf der Stribeckkurve. Abb. 3 zeigt Stribeckkurven für eine gleichbleibende Belastung für verschiedene Viskositäten. Beginnend mit einer mittleren Viskosität bedeutet eine höhere Viskosität eine niedrigere Drehzahl für den Übergang aus der Mischreibung in die Flüssigkeitsreibung, da sich der zur Übertragung der äußeren Belastung notwendige Druck schneller aufbaut. Dieser Vorteil wird jedoch mit einem steileren Reibungsanstieg bei Flüssigkeitsreibung erkauft. Die Verwendung eines Öls mit einer niedrigeren Viskosität erfordert hingegen eine höhere Geschwindigkeit, ehe der hydrodynamische Druck ausreicht, um in den Bereich der Flüssigkeitsreibung zu gelangen. Dafür sind dann in diesem Bereich die (inneren) Reibungsverluste geringer.

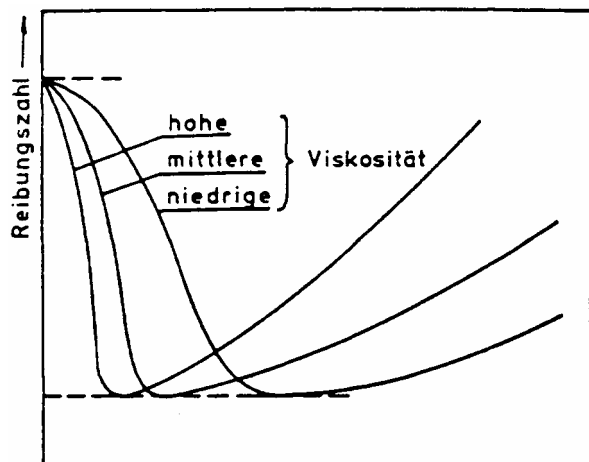


Abbildung 3: Stribeck-Kurven in Abhängigkeit der Viskosität [Bartz93]

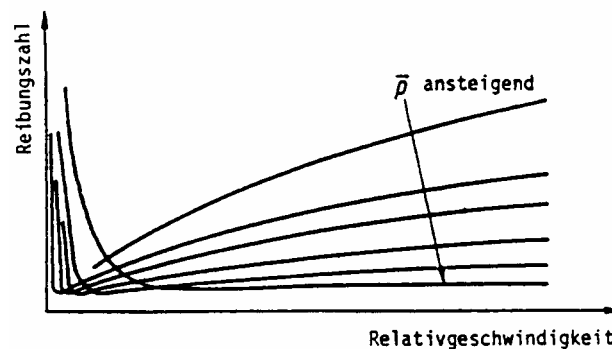


Abbildung 4: Stribeck-Kurven in Abhängigkeit der Belastung [Bartz93]

In Abb. 4 sind Stribeckkurven für unterschiedliche Belastungen bei gleich bleibender Viskosität dargestellt. Mit zunehmender Belastung werden höhere Geschwindigkeiten benötigt, ehe der zum Tragen der äußeren Belastung benötigte hydrodynamische Druck ausreicht. Andererseits erkennt man deutlich, dass im Bereich der Flüssigkeitsreibung die Reibungszahl mit steigender Lagerbelastung kleiner wird.

## SAE-Viskositätsklassen

Nachfolgende Tabelle 1 enthält die SAE-Viskositätsklassen für Motorenöle, wie sie derzeit für den Geltungsbereich der DIN Gültigkeit besitzt.

In den Versuchen wurden folgende Viskositätsklassen eingesetzt: SAE 0W-30, SAE 5W-30, SAE 10W-40, SAE 15W-40 und ein Einbereichsöl SAE 30. Bei den Ölen handelte es sich um Standard-Öle aus dem Kfz-Zubehörhandel. Auf die chemischen Unterschiede dieser Öle soll hier nicht weiter eingegangen werden, da es bei diesem internen Projekt lediglich um die Entwicklung einer Testmethode ging.

| SAE Viskositätsklasse | scheinbare Viskosität bei -18°C<br>nach DIN 51 377<br>mPas | kin. Viskosität bei 100°C<br>nach DIN 51 550<br>mm <sup>2</sup> /s<br>mindestens | kin. Viskosität bei 100°C<br>nach DIN 51 550<br>mm <sup>2</sup> /s<br>maximal |
|-----------------------|--|--|---|
| 5W                    | bis 1.250  | 3,8  | -----   |
| 10W                   | über 1.250 bis 2.500                                       | 4,1  | -----   |
| 15W                   | über 2.500 bis 5.000                                       | 5,6  | -----   |
| 20W                   | über 5.000 bis 10.000                                      | 5,6  | -----   |
| 20                    | -----  | 5,6  | unter 9,3   |
| 30                    | -----  | 9,3  | unter 12,5  |
| 40                    | -----  | 12,5   | unter 16,3  |
| 50                    | -----  | 16,3   | unter 21,9  |

Tabelle 1: SAE-Viskositätsklassen für Kraftfahrzeug-Motorenöle nach DIN 51511

## Universal-Mikro-Tribometer

Das Universal Mikro-Tribometer (UMT) ist ein neues hochmodernes Präzisionstribometer und dient der Untersuchung und Simulation von Reibungs- und Verschleißvorgängen unter Gleitbeanspruchung bei Festkörper-, Grenz- und Mischreibung sowie Elastohydrodynamik. Mit ihm können zahlreiche ASTM und ISO Standardprüfungen durchgeführt werden, weswegen es in vielen Industriezweigen sowohl für F&E als auch QS-Prüfungen eingesetzt wird. Ursprünglich wurde das Gerät zur Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens von Schreib- und Leseköpfen von Festplatten entwickelt.

Am Institut für Tribologie wird das universelle und vollautomatische Instrument sowohl für reine Modellprüfungen (z.B. Stift-Scheibe, etc.) als auch für Bauteilprüfungen (z.B. Kolben - Zylinder, etc.) eingesetzt.

Die Prüflinge können nahezu jede Gestalt haben was das Gerät universell einsetzbar macht. Im oberen Bereich des Prüfblocks befindet sich die Positioniereinrichtung, um den Probekörper sowohl vertikal als auch lateral zu bewegen. Die Lateralbewegung dient zur Kraftaufbringung über ein Federelement.

Das UMT kann kreisförmige und lineare Bewegungen mit einer Drehzahl von 0,001 1/min bis zu 5.000 1/min bzw. einer Oszillationsfrequenz zwischen 0 und 20 Hz ausführen. Durch die vertikale Verfahreinheit ist es auch möglich, Spiralen zu fahren.

Bei einer Summen-Samplingrate von 20 kHz können alle tribologischen Parameter, wie Reibkraft, Normalkraft, Temperatur und Verschleißtiefe gemessen und während der Prüfläufe aufgezeichnet werden.

Die Auswertung der in aller Regel umfangreichen Messdaten erfolgt mit einem speziellen Viewer-Programm.



Abbildung 5: Mikro-Tribometer UMT [Cetr04]

|   |   |
|---|---|
| <b>Drehzahl</b>   | 0.1 bis 5.000 1/min   |
| <b>Belastung</b>  | 0.05 bis 5 N (Auflösung 5 mN)<br>höhere Belastungen sind mit anderen Sensoren möglich |
| <b>Temperatur</b>   | z. Zt. Raumtemperatur; Regelung bis 150°C vorbereitet                                 |
| <b>Verfahrenmöglichkeiten der oberen Probekörperhalterung</b> | in X-Richtung - 150 mm (Auflösung 1 µm)<br>in Z-Richtung - 100 mm (Auflösung 0.5 µm)  |
| <b>Verfahrgeschwindigkeit</b>                                 | in X-Richtung - 0.001 bis 10 mm/s<br>in Z-Richtung – 0.01 bis 10 mm/s                 |
| <b>Bewegungsarten</b>   | Gleiten (Rotation, Oszillation)   |
| <b>Reibungszustände</b>                                       | Festkörper-, Grenz- und Mischreibung, Elastohydrodynamik                              |
| <b>Kontaktgeometrie</b>                                       | Punkt-, Linien- und Flächenberührung  |
| <b>Umgebungsmedien</b>  | Raumluft  |

**Tabelle 2: Prüfstandsparameter im Überblick**

## Versuchsprogramm

In diesem ersten Versuchsprogramm wurden mehrere handelsübliche Motorenöle verschiedener Viskositätslagen untersucht. Ziel war es, den Reibwert in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit aufzunehmen.

Folgende Motorenöle wurden für die Versuche ausgewählt:

| <b>SAE-Viskosität</b> | <b>Grundöltyp</b> | <b>ACEA-Klassifikation</b> | <b>Leichtlauf lt. Herst.</b> |
|-----------------------|-------------------|----------------------------|------------------------------|
| 30                    | Mineralöl         | keine                      | nein                         |
| 15W-40                | Mineralöl         | keine                      | nein                         |
| 10W-40                | MC-Synthese       | A3/B3                      | nein                         |
| 5W-30                 | Synthetik         | A3/B3/B4                   | ja                           |
| 0W-30                 | Synthetik         | A3/B3                      | ja                           |

**Tabelle 3: Untersuchte Motorenöle im Überblick**

Als Probekörpergeometrien wurden Laufringe als Grundkörper und Kugellagerkugeln als Gegenkörper ausgewählt:

|                          | <b>Scheibe</b>                      | <b>Kugel</b>           |
|--------------------------|-------------------------------------|------------------------|
| <b>Geometrie</b>         | $D_i = 25$ ; $D_a = 42$ mm          | 10,0 mm                |
| <b>Werkstoff</b>         | 100Cr6                              | 100Cr6                 |
| <b>Oberfläche</b>        | Geschliffen in Umfangsrichtung      | Poliert                |
| <b>Rauheitskennwerte</b> | $R_a = 0,05$ µm;<br>$R_z = 0,30$ µm | $R_a = 0,025$ µm       |
| <b>Reinigung</b>         | Benzin, Ultraschallbad              | Benzin, Ultraschallbad |

**Tabelle 4: Kennwerte der eingesetzten Probekörper im Überblick**

Da es das Ziel der Versuche war, trotz des eigentlich ungünstigen Punktkontaktes auch den Bereich der Hydrodynamik abzuprüfen, wurden bewusst geringe Oberflächenrauigkeiten und eine geringe Normalkraft gewählt. Die Normalkraft betrug bei allen Versuchen 500 mN.

Die rechnerisch wirkende maximale Hertz'sche Pressung beträgt hierbei  $685 \text{ N/mm}^2$ . Die Versuche haben aber gezeigt, dass sich relativ schnell Einlaufverschleiß einstellt und sich dann die Kalottengröße nahezu nicht mehr ändert. Aus diesem Grund wurde jeder Versuch 10-mal wiederholt. Man erkennt, dass die ersten zwei bis drei Kurven niedriger liegen als die weiteren, die dann mit üblichen Schwankungen um einen Mittelwert verlaufen.

Die Kalottengrößen nach 7 Einzelversuchen liegen zwischen  $200 \mu\text{m} \times 200 \mu\text{m}$  und  $400 \mu\text{m} \times 400 \mu\text{m}$ , das heißt die Pressung reduziert sich im Versuch auf 1,0 bis  $4,0 \text{ N/mm}^2$ . Hinsichtlich des Verschleißes sind bei diesen geringen Pressungen und der kurzen Versuchsdauer keine auswertbaren Unterschiede zwischen den Ölen feststellbar.

Die Versuche wurden bei einer Gleitgeschwindigkeit von 2 m/s begonnen. Diese wurde dann stufenweise bis auf 0,1 m/s reduziert.

## Ergebnisse

Die Versuche zeigen deutlich den Einfluss der Viskositätslage und der inneren Struktur auf das Reibungsverhalten und den Schmierfilmaufbau.

Bis auf ein Öl (10W-40) haben alle getesteten Motorenöle etwa den gleichen Reibwert bei niedrigster Drehzahl ( $8 \text{ min}^{-1}$ ). Bei den synthetischen Leichtlauföle nimmt der Reibwert dann logarithmisch ab, wohingegen die mineralölbasischen Öle SAE 30 und SAE 15 W-40 bei 250 bzw.  $380 \text{ min}^{-1}$  ein deutliches Minimum zeigen.

Die Reibwerte scheinen für hydrodynamische Schmierung zu hoch. Die Kurvenform deutet aber bei den höherviskosen Mineralölen darauf hin, dass der Ausklinkpunkt überschritten ist. Dieser offene Punkt konnte bisher noch nicht endgültig geklärt werden. Unter Umständen ist die gemessene Reibkraft zu hoch. Für einen Vergleich von Ölen untereinander ist die Methode aber bereits aussagekräftig.

Nachfolgende Grafiken zeigen den Verlauf der Reibungszahl in Abhängigkeit der Drehzahl (Gleitgeschwindigkeit).

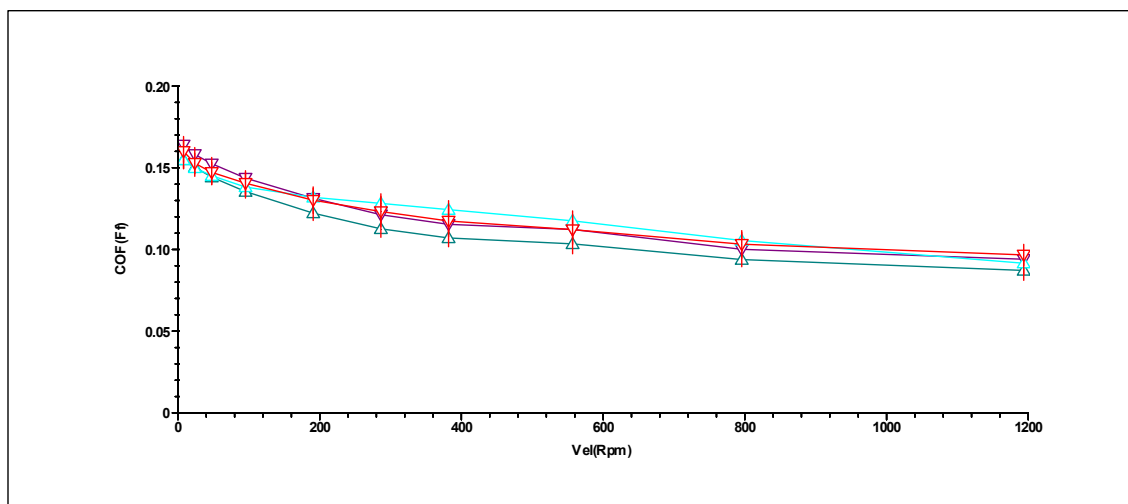


Abbildung 6: Motorenöl 0W-30

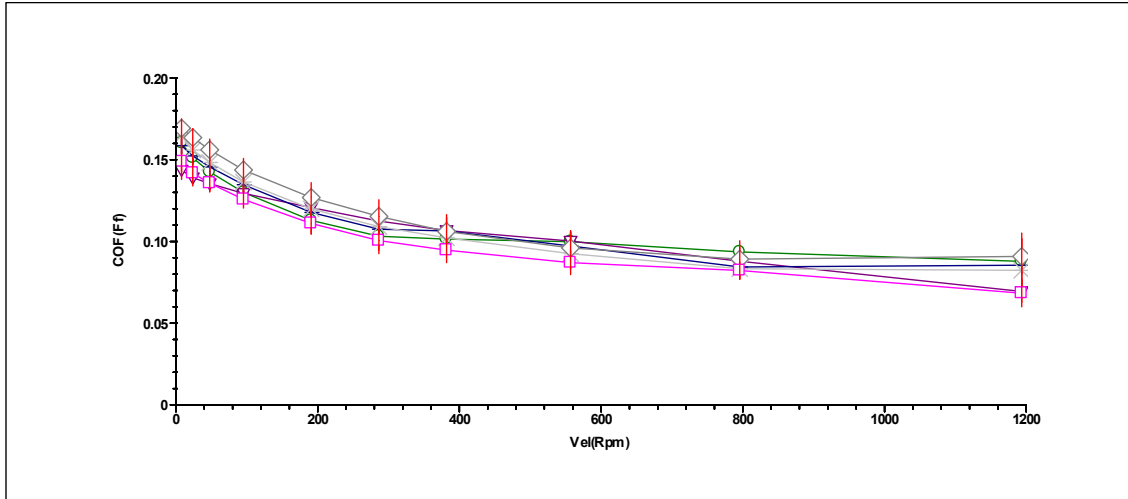


Abbildung 7: Motorenöl 5W-30

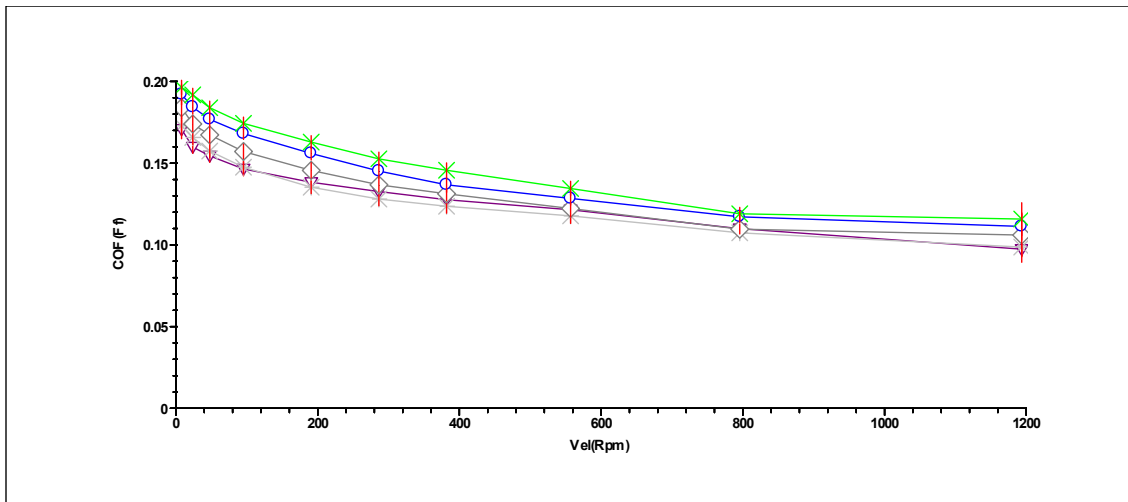


Abbildung 8: Motorenöl 10W-40

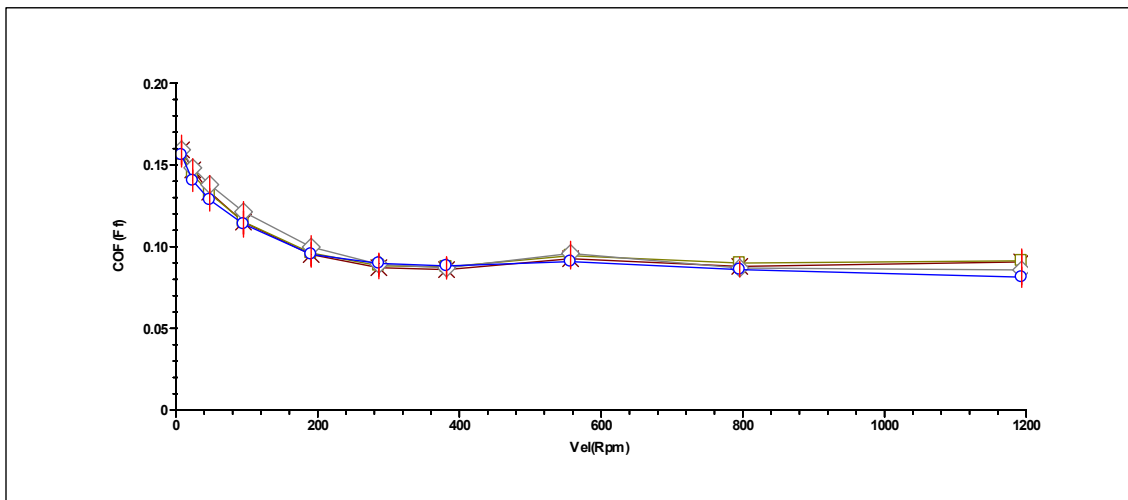


Abbildung 9: Motorenöl SAE15W-40

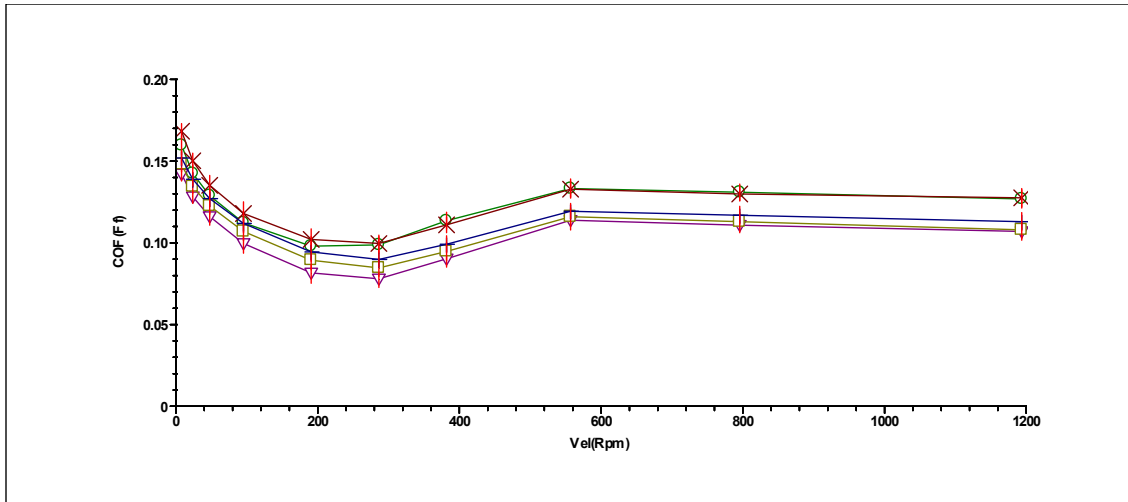


Abbildung 10: Lkw-Einbereichsöl SAE30

Leichtlauföle GfT Gesamtübersicht

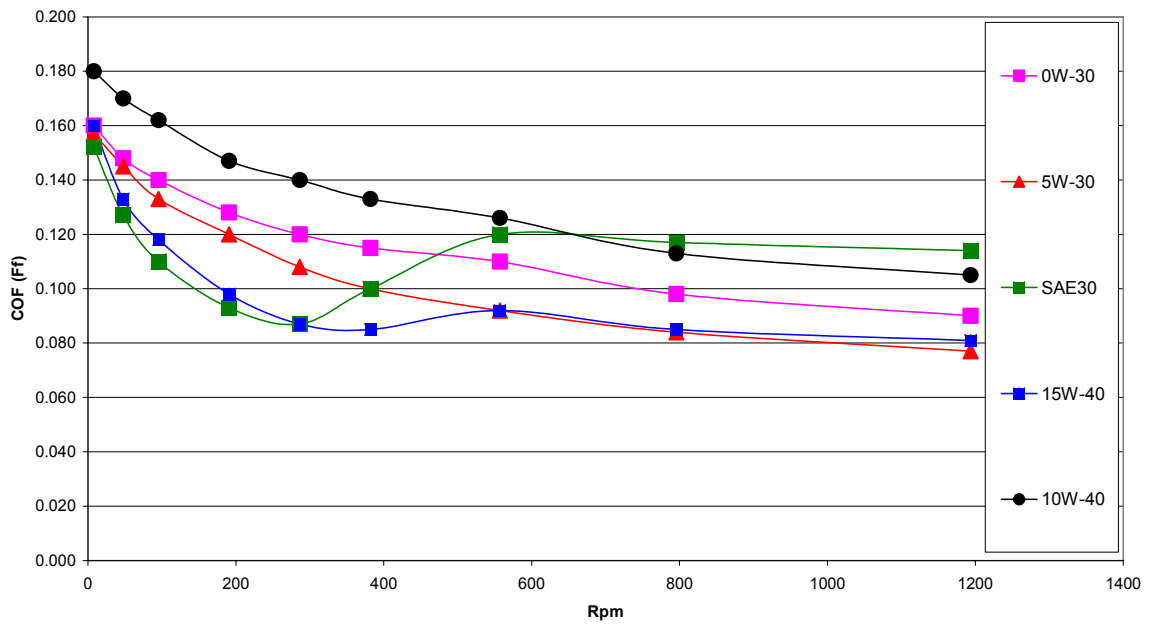


Abbildung 11: Gesamtübersicht

## Zusammenfassung

In jüngster Zeit spielt der Einfluss des Motoröls auf den Kraftstoffverbrauch aufgrund gestiegener Rohöl- und Kraftstoffpreise sowie dem allgemeinen Trend zur Energieeinsparung eine immer entscheidendere Rolle. Kunden achten – von der Presse sensibilisiert – beim Einkauf zunehmend auf diese Eigenschaft. Bezeichnungen wie „Fuel Economy“ oder „Leichtlauföl“ sind echte Marketinginstrumente.

Die Leichtlaufcharakteristik in einem Screening-Test abzu prüfen, war Ziel dieses Projektes. Es wurde eine Prüfmethode für das Universal-Mikro-Tribometer ermittelt mit der es nun möglich ist, Reibwerte in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit hochgenau zu bestimmen. Die höherviskosen Öle zeigen den typischen Verlauf der Stribeck-Kurve - auch wenn die gemessenen Reibwerte für den Bereich der Hydrodynamik zu hoch zu sein scheinen.

Die Wiederholbarkeit der Versuche ist nach abgeschlossenem Einlauf sehr gut. Die Ergebnisse sind geeignet, die Leistungsfähigkeit von Leichtlaufölen im Screening-Test zu beurteilen.

## Literatur

- [Luth02] Luther, R.  
Characteristics of Environmentally Compatible Engine Oils  
TAE-Tagung "Tribology 2002", Kap. 4.4, S. 1435 ff
- [Fei04] Prof. Dr. Feinle  
Vorlesungsbegleitendes Skript Tribologie 1 und 2  
Fachhochschule Mannheim, 2004
- [Cetr04] Infobroschüre UMT  
Center of Tribology - CETR, USA, 2004
- [Bartz93] Bartz, W. J.  
Lehrgangsunterlagen: TAE-Lehrgang: Tribologie und  
Schmierungstechnik  
Technische Akademie Esslingen, 1993
- [Tung04] Tung, S. C.; McMillan, M. L.  
Automotive tribology overview of current advances and challenges for the  
future  
Tribology International 37 (2004), Elsevier-Verlag 2004