

## Inhalt

	Seite		Seite
<b>1 Tribotechnische Kenngrößen des Zahnrades</b>	3	<b>4 Testverfahren</b>	25
1.1 Getriebearten und Formen des Reibkontaktes	3	4.1 Verschleißteste	25
1.2 Pressung und Geschwindigkeit	3	4.2 Freßteste	25
1.3 Reibung und Temperatur	5	4.3 Graufleckenteste	25
1.4 Schmierzustand	5	4.4 Grübchenteste	25
1.5 Schneckengetriebe	6		
		<b>5 Tribotechnische Berechnungen</b>	26
<b>2 Schmierstoffe</b>	7	5.1 Reibungszahl und Verzahnungsverlustleistung	26
2.1 Anwendungstechnische Eigenschaften	7	5.2 Massentemperatur und Kontakttemperatur	26
2.1.1 Viskosität	7	5.3 Elastohydrodynamische Schmierfilmdicke	26
2.1.2 Physikalische Eigenschaften	13	5.3.1 Schmierfilmdicke im Zahnrad eingriff	27
2.1.3 Verträglichkeiten	13	5.3.2 Einflußgrößen auf die Schmierfilmdicke	27
2.1.4 Mischbarkeit	14	5.3.3 Bestimmung der erforderlichen Betriebsviskosität	27
2.1.5 Hochtemperatur-Verhalten	14	5.3.4 Nennviskosität und ISO-VG	29
2.1.6 Oxidations-/Alterungsverhalten	14	5.3.5 Synthetische Schmieröle	30
2.1.7 Schutz gegen Verschleiß und Fressen	15	5.3.6 Erforderliche Viskosität für Schneckengetriebe	30
2.1.8 Korrosionsschutz	16	5.3.7 Zusammenfassung	31
2.2 Aufbau und Zusammensetzung von Schmierölen/Getriebeölen	16	5.3.8 Beispiele	32
2.2.1 Mineralöle	17	<b>6 Konstruktive Hinweise zur Ölschmierung</b>	35
2.2.2 Synthetische Kohlenwasserstoffe	17	6.1 Tauchschmierung	35
2.2.3 Polyalkylenglykole	18	6.2 Einspritzschmierung	37
2.2.4 Ester	18		
2.2.5 Biologisch schnell abbaubare und Wasser nicht/gering gefährdende Schmierstoffe	19	<b>7 Instandhaltung</b>	39
2.3 Konsistente Schmierstoffe	20	7.1 Aufgaben der Instandhaltung	39
2.3.1 Getriebefette	20	7.2 Inspektion	39
2.3.2 Haftschmierstoffe	20	7.3 Ölveränderungen	40
2.4 Festschmierstoffe	21	7.3.1 Ölveränderung durch Betriebsbeanspruchung	40
		7.3.2 Ölveränderung durch Fremdstoffe	40
		7.4 Hinweise zur Inspektion und Wartung	40
		7.5 Hinweise zur Gebrauchölüberwachung und -pflege	41
<b>3 Zahnradschäden und ihre Beeinflussung durch den Schmierstoff</b>	22		
3.1 Verschleiß	22	<b>8 Schrifttum</b>	42
3.2 Fressen	22	8.1 Bücher und Zeitschriften	42
3.3 Grauflecken	23	8.2 Normen und Arbeitsblätter	44
3.4 Grübchen	24		
		<b>9 Verzeichnisse</b>	45
		9.1 Abkürzungen	45
		9.2 Formelzeichen	46

Bei der Konstruktion von Zahnradgetrieben sind neben einer Vielzahl von Parametern die Geometrie der Zahnflanken, sowie die Schmierstoffe, deren Viskosität und Additivierung festzulegen. Ferner ist die Zuführung des Schmierstoffes zu den Zahnflanken und seine Dosierung, d. h. der Volumenstrom bzw. der Schmierstoffvorrat im Gehäuse im Hinblick auf die an das Getriebe gestellten Anforderungen zu optimieren. Dabei sind auch die durch den Schmierstoff bedingten, sogenannten hydraulischen Verluste, zu beachten.

Das GfT-Arbeitsblatt Nr. 5 „Zahnrad schmierung“ soll dem Getriebekonstrukteur Hinweise auf die Wechselbeziehungen zwischen Schmierstoff und Maschinenelement geben und ihm die Berechnung eines Zahnradantriebes erleichtern. Das Arbeitsblatt beschränkt sich auf Stirnradgetriebe, Schneckengetriebe und einige Sonderformen. Fahrzeuggetriebe sowie Lager und Lagerschmierung werden nicht behandelt, sondern bleiben einem späteren Arbeitsblatt vorbehalten.

Das Arbeitsblatt wurde erarbeitet von den GfT-Mitgliedern

Dipl.-Ing. P. Hainke, Köln

Dipl.-Ing. F. Hohlbaum, Hagen

Dr. F. J. Joachim, Friedrichshafen

Prof. Dr.-Ing. K. Langenbeck, Stuttgart

Dipl.-Ing. E. M. Laukotka, Hamburg

Dr.-Ing. K. Michaelis, München

Dr.-Ing. H. Rodermund, Schwedelbach

Dr.-Ing. G. Schmidt, Weilerbach

Dr.-Ing. M. Spilker, Eschweiler

Dr.rer.nat. F. Wunsch, München

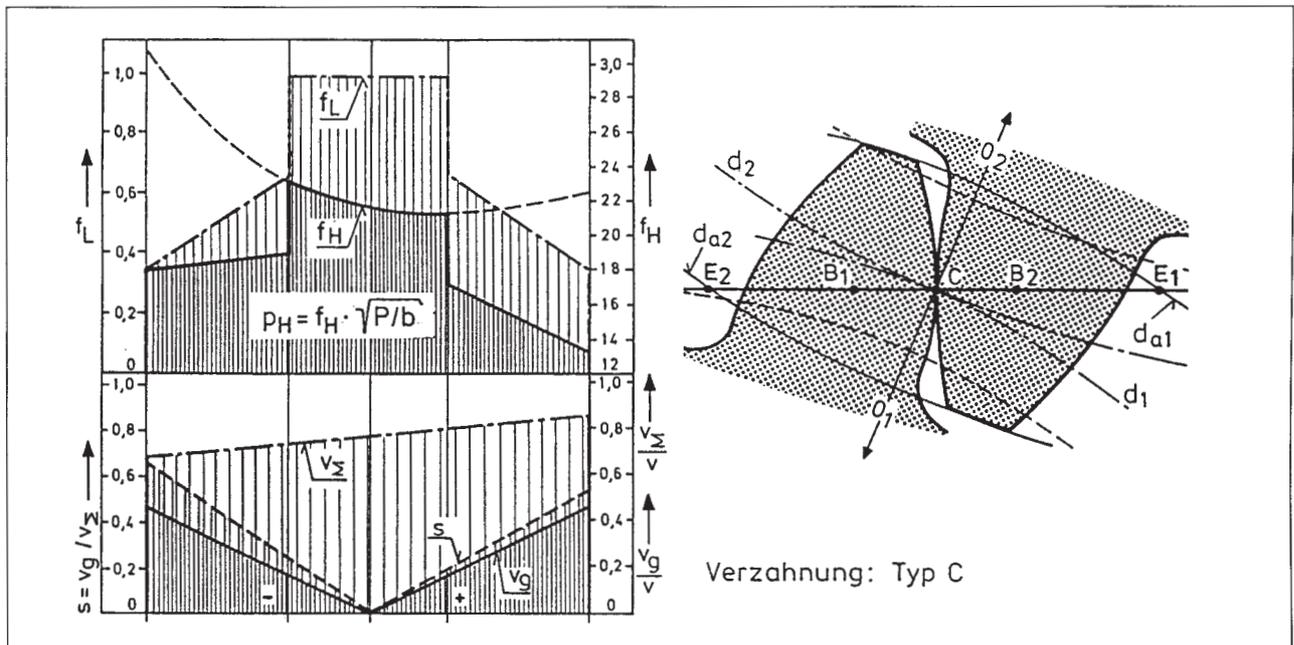
# 1. Tribotechnische Kenngrößen des Zahnrades

## 1.1 Getriebearten und Formen des Reibkontaktes

Die wesentlichen tribologischen Anforderungen eines Zahnradkontaktes können am Beispiel der am häufigsten vertretenen Bauform, den Stirnrädern, aufgezeigt werden. Auf die Darstellung von Kegel- und Hypoidrädern sowie Schraubrädern wird hier verzichtet.

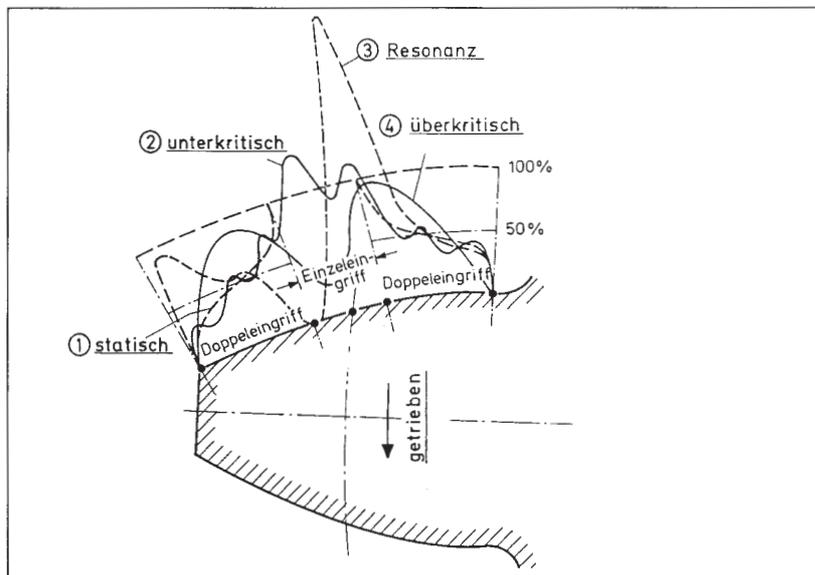
## 1.2 Pressung und Geschwindigkeit

Die tribologisch maßgeblichen Kenngrößen des Zahnradkontaktes sind die Belastung, die Roll- und die Gleitgeschwindigkeit. Für eine nicht profilkorrigierte Geradverzahnung kann man von einer statischen Lastverteilung entlang der Eingriffsstrecke entsprechend **Bild 1** ausgehen. Im Einzeleingriffsgebiet wird die volle Last über ein Zahnpaar übertragen, im Doppeleingriffsgebiet über zwei Zahnpaare. Der Übergang erfolgt auf-



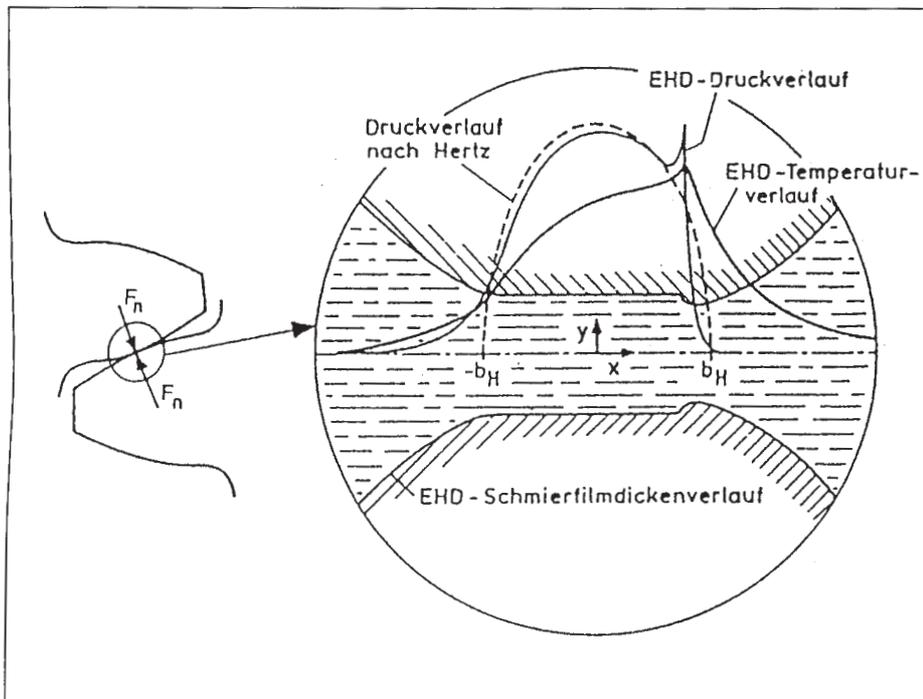
**Bild 1: Last- und Geschwindigkeitsverteilung**

grund der Elastizität der Zähne nicht sprunghaft. Für Schrägverzahnungen und für Verzahnungen mit Profilkorrekturen ergeben sich die entsprechenden Lastverteilungen über den Berührlinien. Der Zahneingriff stellt ein schwingungsfähiges System dar, das je nach Betriebsbereich eine von der statischen Lastverteilung abweichende dynamische Lastverteilung zeigt (**Bild 2**). Mit der örtlichen Last und dem örtlichen Ersatzkrümmungsradius



**Bild 2: Lastverteilung über dem Eingriff.**

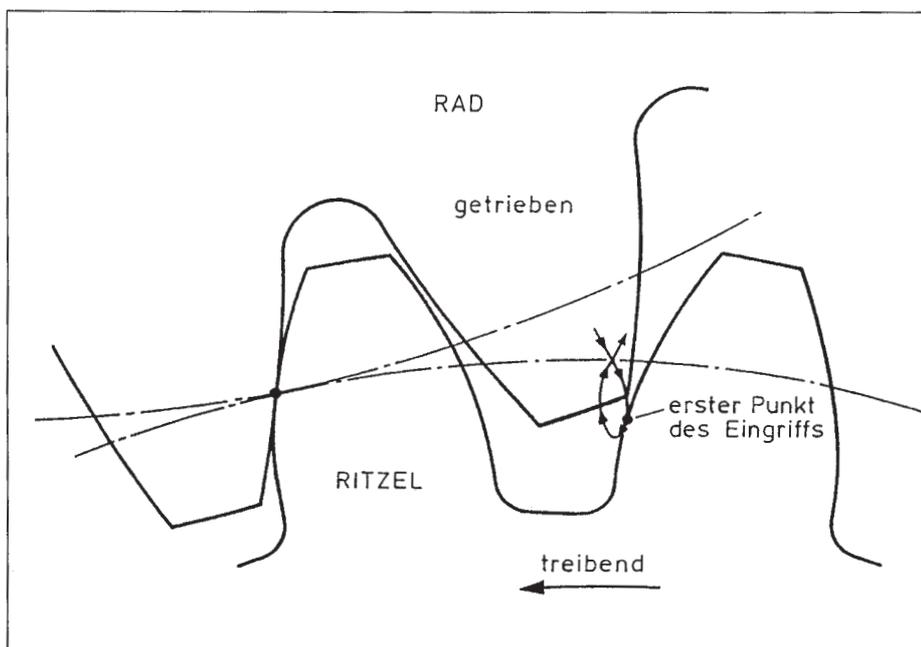
erhält man den Verlauf der Hertzschen Pressung entlang der Eingriffsstrecke als die maßgebliche mechanische Normalbeanspruchung für den ungeschmierten Kontakt in jedem Eingriffspunkt (Bild 1). Liegt ein trennender elastohydrodynamischer Schmierfilm vor, so ist von einer Druckverteilung entsprechend **Bild 3** auszugehen.



**Bild 3:**  
Prinzipieller Verlauf von  
Druck, Temperatur und  
Schmierfilmdicke  
im EHD-Kontakt

Entlang der Eingriffsstrecke ändert sich kontinuierlich die jeweilige Oberflächengeschwindigkeit der Zahnflanken (Bild 1). Die Summe der Flankengeschwindigkeiten  $v_z$  stellt die hydrodynamisch wirksame Summengeschwindigkeit dar. Die Differenz der Flankengeschwindigkeiten, die Gleitgeschwindigkeit  $v_g$ , bewirkt zusammen mit der örtlichen Normalkraft eine tangentielle Reibbeanspruchung sowie eine Erwärmung des Kontaktes. Allein im Wälzpunkt herrscht reines Rollen ohne Gleiten und damit die günstigsten Schmierbedingungen.

Ein Zahnradkontakt weist demnach in jedem Punkt wechselnde Bedingungen von Pressung, Geschwindigkeitssumme und Gleitgeschwindigkeit auf. Der Schmierzustand ist somit instationär. Zusätzlich ist beim neuerlichen Eingriff jedes Zahnes ein Abstreifen des Schmierfilms durch die Zahnkopfkante des eingreifenden Rades wirksam und der Schmierfilm muß jeweils neu aufgebaut werden (**Bild 4**). Es herrschen stark diskontinuierliche Schmierzustände.



**Bild 4:** Schabekante  
beim Zahneingriff

### 1.3 Reibung und Temperatur

Wegen der in jedem Punkt der Eingriffsstrecke unterschiedlichen Betriebsbedingungen von Last, Gleitgeschwindigkeit und Reibungszahl ändert sich die örtlich entstehende Reibleistung entsprechend. Aus Messungen der gesamten Verzahnungsverluste wurden Mittelwerte für die Reibungszahl im Kontakt zurückgerechnet. Angaben zu Zahlenwerten siehe Abschnitt 5.

Als Gleichgewicht zwischen entstehender Verlustleistung (aus Reibleistung und Leerlaufverlusten) und über das Gehäuse und die Wellen abgeführte Wärmemenge stellt sich eine quasistationäre Temperatur im Ölsumpf eines tauchgeschmierten Getriebes ein. Bei Einspritzschmierung wird zusätzlich ein Wärmestrom über den Ölkühler abgeführt. Die Ölsumptemperatur bzw. die Öleinspritztemperatur wird im wesentlichen als bestimmend für die thermisch-oxidativen Veränderungen des Schmierstoffs im Laufe seiner Betriebszeit angenommen.

Die Massentemperatur der Zahnräder, als mittlere Temperatur im Verzahnungsbereich, bestimmt die maßgebliche Viskosität des Schmierstoffs und damit die Schmierfilmdicke im Kontakt.

Die im Zahneingriff durch die örtliche Reibleistung bewirkte Zahntemperatur ist die Hauptursache für die Entstehung von Freßschäden.

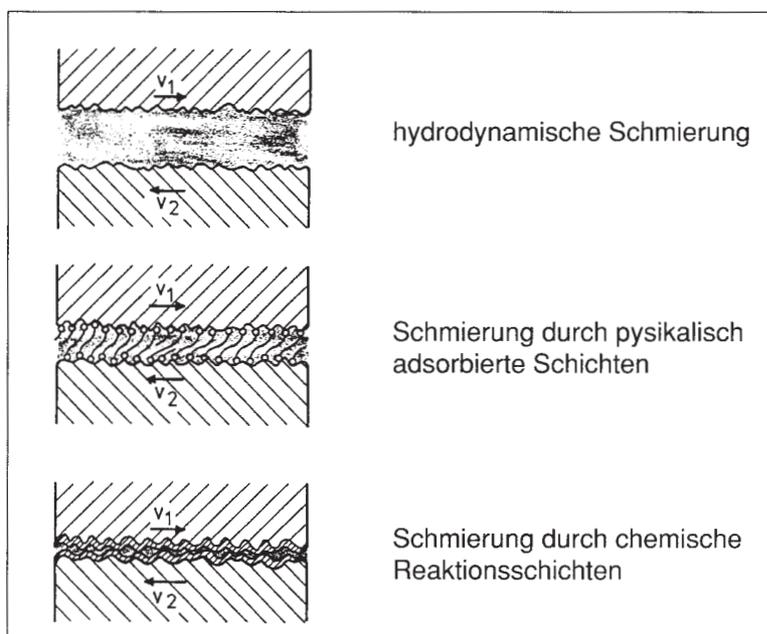
Angaben zur Berechnung der Temperaturen in einem Zahnradgetriebe siehe Abschnitt 5.

### 1.4 Schmierzustand

Aus den örtlichen Größen der Belastung und der Temperatur kann mit den Stoffwerten des Schmierstoffs der Verlauf der Schmierfilmdicke über dem Eingriff berechnet werden [41]. Setzt man in die Schmierfilmdickengleichung nach Dowson/Higginson [9] die Werte des Wälzpunkts der Verzahnung sowie die Viskosität  $\eta$  bei Massentemperatur  $\vartheta_M$  und den Druckkoeffizienten  $\alpha$  bei 2000 bar und Massentemperatur ein, so erhält man einen guten Anhalt für die wirksame Schmierfilmdicke im Zahnkontakt [53]. Die Schmierfilmdicke bestimmt zusammen mit der wirksamen Oberflächenrauheit den Schmierzustand im Kontakt. Ein Maß hierfür ist die spezifische Filmdicke  $\lambda$  nach Wellauer/Holloway [57]

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{R_a} \quad (1)$$

Für sehr kleine Werte von  $\lambda$  ist von Grenzschmierung, für kleine Werte von Mischreibung und für größere Werte von  $\lambda$  von weitgehend elastohydrodynamischer Trennung der Zahnflanken auszugehen. Entsprechend müssen die Zahnflanken zur Vermeidung von Schäden vor direktem Metall-Metall-Kontakt geschützt werden. Bei großen Filmdicken reicht die Wirkung der Viskosität aus, bei kleineren Filmdicken müssen physikalisch adsorbtiv oder chemisch reaktiv wirksame Additive die Oberflächen schützen (**Bild 5**).

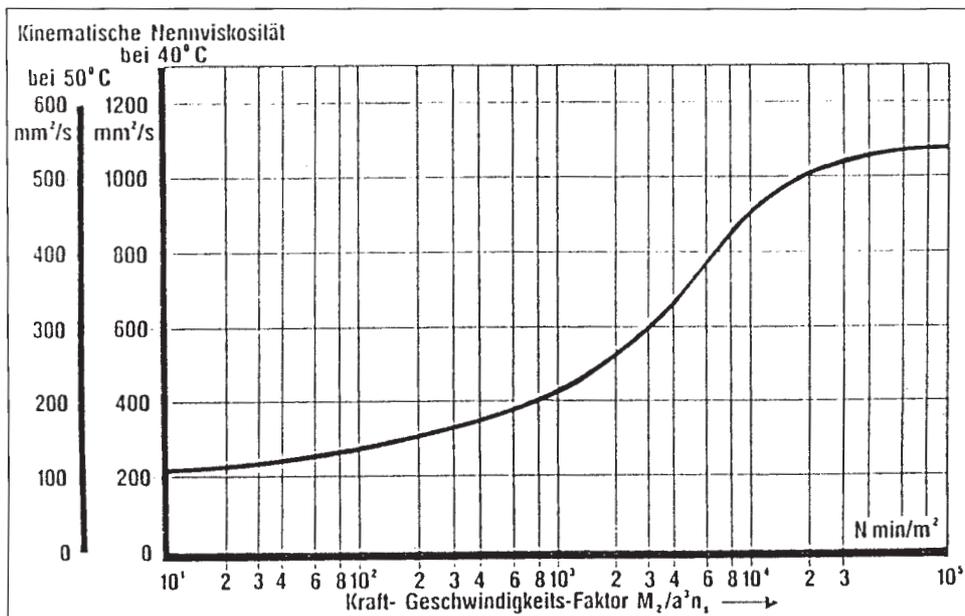


**Bild 5: Mechanismus der Schmierung bei Ölen mit Additiven (schematisch)**

## 1.5 Schneckengetriebe

Zylinderschnecken mit meist evolventischer Zahnform und Linienberührung weisen ungünstige Schmierbedingungen auf. Einer vergleichsweise niedrigen schmierfilmbildenden Wälzgeschwindigkeit mit sich verengendem Keilspalt in Zahnhöhenrichtung ist eine hohe Gleitgeschwindigkeit, weitgehend parallel zur Berührlinie in Zahn längsrichtung, überlagert. Schneckengetriebe laufen deshalb meist im Mischreibungsgebiet, es wird die wenig freßempfindliche Werkstoffpaarung Stahl-Bronze verwendet.

Für die Schmierung können mild legierte Mineralöle hoher Viskosität verwendet werden. Wegen der niedrigen Reibungszahl und günstiger Verschleißigenschaften kommen heute überwiegend Polyglykole oder aliphatische Polyether zum Einsatz. Die Viskosität kann als Funktion von Belastung und Geschwindigkeit aus **Bild 6** nach DIN 51509-1 [12] gewählt werden, mit dem Abtriebsmoment  $M_2$  in Nm, dem Achsabstand  $a$  in m und der Schneckendrehzahl  $n_s$  in  $\text{min}^{-1}$ . Für Werkstoffpaarungen aus Stahl-Stahl und Stahl-Kugelgraphitguß, wie sie in kleinen Getrieben mit vergleichsweise kleiner Übersetzung im Einsatz sind, sind EP-Öle hoher Freßtragfähigkeit auszuwählen.



**Bild 6:**  
Viskositätsempfehlung  
für Schneckengetriebe  
nach DIN 51509-2 [13]

Bei Leistungsgetrieben spielen der Wirkungsgrad und die Getriebeerwärmung eine wesentliche Rolle. Mit zunehmender Übersetzung nimmt der Wirkungsgrad ab, bis schließlich Selbsthemmung eintritt. Bei Mineralölschmierung erreicht man bei Übersetzung  $i = 20$  Wirkungsgrade von etwa 80 %, bei Schmierung mit Polyglykol bis zu 90 %. Dies wirkt sich auch positiv auf die Getriebetemperatur, die Öllebensdauer, in der Regel auch auf den Verschleiß und die Grübchenbildung aus. Soll Selbsthemmung, d.h.  $\eta < 50 \%$ , als Sicherheitselement genutzt werden, so ist dies bei der Ölauswahl zu beachten.

Es sei hier besonders darauf hingewiesen, daß die Verwendung von Polyglykolen im tribologischen Kontakt mit Aluminium oder aluminiumhaltigen Legierungen zu drastisch erhöhten Verschleißraten führen kann. Außerdem ist zu beachten, daß übliche schwefelhaltige EP-Zusätze oft zu erhöhtem korrosiven Verschleiß mit dem Kupfer der Bronze neigen.

Zur Ausbildung eines guten Tragbilds und damit zum Abbau von Pressungsspitzen wird ein gutes Einlaufverhalten von den Schmierstoffen erwartet. Dies ist bei Mineralölen meist gegeben, bei Polyglykolen können zu geringe Verschleißraten die Ausbildung eines vollen Tragbildes verhindern und somit die Grübchenbildung begünstigen. Beim Einlauf am Bronzerad entstehen relativ große Mengen an feinem kupferhaltigen Abrieb, der, zusammen mit hohen Ölumpftemperaturen, die Ölalterung katalytisch beschleunigt. Deshalb wird ein Ölwechsel nach dem Einlauf, nach 200 bis 600 Betriebsstunden, empfohlen. Ein weiterer Ölwechsel wird nach 1500 bis 5000 Bh, je nach mechanischer oder thermischer Belastung, empfohlen, danach mindestens alle 18 Monate.

Fettschmierung ist nur bei geringer Umfangsgeschwindigkeit unter 4 m/s und offenen Getrieben oder Aussetzbetrieb (bei Stellgetrieben) zu empfehlen, da der Wirkungsgrad gering und die Wärmeabfuhr schlecht sind, Verschleißteile im Fett haften und somit den Verschleiß abrasiv verstärken. Ein Fettwechsel unterbleibt meist, da dafür das Getriebe zuvor sorgfältig gereinigt werden müßte.

## 2. Schmierstoffe

### 2.1 Anwendungstechnische Eigenschaften

Schmierstoffe sind wichtige Maschinenelemente die entscheidend zum Betriebsverhalten der Getriebe beitragen. Sie lassen sich jedoch nicht, wie im Maschinenbau üblich, mit Hilfe von Festigkeitsrechnungen berechnen und auslegen. Die Schmierstoffauswahl erfolgt anhand der zu erwartenden Betriebsbedingungen für das Getriebe und der Betriebserfahrung mit verschiedenen Schmierstoffen. Diese Erfahrungen sind in Spezifikationen und Anforderungsnormen beschrieben, wie z.B. in DIN 51 517-1 bis 3, Schmieröle C, CL und CLP. {14}, {15}, {16}.

Die Anforderungen an einen Getriebeschmierstoff kann man in zwei Gruppen zusammenfassen:

*Primäranforderungen (müssen immer erfüllt werden):*

- gute Schmierwirkung (ausreichende Schmierfilmdicke im Betrieb)
- Minderung / Beeinflussung der Reibung
- gute Kühlwirkung (Abführen der Reibungswärme)
- gute Spülwirkung (Abführen der Verschleißpartikel)
- lange Lebensdauer (ausreichende Oxidations- und Alterungsstabilität)
- gutes Verhalten gegenüber den im Getriebe eingesetzten Werkstoffen
- gutes Schaumverhalten und Luftabscheidevermögen

*Sekundäranforderungen (müssen gelegentlich erfüllt werden) können z.B. sein:*

- Eignung für hohe und /oder tiefe Temperaturen
- definiertes Verhalten gegenüber Feuchtigkeit und Wasser
- Mischbarkeit / Verträglichkeit mit anderen Schmierstoffen oder Betriebsmitteln
- Verfügbarkeit
- Wirtschaftlichkeit

#### 2.1.1 Viskosität

*Viskosität* (Zähigkeit) ist die Eigenschaft einer Flüssigkeit, der gegenseitigen laminaren Verschiebung zweier benachbarter Schichten einen Widerstand (innere Reibung) entgegenzusetzen. Sie ist das Maß für das Fließvermögen der Flüssigkeit.

Bewegen sich zwei durch eine Flüssigkeit im Abstand  $h$  voneinander getrennte Flächen relativ zueinander mit der Geschwindigkeit  $v$ , so wird in der Flüssigkeit eine Schubspannung  $\tau$  erzeugt. Diese Schubspannung  $\tau$  ist proportional dem Geschwindigkeitsgefälle  $dv/dh$ . Die Stoffkonstante  $\eta$  im Fließgesetz für newtonsche Flüssigkeiten stellt die *dynamische Viskosität* dar. Sie ist der für Scherströmungen maßgebliche Viskositätskoeffizient.

$$\tau = \eta \frac{dv}{dh} \quad (2)$$

Die Maßeinheit der dynamischen Viskosität  $\eta$  ist die Pascal-Sekunde (Pa·s).

$$1 \text{ Pa}\cdot\text{s} = 1 \text{ N s/m}^2 \cong 10 \text{ P (Poise)} \cong 10^3 \text{ cP (Centipoise)} \cong 10^3 \text{ mPa}\cdot\text{s}$$

In den Datenblättern der Schmierstoffhersteller finden sich in der Regel nur Angaben zur kinematischen Viskosität  $\nu$ . Die kinematische Viskosität  $\nu$  ist der Quotient aus der dynamischen Viskosität  $\eta$  und der Dichte  $\rho$  (Viskosität-Dichte-Verhältnis). In den Datenblättern der Schmierstoffhersteller wird die kinematische Viskosität in  $\text{mm}^2/\text{s}$  angegeben. Früher war die Einheit dafür das Centistoke ( $1 \text{ mm}^2/\text{s} \cong 1 \text{ cSt}$ ).

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (3)$$

mit:  $\nu$  = kinematische Viskosität  
 $\eta$  = dynamische Viskosität  
 $\rho$  = Dichte

Im Gegensatz zur dynamischen Viskosität  $\eta$  kann die kinematischen Viskosität  $\nu$  für Mineralölprodukte in Kapillarviskosimetern mit großer Genauigkeit bestimmt werden (DIN 51 562) {19}. Die Bestimmung der Dichte  $\rho$  ist mit einfachen Mitteln ebenfalls sehr genau möglich (DIN 51 757) {22}. Aus diesem Grunde ist die indirekte Bestimmung der für technische Berechnungen erforderlichen dynamischen Viskosität  $\eta$  aus gemessener kinematischer Viskosität  $\nu$  und Dichte  $\rho$  genauer als eine direkte Messung.

Schmierstoffe werden in Viskositätsgruppen angeboten (ISO-VG). Für Industrieschmierstoffe, also auch für Getriebeöle, sind dieses die ISO-Viskositätsgruppen entsprechend DIN 51 519 (ISO 3448) {17}. Die hier beschriebenen Viskositätsgruppen geben die Nennviskosität des Schmierstoffes in  $\text{mm}^2/\text{s}$  bei der Bezugstemperatur  $40^\circ\text{C}$  an (**Tabelle 1**).

Kfz-Getriebe- und Motorenöle werden in SAE-Klassen angeboten. Die einzelnen SAE Schmierstoffgruppen sind durch Anforderungen an die Viskosität des Schmierstoffes bei niedrigen und bei hohen Temperaturen definiert (**Tabelle 2**).

In Bedienungsanleitungen amerikanischer Getriebe und Anlagen stößt man gelegentlich auf die Empfehlung eines AGMA-Schmierstoffes. AGMA, die Vereinigung der amerikanischen Getriebehersteller hat mehrere Viskositätsgruppen für Getriebeöle definiert und, mit steigender Viskosität, mit den laufenden Nummern AGMA Nr.1 bis AGMA Nr.8 gekennzeichnet - **Tabelle 3**.

Ein Vergleich der einzelnen hier genannten Viskositätsklassifikationen ist in **Bild 7** dargestellt.

**Tabelle 1:**  
**ISO - Viskositätsklassen für Schmieröle (DIN 51 519)**

Viskositäts- klasse ISO	Mittelpunkts- viskosität bei $40^\circ\text{C}$ [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]	Grenzen der kinematischen Viskosität bei $40^\circ\text{C}$ [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ] min / max
ISO VG 2	2,2	1,98 / 2,42
ISO VG 3	3,2	2,88 / 3,52
ISO VG 5	4,6	4,14 / 5,06
ISO VG 7	6,8	6,12 / 7,48
ISO VG 10	10	9,00 / 11,0
ISO VG 15	15	13,5 / 16,5
ISO VG 22	22	19,8 / 24,2
<b>ISO VG 32</b>	<b>32</b>	<b>28,8 / 35,2</b>
<b>ISO VG 46</b>	<b>46</b>	<b>41,4 / 50,6</b>
<b>ISO VG 68</b>	<b>68</b>	<b>61,2 / 74,8</b>
<b>ISO VG 100</b>	<b>100</b>	<b>90,0 / 110</b>
<b>ISO VG 150</b>	<b>150</b>	<b>135 / 165</b>
<b>ISO VG 220</b>	<b>220</b>	<b>198 / 242</b>
<b>ISO VG 320</b>	<b>320</b>	<b>288 / 352</b>
<b>ISO VG 460</b>	<b>460</b>	<b>414 / 506</b>
<b>ISO VG 680</b>	<b>680</b>	<b>612 / 748</b>
ISO VG 1000	1000	900 / 1100
ISO VG 1500	1500	1350 / 1650

Fettdruck = typische Getriebeölviskositätsklassen

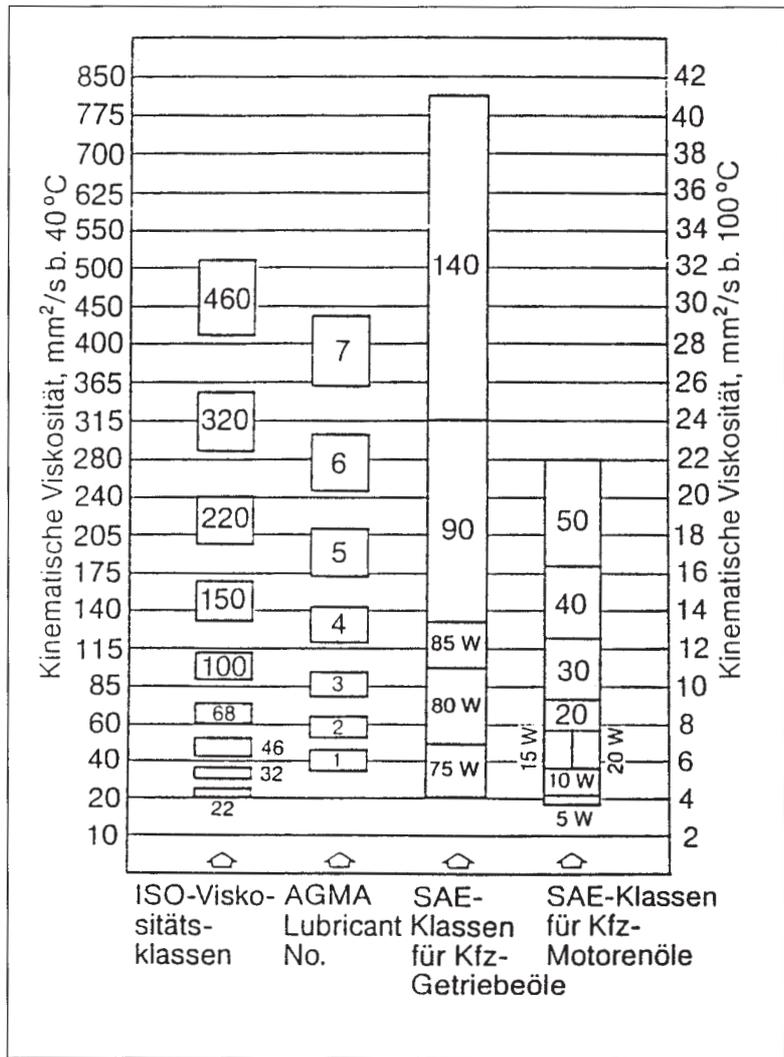
**Tabelle 2:**  
**SAE Viskositätsklassen für Schmieröle für Kraftfahrzeuggetriebe (DIN 51 512)**

SAE SAE Viskositätsgruppe	Höchsttemperatur für die scheinbare Viskosität von 150000 mPa s nach DIN 51 398 [°C]	Kinematische Viskosität bei 100 °C nach DIN 51 550 [mm <sup>2</sup> /s]	
		min	max
SAE 70W	-55	4,1	
SAE 75W	-40	4,1	
SAE 80W	-26	7,0	
SAE 85W	-12	11,0	
SAE 90	--	13,5	unter 24,0
SAE 140	--	24,0	unter 41,0
SAE 250	--	41,0	--

**Tabelle 3:**  
**AGMA Getriebeschmierstoffe**

Mit Korrosions- und Oxidations- schutz versehene Getriebe- Schmierstoffe	Viskositäts- Bereich bei 40°C	Äquivalente ISO- Viskositäts- gruppe	Extreme Pressure Getriebe- Schmierstoffe
AGMA Schmier- stoff Nr.	[mm <sup>2</sup> /s]		AGMA Schmier- stoff Nr.
1	41,4 / 50,6	46	
2	61,2 / 74,8	68	2 EP
3	90 / 110	100	3 EP
4	135 / 165	150	4 EP
5	198 / 242	220	5 EP
6	288 / 352	320	6 EP
7 Compoundiert	414 / 506	460	7 EP
8 Compoundiert	612 / 748	680	8 EP
8A Compoundiert	900 / 1100	1000	8A EP

*Anmerkungen:*  
Die Viskositätsbereiche der AGMA Schmierstoffe entsprechen denen des ASTM-Systems.  
Die compoundierten Schmierstoffe enthalten 3% bis 10% natürliche oder synthetische Fettstoffe.



**Bild 7: Vergleich der einzelnen Viskositätsklassifikationen**

**Viskosität-Temperatur-Verhalten (VT-Verhalten)**

Die Viskosität einer Flüssigkeit ändert sich mit der Temperatur. Trägt man die Viskosität von Mineralölen in Abhängigkeit der Temperatur t auf, so ergeben sich Kurven, die der Gleichung nach Vogel [55] entsprechen:

$$\eta = A \exp \frac{B}{t + C} \tag{4}$$

- mit: A und B = viskositätsabhängige Konstanten
- C = Temperaturkonstante
- t = Temperatur für die die Viskosität errechnet werden soll

Zur Erleichterung der Handhabung dient das Ubbelohde-Walther-Diagramm, welches das VT-Diagramm linear wiedergibt. Darin wird die kinematische Viskosität auf der Ordinate zweifach logarithmisch aufgetragen (**Bild 8**). Die Steigung der VT-Geraden im Ubbelohde-Walther-Diagramm wird als m-Wert bezeichnet. Sie ist das Maß für das VT-Verhalten eines Schmierstoffes.

In der Praxis hat sich der Viskositätsindex VI als Maß für das Viskosität-Temperatur-Verhalten eines Schmierstoffes eingebürgert. Der Viskositätsindex (VI) ist eine aus der kinematischen Viskosität bei 40 °C und bei 100 °C rechnerisch ermittelte Zahl einer konventionellen Skala. Ein hoher Viskositätsindex kennzeichnet eine relativ geringe Änderung der Viskosität mit der Temperatur und umgekehrt.

*Viskosität-Druck-Verhalten (VP-Verhalten)*

Mit steigendem Druck nimmt die Viskosität der Schmierstoffe zu. Diese Eigenschaft ist insbesondere bei den hohen Drücken im EHD-Schmierspalt die Ursache, daß selbst mit niedrigviskosen Schmierstoffen noch ausreichend tragfähige Schmierfilme aufgebaut werden.

Die bekannteste, aber bei hohen Drücken sehr ungenaue Gleichung für das VP-Verhalten lautet:

$$\eta_p = \eta_0 \cdot e^{\alpha p} \quad (5)$$

mit:  $\eta_p$  = Viskosität bei Druck  $p$  [Ns/m<sup>2</sup>]  
 $\eta_0$  = Viskosität bei Normaldruck [Ns/m<sup>2</sup>]  
 $\alpha$  = Viskosität-Druck-Koeffizient [m<sup>2</sup>/N]

Für einige typische Schmieröl-Grundöle ist der Viskosität-Druck-Koeffizient  $\alpha$  in **Tabelle 4** angegeben. Dieser Wert gehört nicht zu den Standardangaben auf den Datenblättern der Schmierstoffhersteller. (Siehe auch Bild 11).

**Tabelle 4:**  
**Viskosität-Druck-Koeffizient  $\alpha_{2,000} \cdot 10^3$  [bar<sup>-1</sup>] verschiedener Grundöle  
 und bei verschiedenen Temperaturen**

Öltyp*	25 °C	50 °C	80 °C
HVI 100	2,20	1,84	1,58
HVI 460	2,28	1,95	1,70
PAO 220	2,23	1,93	1,76
PAO 460	2,31	2,04	1,84
PG 150	2,36	1,80	1,45
PG 220	1,66	1,40	1,25

\* HVI = Mineralöl mit einem VI um 100  
 PAO = Poly- $\alpha$ -Olefine  
 PG = Polyglykol

Die Schmierfilmdicke im tribologischen Kontakt wird von der Viskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur und von deren Abhängigkeit vom Druck entscheidend beeinflusst.

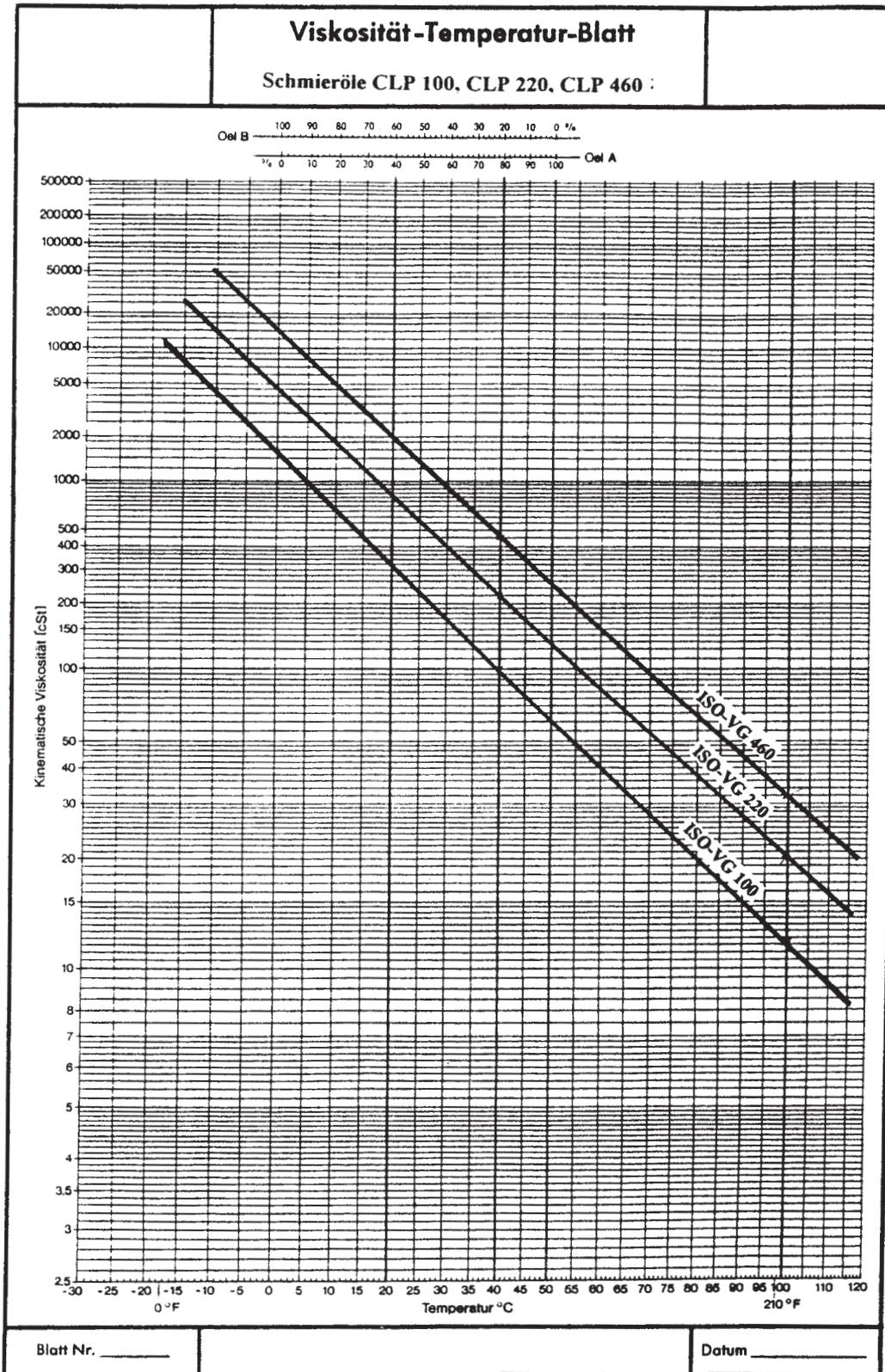


Bild 8: Viskosität-Temperatur-Diagramm typischer Getriebeöle

### 2.1.2 Physikalische Eigenschaften

Die *Dichte*  $\rho$  der Schmieröle hängt, wie die Viskosität, von der Temperatur und vom Druck ab. Normalerweise wird die Dichte der Schmieröle bei 15 °C bestimmt. Bei Temperaturerhöhung um 1 K sinkt die Dichte von Mineralölen im Mittel um 0,0007 kg/m<sup>3</sup> K. Damit errechnet sich die Dichte bei einer Temperatur  $\vartheta$  [°C] als:

$$\rho_{\vartheta} = \rho_{15} - (\vartheta - 15) \cdot 0,0007 \quad [\text{kg/m}^3] \quad (6)$$

Bestimmt wird die Dichte von flüssigen Schmierstoffen entsprechend DIN 51 757. {22}

Eine wichtige Funktion der Schmierstoffe ist die Kühlung des tribologischen Kontaktes, d.h. der Abtransport der Reibungswärme. Für das Aufstellen der Wärmebilanz des Getriebes ist die Kenntnis der *Wärmeleitfähigkeit*  $\lambda$  und der *spezifischen Wärmekapazität*  $c$  des eingesetzten Schmierstoffes notwendig. Von den Schmierstoffherstellern werden diese Werte in der Regel nicht bestimmt, so daß man hier auf allgemeine Angaben aus Tabellenwerken zurückgreifen muß.

Die Erwärmung von  $m$  g eines Stoffes um  $\Delta t$  °C =  $(t_2 - t_1)$  °C erfordert die Wärmemenge:

$$Q = c \cdot m \cdot (t_2 - t_1) = c \cdot m \cdot \Delta t \quad (7)$$

Die Proportionalitätskonstante  $c$  heißt spezifische Wärme.

$$c = \frac{\text{Wärmemenge}}{\text{Masse} \cdot \text{Temperaturänderung}} \quad [c] = \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \equiv 1 \frac{\text{Nm}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (8)$$

Die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  gibt an, welche Wärmemenge in stationärem Zustand in der Zeiteinheit durch die Flächeneinheit einer Stoffschicht von 1 cm Dicke hindurchgeht, wenn die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Oberflächen 1 Grad beträgt. Außer vom Stoff kann die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  auch von der Temperatur und vom Druck abhängen. Die Wärmeübertragung von einem festen Körper auf eine Flüssigkeit nennt man Wärmeübergang. Für ihn gilt das Newtonsche Abkühlgesetz, nach dem die in der Zeiteinheit übergehende Wärmemenge proportional der Temperaturdifferenz zwischen Körper und Umgebung ist. Die Proportionalitätskonstante heißt Wärmeübergangszahl  $\alpha$ . Sie hängt außer von der Art des umgebenden flüssigen oder gasförmigen Mediums auch von der Gestalt der festen Körper und vom Verlauf der Geschwindigkeit vorhandener Strömung ab.

**Tabelle 5:**  
**Stoffwerte verschiedener Flüssigkeiten**

Stoff	Dichte $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Wärmeleitfähigkeit $\lambda$ [W/m K]	spez. Wärmekapazität $c$ [kJ/kg K]
Rüböl	910	0,170	1,97
Schmieröl ISO-VG 100	886	0,134	1,79
Polyglykol ISO-VG 220	1020	0,176	1,95
Poly- $\alpha$ -Olefin ISO-VG 220	846	0,136	2,06
Wasser	1000	0,600	4,18

### 2.1.3 Verträglichkeiten

Mineralöle haben sich seit Jahrzehnten als Schmierstoffe bewährt. Heute verwendet man nahezu ausschließlich paraffinbasierte Mineralöle als Grundöl für Schmierstoffe. Alle Werkstoffe, die normalerweise mit Schmierstoffen in Berührung kommen, sind auf Verträglichkeit mit paraffinischen Mineralölen hin ausgelegt. Das gilt für die wichtigsten im Getriebebau anzutreffenden Elastomerwerkstoffe genauso wie für die Anstrichstoffe und Beschichtungen für Maschinen. Hält man sich an die normalen Richtlinien, z.B. gültige Normen, sind keine Schwierigkeiten zu erwarten.

Anders verhält es sich beim Einsatz von synthetischen Schmierölen. Hier ist es immer ratsam, beim Lieferanten Rücksprache über mögliche Verträglichkeiten einzuholen. Von Unverträglichkeiten betroffen sind in erster Linie Elastomer-, Anstrich- und Beschichtungsstoffe. Es können aber auch Reibbeläge von ölgeschmierten Kupplungen sein, oder gar Metalle. So läßt sich z.B. Aluminium und seine Legierungen mit Polyglykolen nicht schmieren. Der Einsatz von Gehäusen aus Aluminium aber ist in Verbindung mit Polyglykol möglich.

### 2.1.4 Mischbarkeit

Getriebeöle zeichnen sich durch lange Lebensdauer im Betrieb aus. Die Frage der Mischbarkeit von Getriebeölen unterschiedlicher Art und verschiedener Hersteller stellt sich in vielen Anwendungsfällen häufig erst gar nicht. Ist der Wechsel auf eine andere Ölsorte trotzdem vorgesehen, sollten einige Gesichtspunkte beachtet werden.

Unverträglichkeiten können bei Vermischung mit anderen Produkten zu Eintrübung der Ölfüllung und zu Korrosionserscheinungen führen. Auch das vollständige Ausfallen des Additivsystems ist möglich, was sich z.B. als Bodensatz/Belag bemerkbar machen kann. Insbesondere bei Vermischung hochadditiver Produkte mit verschiedener Additivchemie kann es zu unerwünschten Reaktionen einzelner Additivbestandteile untereinander kommen.

Zur Mischbarkeit von Getriebeölen kann man folgende Grundregeln aufstellen:

- So weit möglich, sind Vermischungen unterschiedlicher Produkte zu vermeiden
- Lassen sich Vermischungen nicht vermeiden, sind die zuständigen Schmierstofflieferanten auf mögliche Verträglichkeiten anzusprechen.
- Je hochwertiger ein Öl ist und je mehr Additive es enthält, um so kritischer können Vermischungen mit anderen Produkten sein.
- Je unterschiedlicher die Zusammensetzung der vermischten Öle ist, um so kritischer kann sich deren Mischung verhalten.
- Mischungen von Polyglykolen mit Mineralöl sind immer unverträglich und müssen unter allen Umständen vermieden werden.
- Synthetische Kohlenwasserstoffe / Poly- $\alpha$ -Olefine sind mit Mineralöl zwar in jedem Verhältnis mischbar, doch können Mischungen von hochadditiven Fertigprodukten zu Eintrübungen und Additivausfällungen infolge Überschreiten der Löslichkeitsgrenze im System führen.
- Die Zugabe von Festschmierstoffdispersionen, wie z.B. MoS<sub>2</sub>-Zusätzen, zu hochlegierten Getriebeölen sollte immer vermieden werden. Die dispersionstypische Additivierung dieser Produkte kann das Additivsystem des Getriebeöles aus dem Gleichgewicht bringen, bzw. im Grundschnierstoff vorhandene Detergent-Dispersant-Additive können die Festschmierstoffe an ihrem Wirksamwerden hindern. Kritisch ist auch die Anwesenheit von Feuchtigkeit, z.B. Schwitzwasser. Die Zugabe von festschmierstoffhaltigen Zusätzen zu nicht oder nur schwach legierten Umlaufölen ist weniger kritisch.

### 2.1.5 Hochtemperatur-Verhalten

Standard-Getriebschmieröle wie z.B. Schmieröle CLP nach DIN 51 517-3 {16}, werden in der Regel für Dauer-Einsatztemperaturen (Ölumpftemperaturen) von unter 100 °C konzipiert. Kurzzeitige Spitzentemperaturen von bis zu ca. 130 °C stellen für diese Schmieröle kein größeres Problem dar. Dauereinsatztemperaturen von über 100 °C und Spitzentemperaturen von über 150 °C sind bereits Hochtemperatureinsätze, die spezielle Schmierstoffe erfordern. Das Verhalten der Schmierstoffe bei hohen Temperaturen ist auf der einen Seite vom Grundöl und auf der anderen Seite von der Additivierung bestimmt.

Sieht man von ausgesprochenen Spezialschmierstoffen ab, kann man einige typische Verhaltensweisen feststellen:

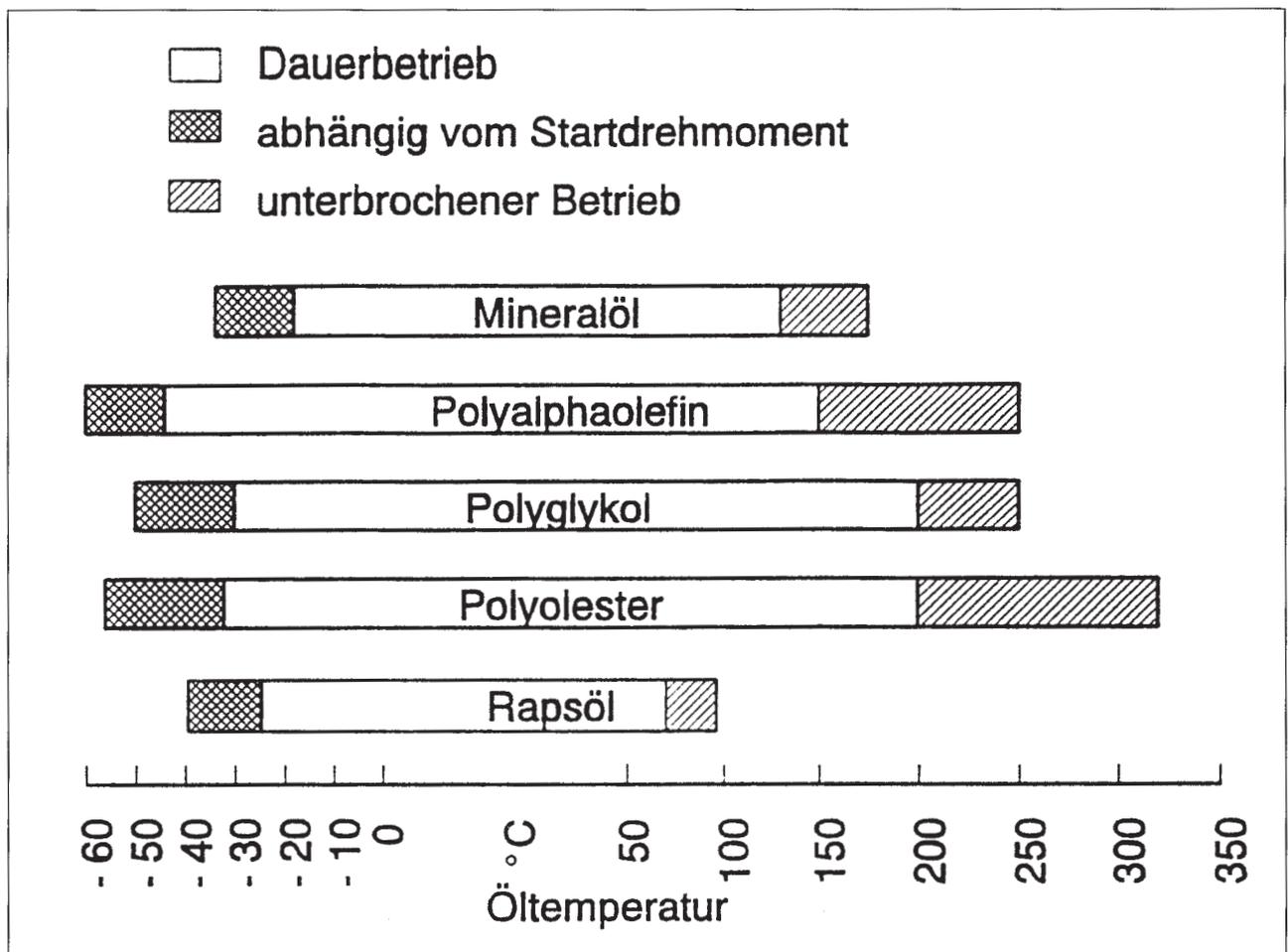
- paraffinische Mineralöle sind für den Einsatz bei höheren Temperaturen besser geeignet als naphthenische
- synthetische Schmieröle sind für höhere Einsatztemperaturen grundsätzlich besser geeignet als Mineralöle
- geeignet additivierte Mineralöle sind auch für Dauereinsatztemperaturen von über 100 °C einsetzbar
- es gibt synthetische Schmierstoffe, die additivbedingt nur Dauereinsatztemperaturen unterhalb 100 °C zulassen

Für Dauereinsatztemperaturen oberhalb 100 °C oder Spitzentemperaturen oberhalb etwa 130 °C sollte grundsätzlich die Beratung der Schmierstofflieferanten in Anspruch genommen werden.

Die Angaben in **Bild 9** können als Richtwert für Temperatur-Einsatzgrenzen genommen werden. Im Einzelfall ist jedoch eine Beratung durch den Schmierstoffhersteller notwendig.

### 2.1.6 Oxidations-/Alterungsverhalten

Schmierstoffe altern durch Oxidation. Der Sauerstoff der Luft lagert sich an die Ölmoleküle an und verändert diese. Durch Oxidation dickt das Öl ein und es kommt zur Bildung von Carbonsäuren. Bei fortgeschrittener Alterung können diese zu Korrosion im System führen. Die Ölalterung verläuft nicht linear über die Zeit, sondern exponentiell. Bereits oxidierte Ölmoleküle üben eine katalytische Wirkung aus und führen zu einer Be-



**Bild 9: Temperatur-Einsatzgrenzen verschiedener Schmierölytypen**

schleunigung des Alterungsprozesses. Eine Erhöhung der Temperatur führt immer zu einer Beschleunigung der Öloxidation. Das Überschreiten einer zulässigen Grenztemperatur führt dann zur chemischen Zersetzung der Ölmoleküle, die sich durch einen brenzlichen Geruch und durch weiche bis feste Ablagerungen und Rückstände im System bemerkbar machen. Auch Metalle, insbesondere Kupfer und Eisen, wirken als Katalysator und begünstigen die Öloxidation.

Je besser ein Mineralöl ausraffiniert ist, um so stabiler ist es gegen Oxidation. Eine Zugabe von Antioxidants verstärkt die Stabilität. Synthetische Grundöle können sich da anders verhalten. Teilweise sind sie ohne Zugabe von Antioxidants gar nicht einsetzbar, mit Zugabe von Antioxidants sind sie dann sehr temperaturstabil. Die Oxidations- und Alterungsstabilität von Schmierölen wird in Labortests geprüft. Für Getriebeöle erfolgt die Prüfung der Oxidationsstabilität entsprechend DIN 51 352 {6}.

### 2.1.7 Schutz gegen Verschleiß und Fressen

Eine der wichtigsten Aufgaben der Getriebeöle ist es, den Verschleiß an den Zahnflanken zu verhindern. Bei Vollschmierung, wenn der Schmierfilm dick genug ist um die Zahnflanken vollkommen zu trennen, tritt Verschleiß nicht auf. In der Regel aber ist die Schmierfilmdicke kleiner als die Summe der Oberflächenrauheiten der Zahnflanken. Es kommt dann zu metallischer Berührung, bei der die Rauheitsberge und -erhebungen abscheren - die Zahnflanken verschleifen. Im Extremfall kommt es dabei zum Fressen der miteinander kämmenden Zahnflanken.

Je nach Provenienz, Raffinationsgrad und Zusammensetzung weisen Schmieröl-Grundöle eine unterschiedlich ausgeprägte natürliche Verschleißschutzwirkung auf. Diese hängt direkt mit der Polarität des Öles ab und mit seiner Fähigkeit die zu schmierenden Oberflächen mit einem stabilen, hoch belastbaren Schmierfilm zu benetzen. Das Verschleißschutzvermögen der Grundöle bei Mischreibung kann durch Zugabe von Additiven unterschiedlichster chemischer Verbindungen stark verbessert werden. Die Verschleißschutzadditive bilden bei Belastung (Druck, Temperatur, Gleitgeschwindigkeit) entweder reaktive oder adsorbtive gleitfähige, feste Schutzschichten auf den zu schmierenden Oberflächen die ein Verschweißen der Rauheitsberge

und -erhöhungen verhindern und schützen diese dadurch vor Verschleiß. Man unterscheidet zwischen Hochdruckzusätzen und Verschleißschutzzusätzen. Hochdruckzusätze brauchen, um wirksam zu werden, hohe Reaktionstemperaturen, wie sie z.B. bei Stoßbelastungen und hohen Gleitgeschwindigkeiten im Mischreibungsgebiet auftreten. Sie schützen sehr gut vor Riefen und Fressern, zeigen aber weniger gute Wirkung gegen Langzeitverschleiß (abrasiven Verschleiß), bei konstanter hoher Belastung wie er z.B. bei langsamlaufenden hochbelasteten Getriebestufen vorkommt. Die Verschleißschutzzusätze wirken hervorragend im Bereich der Mischreibung, ohne Stoßbelastung. Bei starker Stoßbelastung versagen sie schnell. Mineralölbasische Schmierstoffe mit sehr hoher Freßtragfähigkeit können mit Verschleißschutzzusätzen nur bedingt formuliert werden.

Die hochwertigen Getriebeöle, wie z.B. Schmieröle CLP nach DIN 51 517-3 {16} sind in der Regel mit Hochdruckzusätzen für hohe Freßtragfähigkeit additiviert.

### 2.1.8 Korrosionsschutz

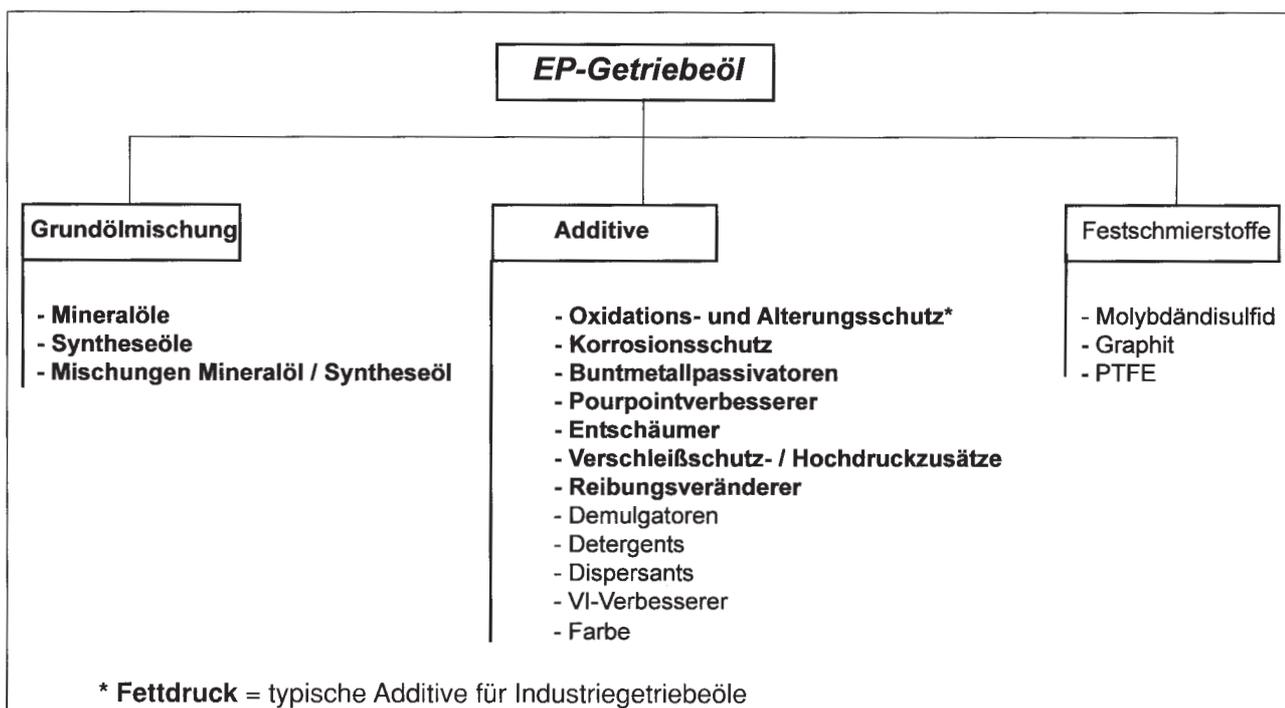
Unlegierte Mineralöle haben nur schwach ausgeprägte Korrosionsschutzeigenschaften, weil der Ölfilm auf der Metalloberfläche mechanischer Belastung nicht standhält und weil Sauerstoff und Wasserstoff hindurchdiffundieren können. Hinzu kommt, daß Ölalterungsprodukte einen sauren Charakter haben und bei fortgeschrittener Alterung Korrosion fördern. In Getriebeölen müssen Hochdruckzusätze, die bei höheren Temperaturen aggressiv wirken können, unter Kontrolle gehalten werden. Diese Gründe machen die Notwendigkeit der Zugabe von Korrosionsschutzadditiven zu hochwertigen Getriebeölen deutlich.

Korrosionsschutzadditive sind, ebenso wie die Hochdruck- und Verschleißschutzzusätze, polare Substanzen die die metallischen Oberflächen im Tribokontakt belegen und dadurch einen schützenden Film bilden. Diese unterschiedlichen Additivtypen stehen praktisch im Wettbewerb um die Metalloberflächen und beeinflussen sich gegenseitig. Ausgesprochen gute Korrosionsschutzöle haben selten eine hohe Freßtragfähigkeit und Getriebeöle mit einer sehr guten Freßtragfähigkeit (sehr hoher EP-Wirkung) zeigen häufig Schwächen im Korrosionsschutzvermögen.

Die Korrosion verhindernden Eigenschaften von Getriebeölen werden entsprechend DIN 31355 geprüft.

### 2.2 Aufbau und Zusammensetzung von Schmierölen / Getriebeölen

Getriebeöle bestehen aus Grundölen und aus Additiven (**Bild 10**). Die Grundöle können Mineralöle, synthetische Öle oder Mischungen aus Mineralölen und synthetischen Ölen sein. Am häufigsten kommen Grundöle auf Mineralölbasis zum Einsatz. Der Anteil an synthetischen Grundölen bei Getriebeschmierstoffen beträgt nur etwa 3%.



**Bild 10: Aufbau eines EP-Getriebeöles**

Additive sind Stoffe (Chemikalien) die man den Grundölen beimischt, um gewisse Eigenschaften derselben deutlicher hervorzuheben, oder aber, um ihnen neue Eigenschaften zu verleihen. Es gibt eine große Vielzahl von z.T. sehr unterschiedlichen Additiven für Schmieröle.

Für Anwendungen in Industriegetrieben sollte man auf den Einsatz von Schmierölen verzichten, die Viskositätsindex-Verbesserer enthalten, d.h. synthetische Eindicker zum Anheben der Betriebsviskosität. Die Viskosität dieser Öle ist über die Laufzeit nicht stabil und der im Betrieb zu erwartende permanente Viskositätsverlust infolge mechanischer Scherung der VI-Verbesserer kann zu größeren Schäden an den Zahnflanken und in den Getriebelegern führen.

Mit Vorsicht einzusetzen sind auch dispergierende und detergierende Öle. Schmieröle dieser Art können eingedrungene Feuchtigkeit und Wasser, sowie Abriebpartikel und eingedrungeenen Schmutz nicht abscheiden. Diese werden, fein verteilt im Öl in Schwebelage gehalten und ständig erneut in die Schmierpalte gefördert, was nicht wünschenswert ist.

**Anmerkung:** Für den Maschinenbauer ist ein „legiertes Öl“ in der Regel ein Schmieröl, daß Verschleißschutz und/oder Hochdruckzusätze enthält. Für den Schmierstoffexperten gilt ein Öl als „legiertes Öl“, sobald es auch nur ein einziges Additiv, z.B. ein Antioxidant, enthält.

### 2.2.1 Mineralöle

Mineralöle sind Mischungen der unterschiedlichsten Kohlenwasserstoffverbindungen. Je nach Anteil von paraffinischen (gesättigten kettenförmigen), naphthenischen (Cycloparaffine) und aromatischen (ungesättigten ringförmigen) Verbindungen unterscheidet man naphthenbasierte und paraffinbasierte Öle.

**Naphthenbasierte Öle** zeichnen sich durch ein sehr gutes Kälteverhalten (niedriger Pourpoint) aus. Ihre Viskosität ist jedoch stark temperaturabhängig (niedriger Viskositätsindex, z.B. 65 und weniger). Als Grundöle für Getriebeschmierstoffe spielen sie heute praktisch keine Rolle.

**Paraffinbasierte Öle** stellen den größten Anteil der Grundöle für Schmierstoffe. Sie sind in nahezu allen Anwendungsfällen anzutreffen. Die Abhängigkeit ihrer Viskosität von der Temperatur ist relativ gering (Viskositätsindex meist über 90), das Verhalten gegenüber Dichtungen und Anstrichstoffen ist gut. Aufgrund der vorhandenen paraffinischen Strukturen haben diese Öle ein ungünstiges Fließverhalten in der Kälte.

**Hydrocracköle** sind unkonventionelle Grundöle, die durch hydrierende Spaltung des Rückstandes der Destillation hergestellt werden. Sie zeichnen sich durch ein extrem gutes Viskosität-Temperatur-Verhalten aus und zeigen im Vergleich zu konventionell raffinierten Solvaten und synthetischen Grundölen hervorragende Elastomer-Verträglichkeit. Sie bieten sich als kostengünstige Alternative zu Poly- $\alpha$ -Olefinen (PAO) an. Je nach Herstellungsverfahren unterscheidet man zwischen UHVI- (VI ca. 130) und XHVI- Ölen (VI ca. 150).

### 2.2.2 Synthetische Kohlenwasserstoffe

Alle synthetischen Kohlenwasserstoffe entstammen der Petrolchemie und sind mit Mineralölen in jedem Verhältnis mischbar. Sie werden in zwei große Gruppen von Stoffen eingeteilt, die sich hauptsächlich durch das Ausgangsmaterial bei der Synthese unterscheiden:

- Alkyl-Aromate: Alkylate und Dialkylbenzole
- Olefin-Oligomere: Polyisobutylene und Polyalphaolefine

Für die Getriebeschmierung sind Dialkylbenzole, Polyisobutylene und Polyalphaolefine von Interesse.

**Dialkylbenzole** sind Flüssigkeiten mit niedrigem Pourpoint, d.h. mit guten bis sehr guten Kälteeigenschaften. Je nach Molekülstruktur haben sie teilweise sehr unterschiedliche Eigenschaften. Für die Getriebeschmierung bei extrem tiefen Außentemperaturen sind Dialkylbenzole mit einem hohen VI geeignet. Durch entsprechende Additivierung lassen sich nicht nur Eigenschaften an die tribologischen Anforderungen bei tiefen, sondern auch bei höheren Außentemperaturen anpassen.

**Polyisobutylene** (PIB) werden mit einer Viskosität von 4 bis 8000 mm<sup>2</sup>/s bei 100 °C und VI zwischen 80 und 125 auf dem Markt angeboten. Sie finden Anwendung als VI-Verbesserer sowie Haftverbesserer in Getriebeölen.

**Polyalphaolefine** (PAO) sind die wichtigsten synthetischen Grundöle für Schmierstoffe. Sie zeichnen sich durch ein hervorragendes Viskosität-Temperatur-Verhalten (VT-Verhalten), sehr gute Flammstabilität und äußerst geringe Pourpointe aus. Fertig formulierte PAO spielen eine wichtige Rolle bei der Schmierung hochbelasteter Industriegetriebe. Sie sind auch wichtige Grundöle für die Formulierung von Schmierstoffen für die Lebensmittelindustrie. Da die fertig formulierten PAO mit Mineralöl vollständig löslich sind, ist eine Umstellung der Schmierung von Mineralöl auf PAO und umgekehrt in der Regel problemlos.

### 2.2.3 Polyalkylenglykole

Die Bezeichnung Polyglykol, korrekt Polyalkylenglykol (PAG) genannt, stellt den Oberbegriff für die Homopolymere und Copolymere des Ethylenoxids (EO) und Propylenoxids (PO) dar. Durch Variationsmöglichkeiten bei der Synthese sind eine Vielzahl von Polyglykolen unterschiedlichster Strukturen und Eigenschaften zu erzielen.

Das *Wasseraufnahmevermögen* der einzelnen Polyglykole ist abhängig vom Ethylenoxidgehalt des Moleküls, vom Polymerisationsgrad und von der Temperatur.

Polyglykole EO:PO 1:1 sind löslich in kaltem Wasser, Alkoholen, Glykolethern, usw.

Polyglykole EO:PO 0:1 sind unlöslich in Wasser, in Kohlenwasserstoffen bedingt löslich.

Alle Polyglykole zeigen mit steigender Temperatur abnehmende Löslichkeit in Wasser.

Die Verträglichkeit mit Mineralölen nimmt mit steigender Temperatur und mit abnehmender Viskosität der PAG, bzw. der Mineralölkomponente, zu. Paraffinbasierte Mineralöle sind mit PAG schlechter verträglich als naphthenbasierte. Diese Eigenschaft ist wichtig, wenn die Getriebebeschmierung von einem Mineralöl auf PAG, oder umgekehrt, umgestellt werden soll. Wegen der nicht gegebenen Löslichkeit/Verträglichkeit der beiden Grundöle ist für eine vollständige Reinigung des Getriebes vor der Neufüllung zu sorgen. Spülen alleine genügt nicht.

Im Vergleich zu Mineralölen verlaufen die Viskosität-Temperatur-Kurven der Polyglykole wesentlich flacher. Der VI dieser Produkte liegt in der Regel zwischen 150 und 250.

Mit zunehmendem Ethylenoxidanteil in der Molekülkette steigt der Viskositätsindex linearer, geradkettiger Typen an.

Die *Viskosität-Druck-Abhängigkeit* der Polyglykole wird im wesentlichen von ihrem chemischen Aufbau und dem Polymerisationsgrad bestimmt. Sie ist generell wesentlich geringer als bei Mineralölen

Das *Tieftemperaturverhalten* der Polyglykole ist sehr gut. Je nach Struktur und Polymerisationsgrad liegt der Pourpoint zwischen -20°C und -50°C. Beim Erreichen des Pourpoints erstarren Polyglykole glasartig klar. Die Fließeigenschaften der Polyglykole sind in der Regel deutlich günstiger als bei Mineralölen gleicher Nennviskosität.

Die thermische und oxidative Stabilität ist bei nicht Oxidationsinhibitoren enthaltenden PAG grundsätzlich anders als bei inhibierten. Nicht inhibierte PAG zersetzen sich ab etwa 150°C. Bei thermischer Zersetzung von PAG werden keine festen oder harzartigen Produkte gebildet. Inhibierte PAG sind thermisch und oxidativ den Mineralölen hoch überlegen. Sie können bei Temperaturen bis zu 250°C unter Luftabschluß verwendet werden, ohne daß eine nennenswerte Neigung zu Schlamm- oder Verkockung eintritt. Mit zunehmendem PO-Anteil im Molekül nimmt die thermische Stabilität ab. Bei richtig abgestimmter Additivierung weisen PAG im Vergleich zu den Mineralölen eine drei- bis fünffach längere Gebrauchsdauer auf.

Die *Verträglichkeit mit Dichtungselastomeren und Kunststoffen* der verschiedenen Polyglykole ist differenziert zu betrachten. Aus diesem Grunde sollte vor jedem Einsatz grundsätzlich Rücksprache mit den entsprechenden Herstellern erfolgen, bzw. geeignete Verträglichkeitsprüfungen durchgeführt werden.

Die PAG-Schmierfilme zeichnen sich, aufgrund ihres polaren Charakters, durch niedrige Reibungszahlen und große Haft- und Tragfähigkeit aus. Einige in Mineralöl bewährte AW- und EP-Zusätze zeigen in Polyglykolen keine oder nur geringe Wirkung. Mit Mineralölen gewonnene Erfahrungen sind auf PAG nicht übertragbar.

Für die *Entsorgung* gebrauchter Polyglykole kommt generell nur die kontrollierte Verbrennung in geeigneten Verbrennungsanlagen in Frage. PAG, in welcher Form auch immer, dürfen dem Altöl (Mineralöl) nicht zugeführt werden.

### 2.2.4 Ester

Tribologisch wichtig aus der großen Gruppe der Ester sind die Diester und die Polyester. Einheitlich sind allen Estern die auf ihre polare Struktur zurückzuführenden Eigenschaften, wie niedrige Reibungszahlen, gutes Temperaturverhalten, Neigung zur Hydrolyse in Gegenwart von Feuchtigkeit, Tendenz Dichtungselastomere zu quellen und Farbanstriche anzulösen, sowie die gute Löslichkeit von Additiven.

Das VT-Verhalten der Ester, sowie deren Freßtragfähigkeit und schmierungstechnischen Eigenschaften sind besser als das der Mineralöle gleicher Viskosität, insbesondere im Mischreibungsbereich. Trotzdem werden fertig formulierte Esteröle mit geeigneten Verschleißschutzadditiven versehen. Hierbei ist, vor allem bei den auch bei höheren Temperaturen eingesetzten Polyestern (sterisch gehinderte Ester) darauf zu achten, daß thermisch stabile Zusätze Verwendung finden.

Ester sind mit Mineralölen und PAO voll mischbar. Sie werden daher häufig mit diesen verschnitten um deren Tieftemperatureigenschaften, bzw. deren Lösungsvermögen für Additive, zu verbessern und die Neigung niedrigviskoser PAO Dichtungselastomere zu schrumpfen, aufzuheben.

### 2.2.5 Biologisch schnell abbaubare und Wasser nicht/gering gefährdende Schmierstoffe

Getriebeöle zeichnen sich dadurch aus, daß sie anwendungsbedingt nicht mit der Umwelt in Kontakt kommen. Auch das Risiko einer Leckage oder Havarie ist als gering einzuschätzen. Darum stellt sich die Frage, wie sinnvoll es ist, diese Öle auf eine Basis biologisch abbaubarer und das Wasser nicht gefährdender (WGK = Wasser-Gefährungsklasse) Getriebeöle zu stellen, läßt man den Gesichtspunkt Transport und Lagerung außer acht. Getriebeöle verrichten ihre Arbeit in relativ abgeschlossenen, gekapselten Einheiten. Insbesondere große Industriegetriebe werden stationär betrieben, so daß die Folgen eines Ölunfalles durch bauseitig vorgeordnete und vorgeschriebene Maßnahmen minimiert werden können. Hier ist der Einsatz schnell abbaubarer Getriebeschmierstoffe wenig sinnvoll.

Der Gesetzgeber hat zum Schutz der Umwelt die Verwendung von biologisch schnell abbaubaren und Wasser nicht gefährdenden Schmierölen für einige Anwendungsbereiche vorgeschrieben. Schneller biologischer Abbau bedeutet eine rasche Sauerstoffzehrung in der Umgebung des im Abbau befindlichen Stoffes. Die Beurteilung der biologischen Abbaubarkeit erfolgt mit dem Frischöl nach der CEC Methode L-33-A-93.<sup>{6}</sup> Danach müssen über 80% des Schmieröles nach 21 Tagen Prüfdauer unter den Testbedingungen abgebaut werden. Die Prüfmethode OECD 301 D <sup>{41}</sup> ist eine ebenfalls etablierte Prüfmethode zur biologischen Abbaubarkeit. Sie wird in einigen Spezifikationen der älteren CEC-Methode bereits vorgezogen. Nach der OECD - Methode müssen 60 % des Schmieröles nach 28 Tagen abgebaut sein.

**Tabelle 6:**  
**Grundöle im Vergleich**

Grundstoff / Eigenschaft	Rapsöl	Ester	Polyglykol	Mineralöl
Abbaubarkeit (CEC L-33-A-93)	ca. 99%	10 - 90 %	70 - 99 %	15 - 20%
Kälteverhalten	-25 °C <sup>1)</sup>	-30 / -40 °C <sup>2)</sup>	ca -30 °C <sup>2)</sup>	-20 / -30 °C <sup>2)</sup>
Löslichkeit in Wasser	schlecht	schlecht	gut	schlecht
Mischbarkeit mit Mineralöl	gut	gut	schlecht	- -
Viskositätsindex (VI)	ca. 200	ca.130 - 200	ca. 150 - 250	ca. 80 - 105
Einsatztemperatur-Bereich	- 25 / +70 °C	- 30 / +150 °C	- 30 / +250 °C	- 30 / +150 °C

<sup>1)</sup> flüssig nach 7 Tagen Kältekammer bei -25 °C

<sup>2)</sup> Pourpoint marktüblicher Produkte

Biologisch abbaubare Schmieröle sind in erster Linie Ester. Einige Polyglykoltypen sind auch anzutreffen. Rapsöl ist als Grundöl für die Schmierölherstellung grundsätzlich geeignet (**Tabelle 6**). Das Rapsölraffinat besitzt jedoch eine Reihe von Eigenschaften, welche für die Anwendung als Schmieröl eine Begrenzung darstellen und durch Zusätze nicht beeinflusst werden können, da sie in der chemischen Struktur begründet sind. Darüber hinaus sind Rapsölschmierstoffe nicht recyclingfähig.

Die obere Einsatz-Temperaturgrenze von Schmierstoffen auf Rapsölbasis ist etwa 70 °C, die der biologisch abbaubaren Syntheseöle etwa 120 °C. Werden Rapsölschmierstoffe verwendet, ist daher die Verwendung von Hochtemperatur-Elastomeren wie H-NBR (Acryl-Butadien-Kautschuk) oder FPM (Fluorkautschuk) nicht erforderlich. Normale PU-Elastomere (Polyurethan) werden durch die bei der Hydrolyse von Rapsöl entstehenden Fettsäuren zersetzt. Es ist daher vor dem Einsatz von Pflanzenölen Kontakt mit dem Anlagenhersteller, dem Dichtungshersteller und dem Hersteller der Maschinenanstrichstoffe, sowie die Durchführung von Eignungsuntersuchungen zu empfehlen. Herkömmliche Maschinenlacke versagen im allgemeinen schnell bei Beanspruchung durch Pflanzenöle.

**Anmerkung:** Es darf nicht übersehen werden, daß bei größeren Mengen auch ein biologisch schnell abbaubarer Schmierstoff nicht sofort in umweltneutrale Folgeprodukte umgewandelt werden kann. Unter Umständen ist die Beeinträchtigung der Umwelt durch einen schnell abbaubaren Schmierstoff schwerwiegender als bei einer moderat abbaubaren Flüssigkeit, da dieser Vorgang eine rasche Verarmung an Sauerstoff in der Umgebung des im Abbau befindlichen Schmierstoffes darstellt. Ferner muß auch darauf hingewiesen werden, daß die Untersuchung der biologischen Abbaubarkeit immer an frischen, ungebrauchten Schmierölen durchgeführt wird. Wie sich diese durch den Betrieb verändert ist nicht bekannt. Die Abbaubarkeit von gebrauchten Bio-Schmierölen wurde noch nie untersucht - und gerade diese gebrauchten Schmierstoffe gelangen hauptsächlich in die Umwelt.

### 2.3 Konsistente Schmierstoffe

Anstelle von Schmierölen, die mit ihren vielfältigen Zubereitungsformen den Hauptanteil der Getriebeschmierstoffe stellen, werden bei einigen Getriebeeinsatzfällen mit besonderen konstruktiven Gegebenheiten konsistente Schmierstoffe verwendet.

Prototypen der konsistenten Schmierstoffe sind die Schmierfette und Schmierpasten. Diese unterscheiden sich von den Schmierölen durch ihre eingeschränkte Fließfähigkeit, weshalb sie grundsätzlich besser haften als Schmieröle. Hieraus ergeben sich als vorteilhafte Gebrauchseigenschaften:

- gute Abdichtungseigenschaften
- geringe Leckageverluste
- ausgeprägte Schmierfilmstandfestigkeit.

Letztere Eigenschaft bewirkt einen ständigen Schmierstoff-Depoteffekt, der besonders dann hilfreich ist, wenn beim Anlaufvorgang das Gebiet der Grenzreibung durchfahren wird. Hauptnachteil der konsistenten Schmierstoffe ist ihr Unvermögen in nennenswertem Umfang Wärme und Verunreinigungen abzuführen.

#### 2.3.1 Getriebefette

Getriebefette, auch Fließfette oder Getriebefließfette genannt, sind weiche Schmierfette der NLGI-Konsistenzklassen No. 1 bis 000 (Penetrationsbereich: 310 - 475 mm/10), die bereits bei 25°C mehr oder weniger stark fließfähig sind.

Sie bestehen - wie alle Schmierfette - aus den vier Hauptkomponentengruppen Grundöl-Verdicker-Additive-Zusatzstoffe, wobei der Grundölanteil deutlich höher und der Verdickeranteil deutlich niedriger ausgelegt ist als bei normalen Schmierfetten.

Als Verdicker kommen insbesondere Lithium-12-Hydroxystearat, aber auch andere Metall- und Metallkomplexseifen sowie Harnstoffderivate zur Anwendung. Als Grundöle werden Mineralölraffinate, wie auch alle gängigen synthetischen Schmierölypen verwendet. Die Grundeigenschaften der Getriebefette werden durch die Auswahl der Kombination Grundöl /Verdicker festgelegt. Sie werden in der Regel durch Additive zur Verbesserung des Reibungsverhaltens sowie des Verschleiß- und Korrosionsschutzes verstärkt.

Das Haupteinsatzgebiet der Getriebefette sind geschlossene Kleingetriebe, deren Gehäuse nicht öldicht ausgelegt sind, z. B. an Handwerker- und Haushaltsgeräten sowie Werkzeugmaschinen mit Umfangsgeschwindigkeiten bis  $4 \text{ ms}^{-1}$ . Dabei handelt es sich ausschließlich um eine Tauchschmierung, wobei außer den Verzahnungen häufig auch die Lager mitgeschmiert werden. Diese Getriebefette werden nach DIN 51 502 {11} als Schmierfette G bezeichnet, deren Mindestanforderungen in DIN 51 826 {23} festgelegt sind. Sie sind in der Regel für einen Einsatztemperaturbereich von  $- 20^\circ\text{C}$  bis  $+ 100^\circ\text{C}$  ausgelegt, der durch Verwendung von synthetischen Grundölen in beide Richtungen erweitert werden kann.

#### 2.3.2 Haftschnierstoffe

Haftschnierstoffe sind Sonderschnierstoffe der NLGI-Konsistenzklasse No. 0 bis 00 (Penetrationsbereich: 355 - 430 mm/10), die wegen ihres Aufbaus den Schmierfetten zuzuordnen sind. Ihr Haupteinsatzgebiet ist die Zahnflankenschmierung von offenen Zahnkranztrieben, die typisch sind für Drehrohröfen, Mühlen, Schmieidepressen, Bagger und andere.

Die besondere tribotechnische Beanspruchung der Haftschnierstoffe ist in der betrieblichen Praxis gekennzeichnet durch hohe Leistungen, die bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten (in der Regel  $<1 \text{ ms}^{-1}$ ) und Gleitgeschwindigkeiten sowie hohen Drehmomenten zu übertragen sind. Somit wird praktisch permanent im Mischreibungsgebiet gearbeitet, weshalb von den angewendeten Schmierstoffen vor allem zu fordern sind:

- Extrem gute Haftung auf den Zahnflanken (Der Schmierstoff/Schmierfilm darf nicht beim Zahneingriff abgestreift werden. Er muß abschleuderfest sein und darf nur langsam ablaufen).
- Gut ausgeprägtes Lasttragevermögen
- Gute Beständigkeit gegenüber Wasser und Korrosionsschutzeigenschaften.
- Temperaturbeständigkeit bis mindestens  $140^\circ\text{C}$
- Gute Versprühbarkeit (bei Sprühschnierung).

Es ist Stand der Technik, daß die Haftschnierstoffe heute frei von Bitumen, Schwermetall- und Chlorverbindungen sind und auch keine halogenierten Lösungsmittel enthalten. Charakteristisch ist ihr hoher Festschnierstoffgehalt (meist Graphit, bis zu 10 Gew%), weshalb ihr gleichzeitiger Einsatz für die Schmierung von Wälzlagern nicht zu empfehlen ist.

Bei der Schmierung der offenen Zahnradgetriebe kommt ein System von drei verschiedenen Ausführungsformen der Haftschmierstoffe zur Anwendung:

- **Grundierungsschmierstoff**

Überholte/überarbeitete wie auch fabrikneue Zahnräder werden vor der Inbetriebnahme mit einer Fettpaste mit hohem Festschmierstoffgehalt, meistens Graphit, belegt. Hierdurch werden die Ausgangsrauigkeiten der Zahnflanken, die 20 - 40 µm betragen, aufgefüllt und so gegen Fressen in der Startphase geschützt.

- **Einlaufschmierstoff**

Das Einlaufen der Zahnräder mittels spezieller Einlaufschmierstoffe dient der Verbesserung der fertigungsbedingten Flankenrauigkeiten und der Vergrößerung des effektiven Traganteils, was durch einen gezielten schadensfreien Abbau der Rauheitsspitzen und Einglättung der tragenden Flankenoberflächen erfolgt. Der Einlaufvorgang wird in der Regel mit Schmierstoff-Überschuß durchgeführt.

- **Betriebsschmierstoff**

Nach Abschluß des Einlaufvorganges wird auf den Betriebsschmierstoff umgestellt, dessen Additiv-Festschmierstoff-Kombination auf hohen Verschleißschutz ausgelegt ist. Deshalb kann die Schmierstoffmenge auf ein Minimum zurückgenommen werden.

**Anmerkung:** Für stärkere Korrekturen am Tragbild der Zahnflanken stehen spezielle „Korrektur-Schmierstoffe“ mit einem deutlich verstärkten Verschleißpotential zur Verfügung, deren Anwendung nur in Zusammenarbeit mit dem Schmierstoffhersteller erfolgen sollte.

## 2.4 Festschmierstoffe

Festschmierstoffe sind, wie schon der Name sagt, feste kristalline Stoffe mit Schmierungseigenschaften. Für offene Getriebe kommt fast ausschließlich Graphit zur Anwendung während für geschlossene Getriebe Molybdändisulfid, zum Teil auch in Kombination mit Graphit, verwendet wird. Sie werden den Getriebeölen, Getriebefetten und Haftschmierstoffen zugesetzt, um allgemein deren Lasttragevermögen unter Mischreibungsbedingungen zu erhöhen und im besonderen den bei Vibration und oszillieren den Belastungen auftretenden Schwingungsabtrag (Tribokorrosion) zu begrenzen.

Bei Getriebeölen ist besonders zu beachten, daß die Festschmierstoffe in ihrer Wirkung nicht durch das vorhandene Detergent-Dispersant-Additivsystem behindert werden. Deshalb sollte die Zugabe von hochkonzentrierten Festschmierstoff-Suspensionen zu hochlegierten Getriebeölen, wie z. B. Schmierölen CLP nach DIN 51 517-3 {16} nur nach Rücksprache mit dem Hersteller dieser Öle erfolgen. Sicherer ist jedoch die Verwendung von fertigformulierten, festschmierstoffhaltigen Getriebeölen, in denen die Festschmierstoffe synergistisch mit den vorhandenen Additiven abgestimmt sind. Auch sollten festschmierstoffhaltige Getriebeöle nur zum Einsatz gelangen, wenn Mischreibung vorliegt; bei reiner EHD-Schmierung können sie reibungserhöhend und verschleißfördernd wirken.

Vollständigkeitshalber sei erwähnt, daß es neben Graphit und Molybdändisulfid weitere - auch weiße - Festschmierstoffe mit guten Schmierungseigenschaften gibt, die bei der Zahnradschmierung nur in Sonderfällen zur Anwendung kommen.

## Gleitlacke

Eine andere Anwendungsform der Festschmierstoffe sind die öl- und fettfreien Trockenfilme bzw. Gleitlacke. Diese sind Suspensionen von Festschmierstoffen - bevorzugt Graphit, Molybdändisulfid, PTFE - in Lösungen von anorganischen oder organischen Bindern, die nach dem Aushärten auf den Flankenoberflächen einen festen, haftenden, trockenen Schmierfilm bilden.

Gleitlacke werden gewählt, wenn Schmieröle und Schmierfette wegen extremer Einsatztemperaturen, hohem Vacuum oder wegen zu verhindernder Produktverschmutzung nicht oder nicht allein eingesetzt werden können.

Gleitlacke werden im Getriebebau hauptsächlich zur Unterstützung der Öl- und Fettschmierung eingesetzt, wobei sie auf die vorher entfetteten Zahnflanken als dünner Gleitlackfilm (etwa 10 µm Dicke) aufgetragen werden. Nach Durchhärtung an der Luft erfolgt die eigentliche Öl- oder Fettschmierung. Das Beschichten von Zahnrädern mit Gleitlacken verbessert die Einlaufeigenschaften und vermindert Reibung und Verschleiß deutlich.

An langsam laufenden und wenig belasteten Zahnrädern mit kurzem Verschleißweg, wie z.B. in Instrumenten, kommen Gleitlacke als reine Trockenschmierfilme zur Anwendung [59].

### 3. Zahnradschäden und ihre Beeinflussung durch den Schmierstoff

Bei den durch den Schmierstoff beeinflussten Zahnradschäden unterscheidet man kontinuierlichen Abtrag (Verschleiß), plötzlichen Abtrag (Fressen) und Ermüdung (Grauflecken und Grübchen). Die Erscheinungsbilder der einzelnen Schadensarten sind in *ISO 10825* [40] ausführlich beschrieben.

#### 3.1 Verschleiß (*wear*)

Kontinuierlicher Verschleiß tritt bevorzugt bei langsamen Umfangsgeschwindigkeiten auf, wenn sich kein ausreichender elastohydrodynamischer Schmierfilm ausbildet [42]. Wichtig ist, daß die Zahnflanken zu jedem Zeitpunkt mit einem Schmierfilm versorgt sind. Günstig wirken sich Schmierstoffe mit hoher Viskosität und mit Verschleißschutzadditiven aus. Den geringsten Verschleiß weisen nitrierte Zahnräder auf, den höchsten die Paarung aus einem einsatzgehärteten Ritzel mit einem vergüteten Rad. Die wesentlichen Einflüsse auf die Verschleißlebensdauer sind in **Tabelle 7** quantitativ aufgelistet.

Eine genormte Verschleißberechnung existiert nicht, ein Berechnungsansatz ist in [40] angegeben.

**Tabelle 7:**  
**Einflüsse auf die Lebensdauer bei Langsam-Lauf-Verschleiß**

WERKSTOFF	PAARUNG GLEICHER HÄRTE		
	EINSATZGEHÄRTET : GASNITRIERT		1 : 10
	EINSATZGEHÄRTET : VERGÜTET		1 : 0,5
	VERGÜTET : SPHÄROGUSS (GGG)		1 : 1
	HÄRTEUNTERSCHIEDE BIS 50 HV		1 : 0,8
SCHMIERUNG	PAARUNG UNTERSCHIEDLICHER HÄRTE		
	WEICH/WEICH : HART/WEICH		1 : 0,1
	HART/WEICH : HART/SPHÄROGUSS		1 : 2,5
	VERDOPPELN DER NENNVISKOSITÄT BEI 40 °C		1 : 3
	ADDITIVE	1 : 1 ... 1 : 3	
	UNGESCHMIERT : GESCHMIERT	HART/HART WEICH/WEICH	1 : 20 1 : 200
GEOMETRIE	AUSGEGLICHENE : EINSEITIGE VERZÄHNUNG		1 : 1
	VERDOPPELN DES MODULS		1 : 1,4
	KOPFRÜCKNAHME		1 : 1,2

#### 3.2 Fressen (*scuffing*)

Unter Druck und Temperatur ohne schützende Zwischenschicht verschweißen die sich berührenden Flanken und werden sofort wieder auseinandergerissen[36]. Fressen tritt demnach immer an korrespondierend eingreifenden Flankenbereichen im Bereich der hohen Gleitschwindigkeiten im Zahnfuß bzw. -kopf auf. Gefährdet sind vor allem einsatzgehärtete, hochbelastete Verzahnungen mittlerer und hoher Umfangsgeschwindigkeit. Fressen weist kein Zeitfestigkeitsgebiet auf, bereits eine einmalige Überlast kann zur völligen Zerstörung der Flanken führen.

Besonders gefährdet sind frisch gefertigte, nicht eingelaufene Oberflächen, die z.T. nur 20 % der Last einer gut eingelaufenen Oberfläche schadensfrei ertragen. Durch entsprechende Additive kann die Freßtragfähigkeit des Schmierstoffs um mehr als den Faktor 5 angehoben werden. Eine Übersicht über die quantitativen Einflüsse verschiedener Maßnahmen auf das übertragbare Drehmoment zeigt **Tabelle 8**.

Die Berechnung der Freßtragfähigkeit ist in Normen festgelegt, national in DIN 3990 {8}, international in ISO CD 13989 {37}.

**Tabelle 8:**  
**Einflüsse auf die Freßtragfähigkeit (Drehmoment)**

WERKSTOFF OBERFLÄCHE	Flankenrauheit verringern auf 1/16	1 : 2
	nicht eingelaufene : eingelaufene Oberfläche	1 : 3
	Einsatzh. : Nitrieren : Phosphatieren : Verkupfern	1 : 2 : 1,4 : 3
	normaler Austenitgehalt : rostfreier Stahl	1 : 0,3
SCHMIER- STOFF	EP Additive	1 : 5
	unlegierte öle Viskosität verdoppeln	1 : 1,5
	legierte öle Viskosität verdoppeln	1 : 1,15
GEOMETRIE BETRIEBSBED.	Ändern der Verzahnungsgeometrie (Modul, Profilverschiebung)	1 : 6
	Kopfrücknahme	1 : 2
	Geradverzahnung : Schrägverzahnung	1 : 0,75
	hohe : niedrige Umfangsgeschwindigkeit	1 : 8

### 3.3 Grauflecken (*micro pitting*)

Durch die Verwendung niedrigviskoser Schmierstoffe zur Schmierung vergleichsweise rauher Oberflächen kann eine kontinuierliche Auskolkung der Flanken, bevorzugt im Bereich unterhalb des Wälzkreises, durch mikroskopisch kleine Ermüdungsausbrüche auftreten. Bei fortschreitender Schädigung führen die Flankenformabweichungen zu erhöhter Dynamik und zu Folgeschäden. Große Unterschiede auf die Grauflecken-tragfähigkeit besitzen auch unterschiedliche Grundöl-Additiv-Kombinationen. Die wesentlichen Einflüsse auf das übertragbare Drehmoment sind quantitativ in **Tabelle 9** zusammengefaßt.

Ein genormtes Berechnungsverfahren existiert nicht, einen Anhalt zur Bestimmung der Graufleckengefährdung liefert die Berechnung nach Emmert [11].

**Tabelle 9:**  
**Einflüsse auf die Graufleckentragfähigkeit (Drehmoment)**

WERKSTOFF OBERFLÄCHE	6 µm : 3 µm Rauheit R <sub>z</sub>	1 : 3
	Werkstoff, Härtung (Austenitgehalt günstig)	1 : 2,8
SCHMIERSTOFF	ZDTP : S-P Additive	1 : 2,7
	Betriebsviskosität verdoppeln	1 : 2
	Reibungszahl halbieren	1 : 1,7
	niedrige : hohe Umfangsgeschwindigkeit	1 : 1,3
	öltemperatur verringern um 20°C	1 : 1,25

**3.4 Grübchen (pitting)**

Vorzugsweise im Bereich unterhalb des Wälzkreises können Grübchen auftreten und die Zahnradlebensdauer begrenzen. Ihr Auftreten wird in geringem Maße auch durch den Schmierstoff beeinflusst. So wirkt sich eine höhere Viskosität lebensdauererweiternd aus. Die wesentlichen Einflußgrößen auf das übertragbare Drehmoment sind in **Tabelle 10** dargestellt.

Die Grübchentragsfähigkeit wird nach DIN 3990 {8}, bzw. ISO DIS 6336 {39} berechnet.

**Tabelle 10:**  
**Einflüsse auf die Grübchentragsfähigkeit (Drehmoment)**

WERKSTOFF	VERGÜTET : NITRIERT : EINSATZGEHÄRTET	1 : 2 : 5
	VERGÜTUNGSSTAHL	
	GEFRÄST : GELÄPPT : GESCHLIFFEN	1 : 1,2 : 1,4
	GESCHLIFFEN : GESCHLIFFEN VERKUPFERT	1 : 1,2
	EINSATZSTAHL	
	GESCHLIFFEN : GESCHLIFFEN VERKUPFERT	1 : 1,1
	WEICH/WEICH : HART (FEINGESCHLIFFEN)/WEICH	1 : 1,3
SCHMIERSTOFF	GEGOSSEN : GEWALZT : GESENKGESCHMIEDET	0,9 : 1 : 1,15
	DOPPELTE NENNVISKOSITÄT	VERGÜTET 1 : 1,1
		EINSATZGEHÄRTET 1 : 1,05
	BETRIEBSVISKOSITÄT ÜBER 20 : UNTER 10 MM <sup>2</sup> /S	1 : 0,8
	MINERALÖL : SYNTHESEÖL	VERGÜTET 1 : 2
	EINSATZGEHÄRTET 1 : 1,3	
	MINERALÖL : MINERALÖL MIT EP-ZUSÄTZEN	1 : 1
GEOMETRIE	NULL-VERZÄHNUNG : V-VERZÄHNUNG	Z <sub>1</sub> UNTER 20 1 : 1,3
		Z <sub>1</sub> ÜBER 40 1 : 1,1
	EINGRIFFSWINKEL 20° : 28°	Z <sub>1</sub> UNTER 20 1 : 1,3
		Z <sub>1</sub> ÜBER 40 1 : 1,3
	NORMALVERZÄHNUNG : HOCHVERZÄHNUNG	1 : 1,3
	GERADVERZÄHNUNG : SCHRÄGVERZÄHNUNG (β=30°)	1 : 1,4
	OHNE : MIT KOPFRÜCKNAHME	1 : 1,2

## 4. Testverfahren

Zuverlässige Testverfahren müssen das tribologische System möglichst ähnlich nachbilden. Aus Erfahrungen ist bekannt, daß eine Übertragung von Schmierstoffkennwerten aus Prüfstandläufen auf Praxisgetriebe nur dann möglich ist, wenn die Tests mit Zahnrädern, in der Regel mit relativ kleinen Prüfzahnradern, durchgeführt wurden. Untersuchungen an einfachen Prüfkörpern lassen sich in vielen Fällen nicht einmal in ihrer relativen Aussage auf Zahnräder anwenden und können zu erheblichen Fehleinschätzungen führen. Einfache Prüfverfahren sind preisgünstig zur Chargen- oder Eingangskontrolle von Getriebeölen einzusetzen, deren Grundöl, Additivtyp und -menge festliegen [3].

### 4.1 Verschleißteste

Die Verschleißtragfähigkeit von Schmierstoffen kann für Traktor-Universalöle nach ASTM 4998 {1} in der FZG-Zahnrad-Verspannungs-Prüfmaschine bestimmt werden. Dazu wird die Standardverzahnung Typ A bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 0,57 m/s und einer Öltemperatur von 121°C über 20 h in Kraftstufe 10 gefahren und der Verschleißbetrag von Ritzel und Rad durch Wiegen bestimmt. Ein Testverfahren für Industriegetriebeöle verwendet ebenfalls den FZG-Prüfstand mit der Standardverzahnung Typ PT-C, bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 0,05 m/s und einer Hertzschen Pressung entsprechend der 12. Kraftstufe. Der Gewichtsverlust von Ritzel und Rad wird nach jeweils zwei Prüfabschnitten von je 20 h bei einer Öltemperatur von 90 und 120°C durch Wiegen bestimmt [8].

### 4.2 Freßteste

Die Freßtragfähigkeit von Industriegetriebeölen wird nach DIN 51354 {10} (identisch mit IP 334 {36}, ASTM D-5182 {4}, CEC L-07-A-95 {5}, ISO WD 14635-1 {38}) im FZG-Prüfstand bestimmt. Die freßempfindliche Verzahnung Typ A wird bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 8,3 m/s und einer Anfangsöltemperatur von 90°C jeweils 15 min in einer Kraftstufe betrieben. Die Last wird solange gesteigert, bis ein maßgeblicher Fresser eingetreten oder Kraftstufe 12 schadensfrei durchlaufen ist. Ähnliche Verfahren wurden in Großbritannien mit dem IAE-Test [30] und in USA mit dem Ryder Test [30] entwickelt, die jedoch nicht dieselbe Verbreitung gefunden haben. Für Kraftfahrzeuggetriebeöle der Anforderungen nach GL-4 oder GL-5 kann FTM No 791a, Methode 6507 oder der FZG L-42 Test [37] herangezogen werden. Ein neueres universelles Testverfahren erlaubt die differenzierte Prüfung unterschiedlichster Getriebeschmierstoffe {28}.

### 4.3 Graufleckenteste

Die Graufleckentragfähigkeit von Schmierstoffen wird vergleichend im FZG Graufleckentest {26} bestimmt. Im Kurztest wird hierbei die Prüfverzahnung Typ GF-C bei 8,3 m/s und 90 °C in jeder Kraftstufe 16 h gefahren und die Flankenformänderung durch Grauflecken bestimmt. Die Belastung wird von Kraftstufe 6 bis 10 gesteigert, bis der Radsatz durch Grauflecken ausgefallen ist. Im Dauertest über bis zu 5 Laufabschnitte von je 80 h wird das Langzeitverhalten überprüft.

### 4.4 Grübchenteste

Die Tragfähigkeit eines Schmierstoffes hinsichtlich Grübchen kann im FZG Pittingtest {25} bestimmt werden. Dabei wird die Verzahnung vom Typ PT-C bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 8,3 m/s und einer Öltemperatur von 90 °C mit dem Moment der Stufe 9 oder 10 belastet bis der Radsatz durch Grübchen ausfällt oder 300 h ohne Schaden ertragen werden. Ein universelles Testverfahren, der PITS-Test, erlaubt es für Fahrzeuganwendungen, durch Aufbringen eines Last- und Temperaturkollektivs auch das Alterungsverhalten des Schmierstoffes und seine Auswirkung auf das Auftreten von Grübchen zu untersuchen {27}.

## 5 Tribotechnische Berechnungen

### 5.1 Reibungszahl und Verzahnungsverlustleistung

Aus Untersuchungen an Scheibenprüfständen ist abzuleiten [42], daß man, mit Ausnahme des Wälzpunktes, im gesamten Eingriffsgebiet näherungsweise von einer mittleren konstanten Reibungszahl ausgehen kann. Für Mineralöle gilt der aus Versuchen abgeleitete empirische Zusammenhang [49]:

$$\mu_m = 0,048 \cdot \left( \frac{F_{bt}/b}{v_{\Sigma C} \cdot \rho_C} \right)^{0,2} \cdot \eta_{oil}^{-0,05} \cdot R_a^{0,25} \quad (9)$$

Damit kann die örtliche Verlustleistung  $P_V(x)$  berechnet werden:

$$P_V(x) = F_{bt}(x) \cdot \mu_m \cdot v_g(x) \quad (10)$$

Aus der Integration der örtlichen Verlustleistung über der Eingriffsstrecke und deren Mittelung über der Eingriffsteilung erhält man die mittlere Verlustleistung einer Zahnpaarung im Eingriff [40]:

$$P_{VZP} = P \cdot \mu_m \cdot H_V \quad (11)$$

mit dem Zahnverlustfaktor  $H_V$ :

$$H_V = \frac{\pi}{z_1 \cdot \cos(\beta_b)} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot (1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \quad (12)$$

Für übliche Auslegungen liegt der Zahnverlustfaktor  $H_V$  im Bereich von 0,15 bis 0,25.

Für eine erste Abschätzung der erwarteten Verluste einer Zahnradstufe einschließlich der Lagerung in Wälzlagern mag als Anhalt 1 % der übertragenen Leistung dienen.

### 5.2 Massentemperatur und Kontakttemperatur

Für die Beurteilung des Schmierzustandes im Zahneingriff ist es wichtig, die Zahnmassentemperatur zu kennen. Aus Messungen an Prüfrädern verschiedener Baugröße [29], [52] wurde die empirische Gleichung abgeleitet [40]:

$$\vartheta_M \approx \vartheta_{oil} + 7400 \cdot \left( \frac{P_{VZP}}{a \cdot b} \right)^{0,72} \cdot \frac{X_S}{1,2 \cdot X_{Ca}} \quad (13)$$

Für einsatzgehärtete Verzahnungen mit angepaßter Profilkorrektur kann bei Tauchschmierung  $X_S/(1,2 \cdot X_{Ca})$  überschlägig 0,75, bei Einspritzschmierung 0,85 gesetzt werden.  $X_S$  unterliegt, abhängig von Umfangsgeschwindigkeit, Einspritzstelle und -richtung gewissen Schwankungen (0,5 - 1,0).

Unter der Annahme rein stabförmiger Wärmeleitung in den Werkstoff kann nach Blok [5] die momentane örtliche Blitztemperatur berechnet werden. Zusammen mit der Massentemperatur  $\vartheta_M$  erhält man für jeden Punkt der Eingriffsstrecke die lokale, momentane Kontakttemperatur. Die Gleichungen hierfür sind z.B. in der Berechnung der Freßtragfähigkeit nach DIN 3990 [8] angegeben.

### 5.3 Elastohydrodynamische Schmierfilmdicke

Im Kontakt zweier Zahnflanken entsteht die eigentliche Reibstelle mit Abmessungen endlicher Größe erst durch elastische Verformung unter der **Normalkraft**  $F_n$ . Die sich dabei einstellende Hertzsche Druckverteilung ergibt eine Erhöhung der Schmierstoffviskosität um Größenordnungen gegenüber Normaldruck. Dies ist einerseits nützlich, denn es führt trotz der kleinen Schmierpaltabmessungen zu relativ großen Schmierfilmdicken. Andererseits können im Bereich größerer Gleitgeschwindigkeiten sehr starke Erwärmungen des Schmierstoffs und der Zahnflanken auftreten. Mit zunehmender Entfernung des Eingriffspunktes vom Wälzpunkt wird deshalb die

positive Wirkung des Druckes auf die Filmdicke wieder herabgesetzt durch die gegenläufig wirkende Temperaturabhängigkeit der Viskosität. Da die folgenden Betrachtungen zur optimalen Schmierstoffwahl die relativ einfach zu berechnende Schmierfilmdicke im Wälzpunkt benutzt, in welchem die Gleitgeschwindigkeit = 0 ist, muß ihre Gültigkeit außerhalb des Wälzpunktes, wo die Schmierfilmdicke durch die Gleitgeschwindigkeit vermindert wird, durch eine entsprechende Sicherheit bei der Wahl der zulässigen Werte berücksichtigt werden.

### 5.3.1. Schmierfilmdicke im Zahnradeingriff

Die zuerst von Mohrenstein-Ertel [38] entwickelte Gleichung

$$h_o = 1,19 \frac{(\alpha \eta_o U_f)^{8/11} \cdot \vartheta^{4/11} \cdot E^{1/11}}{(F_n / B)^{1/11}} \quad (14)$$

zeigt die Abhängigkeit der **Schmierfilmdicke**  $h_o$  von den wichtigsten Parametern Konstruktion, Schmierstoff und Betriebsdaten. Sie enthält nur die Summe der tangentialen Flankengeschwindigkeiten  $U_f = U_1 + U_2$ . Der Einfluß der Gleitgeschwindigkeit  $U_g = U_1 - U_2$  ist in den Schmierstoffwerten  $\alpha$  und  $\eta_o$  versteckt, die beide temperaturabhängig sind.

### 5.3.2. Einflußgrößen auf die Schmierfilmdicke

Aus der Gleichung (14) geht hervor, welche Größen den Schmierungszustand primär beeinflussen, und welche von geringerem Einfluß sind:

- Eine Änderung der **Zahnkraft**  $F_n$  hat nur sehr wenig Einfluß auf die Größe der sich einstellenden Schmierfilmdicke. So kann zur Auswahl des Schmierstoffs für die Zahnnormalkraft pro Radbreite  $F_n/B$  ein konstanter Mittelwert eingeführt werden:  
Für im Industriegetriebebau übliche Belastungen liegt der Wert  $(F_n/B)^{1/11}$  zwischen 3,1 und 3,3. Für die weitere Rechnung wird deshalb  $(F_n/B)^{1/11} = 3,2$  gesetzt!
- Der reduzierte **Elastizitätsmodul**  $E$  hat ebenfalls nur einen geringen Einfluß auf die Spaltweite. Sein Wert für Stahl/Stahl liegt bei  $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$ .
- Der **Druckviskositätskoeffizient**  $\alpha$  aus der Viskositätsgleichung  $\eta = \eta_o \cdot e^{a(p-p_o)}$  (**Bild 11**) ist für Mineralöle und viele synthetische Öle aus Messungen bekannt. Er ist temperatur- und druckabhängig, und ein hier verwendeter Mittelwert darf nicht zu hoch angesetzt werden, denn er soll für Betriebstemperatur und -druck gelten [44], [47]. Hier wird deshalb zunächst mit  $\alpha = 1,2 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$  gerechnet. Der Wert kann später leicht korrigiert werden.
- Die **Fördergeschwindigkeit**  $U_f$ , mit welcher die Zahnflanken den Schmierstoff in den Schmierpalt fördern, ist eine lineare Funktion der **Umfangsgeschwindigkeit**  $V$ . Sie beeinflusst die Spaltweite stark, und deshalb muß  $V$  als wichtiger Parameter für die Schmierstoffwahl gelten.
- Der **reduzierte Krümmungsradius**  $\rho$  der Zahnflanken ist eine Funktion der Zahnradradien bzw. des Achsabstandes  $a$  und des Eingriffswinkels  $\alpha_b$ .

### 5.3.3. Bestimmung der erforderlichen Betriebsviskosität

Mit den zuvor gewählten Mittelwerten kann man nun auf der Basis der elastohydrodynamischen Schmierungstheorie die zur Ausbildung einer für sicheren Betrieb ausreichenden Schmierfilmdicke erforderliche Betriebsviskosität bestimmen. Mit

$$K_1 = 1,19 \cdot \alpha^{8/11} \cdot E^{1/11} / (F_n/B)^{1/11} = 6,903 \cdot 10^{-6} \quad (15)$$

wird die Schmierfilmdicke im Wälzpunkt

$$h_{oC} = K_1 \cdot (U_{fC} \cdot \eta_o)^{8/11} \cdot \rho_C^{4/11} \quad (16)$$

Führt man nun für  $h_{oC}$  einen zulässigen Mindestwert für die Schmierfilmdicke zwischen den Zahnflanken  $h_{o,lim}$  ein, so kann man die Gleichung (16) nach der Viskosität auflösen.

Nun ist aber die zulässige Filmdicke abhängig von der Zahngröße und damit von der Getriebegröße. Bei kleinen Getrieben liegt sie bei  $0,5 \mu\text{m}$ , bei großen etwa bei  $1,5 \mu\text{m}$ . Da aber auch die Krümmungsradien der Zähne von der Größe des Getriebes abhängen, läßt sich die zulässige Filmdicke auch als Funktion des reduzierten Krümmungsradius  $\rho$  darstellen. Als gute Näherung kann man verwenden

$$h_{o,lim} = 5 \cdot 10^{-6} \cdot \rho_C^{4/11} = K_h \cdot \rho_C^{4/11} \quad (17)$$

Mit diesem Ansatz ergibt sich aus der Gleichung (16) die erforderliche Betriebsviskosität

$$\eta_o = \left(\frac{K_h}{K_1}\right)^{11/8} \cdot \frac{1}{U_{fC}} \quad (18)$$

Mit dem **Betriebs-Eingriffswinkel**  $\alpha_b$  findet man den Zusammenhang zwischen Fördergeschwindigkeit und Umfangsgeschwindigkeit :

$$U_{fC} = 2 \cdot V \cdot \sin \alpha_b \quad (19)$$

Mit dem Mittelwert für den Eingriffswinkel profilverschobener Evolventenverzahnungen  $\alpha_b = \pi/8$  und den zuvor angenommenen Zahlenwerten für  $K_h$  und  $K_1$  wird die gesuchte **erforderliche Betriebsviskosität**

$$\eta_o = (\text{Pas}) = \frac{0,8385}{V(\text{m/s})} \quad (20)$$

Mit der mittleren Dichte von Mineralölen  $\rho = 880 \text{ kg/m}^3$  gilt für die **kinematische Betriebsviskosität** dann

$$v_{\text{erf}} \left(\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}\right) = \frac{952,9}{V(\text{m/s})} \quad (21)$$

Diese Ableitung führt zu sehr einfachen Übersichtsformeln, deren Gültigkeitsbereich durch die getroffenen vereinfachenden Annahmen begrenzt wird. So ist z.B. der Druckviskositätsfaktor  $\alpha$  zwar aus einer einfachen, aber sehr ungenauen Viskositätsgleichung abgeleitet (Bild 11), [47]. Er ist stark temperaturabhängig, und da er nach Gleichung (14) die Schmierfilmbildung in gleicher Stärke wie die Grundviskosität  $\eta_o$  beeinflusst, bringt eine Temperaturkorrektur dieses Faktors schon eine spürbare Verbesserung. Mit der Korrektur

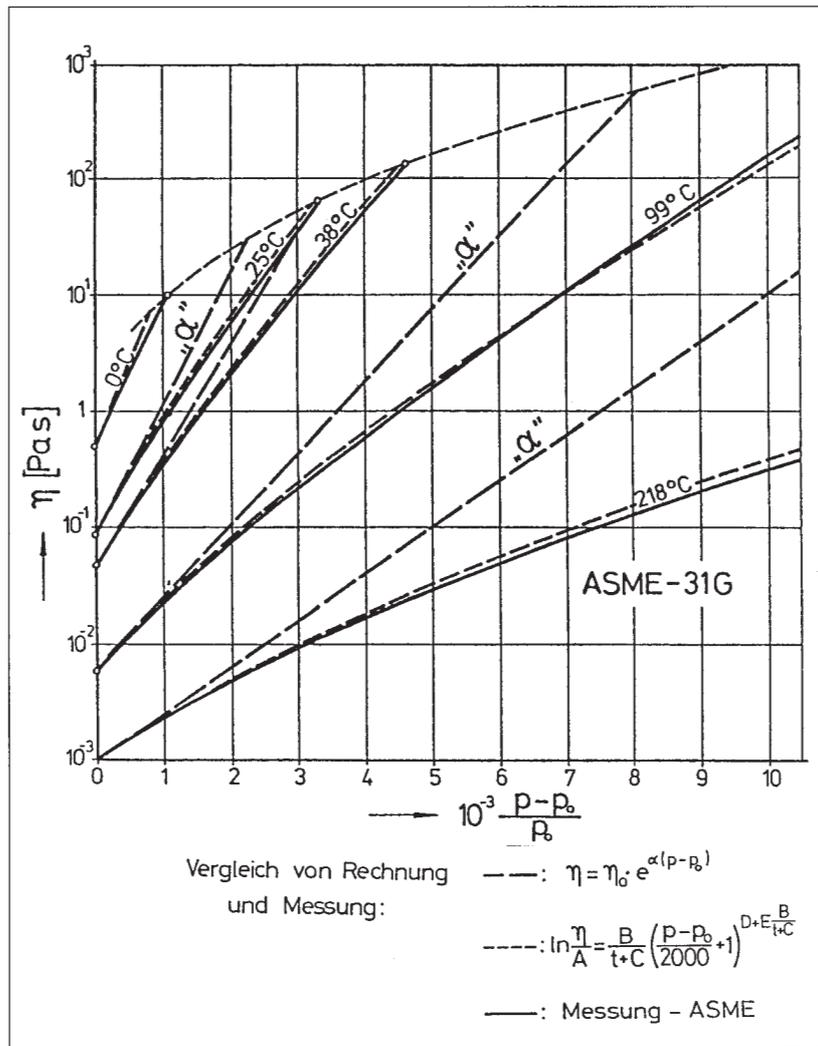
$$A(\vartheta) = \alpha/\alpha_{40^\circ} = 1,4 - 0,01 \cdot \vartheta \quad (22)$$

und einem dann gegenüber der ursprünglichen Annahme vergrößerten Wert  $\alpha_{40} = 2 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$  ergeben sich die Gleichungen

$$\eta_o = (\text{Pas}) = \frac{0,5038}{A \cdot V(\text{m/s})} \quad (20a)$$

$$v_{\text{erf}} = (\text{mm}^2/\text{s}) = \frac{572,44}{A \cdot V(\text{m/s})} \quad (21a)$$

Zur Wahl der optimalen Viskosität mit diesen Gleichungen wird neben der Umfangsgeschwindigkeit also noch eine Annahme zur Flanken- bzw. Öleinspritztemperatur  $\vartheta$  benötigt. Dies ist aber für viele Anwendungsfälle vorteilhaft, denn nun können sowohl sehr hohe Betriebstemperaturen wie auch besonders niedrige berücksichtigt werden. Einerseits tritt der Einfluß guter Kühlung stärker hervor, und andererseits können trügerische Sicherheiten vermieden werden, wie sie bei der Annahme eines bei allen Temperaturen konstanten  $\alpha$  immer gegeben wären! Für die weitere Rechnung wird ohnehin eine Annahme zur Betriebstemperatur benötigt.



**Bild 11: Viskosität von Schmierölen**

### 5.3.4. Nennviskosität und ISO-VG für Mineralöle

Zur Bestimmung des erforderlichen ISO-VG ist es notwendig, die aus Gleichung (20) bzw. (20a) gewonnene Betriebsviskosität auf die Betriebstemperatur  $\vartheta$  zu beziehen. Mit der Viskositätsgleichung nach [46].

$$\ln \frac{\eta}{\eta_x} = \left( \frac{159,56}{\vartheta + 95^\circ} - 0,181913 \right) \cdot \ln \frac{\eta_{40}}{\eta_x} \tag{23}$$

wird die **Nennviskosität**  $\eta_{40}$  mit  $\eta_x = 0,18 \cdot 10^{-3}$  Pas und  $\eta_0$  nach Gleichung (20a) zu

$$\eta_{40} = \frac{\eta_0^{\text{Exp}}}{\eta_x^{\text{Exp}-1}} \tag{24}$$

Der Exponent Exp in Gleichung (24) ändert sich mit der zulässigen **Betriebstemperatur**  $\vartheta$ . Er kann aus Gleichung (23) berechnet werden:

$\vartheta$ (°C) :	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
Exp (1) :	0,829	0,914	1,0	1,089	1,180	1,274	1,370	1,470	1,572	1,677

Mit der Dichte  $\rho = 880 \text{ kg/m}^3$  wird der

$$\text{ISO-VG} \cdot \left( \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right) = 10^6 \cdot \frac{\eta_{40}}{\rho} = 10^6 \cdot \frac{\eta_{40}}{880} \tag{25}$$

Da sich die Toleranzbereiche der ISO-VG nicht überschneiden, kann als Ergebnis eine Viskosität außerhalb eines ISO-VG auftreten. Man muß dann je nach Lage zwischen dem nächsthöheren oder -tieferen VG wählen.

### 5.3.5. Besonderheiten bei synthetischen Schmierölen

Viele im Handel befindlichen synthetischen Schmierstoffe verhalten sich bezüglich Druck und Temperatur ähnlich wie Mineralöle. Die Abhängigkeit ihrer Viskosität von diesen Betriebsgrößen ist jedoch etwas schwächer, und da man sie wegen ihres deutlich höheren Preises nur bei relativ hohen bzw. tiefen Betriebstemperaturen einsetzt, genügt die Angabe ihres ISO-VG gewöhnlich nicht, um ihre Viskosität bei Betriebstemperatur ausreichend genau - z.B. durch die Gleichung (23) - beschreiben zu können [48]. Dagegen dürfte die in 5.3.3. getroffenen Annahmen - Gleichung (20) - für den Druckviskositätsfaktor  $a$  auch für die meisten Syntheseöle bei Betriebstemperatur zutreffend sein, und deshalb kann die dort abgeleitete Bestimmung der Betriebsviskosität  $\eta_o$  nach Gleichung (20a) auch für diese Schmierstoffe benutzt werden. Bei der Berechnung der kinematischen Viskosität  $\nu = \eta/\rho$  muß beachtet werden, daß synthetische Öle eine stärker von Mineralölen abweichende Dichte haben können! Der ISO-VG des synthetischen Öles sollte dann aus dem für dieses Öl geltenden Viskositäts-Temperatur-Diagramm bestimmt werden.

### 5.3.6. Erforderliche Viskosität für Schneckengetriebe

Bei der Anwendung der elastohydrodynamischen Schmierungstheorie auf Schneckengetriebe müssen einige bedeutende Unterschiede zu den Stirn- und Kegelradverzahnungen beachtet werden :

- Der Ablauf des Eingriffs von Schnecke und Rad ähnelt mehr dem von Schraube und Mutter als einem Stirnradeingriff. Die Umfangsgeschwindigkeit der Schneckenflanke wirkt als Gleitgeschwindigkeit gegenüber der Radflanke.
- Die Schneckendrehfrequenz ist meist sehr groß im Vergleich zu der des Rades, sodaß alle anderen Geschwindigkeitskomponenten gegenüber dieser Gleitgeschwindigkeit klein bleiben.
- Aus diesen Gründen werden in Schneckengetrieben Materialpaarungen wie bei Gleitlagern üblich eingesetzt. Das Schneckenrad aus Bronze, Gußeisen oder Aluminiumlegierungen hat deutlich niedrigere Werte von Elastizitätsmodul und Härte.

Diese Eigenschaften beeinflussen die Schmierfilmbildung im Eingriff. Während bei Stirnrädern das Verhältnis der Gleitgeschwindigkeit zur Fördergeschwindigkeit auch außerhalb des Wälzpunktes relativ klein bleibt, ist die Förderwirkung der Radflanke sehr klein gegenüber der der Schneckenflanke. Das Verhältnis Gleit- zu Fördergeschwindigkeit geht also gegen 1, d.h. die Fördergeschwindigkeit beider Flanken ist nur wenig größer als die Umfangsgeschwindigkeit der Schneckenflanke. Damit wird im Schneckeneingriff relativ sehr viel mehr Reibung erzeugt als bei Stirnrädern. Die entstehende Wärme muß primär über das Rad abgeführt werden, wozu Bronze und Aluminium als gute Wärmeleiter besonders geeignet sind. [32], [54]

Bei der Anwendung der elastohydrodynamischen Spaltweitenformel auf die Schneckengetriebe ist die zugrundegelegte Annahme einer rechteckigen Hertzschen Fläche zwischen den sich berührenden Flanken nur eine sehr grobe Näherung der wirklichen Verhältnisse. Bei den Annahmen für den reduzierten E-Modul kann man die andere Materialpaarung berücksichtigen, obwohl es sich in der 11. Wurzel kaum auswirkt. Sicher ist es vorteilhaft, auch hier den Einfluß der Temperatur auf die Größe des Druckkoeffizienten  $\alpha$  wie in Gleichung (22) bzw. (20a) und (21a) zu berücksichtigen. Relativ zu den Krümmungsradien wird  $h_{o,lim}$  etwas geringer angesetzt als in (17) .

Mit  $F_n/B = 1.25 \cdot \pi \cdot m \cdot C$  und Mittelwerten für die darin enthaltenen Größen für die Paarung Stahl/Bronze wird der Wert  $(F_n/B)^{1/11} = 3,0$ . Mit  $E = 1,35 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$  und  $\alpha = 1,2 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$  ergibt sich dann aus Gleichung (14) mit

$$K_S = 1,19 \cdot \alpha^{8/11} \cdot E^{1/11} \cdot (F_n/B)^{-1/11} = 7,07424 \cdot 10^{-6} \quad (26)$$

die Schmierspaltweite

$$h_o = K_S \cdot (\eta_o \cdot U_f)^{8/11} \cdot \rho^{4/11}$$

Für den Grenzwert

$$h_{o,lim} = 2,5 \cdot 10^{-6} \cdot \rho^{4/11} \quad (27)$$

wird dann die erforderliche Betriebsviskosität

$$\eta_o = (2,5 / 7,07424)^{11/8} / U_f = 0,2393 / U_f \quad (28)$$

Mit  $U_f \approx U_{g1} \approx 1,05 \cdot V_{m1}$  und  $V_{m1}$  = der mittleren Umfangsgeschwindigkeit der Schnecke wird dann

$$\eta_o = 0,2278 / V_{m1} \quad (29)$$

Dies wäre die gesuchte dynamische Betriebsviskosität bei Betriebstemperatur  $\vartheta$  !

Für Mineralöle mit der mittleren Dichte  $\rho = 880 \text{ kg/m}^3$  ließe sich nun wieder die kinematische Viskosität

$$v_{\text{erf}} (\text{mm}^2/\text{s}) = 258,9 / V_{m1} \quad (30)$$

berechnen. Für Polyglykole als Beispiel für synthetische Öle bekäme man mit  $\rho = 1050 \text{ kg/m}^3$

$$v_{\text{erf}} (\text{mm}^2/\text{s}) = 217 / V_{m1} \quad (30 \text{ S})$$

Genauere Ergebnisse erhält man auch hier wieder, wenn man mit einer für den jeweiligen Anwendungsfall geltenden Temperaturannahme arbeitet. Mit Gleichung (20) und  $\alpha_{40^\circ} = 2 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$  erhält man dann wieder die Viskositäten

$$\eta_o (\text{Pas}) = 0,1367 / (A \cdot V_{m1} (\text{m/s})) \quad (29a)$$

$$\text{und} \quad v_{\text{erf}} (\text{mm}^2/\text{s}) = 155,36 / (A \cdot V_{m1} (\text{m/s})) \quad (30a)$$

$$\text{bzw.} \quad v_{\text{erf}} (\text{mm}^2/\text{s}) = 130,2 / (A \cdot V_{m1} (\text{m/s})) \quad (30 \text{ Sa})$$

Für Mineralöle kann nun wie bei den Stirn- und Kegelrädern wieder die Nennviskosität  $v_{40}$  und der ISO-VG berechnet werden, wobei die Gleichungen (24) und (25) in Verbindung mit (29) bzw. (29a) benutzt werden.

Bei synthetischen Ölen sollten wieder die Daten des eingesetzten Öles benutzt werden.

### 5.3.7. Zusammenfassung

Für das hier gegebene Verfahren zur Auswahl der optimalen Getriebeölviskosität dient die elastohydrodynamische Schmierungstheorie als Basis, und zumindest im Bereich der Stirn- und Kegelräder kann dieses Verfahren als durch praktische Erfahrungen abgesichert gelten. Bei Schneckenradgetrieben führen die Gleichungen aber zu vernünftigen Ergebnissen, wie die anschließenden Beispiele zeigen.

### 5.3.8. Beispiele

Die beiden Gleichungen (20a) und (21a) geben die für den Aufbau eines voll tragenden Schmierfilms erforderliche Mindestviskosität. Da handelsübliche Getriebeöle immer EP-Additive enthalten, kann man den von beiden Gleichungen gelieferten Wert auch etwas unterschreiten. Dies wird besonders dann sinnvoll sein, wenn die Weiterrechnung über Gleichung (24) zu einem Wert zwischen 2 ISO-VG führt.

**Bevor der erforderliche ISO-VG ermittelt werden kann, muß eine praxisnahe Annahme über die im Zahnradengriff zu erwartende Betriebstemperatur  $\vartheta$  getroffen werden!**

Diese Betriebstemperatur wird in verschiedenen Stufen desselben Getriebes auch verschieden sein. So ist es ja überhaupt nur möglich, alle Stufen mit demselben Öl zu schmieren. Der Konstrukteur kann also auch durch verschieden intensive Kühlung in den einzelnen Stufen gewissermaßen den Schmierungszustand aller Stufen eines Getriebes optimieren!

**Beispiel 1 : Dreistufiges Walzwerksgetriebe**Gl. (20a) :  $\eta_0$  , Gl (21a) :  $v_{\text{erf}}$  Gln. (23), (24) : ISO-VG**Stufe 1 :** **a = 239,6 mm,** **V = 4,332 m/s,** **u = 5,1325** $\vartheta$  (°C) : 30 40 50\* 60\* 70 80 90 $\eta_0$  (mPas) 105 116 **129** 145 166 193 232 $v_{40}$  (mm<sup>2</sup>/s) 69,2 132 **262** 550 1221 2912 7611ISO-VG 68 150 **320** 460 1000 1500 1500DIN 51509 320 320 **320** 320 320 320 320

\* : Wahrscheinliche Betriebstemperatur

**Stufe2 :** **a = 425 mm,** **V = 1,507 m/s,** **u = 5,0588** $\vartheta$  (°C) : 30 40\* 50 60 70 80 90 $\eta_0$  (mPas) 303 **334** 370 417 476 556 667 $v_{40}$  (mm<sup>2</sup>) 181 **379** 829 1911 4686 12377 35914ISO-VG 220 **320** 1000 1500 1500 1500 1500DIN 51509 460 **460** 460 460 460 460 460

\* : wahrscheinliche Betriebstemperatur

**Stufe 3 :** **a = 630mm ,** **V = 0,5536 m/s ,** **u = 3,8333** $\vartheta$  (°C) : 30\* 40 50 60 70 80 90 $\eta_0$  (mPas) **826** 908 1009 1135 1298 1514 1817 $v_{40}$  (mm<sup>2</sup>/s) **453** 1032 2467 6231 16778 48811 156424ISO-VG **460** 1000 1500 1500 1500 1500 1500DIN 51509 **460** 460 460 460 460 460 460

\* : wahrscheinliche Betriebstemperatur

Die Rechnung zeigt zunächst erwartungsgemäß, daß man von einem so langsam laufenden Getriebe in allen Stufen auch mit dem höchstviskosen Öl keinen voll tragenden Schmierfilm mehr erwarten kann, wenn die Betriebstemperaturen etwa durch Fremdwärme über 60 °C steigen. Eine entsprechende Additivierung muß also immer vorhanden sein. Die Erwärmung durch eigene Reibungswärme ist aber wegen der geringen Gleitgeschwindigkeiten gering, und so sind die angenommenen Betriebstemperaturen für die einzelnen Stufen bei normaler Umgebungstemperatur wohl realistisch. Mit diesen ergeben sich dann auch vernünftige Viskositäts-empfehlungen. Mit einem ISO-VG 460 wäre dieses Getriebe in allen Stufen sicher versorgt!

**Beispiel 2 : Zweistufiges Vorgelege**Gl. (20a) :  $\eta_o$  , Gl (21a) :  $v_{\text{erf}}$  Gln. (23), (24) : ISO-VG**Stufe 1:** **a = 285 mm , V = 39 m/s , u = 2,439** $\vartheta$  (°C) : 30 40 50 60 70\* 80\* 90

---

$\eta_o$ (mPas)	11,7	12,9	14,3	16,1	<b>18,4</b>	<b>21,5</b>	25,9
$v_{40}$ (mm <sup>2</sup> )	9,29	14,7	24,0	41,1	<b>74,3</b>	<b>143,5</b>	301,4
ISO-VG	10	15	22	46	<b>68</b>	<b>150</b>	320
DIN 51509	100	100	100	100	<b>100</b>	<b>100</b>	100

\* : Wahrscheinlicher Betriebstemperaturbereich

**Stufe 2 :** **a = 270 mm , V = 63,95 m/s , u = 1** $\vartheta$  (°C) : 30 40 50 60 70 80\* 90\*

---

$\eta_o$ (mPas)	7,15	7,86	8,74	9,83	11,24	<b>13,11</b>	<b>15,73</b>
$v$ (mm <sup>2</sup> /s)	5,9	8,9	14,0	22,9	39,6	<b>72,8</b>	<b>145,7</b>
ISO-VG	10	10	15	22	46	<b>68</b>	<b>150</b>
DIN 51509	68	68	68	68	68	<b>68</b>	<b>68</b>

\* : Wahrscheinlicher Temperaturbereich

Das Beispiel zeigt, daß sich bei realistischen Temperaturannahmen auch für Getriebe mit hohen Umfangsgeschwindigkeiten vernünftige Viskositäten ergeben. Es zeigt aber auch, daß eventuell eine unnötig hohe Viskosität eingesetzt wird, wenn eine gute Kühlung vorhanden ist. Die Empfehlung nach DIN 51509 {8} berücksichtigt solche konstruktiven Einzelheiten des Getriebes nicht, was zwangsläufig höhere Sicherheiten erfordert. Mit ISO-VG 100 ist das Getriebe sicher versorgt.

In allen Fällen, bei denen die Schmierstoffwahl auf der Basis der Elastohydrodynamik zu Viskositäten über dem für die langsamste Stufe erforderlichen Wert führt, muß das Getriebe auf jeden Fall mit entsprechend additivierten Ölen gefahren werden. Eine effektive Kühlung der Zahnflanken ist dann unbedingt erforderlich, um den Verschleiß in Grenzen zu halten.

**Beispiel 3 : Schneckengetriebe**

Gl. (29a) :  $\eta_o$ , Gl. (30a) :  $v_{\text{ref}}$ , Gln. (23), (24), (25) : ISO-VG,  $\vartheta = 70 \text{ }^\circ\text{C}$

Getriebe:		a (mm):	N1(min-1):	M2 (Nm):	Vm1(m/s):	ISO-VG:	VG/DIN 51509/2:
MUTAX	3-150-N/9.66	80	1500	251	2,71	460	320
	3-150-N/20.5	80	1500	221	2,04	460	320
	3-150-N/45	80	1500	205	2,47	460	320
MUTAX	3-550-N/9.8	250	1000	4780	3,67	320	320
	3-550-N/20	250	1000	5880	4,37	220	320
	3-550-N/45	250	750	6550	2,98	>320	320
MUTAX	3-850-N/10.2	500	750	32800	4,98	220	320
	3-850-N/22.5	500	750	38200	5,97	150	320
	3-850-N/45	500	750	40600	5,97	150	320

Bei den Schneckengetriebe-Beispielen ergibt sich eine Differenzierung, die primär die höhere Wärmeentwicklung bei größeren Gleitgeschwindigkeiten berücksichtigt, während die DIN 51509-1 {12} praktisch für alle Beispiele nahezu dieselbe Nennviskosität bzw. denselben ISO-VG liefert.

## 6 Konstruktive Hinweise zur Ölschmierung

Nur wenn den Zahnflanken geeigneter Schmierstoff in ausreichender Menge zugeführt wird, kann dieser seine wichtigsten Funktionen, Minderung der Reibung, Verhinderung bzw. Minderung des Verschleißes, Abführung der Verlustwärme, d.h. Kühlung der Verzahnung, und u.U. Abführung von Verschleißpartikeln, sicher wahrnehmen.

Im Sinne einer optimierten Schmierung genügt es jedoch nicht, den Zahnflanken reichlich Schmierstoff zuzuführen. Es ist vielmehr notwendig, den Schmierstoff so zu dosieren und den Zahnflanken zuzuführen, daß zwar alle Belange der Schmierung sichergestellt werden, aber keine vermeidbaren Verluste durch ein zu großes oder unzuweckmäßiges Angebot von Schmierstoff hervorgerufen werden.

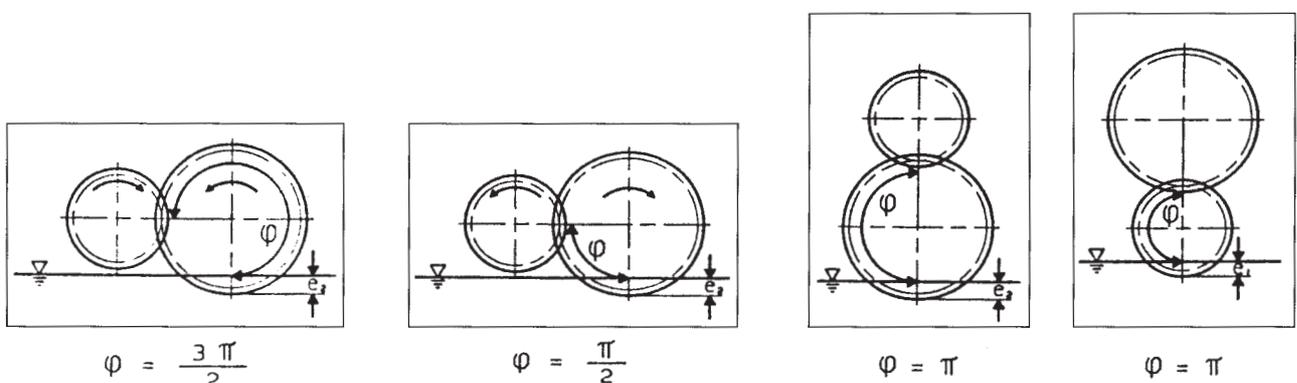
Das einfachste und kostengünstigste Verfahren der Schmierstoffzuführung ist die Tauchschmierung, bei der eines oder beide Räder jeder Zahnradstufe in ein Schmierstoffbad eintauchen. Nach eingehenden Untersuchungen [22], [23] ist die Tauchschmierung für Stirnräder betriebssicher bis zu Umfangsgeschwindigkeiten von mehr als 100 m/s einsetzbar. Für Kegelrad- und Hypoidgetriebe wurde die betriebssichere Funktion der Tauchschmierung bis zu einer Umfangsgeschwindigkeit von mindestens 60 m/s nachgewiesen [20], [28].

Für schnelllaufende Hochleistungsgetriebe mit Gleitlagern und hoher Leistungsdichte ist die Schmierstoffeinspritzung zu wählen. Untersuchungen [51], [58] zeigten, daß für die eigentliche Schmierung, d.h. den Aufbau des elastohydrodynamischen Schmierfilms, sehr geringe Schmierstoffvolumenströme ausreichen. Da bei den in der Praxis auftretenden Hertz'schen Pressungen die Schmierfilmdicke in der Größenordnung von  $\mu\text{m}$  liegt, genügen für die volle Ausbildung des Schmierfilms Ölfilmdicken etwa gleicher Größenordnung auf den Zahnflanken vor dem Eingriff.

Bei der Einspritzschmierung beeinflussen Volumenstrom und Strahlgeschwindigkeit, Ort und Richtung der Einspritzung sowie der Ölnebel im Gehäuse die Ausbildung des Ölfilms auf den Zahnflanken. Bei der Tauchschmierung wird die Ölfilmdicke durch die Benetzung der Zahnflanken, das geschwindigkeitsabhängige sogenannte Freischneiden der Zahnräder im Ölbad, die Ölabschleuderung von den Zahnflanken sowie den Ölnebel im Getriebegehäuse beeinflußt.

### 6.1 Tauchschmierung

Die Tauchschmierung ist auch bei sehr hohen Umfangsgeschwindigkeiten (100 m/s) betriebssicher einsetzbar, wenn ausreichende, auf Drehrichtung und Einbausituation abgestimmte Eintauchtiefen zumindest eines Rades jeder Zahnradstufe vorgesehen und geeignete Getriebeöle eingesetzt werden. In diesem Zusammenhang ist auch der Abschleuderwinkel (**Bild 12**) der zwischen dem tiefsten Punkt eines Zahnrades im Ölbad und dem Wälzpunkt in Drehrichtung des Rades gemessen wird von Bedeutung [13], [56]. Die Eintauchtiefen werden im Stillstand gemessen.



**Bild 12:** Achsabstandslagen, Eintauchtiefen  $e_1$ ,  $e_2$  und Ölabschleuderwinkel  $\varphi$ .

Bei Einsatz legierter Getriebeöle und Verzahnungen mit ausgeglichenem Zahnflankengleiten reichen nach [13] und [56] Eintauchtiefen eines Rades von 2,5 m bei waagerechter und 6 m bei senkrechter Achsabstandslage aus. Die Stillstands-Eintauchtiefe darf nicht zu groß gewählt werden, um zu große hydraulische Verluste zu vermeiden. Bei zweckmäßiger Wahl der Eintauchtiefe lassen sich auch im Vergleich zur Einspritzschmierung günstige Wirkungsgrade erzielen, wie in [21], [33] gezeigt werden konnte.

Bei in unterschiedlicher Höhe liegenden Zahnradstufen sind hoch liegende sekundäre Ölsümpfe vorzusehen [13]. Der Ölaustausch zwischen den Ölsümpfen muß durch Ausnutzung der Förderwirkung der Zahnräder und durch Überläufe gewährleistet werden.

**Tabelle 11: In Versuchen ermittelte erforderliche Eintauchtiefen, die sich auch in der Praxis bewähren. Unabhängig von den Tafelwerten ist stets eine Stillstands-Eintauchtiefe  $e \geq 12$  mm vorzusehen. Ausführlichere Hinweise finden sich in [13] und [23]. Hierzu auch Bild 12.**

Einbau- verhältnisse	maximale Gleit- geschwindigkeit	Hertzsche Pressung	Betriebs- fall	(Ritzel-) Rad-Ein- tauchtiefe
	$V_g$	$\sigma_{HC}$		$e_2$
	m/s	N/mm <sup>2</sup>		mm
Achsabstands- Lage waagrecht  $\varphi = 3\pi/2$ weniger günstig  $\varphi = \pi/2$ günstig	$\leq 0,4 \cdot v_t$ freßempfindliche Verzahnungen	$\leq 1000$	Ritzel treibt	2,5 • m
			Rad treibt	
	$\leq 0,3 \cdot v_t$ ausgegliche Verzahnungen	$\leq 1200$	Ritzel treibt	6,0 • m ( $\varphi = 3\pi/2$ )
			Rad treibt	2,5 • m
Achsabstands- Lage senkrecht  $\varphi = \pi$	$\leq 0,4 \cdot v_t$ freßempfindliche Verzahnungen	$\leq 1200$	Ritzel treibt	( $e_1$ ) $e_2$ 6,0 • m
			Rad treibt	
	$\leq 0,3 \cdot v_t$ ausgegliche Verzahnungen	$\leq 1500$	Ritzel treibt	( $e_1$ ) $e_2$ 5,0 • m
			Rad treibt	

Der Schmierstoffvorrat im Gehäuse wird zweckmäßigerweise ausgehend von der Verzahnungsverlustleistung festgelegt, wobei sich aus konstruktiven Gründen (Gehäuseabmessungen) bei mehrstufigen Getrieben in der Regel Schmierstoffvorräte an der oberen Grenze der nachstehenden Empfehlung ergeben.

$$\text{Schmierstoffmenge in Litern} \quad 4 \cdot P_{vz} \leq Q \leq 12 \cdot P_{vz} \quad (31)$$

Verzahnungsverlustleistung in kW näherungsweise nach Gleichung (32):

$$P_{vz} \approx P \frac{0,1}{z_1 \cos \beta} + \frac{0,03}{v_t + 1} \quad (32)$$

mit der Umfangsgeschwindigkeit  $v_t$  in m/s.

Besondere Bedeutung kommt bei größeren Leistungen der Kühlung des Ölbadetes zu. Bewährt haben sich Kühlschlangen im Gehäuse [13], [54]. Bei höheren Getriebeleistungen kann es notwendig werden, die aufwendigere Tauchumlaufschmierung vorzusehen, bei der mittels einer Pumpe Schmierstoff aus dem Gehäuse abgesaugt und über einen Kühler und eventuell einen Filter dem Getriebe wieder zugeführt wird.

Für Kegelradgetriebe und Hypoidgetriebe werden EP-legierte Mineralöle und synthetische Öle der Viskositätsklassen ISO VG 68 bis 320 eingesetzt. Wegen der Freßgefahr sind für Hypoidgetriebe unbedingt hochlegierte Hypoidöle vorzusehen.

## 6.2 Einspritzschmierung

Die Einspritzschmierung ist bis zu den höchsten Umfangsgeschwindigkeiten (derzeit ca. 250 m/s) anwendbar. Sie kann als Naßsumpfschmierung (Ölvorrat im Getriebegehäuse) oder Trockensumpfschmierung (Ölvorrat in Ölbehälter, für schnelllaufende Getriebe zu bevorzugende Lösung) ausgeführt werden. Die Einspritzung sollte grundsätzlich vor den beginnenden Zahneingriff erfolgen, da man auf diese Weise die niedrigsten Verzahnungstemperaturen und den besten Verzahnungswirkungsgrad erzielt [27]. Der erforderliche Schmierstoffvolumenstrom  $Q_v$  läßt sich mit Hilfe einer Wärmebilanz ermitteln.

Anders als von einigen Verfassern vorgeschlagen genügt für die Funktion der Einspritzschmierung eine Strahlgeschwindigkeit, die im Vergleich zur Umfangsgeschwindigkeit der Zahnräder klein ist. Im Regelfall ist daher ein Schmierstoffdruck von 1 bis 2 bar ausreichend. Nur in Sonderfällen werden Schmierstoffdrücke bis 10 bar vorgesehen.

$$\text{Schmierstoffvolumenstrom } q_v = 40 \frac{P_v}{\Delta \vartheta} \quad [\text{l/min}] \quad (33)$$

$$\begin{aligned} P_v &= \text{Gesamtverlustleistung in kW} \\ \Delta \vartheta &= \text{zulässiger Temperaturunterschied in K zwischen} \\ &\quad \text{Schmierstoffaustritt und Schmierstoffeintritt} \end{aligned}$$

Das Behältervolumen wird in der Regel in Abhängigkeit von der Umlaufzahl bzw. der Verweilzeit des Schmierstoffes im Behälter bestimmt.

$$\text{Behältervolumen (in l)} \quad V = \frac{q_v \cdot 60}{Z} \quad \text{bzw.} \quad V = q_v \cdot f \quad (34)$$

$$\begin{aligned} Z &= \text{Umlaufzahl in h}^{-1} & \text{Trockensumpf:} & \leq 15 \text{ h}^{-1} \\ f &= 60/Z = \text{Verweilzeit in min} & \text{Naßsumpf:} & \leq 100 \text{ h}^{-1} \\ & & \text{Trockensumpf:} & \approx 5 \text{ min} \\ & & \text{Naßsumpf:} & \approx 1 \text{ min} \end{aligned}$$

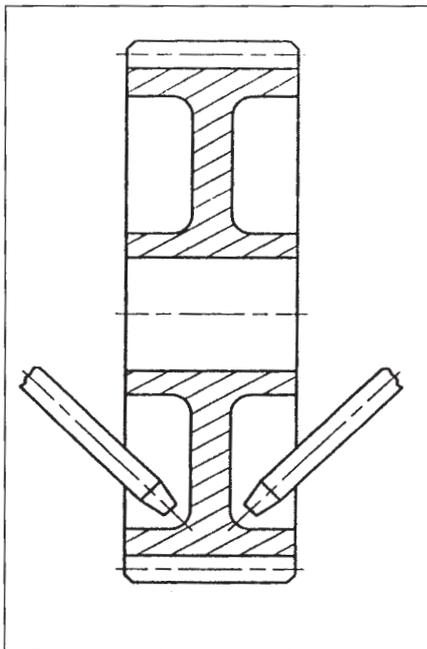
Unabhängig von Umlaufzeit und Verweilzeit, die die Gebrauchsdauer der Ölfüllung beeinflussen, kommt bezüglich Luftabscheidung und Partikelsedimentation der (horizontalen) Fläche des Ölbehälters größere Bedeutung zu als seinem Volumen.

Auch bei gegenüber der herkömmlichen Auslegung bis auf 5% des üblichen Wertes reduzierten Schmierstoffvolumenströmen ist ein sicherer Getriebebetrieb möglich, ohne daß eine nachteilige Wirkung auf den Verschleiß der Zahnflanken eintritt [51].

Es ist jedoch wichtig, zu beachten, daß stark reduzierte Schmierstoffvolumenströme die Kühlung der Verzahnung nicht mehr sicherstellen können. Nur bei geringen Zahnbreiten kann ein wesentlicher Teil der Verlustwärme durch Luftkühlung abgeführt werden, wobei der Ölgehalt der Luft im Getriebe (Ölnebel) die Kühlung günstig beeinflußt.

Bei der Wahl der Filterfeinheit sind in erster Linie die Belange der Gleitlager (engster Schmierpalt) bzw. gegebenenfalls der Wälzlager maßgebend. Die vorzugsweise einsatzgehärteten Zahnflanken lassen in der Regel weniger feine Filterung des Schmierstoffes zu.

Da die hydraulischen Verluste mit abnehmendem Schmierstoffvolumenstrom sinken [6], [26], läßt sich der (von der Verlustleistung abhängige) Gesamtschmierstoffbedarf eines einspritzgeschmierten Getriebes durch die teilweise Trennung von Schmierung und Kühlung reduzieren, wobei man gleichzeitig eine Verbesserung des Verzahnungswirkungsgrades und eine Senkung der Verzahnungstemperatur erzielen kann [15], [16], [24], [27], [28], [31]. Als günstig erweisen sich Aufteilungen bei denen etwa 50% bis 75% des Gesamtvolumenstromes als Schmier-Volumenstrom der Verzahnung zugeführt werden. Die Abzweigung eines Kühlvolumenstromes von 25% bis 50%, der der Rückseite der Zahnkränze zugeleitet wird (**Bild 13**) führt zu einer deutlichen Minderung der hydraulischen Verluste.



**Bild 13:**  
**Gestaltung der Zahnräder und**  
**Anordnung der Kühl-Schmierstoff-**  
**Düsen bei der Trennung von**  
**Schmierung und Kühlung.**

Die Öleinspritzung in den Zahneingriff sollte mittels aus Vollstrahldüsen aufgebaute Ölbrausen erfolgen. Flachstrahldüsen ergeben bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten der Zahnräder etwas geringere hydraulische Verluste; Ursache hierfür ist die stärkere Ablenkung des Flachstrahls durch die Ventilations-Luftströmung, die weniger Schmierstoff zum Zahneingriff gelangen läßt, was für die Schmierung nachteilig ist.

Ist mit Rücksicht auf niedrige Umgebungstemperaturen die Vorheizung des Schmierstoffes im Behälter erforderlich, darf wegen der Gefahr der Schmierstoff-Zersetzung eine Heizflächenbelastung von  $0,7 \text{ W/cm}^2$  nicht überschritten werden.

## 7. Instandhaltung

Die Instandhaltung hat in Unternehmen unterschiedliche Bedeutung. Sie hängt im wesentlichen ab von der Anlagenstruktur, der Fertigungspalette und den erklärten Unternehmenszielen. Abhängig von kurz-, mittel- und langfristigen Planungen ist die Instandhaltung eine der wesentlichen Management-Aufgaben. „Fluid-Management-Systeme oder Total-Fluid-Management-Systeme“ werden zunehmend in unterschiedlichen Industriebereichen eingeführt. Instandhaltungsmaßnahmen sind im wesentlichen auf verschleißbedingte Ursachen zurückzuführen, geschätzt werden ca. 70 %. Wie die modernen Schlagworte „Fluidmanagement“ und andere verdeutlichen, handelt es sich hier um optimierende, kontinuierliche Instandhaltungsabläufe mit dem Hauptziel der Senkung anfallender Kosten. Wesentlich ist dabei, daß Instandhaltungs- und Produktionsziele aufeinander abgestimmt sein müssen. Dies schließt eine permanente Optimierung bestehender Anlagen mit ein. Insbesondere ist auch der Zukunftsaspekt zustandsorientierter Instandhaltung in entsprechende Überlegungen einzu beziehen.

### 7.1 Aufgaben der Instandhaltung

Aufgabe der Instandhaltung ist es, die Leistungsfähigkeit der Getriebe und Anlagen zu erhalten, Ausfälle zu verhindern und Betriebskosten zu senken. Die betriebliche Instandhaltung erfaßt immer die gesamte Getriebeeinheit inklusive Schmiersystem.

Der Anlagenhersteller hat grundsätzlich in die Betriebsanleitung Angaben zu Inspektion, Wartung und gegebenenfalls Instandsetzung aufzunehmen. Diese sind vom Anlagenbetreiber zu beachten und einzuhalten.

### 7.2 Inspektion

Die Aufstellung in **Tabelle 12** gibt einen Überblick zu den möglichen Prüfpositionen und Inspektionsintervallen. Zur Überprüfung der Ölmenge gehört die laufende Kontrolle der Dichtheit aller Wellendurchführungen und Fugen gegen Ölverluste. Bei Tauchschmierung sind minimale und maximale Ölstände auf dem Ölstab oder am Ölschauglas markiert. Bei Ölumlaufanlagen werden der Ölstand im Behälter, Ölstrom und/oder die Temperaturen überwacht.

**Tabelle 12: Prüfpositionen und -intervalle**

<b>Prüfposition</b>	<b>Inspektionsintervall</b> (je nach Betriebsbedingungen)
Öltemperatur Lagertemperatur Öldruck Ölfilter (Verschmutzungsanzeige) Leckagen Ölstand Geräusche, Schwingungen	täglich bis wöchentlich
Gerätebefestigung EntlüftungsfILTER Äußerer Zustand des Getriebes (Schmutz-, Ölablagerungen)	wöchentlich bis monatlich
Zustand des Getriebeöles	visuell: wöchentlich Musteruntersuchung: halbjährlich bis jährlich (je nach Ölfüllmenge)
Zahnflankenzustand Funktion des Umlaufsystems	möglichst bei jedem Ölwechsel
Innerer Zustand und Funktion des Getriebes und des Ölumlaufsystems	alle 1 bis 2 Jahre

Bei großen Anlagen sollten Verfahren zur Schadensfrüherkennung eingesetzt werden. Möglichkeiten hierfür sind die Überwachung des SchmierSystems, des Schmierstoffes und des Schwingungszustandes. Es können auch über vorhandene Anlagenrechner wichtige Schmierstoffbeanspruchungsdaten wie Öltemperatur, Belastung und Betriebsstunden erfaßt und bearbeitet werden. Die entsprechende Ölwechselfrist wird dann vom Überwachungssystem ermittelt.

Grundlage jeder Gebrauchtl-Beurteilung ist der Vergleich mit dem Neuölzustand. Allgemeine Grenzwerte für Ölveränderungen lassen sich nicht festlegen. Bei Mineralölen macht die Veränderung der Nennviskosität um etwa 15 % und/oder eine Zunahme der Neutralisationszahl auf das 2 - 3-fache eine weitergehende Prüfung erforderlich. Für Minerölsumpftemperaturen über 70 °C kann als Faustregel gelten, daß sich bei einer Erhöhung um 10 °C die Gebrauchsdauer des Öles um die Hälfte verkürzt. Für Syntheseöle sind die Grenzen im Einzelfall festzulegen.

### 7.3 Ölveränderungen

Erkennbare Veränderungen des eingesetzten Schmierstoffes deuten auf eine eingetretene Abweichung vom Normalzustand hin.

#### 7.3.1 Ölveränderungen durch Betriebsbeanspruchung

Durch mechanisch-thermische Beanspruchung des Getriebeschmierstoffes können sich seine Eigenschaften zeit- und belastungsabhängig ändern. Folgende Einflüsse begünstigen die Öloxidation, die zur Versäuerung, Eindickung und zum Schlammausfall führen kann:

- hohe Ölsumptemperaturen (>70 °C)
- kleine Ölfüllmengen bei hoher Getriebeleistung
- hohe stündliche Ömlaufzahlen
- hohes Sauerstoffangebot (bei intensiver Vermischung mit Luft)
- Ölverunreinigungen (metallischer Abrieb, Wasser und andere)

Betriebsgefährdende Verringerung des Verschleißschutzes EP- oder AW-legierter Öle gehört zu den extremen Ausnahmefällen. Ursache ist bei der üblichen Additiv-Reserve immer eine krasse thermische Überlastung dieser Zusätze, die sich häufig durch Geruchsbildung bemerkbar macht.

Die Verschleißschutzwirkung EP/AW-legierter Öle wird reduziert durch:

- thermische Überlastung z.B. durch falsch bemessene Getriebeölvorwärmung und/oder durch hohe Betriebstemperaturen
- hohen Mischreibungsanteil bei kleinen Getrieben mit hoher Einschaltdauer und langer Ölverweilzeit.

**Anmerkung:** Die thermische Langzeit-Belastungsgrenze heutiger EP-Additive liegt bei ca. 100 bis 120 °C (gilt für mineralölbasische Getriebeöle).

#### 7.3.2 Ölveränderung durch Fremdstoffe

Fremdstoffe sind metallischer Abrieb infolge Verschleiß und Rost, von außen eindringender Staub und Schmutz, Flüssigkeiten (z.B. Wasser und Emulsionen), aber auch Gase und Dämpfe. Sie verursachen Verschleiß und Ablagerungen, führen zu Korrosion und begünstigen katalytisch die Öloxidation.

Die verschiedenen Metalle haben bezüglich der Öloxidation eine unterschiedlich starke katalytische Wirkung. Insbesondere sollten Kupfer und Cu-reiche Legierungen vermieden werden. Maßgebend dabei ist die wirksame Oberfläche. Deshalb ist ein feiner Abrieb besonders gefährlich.

Zur Entfernung von Abrieb werden u.a. Magnet-Ölablaßschrauben verwendet (Magnetstäbe sind umstritten!). Bei Umlaufschmierungen werden Filter im Nebenschluß der Druckseite, bei großen Systemen auch Separatoren zur Reinigung empfohlen.

### 7.4 Hinweise zur Inspektion und Wartung

Für Seriengeräte werden vom Getriebehersteller Ölwechselintervalle angegeben. Es ist wichtig, daß die vorgeschriebene Ölqualität eingesetzt wird. Die Schmierstoffausnutzung kann sowohl durch Öluntersuchungen, wie auch durch Kontroll- und Pflegemaßnahmen wesentlich verbessert werden (z.B. Filterung, Separierung, Temperierung).

Für eine gezielte Optimierung der Lebensdauer von Getriebeöfüllungen werden folgende Schritte in Abstimmung mit Getriebehersteller und Schmierstofflieferant empfohlen:

- eine repräsentative Ölfüllung wird überwacht, bis zulässige Grenzwerte gefunden sind.
- eine bestimmte, für den betreffenden Betrieb oder die Betriebsweise als dominierend erkannte Ölschädigung wird allein für die weitere Überwachung herangezogen.
- Ölwechsel werden - mit Sicherheitsabstand zur Grenze der Gebrauchsfähigkeit - in Übereinstimmung mit Wartungsintervallen in ein Überwachungsprogramm übernommen.

### **7.5 Hinweise zur Gebrauchtölüberwachung und -pflege**

Eine Einrichtung für eine fachgerechte Probeentnahme ist bei der Konstruktion vorzusehen.

Die Probe ist so zu ziehen, daß sie für den Gesamtzustand der Füllung repräsentativ ist (DIN 51 750) {21}.

Eine Ölzustandsüberwachung setzt „Buchführung“ voraus. Getriebe, Ölsorte, Füllmenge, Öltemperatur, Einschaltdauer, Ölwechseltermine, Nachfüllmengen und Untersuchungsergebnisse sollten erfaßt werden.

Bei größeren Füllmengen kommt bei zu hohem Wassergehalt ein Separatoreinsatz in Betracht. Gleichermassen lassen sich feste Fremdstoffe durch Filterung entfernen. Einzelheiten sind den Unterlagen von Filterherstellern zu entnehmen.

Ein starker Geruch bei vorhandenen Heizeinrichtungen begründet den Verdacht einer Additiv-Schädigung. Die Heizstäbe (max.  $0,7 \text{ W/cm}^2$  für ruhendes Öl) sind auf Ablagerungen zu inspizieren. Bei hohem Gehalt an Asphaltene (DIN 51 595) {20} ist auch der Getriebekasten und gegebenenfalls der Ölbehälter auf Ablagerungen zu kontrollieren.

## 8 Schriftum

### 8.1 Bücher und Zeitschriften

- [1] *Bartz, W.J.*: Grundlagen der Feststoffschmierung - Ein Überblick; Tribologie + Schmierungstechnik, 31. Jahrgang, 6/1984
- [2] *Bartz, W.J.* u.a.: Biologisch schnell abbaubare Schmierstoffe und Arbeitsflüssigkeiten; Kontakt & Studium, Band 402, Expert-Verlag, 1993
- [3] *Bartz, W.J.*: über den Mißbrauch von Schmierstoff-Prüfgeräten; mineralöltechnik Jahrg. 15 (1970) Heft 6, Seite 1-24
- [4] *Bartz, W.J.*: Getriebeschmierung; Ehningen, Expert-Verlag, 1989
- [5] *Blok, H.*: Theoretical Study of Temperature Rise at Surface of Actual Contact under Oiliness Lubrication Conditions; Proc. Gen. Dis. Lubric. Mech. Eng., London, Band 2 (1937), Seite 225-235
- [6] *Butsch, M.*: Hydraulische Verluste schnelllaufender Stirnradgetriebe; Diss. Univ. Stuttgart 1989, Bericht Nr. 240 des IMK.
- [7] *Cameron, A.*: The Principles of Lubrication; Longmans, London 1966
- [8] DGMK-Abschlußbericht zu 377-01
- [9] *Dowson, D., Higginson, G.R.*: Elastohydrodynamic Lubrication; Oxford, Pergamon Press 1966
- [10] Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau; Springer-Verlag, Berlin, 14. Aufl. 1981
- [11] *Emmert, S.*: Untersuchungen zur Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit, Grübchenbildung) schnelllaufender Stirnradgetriebe; Diss. TU München 1994
- [12] *Falbe, G., Hasserodt, J.*: Katalysatoren, Tenside und Mineralöladditive; Georg Thieme Verlag, Stuttgart, 1978
- [13] *Fritz, H.*: Zur Auslegung der Tauchschmierung schnelllaufender Stirnradgetriebe; Diss. Univ. Stuttgart 1988, Bericht Nr. 181 des IMK.
- [14] *Gerthsen, Chr., Kneser, H.O.*: Physik - 11. berichtigte Auflage; Springer-Verlag, Berlin, 1971
- [15] *Greiner, J.*: Untersuchungen zur Schmierung und Kühlung einspritzgeschmierter Stirnradgetriebe; Diss. Univ. Stuttgart 1990, Bericht Nr. 263 des IMK.
- [16] *Greiner, J., Langenbeck, K.*: Separation of Lubrication and Cooling in Oil-Jet Lubricated Gears; AGMA Technical Paper 91 FTM 13, 1991
- [17] *Gülker, E.*: Instandhaltung von morgen - ohne Tribologie?; Tribologie+Schmierungstechnik, 44. Jahrg. 3/1997, Seite 121-122
- [18] *Höhn, B.R., Winter, H., Weiß, R.*: Prüfung der Ölleistungsfähigkeit als Funktion der Öllebensdauer unter Berücksichtigung der Freß- und Grübchentragefähigkeit; FVA-Abschlußbericht Heft 434, 1994
- [19] *Kara, W.-H.*: Schmierstoffe - Herstellung, Eigenschaften, Anwendung; Deutsche Shell AG, Hamburg, 1986
- [20] *Knödel, U.*: Untersuchungen zur Tauchschmierung schnelllaufender Hypoidgetriebe; Diss. Univ. Stuttgart 1998, Bericht Nr. 425 des IMK.
- [21] *Langenbeck, K., Mauz, W.*: Hydraulische Verluste bei Tauch- und Einspritzschmierung von Zahnradgetrieben; Antriebstechnik 25 (1986) Heft 7, Seite 24-27
- [22] *Langenbeck, K., Walter, P.*: Erweiterte Anwendungsgrenzen für die Tauchschmierung von Stirnradgetrieben; Antriebstechnik 25 (1986) Heft 3, Seite 74-78
- [23] *Langenbeck, K., Fritz, H.*: Tauchschmierung schnelllaufender Stirnräder; Antriebstechnik 28 (1989) Heft 3, Seite 97-102
- [24] *Langenbeck, K., Greiner, J.*: Schmierstoffsparende Zahnräder; Antriebstechnik 28 (1989) Heft 5, Seite 79-86
- [25] *Langenbeck, K., Fritz, H.*: Tauchschmierung schnelllaufender Stirnräder; Antriebstechnik 28 (1989) Heft 3, Seite 97-102
- [26] *Langenbeck, K., Butsch, M.*: Hydraulische Verluste schnelllaufender einspritzgeschmierter Stirnradgetriebe; Antriebstechnik 29 (1990) Heft 5, Seite 67-71
- [27] *Langenbeck, K., Leoni, P., Greiner, J.*: Beurteilung der Schmier- und Kühlwirkung verschiedener Varianten der Schmierstoffeinspritzung bei Stirnradgetrieben; Antriebstechnik 31 (1992) Heft 2, Seite 51-56
- [28] *Laupheimer, M.*: Untersuchungen zur Tauchschmierung schnelllaufender Kegelradgetriebe; Diss. Univ. Stuttgart 1995, Bericht Nr. 398 des IMK.
- [29] *Lechner, G.*: Die Freß-Grenzlast bei Stirnrädern aus Stahl; Diss. TH München 1966
- [30] *Lechner, G., Seitzinger, K.*: Durchführung und Anwendung der Getriebeölteste IAE, Ryder und FZG; Erdöl und Kohle 20 (1967) Heft 11, Seite 800-806
- [31] *Leoni, P.*: Hochleistungsgetriebe mit getrennter Schmierung und Kühlung; Diss. Univ. Stuttgart 1991, Bericht Nr. 286 des IMK.

- [32] *Maros, D., Killmann, V., Rohonyi, W.*: Angrenaje melcate; EDITURA TEHNICA, Bukarest 1966
- [33] *Mauz, W.*: Hydraulische Verluste von Stirnradgetrieben bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s; Diss. Univ. Stuttgart 1987, Bericht Nr. 159 des IMK.
- [34] *Meier, H., Bösche, D., Unger, E., Hedor, W., Mongl, P., Albrecht, W.*; Getriebeöldiagnose; FVA-Abschlußberichte Heft 176 von 1984 (Teil I) und Heft 284 von 1988 (Teil II)
- [35] *Meier, H. u.a.*: Ölprobenuntersuchungen als Beurteilungskriterien für Betriebssicherheit und Verschleißzustand von Getrieben; FVA-Arbeitsblatt zum Forschungsvorhaben 88/II (1996)
- [36] *Michaelis, K.*: Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Freßtragfähigkeit von Stirnradgetrieben; Diss. TU München 1987
- [37] *Michaelis, K.*: Freßtragfähigkeit für Hochleistungs-Hypoidgetriebe-Schmierstoffe; mineralöltechnik 23 (1978) Heft 13
- [38] *Mohrenstein-Ertel, A.v.*: Hydrodynamische Theorie der Schmierung mit neuen Hypothesen; Journal für angewandte Mathematik und Mechanik, Moskau, 1939, III. Ausgabe
- [39] *Murr, T.*: Sind biologisch abbaubare Schmiermittel wirklich in allen Bereichen der Schmierstoffanwendung erforderlich?; Schriftenreihe Praxis-Forum, Umschwung mit umweltschonenden Schmierstoffen
- [40] *Niemann, G., Winter, H.*: Maschinenelemente Band II; Springer-Verlag, Berlin, 1985
- [41] *Oster, P.*: Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elastohydrodynamik; Diss. TU München 1982
- [42] *Plewe, H.-J.*: Untersuchungen über den Abriebverschleiß von geschmierten, langsam laufenden Zahnrädern; Diss. TU München 1980
- [43] *Reglitzky, A.A., Halter, H.J., Krumm, H.*: Hochleistungsmotorenöle auf Basis neuartiger Grundöle; mineralöltechnik 25 (1980), Heft 1
- [44] *Rodermund, H.*: Beitrag zur elastohydrodynamische Schmierung von Evolventenzahnrädern; Diss. TU Clausthal 1975
- [45] *Rodermund, H.*: Berechnung der Temperaturabhängigkeit der Viskosität von Mineralölen aus dem Viskositätsgrad; Schmiertechnik+Tribologie, 25.Jahrg.(1978) Heft 3, S.56 - 57
- [46] *Rodermund, H.*: Berechnung der Temperaturabhängigkeit der Viskosität von Mineralölen aus dem ISO-Viskositätsgrad; Schmiertechnik und Tribologie, 25.Jahrg. (1978), Heft 3
- [47] *Rodermund, H.*: Extrapolierende Berechnung des Viskositätsverlaufes unter hohen Drücken; Schmiertechnik und Tribologie, 27.Jahrg. (1980), Heft 1
- [48] *Rodermund, H.*: Erweiterung des Betriebsbereiches von Lagern und Zahnradgetrieben durch den Einsatz synthetischer Schmierstoffe; Tribologie+Schmierungstechnik, 32.Jahrg. (1985), Heft 4
- [49] *Schlenk, L.*: Untersuchungen zur Freßfähigkeit von Großzahnrädern; Diss. TU München 1995
- [50] *Schneider, R.*: Festschmierstoffe - Grundlagen und Anwendungsrichtlien; Schmierungstechnik, 18.Jahrg. (1987), Heft 9
- [51] *Schober, H.*: Untersuchungen zur Einspritzschmierung der Stirnradgetriebe; Diss. Univ. Stuttgart 1983, Bericht Nr. 72 des IMK.
- [52] *Seitzinger, K.*: Die Erwärmung einsatzgehärteter Zahnräder als Kennwert für ihre Freßtragfähigkeit; Diss. TU München 1971
- [53] *Simon, M.*: Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern und ihre Auswirkung auf die Grübchen-tragfähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder; Diss. TU München 1984
- [54] *Thomas, A.K., Charchut, W.*: Die Tragfähigkeit der Zahnräder; Carl Hanser Verlag, München, 1971; ISBN 3-446-11413-0
- [55] *Vogel, H.*: Das Temperaturabhängigkeitsgesetz der Viskosität von Flüssigkeiten; Phys.-Z. Band 22 (1921), S. 645 - 646
- [56] *Walter, P.*: Untersuchungen zur Tauchschmierung von Stirnrädern bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s; Diss. Univ. Stuttgart 1982, IMK-Bericht Nr. 60
- [57] *Wellauer, E.J., Holloway, G.A.*: Application of EHD Oil Film Theory to Industrial Gear Drives; Trans. ASME, J. Engn. for Industry 98 (1976), page 626-634
- [58] *Wisniewski, M.*: Untersuchung des Einflusses eines begrenzten Öangebot auf die EHD-Schmierung an den Zahnflanken schnelllaufender Zahnräder bei Tauchschmierung; Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau (IMK), Univ. Stuttgart, Bericht Nr. 37, 1980
- [59] *Wunsch, F.*: Festschmierstoffe bei der Zahnrad schmierung; Seminar „Getriebe schmierung in der Anlagentechnik“, Techn. Akademie Esslingen, Mai 1986
- [60] *Wunsch, F.*: Festschmierstoffe - Möglichkeiten und Grenzen der Feststoffschmierung; Tribologie + Schmierungstechnik, 36.Jahrg. (1989), Heft 4, S. 138 - 144

**8.2 Normen und Arbeitsblätter**

- {1} AGMA-Standard 250.04: Lubrication of Industrial Enclosed Gear Drives
- {2} AGMA-Standard 251.02: Lubrication of Industrial Open Gearing
- {3} ASTM 4998: Standard Test Method for Evaluating Wear Characteristics of Tractor Hydraulic Fluids
- {4} ASTM D-5182: Standard Test Method for Evaluating the Scuffing (Scoring) Load Capacity of Oils
- {5} CEC L-07-A-85: FZG Gear Machine; Load Carrying Capacity Test for Transmission Lubricants
- {6} CEC L-33-A-93: Biodegradability of two-stroke cycle outboard engine oils in water (Laboratory Equipment)
- {7} DIN 1342: Viskosität, Rheologische Begriffe
- {8} DIN 3990: Tragfähigkeitsberechnung von Stirn- und Kegelrädern
- {9} DIN 51 352: Prüfung von Schmierstoffen; Prüfung der Oxidationstabilität
- {10} DIN 51 354: FZG-Zahnrad-Verspannungs-Prüfmaschine, Teil 2; Prüfverfahren A/8,3/90 für Schmieröle
- {11} DIN 51 502: Schmierstoffe und verwandte Stoffe; Kennzeichnung der Schmierstoffbehälter
- {12} DIN 51 509-1: Auswahl von Schmierst. für Zahnradgetriebe-Schmieröle
- {13} DIN 51 509-2: Auswahl von Schmierst. für Zahnradgetriebe-Plastische Schmierst.
- {14} DIN 51 517-1: Schmierstoffe; Schmieröle C - Mindestanforderungen
- {15} DIN 51 517-2: Schmierstoffe; Schmieröle CL - Mindestanforderungen
- {16} DIN 51 517-3: Schmierstoffe; Schmieröle CLP - Mindestanforderungen
- {17} DIN 51 519: Schmierstoffe; ISO-Viskositätsklassifikation für flüssige Industrie-Schmierstoffe
- {18} DIN 51 550: Viskosimetrie; Bestimmung der Viskosität - Allgem. Grundlagen
- {19} DIN 51 562: Viskosimetrie; Messung der kinematischen Viskosität mit dem Ubbelohde-Viskosimeter (Normal-Ausführung)
- {20} DIN 51 595: Prüfung von Schmierstoffen und flüssigen Brennstoffen; Bestimmung des Gehaltes an Asphaltenen
- {21} DIN 51 750: Prüfung von Mineralölen; Probenahme
- {22} DIN 51 757: Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen; Bestimmung der Dichte
- {23} DIN 51 826: Schmierstoffe; Schmierfett G
- {24} FTM 791a, Method 650: Load Carrying and Extreme Pressure Characteristics of Gear Lubricants in Axles Under Conditions of High Speed and Shock Loading
- {25} FVA-Informationsblatt 2/IV: Einfluß des Schmierstoffes auf die Grübchenlebensdauer einsatzgehärteter Zahnräder im Einstufen- und im Lastkollektivversuch, 1997
- {26} FVA-Informationsblatt 54/7: Testverfahren zur Untersuchung des Schmierstoffeinflusses auf die Entstehung von Grauflecken bei Zahnrädern, 1993
- {27} FVA-Informationsblatt 171/2: Prüfung der ölleistungsfähigkeit als Funktion der öllebensdauer im FZG-PITS-Test, 1994
- {28} FVA-Informationsblatt 243 : Verfahren zur Bestimmung der Freßtragfähigkeithochlegierter Schmierstoffe in der FZG-Zahnrad-Verspannungs-Prüfmaschine, 1995
- {29} GfT-Arbeitsblatt 1: Organisation der Tribotechnik-Aufg. im Unternehmen, 1993
- {30} GfT-Arbeitsblatt 2: Schmierung beim Umformen, 1991
- {31} GfT-Arbeitsblatt 3: Wälzlagerschmierung, 1993
- {32} GfT-Arbeitsblatt 4: Pflanzenöle als Schmierstoffe, 1993
- {33} GfT-Arbeitsblatt 6: Ölhaltige Abfälle und ihre Entsorgung, demnächst
- {34} GfT-Arbeitsblatt 7: Schmiervverfahren und Schmiereinrichtungen, demnächst
- {35} GfT-Arbeitsblatt 8: Verschleißprüfung, demnächst
- {36} IP 334: Determination of Load Carrying Capacity of Lubricants, FZG Gear Machine Method
- {37} ISO CD 13989: Gears - Calculation of Scuffing Load Capacity of Cylindrical, Bevel and Hypoid Gears
- {38} ISO WD 14635-1: FZG Test Procedure for Relative Scuffing Load Capacity of oils, Part 1, Test Method A/8,3/90
- {39} ISO DIS 6336: Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears, Part 1-3, 5
- {40} ISO DIS 10825: Gears - Wear and Damage to Gear Teeth
- {41} OECD 301 D: OECD-Guideline for Testing of chemicals; Ready biodegradability, Closed Bottle Test

## 9. Verzeichnisse

### 9.1 Abkürzungen

AGMA	American Gear Manufacturers Association
API	American Petroleum Institute
ASTM	American Society for Testing and Materials
CEC	Coordinating European Council for the Performance tests for Fuels and Lubricants
CRC	Coordinating Research Council
DIN	Deutsches Institut für Normung
DKA	Deutscher Koordinierungsausschuss
EHD	Elasto-Hydrodynamische Schmierung
EP	Extrem Pressure (Hochdruck)
FTM	Federal Test Method
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik
FZG	Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau, TU München
GfT	Gesellschaft für Tribologie
HD	Heavy Duty
HYP	Hypoidöl
IMK	Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau, Univ. Stuttgart
IP	Institute of Petroleum
ISO	International Organization for Standardization
MIL	Military Standard (US-Militär-Liefervorschriften)
NLGI	National Lubricating Grease Institute
PAG	Polyalkylenglykole
PAO	Polyalphaolefine
PIB	Polyisobutylene
PITS	Pitting Load and Temperatur Spectrum
PTFE	Polytetrafluoräthylen
NZ	Neutralisationszahl
SAE	Society of Automotive Engineers
VG	Viskositätsgrad (Viskosität bei 40 °C in mm <sup>2</sup> /s)
VI	Viskositätsindex
VKA	Vier-Kugel-Apparat

## 9.2 Formelzeichen

a	mm	Achsabstand
b	mm	Zahnbreite
$b_{\text{eff}}$	mm	effektive Zahnbreite (auch: B)
c	$\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$	spezifische Wärme
d	mm	Teilkreis-Durchmesser
$d_w$	mm	Wälzkreis-Durchmesser
E	$\text{N/mm}^2$	Elastizitätsmodul
f	min	Verweilzeit
F	N	Kraft
$F_{\text{bt}}$	N	Umfangskraft am Grundkreis
$F_N$	N	Zahnnormalkraft
h	$\mu\text{m}$	Spaltweite
$h_c$	$\mu\text{m}$	Spaltweite im Wälzpunkt
$h_o$	$\mu\text{m}$	Schmierfilmdicke
$H_v$	-	Zahnverlustfaktor
$k_s$	$\text{N/mm}^2$	Stribecksche Pressung
M	Nm	Drehmoment (auch: T)
$M_2$	Nm	Abtriebsmoment
n	1/min	Drehfrequenz
$n's''$	1/min	Schneckendrehfrequenz
P	W	Leistung
$P_v$	W	Verlustleistung
$P_{\text{VZP}}$	W	lastabhängige Verzahnungs-Verlustleistung
$q_v$	l/min	Ölstrom
Q	J	Wärmemenge
$R_a$	$\mu\text{m}$	arithmetische Mittenrauheit, $R_a = (R_{a1} + R_{a2})/2$
u	-	Zähnezahsverhältnis ( $u = z_2/z_1$ mit $ z_1  <  z_2 $ )
$U_f$	m/s	Fördergeschwindigkeit der Zahnflanken
$U_g$	m/s	Gleitgeschwindigkeit der Zahnflanken
v	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
$v_\Sigma$	m/s	Summengeschwindigkeit
$v_g$	m/s	Gleitgeschwindigkeit
$v_{\text{ml}}$	m/s	mittlere Umfangsgeschwindigkeit der Schnecke
W	J/s	Wärmestrom
$X_{\text{Ca}}$	-	Kopfrücknahmebeiwert
$X_S$	-	Schmierungsbeiwert
z	-	Zähnezahl
$z_{1,2}$	-	Zähnezahl des Ritzels, Rades
Z	1/h	Umwälzzahl
$\alpha$	$\text{m}^2/\text{N}$	Druckkoeffizient der Viskosität des Schmierstoffes
$\alpha$	Grad	Eingriffswinkel
$\beta$	Grad	Schrägungswinkel
$\beta_b$	Grad	Schrägungswinkel am Grundkreis
$\varepsilon_\alpha$	-	Profilüberdeckung
$\varepsilon_{1,2}$	-	Kopfüberdeckung Ritzel, Rad
$\eta$	$\text{Pa}\cdot\text{s}$	dynamische Viskosität ( $1 \text{ Pa}\cdot\text{s} = 1 \text{ Ns/m}^2 = 1 \text{ kg/ms}$ )
$\eta_{\text{oil}}$	$\text{Pa}\cdot\text{s}$	Viskosität bei Öltemperatur
$\eta_o$	$\text{Ns/m}^2$	Viskosität bei Normaldruck
$\eta_p$	$\text{Ns/m}^2$	Viskosität bei Druck p
$\eta_{\text{oC}}$	$\text{Ns/m}^2$	Viskosität im Wälzpunkt
$\vartheta$	$^\circ\text{C}$	Temperatur
$\Delta\vartheta$	$^\circ\text{K}$	Temperaturdifferenz
$\vartheta_c$	$^\circ\text{C}$	Kontakttemperatur
$\vartheta_M$	$^\circ\text{C}$	Radkörper-(Masse-)Temperatur
$\vartheta_{\text{oil}}$	$^\circ\text{C}$	Öltemperatur

$\lambda$	$\mu\text{m}$	spezifische Schmierfilmdicke
$\lambda$	-	Wärmeleitzahl
$\lambda_m$	-	mittlere Reibungszahl im Zahneingriff
$\nu$	$\text{mm}^2/\text{s}$	kinematische Viskosität
$\nu_{\text{erf}}$	$\text{mm}^2/\text{s}$	kinematische Betriebsviskosität
$\nu_{40}$	$\text{mm}^2/\text{s}$	kinematische Nennviskosität (ISO-VG)
$\rho$	$\text{kg}/\text{m}^3$	Dichte
$\rho$	mm	Krümmungsradius
$\rho_C$	mm	Ersatzkrümmungsradius im Wälzpunkt
$\sigma$	$\text{N}/\text{mm}^2$	Spannung
$\sigma_{\text{HC}}$	$\text{N}/\text{mm}^2$	Hertzsche Pressung im Wälzpunkt
$\tau$	$\text{Pa}\cdot\text{s}$	Schubspannung

**Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT) · Ernststraße 12 · D-47443 Moers  
Telefon (0 28 41) 5 42 13 · Telefax (0 28 41) 5 94 78  
e-mail: tribologie @ gft.inl.de · Internet-adresse: <http://www.gft.inl.de>.**