

„Zum Aussagepotential praxisrelevanter tribotechnischer Kenngrößen für maschinentechnische Reibpaarungen bei Trocken-, Grenz- und Mischreibung“

1. Zur Tribologie (Tribotechnik) und zu tribotechnischen Systemen und Kenngrößen
2. Zur Reibungszahl μ (Gleitreibung)
3. Spezifische Flächenleistung $P_{RA} / p \cdot v$ – Verhalten
4. Schmierstoffverweilstabilität / K – Faktor
5. Literaturverzeichnis
6. Bildübersicht

Erweiterter Vortrag der
Internationalen Tribologie-Fachtagung 1998 „Reibung, Schmierung und Verschleiß“
28. bis 30. September 1998
Göttingen



Univ.-Prof.Dr.-Ing.habil. Gottfried Schneider

Institut für Technische Wissenschaften und
Betriebliche Entwicklung / ITB
Lehrstuhlinhaber Maschinentechnik/Maschinenelemente
(Forschung:Pneumatik/Tribotechnik(Technikmethodologie und
-didaktik/Technische Bildung)

Pädagogische Hochschule Erfurt
Nordhäuser Straße 63
D-99089 Erfurt / Deutschland
Telefon: ++49 (0)361 7371123
Fax: ++49 (0)361 737 1919
E-Mail: schneider@itb.ph-erfurt.de

„Zum Aussagepotential praxisrelevanter tribotechnischer Kenngrößen für maschinentechnische Reibpaarungen bei Trocken-, Grenz- und Mischreibung“

1. Zur Tribologie (Tribotechnik) und zu tribotechnischen Systemen und Kenngrößen

Das Nomen „tribos“ kommt aus dem Griechischen und heißt „reiben“. Reibung und Reibungseffekte sind fundamental für unsere natürliche und für die vom Menschen als Technik gestaltete materielle Welt.

Ohne Reibung ginge nichts. Es gibt viele Definitionen zur Reibung und zur Tribologie: Nach DIN 50323 wird das komplexe Gebiet der Tribologie z.B. wie folgt definiert: „Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung“ und der Verfasser fügt hinzu - von beabsichtigter bzw. verhinderter Relativbewegung -; Zitat weiter: „Die Tribologie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiß einschließlich Schmierung und schließt entsprechende Grenzflächenwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen ein“ (sog. R-S-V-Verhalten von Reibpaarungen).

Mit der pragmatischen Zielstellung der technischen Umsetzung der tribologischen Grundlagenaussagen wurde z.B. auch von Brendel [3] „Wissensspeicher Tribotechnik“ 1978 S.13, die Tribotechnik definiert als: „Teilgebiet der Technik, das die technische und ökonomische Beherrschung von Reibung und Verschleiß an Reibstellen durch wissenschaftlich begründete Maßnahmen bei deren Auslegung, Fertigung, Montage, Betrieb und Instandhaltung anstrebt“. Dabei bestimmt das Reibungsverhalten der Reibpaarungen maßgebend Funktionserfüllung, Zuverlässigkeit, erreichbare Arbeitsmengen und Lebensdauer der meisten Technischen Systeme und deren wissenschaftlich-technologische Entwicklungspotentiale.

Obwohl es schon in den chinesischen, arabischen, griechischen und römischen Kulturen der Antike handfeste tribotechnische Erfahrungen u.a. mit Kufenschlitten und mit der Erfindung und Anwendung des Rades, der Achse und der Welle (seit ca. 5000 Jahren) gab, wird eine grundlegende Reibungsforschung fester Körper in den Letzten drei Jahrhunderten nur mit wenigen europäischen Namen wie Amontons (1699), De la Hire (1732), Euler (1750), Coulomb (1785), Morin (1835) und Hirn (1854) verbunden. In den letzten Jahrzehnten unseres Jahrhunderts sind in Europa z.B. die fundamentalen Arbeiten der Engländer „Bowden/Tabor“ 1959, bekannt durch das Buch „Reibung und Verschleiß fester Körper“ (vgl.[1]) und die Arbeiten der Moskauer Tribologieschule von Kragelski, Dobycin und Komalov z.B. mit dem deutschsprachigen Buch „Grundlagen der Berechnung von Reibung und Verschleiß“ (vgl.[2]) besonders exponiert. So enthält das Buch von Kragelski allein 740 einschlägige Literaturquellen.

Eine nahezu unübersehbare Vielzahl internationaler, europäischer und speziell deutscher Ingenieur- und Naturwissenschaftler veröffentlichten und veröffentlichen allgemeinen tribologischen Aussagen sowie tribotechnische Kenngrößen und Strukturen besonders zu den Reibpaarungen der vielen Maschinenelemente und Automatisierungskomponenten, von den Schraubenverbindungen und den Getrieben bis hin zu den Längsführungen, Wellenlagerungen, elastomeren Dichtungen sowie zu den Arbeits- und Antriebsorganen der Werkzeuge, Maschinen und Automaten (z.B. [4], [5], [6], [7], [5], [9], [10], [11], [12], [13], [14], [15], [16], [17], [18]).

Immer wieder findet man die Überlegung bestätigt, dass Tribopaarungen im wesentlichen und einschränkend festkörpermechanische Elemente darstellen, die im form- und/oder kraftschlüssigen Körperkontakt Relativbewegungen mit den kinematischen Freiheitsgraden $f = 1 \dots 5$ und gleichzeitig mit den verschiedensten Kraftübertragungen realisieren.

Dazu werden dann noch gewollte oder ungewollte Schmierstoffe und andere nicht vermeidbare fluidische, staubförmige und rheologische Substanzen sowie weitere imponderable Einflussgrößen und Effekte das sog. R-S-V-Verhalten bestimmen.

Die systematische Darstellung und Wertung der geometrischen Formen und der Formpaarungen (vgl. [15]) sowie ihre tribologischen Effekte (z.B. Hydrodynamik bei Fluidschmierung) liefern konstruktionssystematische Möglichkeiten zur Analyse, Wertung und Synthese tribologischer Wirkpaarungen und Wirkräume sowohl der vielen realen technischen Anwendungen als auch der genormten oder nicht genormten Reibpaarungen in Modellprüfständen.

So verfügt z.B. nahezu jeder Lehrstuhl für Maschinenelemente allein nur der deutschen Technischen Universitäten und Hochschulen über einen eigenen Fundus an tribotechnischen bzw. tribologischen Aussagen zu einer Vielzahl von Maschinenelementen und Reibpaarungen, ebenso wie eine Vielzahl einschlägiger Unternehmen des Maschinen- und Gerätebaus.

Es gibt zudem exponierte tribologische Datenbanken, wie die der Bundesanstalt für Materialforschung (BAM) in Berlin und zunehmend umfangreichere Informationen auch im Internet (vgl.[20]).

Die große Menge an vorhandenen und immer wieder neu entstehenden tribologischen und tribotechnischen Daten und Aussagen ist kaum noch überschaubar. Vieles wird daher doppelt und dreifach erfunden oder wird verschüttet. So erfolgt die wissenschaftlich/technologische Entwicklung gewissermaßen im „Pilgerschrittverfahren“ und nicht nur wegen der heute zunehmend zu beobachtenden „modischen Ignoranz“ mancher junger Akademiker, nur wissenschaftliche Aussagen zu verarbeiten, zu übernehmen und zu zitieren, die nicht älter als 8... 10 Jahre sind. Viele neue „alte Fehler“ werden dadurch wiederholt gemacht und viele wertvolle Arbeiten der letzten Jahrzehnte werden dadurch nicht mehr wahrgenommen; das gilt auch für die altbewährten tribotechnischen Kenngrößen sowie ihre Aussagepotentiale und Anwendungsgrenzen.

Für die Gültigkeit tribotechnischer Aussagen zu technischen Tribosystemen ist es besonders notwendig, den relevanten Existenzraum des Tribosystems räumlich und zeitlich zu definieren und abzugrenzen. Dann erst sind Art, Zahl und Wirkung von Einflussgrößen und die relevanten Elemente und Relationen formuliert und evtl. verallgemeinerbar.

Nach wie vor gilt nach [17] das tribologische Credo eines der bedeutendsten Nestoren und erster Titelträgers „Dr.-Ing.“ des deutschen Maschinenbaus in Lehre, Forschung und Entwicklung sowie ersten Rektors der TH Dresden nach dem II. Weltkrieg - Herrn Prof Dr.-Ing. habil. Enno Heidebroek - mit der nun über 50 Jahre alten Aussage: „Wer Tribotechnik beherrscht, beherrscht Maschinenelemente, wer Maschinenelemente beherrscht, beherrscht Maschinen“.

Über 120 Einflussgrößen auf das R-S-V-Verhalten von Reibpaarungen der Maschinenelemente hatte er seinerzeit ausgemacht, und da waren z.B. die meisten der heute verwendeten Legierungen, Oberflächenschichten, Kunststoffe, Verbundwerkstoffe, Schmierstoffe und Fertigungsverfahren noch nicht einmal verfügbar.

Das trifft auch zu für die Vielzahl der als Gleit- und Dichtwerkstoffe angebotenen modernen extrem harten Keramiken, Metalloberflächen und wartungsfreien Kunststoffkonglomerate (z.B. PTFE-Werkstoffmischungen) sowie für Hochleistungselastomere wie NBR- und FPM-Kautschuke und Polyurethane (AU), die bei Schmierung mit minimalen Schmierstoffmengen oder für gänzlich schmierstofffreien Betrieb eingesetzt werden.

Leider gibt es, von der produktbezogenen anwendungstechnischen Beratung der einzelnen Hersteller für spezielle Anwendungsgebiete abgesehen, zu wenig praxisverwertbare und wenigstens für die überschlägige Vorausbestimmung der tribotechnischen Paarungen geeignete Kenngrößen und Aussagen. Das ist sicher auch dem bisherigen tribologischen Erkenntnisstand geschuldet, der trotz hoch entwickelter Schmierungstechnik mit legierten und unlegierten technischen Ölen und Fetten bei den Reibungszuständen Misch-, Grenz- bis Trockenreibung besonders auch für plastomere und elastomere Kunststoffe wegen der komplexen Reibungsvorgänge generell keine befriedigende modellmäßige mathematische Voraussage ermöglicht.

Unter Mischreibung versteht man dabei bekanntlich eine „Mischung“ aus Festkörper- und Flüssigkeitsreibung, d.h. einen Oberflächenkontakt der Reibpartner mit partieller Trennung der Oberflächen durch relativ tiefe ($s < 5\mu\text{m}$) „Flüssigkeitsseen“.

Grenzreibung dagegen meint ausschließlich Festkörperkontakt mit sehr fest haftenden oft nur molekularen Schmierstoff-Grenzschichten von $s \ll 1\mu\text{m}$ Dicke. Der Begriff Grenzreibung wird auch häufig mit dem Nomen „Haftschichtreibung, Dünnschichtreibung oder auch Hungerschmierung“ belegt.

Richtige Trockenreibung zwischen festen Körpern gibt es eigentlich nur im Vakuum.

Nachstehend werden daher drei ausgewählte tribotechnische Kenngrößen diskutiert.

2. Zur Reibungszahl μ (Gleitreibung)

Die Reibungszahl μ ist die bekannteste tribotechnische Kenngröße in der Wissenschaft von „Reibung, Schmierung und Verschleiß“ und ist nahezu jedem bekannt als

Charakteristikum der Reibung oder noch anschaulicher, als Charakteristikum des Reibungswiderstandes.

Zudem könnte man für unsere „High-Tech-Zeit“ der Computer und computergesteuerten Technischen Systeme meinen, dass es gänzlich unnötig und unangemessen sei, noch über Reibung und ihre Reibungszahlen μ zu schreiben. Doch weit gefehlt, noch bestehen unsere realen Werkzeuge, Geräte, Maschinen, Automaten und anderen nützlichen Technischen Gebilde (Artefakte) nicht nur aus Strahlen und Feldern, sondern in der Regel aus definiert strukturierten Komponenten der Festkörpermechanik mit den vielfältigsten Reibpaarungen und Reibkontakten. Diese Reibstellen und nicht etwa die Steuerelektronik unserer Waschmaschinen, Autos, Bagger, Mähdrescher, Werkzeug- und Verarbeitungsmaschinen, Roboter und Automatisierungsanlagen sind es vorwiegend, die Zuverlässigkeit, Lebensdauer, Arbeitsmengen, Funktionserfüllung und Betriebsausfall bestimmen und verursachen. Dabei handelt es sich bekannterweise um Reibpartner technischer Komponenten und Maschinenelemente wie Gleit- und Wälzlagerungen, Getriebe aller Art, Führungen und Gleitkolbenpaarungen, Räder und Radlager, Gleitdichtungen und Kolbenringe, Kupplungen, Bremsen und mechanische Schwingungsdämpfer usw.

Trotz über 100 Jahre intensiver wissenschaftlicher und ingenieurpraktischer Arbeit ist die Reibung immer noch relativ schwierig beherrschbar, imponderabel und immer wieder Gegenstand intensiver Forschungen. Die traditionelle Physik mit ihren klassischen Aussagen zur Reibung etwa nach Coulomb und Newton bleibt dabei geradezu „treuherzig trivial“ und für technische Probleme der Praxis wenig anwendbar. Ohne zunehmende Beherrschung der Reibungsphänomene geht in der Technik trotz moderner Elektroniksteuerungen aber fast nichts. Daher ist die Reibung bzw. die Tribologie ebenso wie die Festkörpermechanik und ihre Kinematik ein fundamentaler und immer aktueller Aus- und Weiterbildungsgegenstand nicht nur für die Fachausbildung sondern auch für eine substantielle Technische Allgemeinbildung.

Betrachtet man allein nur die Gleitreibung, so ist die dimensionslose Reibungszahl μ der Bewegung und der Ruhe gleichsam wie eine Naturkonstante im Kopf eines jeden Ingenieurs und Tribologen an Hand seiner ganz persönlichen Kenntnisse und Erfahrungen und als „neutrale“ Kenngröße etabliert; jeder kennt sie irgendwie im Zusammenhang mit dem sog. „Kraft- oder Reibschluss“ meist fester Körper bei Ruhe- und Bewegungsreibung. Dabei muss die Reibungszahl stehen für die Bedürfnisse nach großer, nach kleiner, nach konstanter und nach wiederholbarer Reibung, nach Reibung mit „fallender und steigender“ Charakteristik, für Reibungsschwingungen aber auch für ihre Verhinderung, nach Reibung mit schnellem Einlauf- und geringem Betriebsverschleiß, nach geringer Anfahrrreibung (Ruhreibung) usw.

So hält man Reibungszahlen von $\mu < 0,05$ für klein (z.B. für Lagerungen) und $\mu > 0,6$ schon für groß (z.B. für Bremsen), wobei in der Regel die Reibungszahlen der Ruhe μ_0 mit $\mu_0 = (1,5 \dots 2,5) \cdot \mu$ stets größer als die Reibungszahl der Bewegung angesetzt werden.

Tauchen gar Gleitreibungszahlen mit $\mu > 1$ und $\mu \ll 0,1$ auf, ist für die meisten Anwender die Unsicherheit der gewohnten Einordnung fast noch größer, als bei Reibungszahlen μ_0 der Ruhe mit ungewöhnlichen $\mu_0 < \mu$.

Man lebt, arbeitet und diskutiert also mit den „normalen“ Reibungszahlen $\mu=0,05... 0,6$, glaubt gern an die globale Gültigkeit und Übertragbarkeit dieser doch so einfachen dimensionslosen Zahl, verbindet anschaulich eigene Empfindungen von „schwer- und leichtgängig“ damit und hat doch nur, jeder für sich und ganz konkret, eigene Anwendungsbeispiele, Lastkollektive, Einflussgrößen, Geometriepaarungen, Verschleißbilder usw., von der PTFE- und GG-Gleitbuchse über das selbsthemmende Gewinde, die elastomere Bewegungsdichtung bis zur Scheibenbremse oder Lammellenkupplung vor Augen; manchmal werden mit Vorliebe auch die sog. „sauberen“ Reibungszahlen μ verwendet, die auf den verschiedensten Tribometern bei definierten tribotechnischen Bedingungen ermittelt wurden, jedoch immer wieder im Hinblick auf Übertragbarkeit, Wiederholbarkeit und Praxisanwendung diskutiert werden müssen.

Der Verfasser formuliert einschränkend für den Reibungswiderstand (Reibungskraft) der Gleitreibung:

„Der Reibungswiderstand und damit die Reibungskraft F_R ist die Gesamtheit aller Widerstandskräfte FRW entgegen der beabsichtigten oder bereits vorhandenen Relativbewegung zweier einander kraftschlüssig kontaktierenden Oberflächen in der gemeinsamen makrogeometrisch definierbaren Berührungsebene.“

Für den Bewegungsfreiheitsgrad der Reibungspartner RP_1 und RP_2 (vgl. Bild 1) gilt dabei $f = 1$ bis 3 und damit $-\text{sgn } v_{\text{rel}} = \text{sgn } F_R$ mit $v_1 - v_2 = v_{\text{rel}} = v$.

Welche wirklichen mikro- und makrogeometrischen Strukturen sowie Funktionen, Vorgänge und Effekte in den Kontaktzonen der Reibpartner bei Trocken- bis Mischreibung vorliegen und ablaufen, interessiert den pragmatischen Anwender weniger. Man ignoriert damit auch die Existenz und den Einfluss der realen und nominellen (scheinbaren) Kontaktflächen A_r und A_n , das Kontaktverhältnis $\eta = A_r / A_n < 1$ ($\eta = 0,01... 0,8$ je nach Werkstoffpaarung bei Trocken- bis Haftschiebtreibung) und die entsprechende Gradienten der Reibungsschubspannung T_R .

Die Reibungsschubspannung T_R setzt sich bekanntlich aus den beiden Hauptkomponenten „Adhäsions- und Kohäsionsspannungen“ zusammen. Es gilt $F_R = T_R \cdot A_r$.

Man nimmt für die „normale“ Reibungszahl oberflächenchemische und oberflächenphysikalische Vorgänge im Mikrobereich ebenso wenig bis ungern zur Kenntnis, wie die damit verbundenen energetischen und thermischen Vorgänge sowie die entsprechenden Verschleißmechanismen.

Man ignoriert, dass Oberflächen einander kontaktieren können, ohne eine äußere Normalkraft F_N zu haben und derart, dass die in der Berührungsebene vorhandenen „Widerstandskräfte“ z.B. allein durch Adhäsion und Mikroformschluss, gleichsam eine „Reibungskraft F_R “ verursachen. Die Reibungszahl wäre formal rechnerisch wegen $F_N \rightarrow 0$ dann $\mu \rightarrow \infty$!

Wie auch immer, man beruft sich auf **Coulomb**, formuliert das so **bequeme Modell** $F_R \sim F_N$ und damit nach Bild 1 die so einfache dimensionslose Reibungszahl μ zu:

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} \quad \text{Gl.(1)}$$

mit partiell $\mu \sim F_R$. Für $\mu < 1$ ist das anschaulich quasi eine Art „Kraftwirkungsgrad“, d.h. z.B. „Wie viel F_N braucht man, um ein bestimmtes F_R zu erhalten?“.

Die μ -Beziehung beruht auf dem Modellsonderfall, dass $F_R(v)$ und $\mu(v)$ konstant und $F_R(F_N)$ linear sind. Es gibt keinen Geschwindigkeitseinfluss und keinen Unterschied zwischen der Reibung der Ruhe und der Bewegung; alle bekannten und die imponderablen Einflussgrößen der realen Reibung werden ausgeschlossen. Derart werden auch heute noch die meisten Reibungszahlen vereinfacht. Wir erlauben uns, diese trivialen Beziehungen der Gl.1 in den Bildern 2.1, 2.2 und 2.3 deutlich zu machen:

Bild 3 zeigt die üblichen prinzipiellen **geschwindigkeitsabhängigen Reibungsverläufe**, wobei besonders die Reibung bei $v = 0$ oder $v \rightarrow 0$ bekanntlich sehr streut.

Wegen der außerordentlichen Problematik bei der Ermittlung und Bewertung von Reibungskräften und Reibungszahlen vieler technischer Reibpaarungen bei Geschwindigkeiten $v < 0,001$ m/s sowie $v > 10$ m/s findet man in der Regel geschwindigkeitsabhängige Reibungszahlen für Trocken- bis Mischreibung nur im Bereich $v = 0,01 \dots 6$ m/s dargestellt.

Es gibt zudem weitere besondere Reibungsverhalten; Bild 4 zeigt nach [21] und [22] z.B. das **Reibungsverhalten** massebehafteter **Reibpaarungen unter Einwirkung von definierter Mikrovibration** (ohne relevante Effekte chemisch-physikalischer Oberflächenveränderungen), die das ursprüngliche Reibungsverhalten $F_R(v)$ bzw. $\mu(v)$ ohne Vibration total verändert, wegen der steigenden $\mu_s(v)$ -Kennlinien die Entstehung selbsterregter entdämpfter „stick-slip“-Reibungsschwingungen verhindert und die Ruhereibung (Startreibung) bis auf $F_{R0S} = 0$ bzw. $\mu_{0S} = 0$ reduzieren kann. Diese sog. „**Vibrations- oder Scheinreibung**“ $F_{Rs}(v)$ bzw. $\mu_s(v)$ benötigt zu ihrer Phänomenausbildung bei technischen Reibpaarungen z.B. bei Schwingungserregung $x(t)$ bzw. $z(t)$ in der Kontaktebene bemerkenswert niedrige Mindestfrequenzen z.B. von $f \geq 12$ Hz und Amplituden $A < 1$ mm, die in vielen realen technischen Systemen trivial auftreten!

Diese Scheinreibung liefert aber, in Abhängigkeit von Schwingungsfrequenz, Schwingungsamplitude und Schwingungsverlauf große Reproduzierbarkeit des $\mu_s(v)$ Verhaltens und vor allem des μ_{0S} - Verhaltens von $\mu_{0S} = 0$ bis $\mu_{0S} = \mu_0$!

Bei der Vielfalt und Vielzahl der Einflussgrößen auf die Reibung muss deshalb an einige Grundsätze bei der Verwendung von Reibungszahlen erinnert werden:

Die Angabe von Reibungszahlen ist nur dann realistisch, wenn diese nachvollziehbar sind, d.h. wenn die Werkstoffe der Reibpaarung, weitere Wirkungspartner, wie Schmierstoffe, Gase, Wasser und Luftfeuchte sowie die Reibungszustände (Misch- bis Trockenreibung), die Reibungsart (Gleit-, Wälz-, Wälzgleitreibung, ...) angegeben werden können.

Weiterhin ist die Kennzeichnung der Geometrie der Reibpartner ohne und mit „Normalkraftbelastung“, ihre Formpaarungen und Oberflächenstrukturen, ihre konkreten Anwendungsbeispiele (Lamellen-Kupplungen, Scheibenbremsen, ...) sowie die einwirkenden Lastkollektive (z.B. Kräfte $F(t)$ und $F_N(t)$, Geschwindigkeiten $v(t)$ bzw. $v_{rel}(t)$) unverzichtbar.

- Die gewünschte **problemlose Übertragbarkeit sog. „neutraler“ Reibungszahlen**, von Maschinenelement zu Maschinenelement und zu den auf den verschiedenen Tribometer und Triboprüfständen gemessenen Reibungszahlen, **ist in der Regel nicht möglich**. Wo es geht, sollte daher nicht allein mit der dimensionslosen Größe μ sondern mit form- und oberflächenbezogenen Reibungszahlen oder besser mit konkreten Reibungskräften bzw. Reibungsmomenten gearbeitet werden.
- **Niemand kennt z.Zt. eine der dimensionslosen Reibungszahl μ zuordenbare repräsentative „tribologische Mindestfläche“ im Reibkontakt.**

Die Reibungszahl μ und die dazugehörigen Normalkräfte F_N werden daher in der Praxis nach Erfahrung und modellhaft auf einzelne Punkte, Mittellinien, mittlere Reibscheibendurchmesser, Umschlingungswinkel, Wirkungsschwerpunkte usw. von Kreisscheiben, Kreisringen, Kreisen, Kegeln, Kugeln, Keilen, Gewinden, ... reduziert.

Man tut so, als ob nicht viele verschiedene auf Teilflächen bezogene Normalkräfte, viele verschiedene geschwindigkeitsabhängige Reibungskräfte und damit viele verschiedene Reibungszahlen wirken, sondern eine einzige Ersatzgröße (μ , F_N) all die Wirkungen übernimmt. Diese Vereinfachungen findet man in den meisten auch computergestützten Berechnungen von Maschinenelementen z.B. von kraftschlüssigen Hüllgetrieben (Eytelweinsche Gleichung) bis zur Berechnung von Reibkupplungen und Gewinden. Die gradientenbelegten F_N , F_R , $F_R(v)$ und $\mu(v)$ -Verteilungen z.B. bei Lamellenkupplungen, Kegelkupplungen, Stellgewinden usw. werden daher durch eine idealisierte Reibungszahl μ und eine entsprechende Modellvereinfachung, die nur für das jeweilige Maschinenelement oder die spezielle Baugruppe mit der jeweils hier vorhandenen geometrischen Struktur und ihre Lastkollektive gilt, ersetzt. Das sind zunehmend unververtretbare Näherungen.

- **Noch problematischer als die Bewegungsreibung und ihre Reibungszahlen $\mu_0(v)$ ist die Reibung der Ruhe mit der Reibungszahl μ_0 bzw. μ_{0s} (vgl. Bild 4).**

Die Ruhereibung sollte man daher zweckmäßigerweise zunächst unterscheiden in zeitlich andauernde „stabile“ Haftreibung, in Auslaufreibung und in Start- oder Losbrechreibung. Selbst für dieselbe Reibpaarung kann dann z.B. je nach Verweildauer des „ruhenden“ Reibkontaktes, je nach Lastaufbringungsgeschwindigkeit $F_N(t)$ und $F(t)$, je nach erzwungenem $v(t)$ -Verhalten in Bereichen wie $v \ll 0,001$ m/s sowie bei Verschiebungen Δs spielbehafteter Reibpartner mit $\Delta s < 0,1$ mm, die Reibungszahl μ_0 bzw. μ_{0s} extrem verschieden sein (Problem der Kraft- und Wegerregung im Mikro- und Makrobereich des Reibkontaktes!).

Man sieht es der Reibpaarung mit „stabiler Haftreibung“ oder einer „eingeleiteten Startreibung“ in der Regel nicht an, welche „eingepprägten“ Kräfte nach Betrag und Richtung den Reibkontakt z.B. infolge vorhandener Federkraftpotentiale in der Kontaktzone bereits belasten. Das kann z.B. die Startreibung wesentlich verringern oder auch vergrößern. Besonders problematisch sind dabei Reibpaarungen mit Reibpartnern aus gummielastischen Kunststoffen, die z.B. bei den Reibungsvorgängen in den Kontaktzonen an der Oberfläche des Elastomers Mikroschlupf verhindern, aber auch sog. „Schallamachwellen“ und „Abschälleffekte“ ausbilden können (vgl. auch [23] und (24)).

3. Spezifische Flächenleistung $P_{RA} / p \cdot v$ - Verhalten

Seit Jahrzehnten gilt als Belastbarkeit einer Reibpaarung trivial die nominelle Flächenpressung $p = F_N / A_n$ des Reibkontaktes mit der Normalkraft F_N , der nominellen oder scheinbaren Kontaktfläche A_n in Gegenwart der Geschwindigkeit v bzw. v_{rel} sowie bei einer beabsichtigten oder verhinderten Relativbewegung.

Man hatte schon recht früh im Maschinenbau der Jahrhundertwende die Erfahrung gemacht, dass bei Mischreibung (z.B. Einlaufvorgänge von öl-, fett- und wassergeschmierten Gleitlagern) die Lagerungen mit kleinen Drücken und höheren Geschwindigkeiten etwa dieselben Lagertemperaturen ergaben, wie die Lager mit größeren Drücken und kleineren Geschwindigkeiten ($p \cdot v \approx \text{konstant}$).

Mit dem Einsatz von Wälzlagern und hydrodynamischen Gleitlagern sowie deren Tragfähigkeitsbestimmung durch gezielte Spielberechnung und Spaltfertigung, für die die $p \cdot v$ - Wertbetrachtungen nicht sehr sinnvoll sind, verloren die Gleitlagerungen mit Trocken- bis Mischreibung und ihre $p \cdot v$ - Wertebestimmung zunächst aber für Jahrzehnte an Bedeutung.

Mit dem heute zunehmenden Einsatz z.B. sowohl von extrem harten als auch von neuen elastomeren „hightech“-Werkstoffen als „wartungsfreie“ Reibpartner bei Trocken- und Mischreibung werden die $p \cdot v$ - Werte jedoch wieder aktuell.

Mit $F_R = \mu \cdot F_N$, mit $P_R = F_R \cdot v$ und P_R / A_n erhält man für den $p \cdot v$ - Wert die Gleichung (2)

$$p \cdot v = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{P_R}{A_n} = \frac{1}{\mu} \cdot P_{RA} \quad \text{Gl.(2)}$$

und für die spezifische Flächenleistung dann

$$P_{RA} = \mu \cdot p \cdot v \quad \text{Gl.(3)}$$

Die spezifische Flächenleistung P_{RA} ist also eine flächenbezogene Reibleistung P_R , die sich gleichsam als „Heizleistung“ in der Reibpaarung darstellt und der Reibungszahl μ sowie den eingepprägten äußeren Größen F_N und dem $p \cdot v$ -Wert direkt proportional ist.

Diese Heizleistung und ihr „Wärmestrom“ ist von der Reibpaarung entsprechend abzuleiten, zu ertragen bzw. schon bei der Konstruktion von Reibpaarungen zu begrenzen, damit die zulässigen Temperaturen und Festigkeitswerte der Reibpartner sowie der bei Misch- bis Dünnschmierreibung vorhandenen Schmierstoffe nicht überschritten werden. Die Werkstoffbelastungen an den Oberflächen der Reibpartner (z.B. Fressgefahr, Verschleiß) werden noch dadurch verschärft, dass die reale Kontaktfläche A_r mit $A_r = \eta \cdot A_n$ und $\eta < 1$ stets deutlich kleiner als A_n ist.

In der Praxis gelten bei einer Umgebungstemperatur T_u für zahlreiche geschmierte Reibpaarungen (z.B. Maschinenelemente) mittlere Betriebstemperaturen T_m von $T_m = T_u + (15 \dots 85)^\circ\text{C}$ als „normal“.

Die Temperatur T ist, wie auch jeder Praktiker aus Erfahrung weiß, **eine der sensibelsten und treifsichersten Indikatoren für die tribologische Stabilität** (Reibung, Verschleiß, Schmierzustand) und Betriebssicherheit; mit der Temperatur und ihrem Zeitverlauf $T(t)$ werden sowohl Einlaufvorgänge, Verschleißverläufe, schmierstoffverweilstabilität und schmierfilmdicke als auch die Änderungen „äußerer“ Bedingungen (z.B. F_N , p , V_{rel} , T_{Umgebung}) rasch, charakteristisch und wiederholbar signalisiert.

Besonders Reibpartner aus Kunststoffen sind in der Regel schlechte Wärmeleiter und haben daher niedrigere zulässige $p \cdot v$ - Werte. So reichen bei Misch- bis Trockenreibung mit konventionellen Lagerwerkstoffen aus Kunststoff, bei Reibungszahlen $\mu = 0,1$ bis $0,5$, die zulässigen $p \cdot v$ - Werte von niedrigen und üblichen $p \cdot v = 1 \dots 10 \text{ bar} \cdot \text{m/s}$ oder $10 \dots 100 \text{ Watt/cm}^2$ bis zu den großen $p \cdot v$ - Werten der modernen Verbundwerkstoffe und Kunststoffkonglomerate, in Paarung mit metallischen oder silikaten Reibpartner mit extrem glatten Oberflächen, von $p \cdot v = 50 \dots 500 \text{ bar} \cdot \text{m/s}$ oder von $500 \dots 5000 \text{ Watt/cm}^2$! Diese $p \cdot v$ - Erfahrungswerte sind heute wieder unverzichtbar für die Synthese leistungsfähiger Reibpaarungen im Misch-, Grenz- und Trockenreibungsbereich.

Man kann also von einem „comeback“ **sinnvoller $p \cdot v$ -Grenzen bzw. $p(v)$ -Funktionen** für die Beurteilung von wartungsfreien Reibpaarungen sprechen.

Den prinzipiellen Verlauf von $p(v)$ -Charakteristiken zeigt Bild 5.

Bild 6 zeigt orientierend nach [17] und nach eigenen Experimenten „zulässige“ $p(v)$ -Funktionen für entsprechende $p \cdot v$ - Werte im logarithmischen Maßstab. Die weitere Bearbeitung und Darstellung repräsentativer $p \cdot v$ - Werte ist notwendig.

So werden zulässige $p \cdot v$ -Werte bzw. $p(v)$ -Funktionen experimentell dadurch bestimmt, dass bei vorgegebenem bzw. tolerierbarem Temperatur-, Verschleiß-, Reibungs- und Betriebsverhalten die entsprechenden p und v -Werte variiert und die bei zuverlässiger Funktionserfüllung erreichbaren und für Maschinenelemente (Gleitlager, Wälzlager, Bewegungsdichtungen, ...) üblichen **Arbeitsmengen z als Gleitwege mit $z_s \approx 1000 \dots 10000 \text{ km}$ und Betriebsstunden $Z_h 3000 \dots 30000 \text{ Stunden}$ ermittelt werden.**

4. Schmierstoffverweilstabilität / K - Faktor

Die erreichbaren Arbeitsmengen (Gleitwege, Betriebsstunden) von Reibpaarungen bei Misch- und Grenzreibung hängen wesentlich von der Dauer der gewünschten tribotechnischen Wirksamkeit und Verweilstabilität der im Schmierpalt anwesenden Schmierstoffe bzw. schmierungswirksamen Substanzen ab.

Tribotechnische Wirksamkeit und Verweilstabilität des Schmierstoffes bedeuten, dass bei vollständiger technisch/technologischer Funktionserfüllung, gegebenen Lastkollektiven und Randbedingungen des gesamten Systems, die Reibpaarungen bezüglich Reibungs-, Verschleiß-, Schwingungs-, Geräusch- und Temperaturverhalten „normal“ arbeiten.

Ungewöhnliche Temperatur- und Geräuscentwicklungen (z.B. stick-slip-Schwingungen) sind also stets sensible und sichere Signale für Abweichungen von der tribotechnischen Normalität in den Wirkungsräumen der geschmierten Reibpaarungen und damit für gefährliche Betriebszustände des technischen Gesamtsystems; Diese Signale sind in der Praxis somit ganz pragmatisch einem messbaren Schmierstoffverlust bzw. Schmierstoffbedarf zuordenbar. Dabei wird in der Regel nur ein relativ kleiner Anteil des Schmierstoffes durch direkte tribologische Effekte (z.B. Öloxidations- und -reduktionsvorgänge, Alterung, Wasseraufschäumung) im Schmierpalt der Reibpaarung aufgebraucht; der größte Teil des Schmierstoffes geht durch Leckage oder z.B. bei pneumatischen Bauelementen durch thermodynamische Vorgänge und Strömungseffekte der Druckluft verloren.

Wenn sich die Schmierstoffmasse und evl. auch schon ihre tribotechnische Wirksamkeit verringern, muss zwecks normalem Weiterbetrieb den Reibpaarungen Schmierstoff nachgeliefert werden. Das erfolgt bekanntlich durch einen kontinuierlich oder diskontinuierlich zugeführten Massestrom (manuelle Schmierstoffpresse, verschiedene zentralschmieranlagen, Ölnebelschmierung, ...) von außen; dabei liegt wegen der Dosierproblematik oft eine deutliche Überschmierung vor (zusätzliche Energieverluste, Schmierstoffverluste, Umweltbelastung).

Es ist bekannt, dass die meisten technischen Reibpaarungen bei Misch- und Grenzreibung (Dünnschicht-/Haftreibung) eine sog. „Notlaufeigenschaft“ zeigen, d.h. bei einem Aussetzen der Schmierstoffnachlieferung ist, z.T. sogar noch stundenlang ein funktionsfähiger Weiterbetrieb möglich, wobei in der Regel charakteristische Temperaturerhöhungen und Geräuscentwicklungen die bevorstehende Havarie (Verschleißzunahme, Reibungserhöhung bis zum „Fressen“) ankündigen.

Diese **Notlaufeigenschaften**, aber auch entsprechende prinzipielle Untersuchungen dieser „**hartnäckigen Verweilstabilität**“ der bewährten Schmierstoffe (Öle, Fette, Festkörperschmierstoffe) im Schmierpalt, führen zu der Aussage:
„Es existiert für eine definierte Reibpaarung ein bestimmtes minimales Schmierstoffvolumen (minimale Schmierstoffmasse) an und in den Kontaktflächen der Reibpartner im Reibkontakt und in ihrem Wirkungsraum, das, wie die sog. „Hungerschmierung“, die benötigte tribologische Stabilität und Wirksamkeit über eine gewisse Betriebsdauer noch sicher ermöglicht“.

Eigentlich muss man nur diese minimale Schmierstoffmasse rechtzeitig und zuverlässig ersetzen, um die drohende Havarie zu vermeiden.

Diese Erkenntnis führte zu der sog. „wartungsfreien Lebensdauerschmierung“, die bereits bei der Montage der Bauelemente („Grund- oder Montageschmierung“) als Erst- oder Dauerausrüstung vorgenommen wird. Dabei kann man zwei Arten der Lebensdauerschmierung unterscheiden:

- a) Der Schmierstoff für die Reibpaarungen der Bauelemente wird lebensdauerwirksam entweder in speziellen Depoträumen (hohl oder mit Schmierstoff-Trägerstruktur ausgefüllt), in speziellen Speicher- und Dosierorganen (z.B. Schmierfilz, Schmierdochte) an der Reibstelle oder in den als Depot wirkenden konstruktions und funktionsbedingten „normalen“ Strukturen der Reibstelle untergebracht;

Beispiele: Toträume, Nuten, Ecken, Schmieraschen, Randkragen, Oberflächenbereiche der Reibpartner, die nicht unmittelbar Reibkontakt haben, stark poröse oder fasrige Reibpartner (vgl. /27/).

- b) Die kontaktierenden Oberflächen der Reibpartner und der von ihnen gebildete Kontaktraum (Schmierspalt) sind selbst Depot für die dort relativ fest haftenden kleinen Schmierstoffmengen (z.B. Welle/Gleitlagerschale, Pneumatikzylinder/Kolbendichtung, Kurvenscheibe/Kurvenrolle, Gleiführung/Gleitstein, Wälzkörper/Laufbahn usw.)

Für beide Fälle ist die Masse der Schmierstoffe, die Verweilstabilität und die dosierte Schmierstoffnachlieferung zu bestimmen. Um den Fall a) und seine erforderlichen Speichervolumina für eine gewünschte Lebensdauer bzw. Arbeitsmenge dimensionieren zu können, benötigt man die experimentellen Ergebnisse des Falles b) mit minimalen Schmierstoffmassen.

So haben langjährige experimentelle Untersuchungen der Reibpaarungen konventioneller pneumatischer Arbeitszylinder der ØNG 63mm (AlMg₃ anodisch oxydiert) mit NBR-Lippendichtungen mittlerer Shore A - Härte schon Ende der siebziger Jahre in unseren Forschungsarbeiten ergeben, dass nach einer Montageschmierung z.B. mit Mineralölen und wasserbeständigen Schmierfetten und nach einem kurzfristigen Einlaufvorgang unter normalen Lastbedingungen zwischen den elastomeren NBR-Dichtungen und der ungleich größeren Zylinderlauffläche zwei Randkragen und ein fest haftender Schmierstoffbelag entstehen (vgl. [26]).

Dieser Schmierstoffbelag hat eine fiktive mittlere Filmdicke von $s \leq 1 \mu\text{m}$ und lässt sich auch durch scharfkantige Lippendichtungen unter Betriebsdruck, z.B. mit $p = 6,3 \text{ bar}$ und $v < 0,4 \text{ m/s}$ zunächst nicht sofort „abrakeln“.

Man erhält trotz „Mischreibungseinordnung“ den Effekt quasi eines „Gleitlackes“ dessen Filmdicke erst nach und nach, Hub für Hub, „aufgebraucht“ werden kann. Dabei liegt tribologische Stabilität vor. Die Zahl der nunmehr erreichbaren Lastspiele und damit die erreichbare Arbeitsmenge nach Entfernung der Randkragen und ohne Nachschmierung liefert bei linearem Ansatz die erforderliche sehr kleine Schmierstoffmasse m bzw. \bar{m} für einen Doppelhub DH des Kolbens bzw. für die beabsichtigten Gleitwege s und Betriebszeiten h .

Bezogen auf die Flächeneinheit $A = 1 \text{ cm}^2$ und 1 DH würde dann eine **erforderliche relative Schmierstoffmasse \bar{m} nach Gl. (4) gefunden:**

$$\bar{m} = \left(\frac{10^{-6} \text{ mg}}{1 \text{ cm}^2 * 1 \text{ DH}} \right) * K \quad \text{Gl. (4)}$$

Für beliebige A , z , DH und bei verschiedenen Schmierstoffen mit dem Schmierstofffaktor K , gilt für die notwendige Schmierstoffmasse m die Gl. (5):

$$m = (10^{-6} \text{ mg/cm}^2) * z * A * K \quad \text{Gl. (5)}$$

So erhält man z.B. für eine gewünschte Arbeitsmenge von $z = 10^7$ DH, mit $A = 600 \text{ cm}^2$ Zylinderlauffläche von ØNG 63 und einem Schmierstofffaktor $K = 2$ die zu deponierende und dosiert abzugebende Schmierstoffmasse zu $m = 10^{-6} \cdot 10^{-7} \cdot 600 \cdot 2 \text{ mg} = 12 \text{ g}$ bzw. ein Ölvolumen von 12 cm^3 . Diese Werte sind realistisch (vgl. Fall a), Speichervolumina).

Zahlreiche experimentelle Untersuchungen entsprechender Arbeitszylinder und Dichtungen bei vergleichbaren Lastkollektiven und Betriebsbedingungen ergaben die Ermittlung von **K-Faktoren für unterschiedliche Schmierstoffe** und ihre verschiedenen Verweilstabilitäten.

Für Schmieröle mit Viskositäten $\gamma = 12 \dots 240 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei $T = 323 \text{ K}$ ist $K = 10 \dots 1$, wobei die kleinen K-Faktoren (etwa bis $K = 3$) den höheren Viskositäten ($\gamma > 50 \text{ mm}^2/\text{s}$) und die großen K-Faktoren (etwa $K = 8 \dots 10$) den niedrigeren Viskositäten ($\gamma < 30 \text{ mm}^2/\text{s}$) zuzuordnen sind.

Die Fettschmierung mit metallverseiften Schmierfetten mittlerer bis weicher Konsistenz liegt bei $K = 10$, Fette mit organischen Eindickern können etwa mit $K 1 \dots 5$ eingeordnet werden.

Bei alten Bedenken und Vereinfachungen zu einem derartigen Ansatz brachten die ermittelten Arbeitsmengen und K-Faktoren praxisrelevante Aussagen zu sonst imponderablen tribologischen Vorgängen und Effekten. Man erhält tatsächlich die relativ kleinen Schmierstoffmassen und Schmierstoffvolumina von wenigen cm^3 , die heute als „Grund- bzw. Montageschmierungen“ und meist ohne spezielle Depoträume in die „natürliche Struktur“ der Zylinder, Kolben, Kolbenlängsschieber und Dichtungen, bei Schmierfett auch als Randkragen, eingebracht werden müssen. Für derartig wartungsfreie pneumatische Arbeitszylinder und Kolbenlängsschieberventile sind adhäsions- und konsistenzstabile sowie wasser-, temperatur-, druck- und strömungsunempfindliche Schmieröle und Fette mittlerer Viskosität und Konsistenz am besten geeignet. Zudem soll nicht unerwähnt bleiben, dass das ebenfalls schmierungsfähige Seifengerüst bzw. der Eindicker von Schmierfetten für das im Fett enthaltene Schmieröl gleichsam Depotträger ist.

Natürlich ist neben der konstruktiven Klärung des **Depotproblems** bzw. Depotvolumens, Depotort und Deponiestabilität noch das dazugehörige **Problem der minimalen Schmierstoffdosierung** zu lösen. Auch hierbei sind konventionelle Dosierverfahren (z.B. Porösstoffe, Docht- und Filzdränagen ebenso wie Mikrodosierverfahren etwa mit Auf- und Abtragdosierwischer konstruktiv optimierbar (vgl. /27/).

Bei extremen Betriebsbedingungen, z.B. bei großem Wasserkondensatanfall, großer Verschmutzung, großen Strömungsgeschwindigkeiten und Druckdifferenzen, sowie höheren Temperaturen sind entsprechende Korrekturen eines so einfachen überschlägigen Berechnungsansatzes notwendig.

Der Berechnungsansatz mit „erforderliche Schmierstoffmasse, erreichbare Arbeitsmengen und Schmierstofffaktor K “ stellt aber eine praktikable und handhabbare Methode für tribologische Voraussagen und entsprechende konstruktive Gestaltungen dar.

Diese exemplarisch vorgestellte pragmatische Vorgehensweise wird vom Verfasser generell und für beliebige vergleichbare geschmierte technische Tribopaarungen bei Misch- bis Grenzreibung empfohlen:

Man setzt den „Reibspalt“ der Tribopaarungen bzw. ein „ganzes komplexes Maschinenelement“ praktisch auf „Hungerschmierung“, ermittelt experimentell die dabei erreichbare Arbeitsmenge z, z.B. als tribologisch stabile Gleitwege, Betriebsstunden, Arbeitsspiele usw. und bestimmt für die Schmierstoffe dann die relative Schmierstoffmasse \bar{m} sowie die entsprechenden K-Faktoren.

5. Literaturverzeichnis:

1. Bowden, F.P.
Tabor, D. Reibung und Schmierung fester Körper
Springer Verlag Berlin/Göttingen/Heidelberg ,1959
2. Kragelski, J.V.
Dobycin
Kombalov Grundlagen der Berechnung von Reibung und Verschleiß
Verlag Technik Berlin, 1982
Masinostroenie Moskau, 1977
3. Brendel, H. Wissensspeicher Tribotechnik
Fachbuchverlag Leipzig, 1978
4. Fleischer, G.
Gröger, H.
Thum, H. Verschleiß und Zuverlässigkeit
Verlag Technik Berlin, 1980
5. Niemann, G. Maschinenelemente
Springer-Verlag Berlin/Göttingen/Heidelberg, 1981...1983
6. Vogelpohl, G. Betriebssichere Gleitlager
Springer-Verlag Berlin/Göttingen/Heidelberg, 1967
7. Fronius, St. Maschinenelemente-Antriebselemente
Verlag Technik Berlin, 1971
8. Decker, K.H. Maschinenelemente
Carl Hanser Verlag München/Wien, 1989
9. Winkelmann, S.
Hartmuth, H. Schaltbare Reibkupplungen
Konstruktionsbücher 34
Springer-Verlag Berlin/Göttingen/Heidelberg, 1985
10. Bartz, W.J. Energieeinsparung durch tribologische Maßnahmen
Expert-Verlag, Elmingen, 1988
11. Drescher, H Die Mechanik der Reibung zwischen festen Körpern
VDI-Zeitschrift 101,1959
12. Heinicke, G Tribochemie
Akademieverlag Berlin, 1984
13. Czichos, H.
Habig, K.H. Tribologiehandbuch Reibung und Verschleiß
Vieweg-Verlag Braunschweig/Wiesbaden, 1992
14. Holland, J. Die Ermittlung der Kenngrößen für zylindrische Gleitlager
Zeitschrift Konstruktion 13,1961

15. Freitag, E. Tribotechnische Untersuchungen von NBR-Dichtungskautschuk auf ausgewählten, mit Haftschichten versehenen Gleitpartnern der Hochdruckpneumatik
Dissertation PH Erfurt/Fakultät Math./Nat., Erfurt, 1987
16. Deters, L.
Hadler, J. Berechnung von stationär belasteten Radialgleitlagern unter Mischreibungsbedingungen
Gif-Fachtagung Tribologie Göttingen, 1995
17. Schneider, G. Zur Bestimmung und Beherrschbarkeit Tribotechnischer Kenngrößen bei der Konstruktion Technischer Systeme unter besonderer Berücksichtigung elastomerer Kunststoffe bei Misch- bis Trockenreibung
41. Internationales wissenschaftliches Kolloquium
TU Ilmenau, Bd.2, Ilmenau, 09.1996
18. Lutherdt, M. Systematisierung und Strukturierung ausgewählter Wirkungsweisen mit festkörpermechanischen Wirkungspartnern, ein Beitrag zur Lehre maschinentechnischer Sachverhalte
Dissertation PH Erfurt/Maschinentechnik, Erfurt, 1976
19. Heidebroek, E. Richtlinien für den Austausch von Wälzlagern gegen Gleitlager
KdT Dresden/Berlin A; Lager/Schmierung (5,1949/01)
Berlin 1949
20. Müller, B. Kampf gegen die Reibungsverluste
Zeitschrift „Bild der Wissenschaft“ 6,1996
21. Schneider, G. Zum Einfluß der Vibration auf das Reibungsverhalten von Reibpaarungen
Dissertation, TU Dresden, Fakultät Maschinenwesen,
Dresden, 1968
22. Schneider, G. Theoretische Betrachtungen und experimentielle Untersuchungen an Reibpaarungen unter Vibrationseinfluß
8. Internationales Symposium „Schmierstoffe und Schmierungstechnik“, Leipzig, 1967
23. Jendro, H. Zum Startreibungsverhalten von Arbeitszylindern der Hochdruckpneumatik
Dissertation, PH Erfurt, Fakultät Math.-Nat., Erfurt, 1987

24. Schneider, G, Zum Phänomen und zur Verringerung der Losbrechreibung von NBR-Dichtungen in pneumatischen Arbeitszylindern und Ventilen
9.Internationale Dichtungstagung Dresden 1990,
Tagungsband 2 S.85-90.
25. Schneider, G. Zur Erfassung von Schmierstoffbedarf und tribologischer Zuverlässigkeit der Dichtungselemente lebensdauer geschmierter Bauelemente bei ölnebefreiem Betrieb
Vortrag Internationale Fachtagung 1993 in Fulda / „Die Kautschukindustrie: High Tech in elastomeren Dichtsystemen“
Zeitschrift Kautschuk-Gummi-Kunststoffe, 11,1993
26. Schneider, G. Experimentelle Erfahrungen mit ausgewählten wartungs- und ölnebefrei betriebenen praxisnahen Bauelementen bei minimalen Schmierstoffeinsatz
Internationale Hydraulik und Pneumatik-Tagung,
TU Magdeburg, 1981, Magdeburg
27. Schneider, G.
Siebert, R. Gestaltung und Anordnung von Schmiermitteldepots für Arbeitszylinder und Wegeventile der Leistungspneumatik
WP F 16N1208 148(22) vom 11.12.1978 und 01.02.1979,
Berlin DPA, Nr.140076 A1



