

**Tribologisches Verhalten von Keramik/Metall-
Frikionspaarungen mit lasertexturierter Wirkfläche
unter ölgeschmierter, einsinniger
Gleitbeanspruchung**

Zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften

der Fakultät für Maschinenbau
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Kai Wauthier
aus Tett nang

Tag der mündlichen Prüfung: 22.05.2012

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. K.-H. Zum Gahr

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. A. Albers

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Werkstoffkunde II (IWK II) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT). Im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 483 *Hochbeanspruchte Gleit- und Friktionssysteme auf Basis ingenieurkeramischer Werkstoffe* wurde die Arbeit durch die DFG gefördert.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. K.-H. Zum Gahr bedanke ich mich für die Möglichkeit und das entgegengebrachte Vertrauen, diese Dissertation durchführen zu können. Auch bin ich dankbar für seine zahlreichen Anregungen fachlicher Art, die zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben. Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. A. Albers danke ich für die Übernahme des Korreferats und für sein Interesse an der Arbeit sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. P. Gratzfeld für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes. Immensen Dank schulde ich Herrn Dr.-Ing. J. Schneider, dem akademischen Oberrat des Instituts, der bei Problemstellungen fachlicher, organisatorischer und auch zwischenmenschlicher Art immer ein offenes Ohr hatte. Mit seiner Hilfsbereitschaft und Geduld konnte ich – auch in sehr arbeitsintensiven Zeiten – stets rechnen.

Darüber hinaus möchte ich mich herzlich bei allen Mitarbeitern des IWK II für ein einzigartiges Arbeitsklima bedanken. Ohne deren Unterstützung wäre die Erstellung der vorliegenden Arbeit sicherlich nicht möglich gewesen. Namentlich gilt dies S. Blaßmann, W. Dörfler, A. Gottschalk, K. Hahn, Dipl.-Ing. H. Herold, H. Iwanek, F. Keller, Dr.-Ing. K. Keppler-Poser, J. Lang und C. Schuler. Einen ganz besonderen Dank schulde ich H. Franz und M. Milich, die mir mit unermüdlichem Einsatz und einem hohen Maß an Kompetenz immer wieder unter die Arme griffen. Meinen wissenschaftlichen Kollegen Dr.-Ing. S. Kurzenhäuser, Dr.-Ing. U. Litzow, Dr.-Ing. R. Wahl, Dr.-Ing. R. Wallstabe, Dipl.-Ing. M. Mathieu und Dr.-Ing. M. Wöppermann danke ich für die großartige Zusammenarbeit, die fachlichen Diskussionen und die tolle Zeit. Insbesondere meinem Zimmerkollegen R. Wallstabe bin ich dankbar für die stets hilfreichen Anregungen und Ratschläge. Ferner möchte ich J. Howell, P. Severloh, Dr. rer. nat. M. Rohde und M. Torge vom Institut für Materialforschung I (IMF I) meinen Dank aussprechen: J. Howell für die Hilfsbereitschaft und ihre besonnene, freundliche Art, P. Severloh für die geduldige Beantwortung meiner zahlreichen Fragen, M. Rohde für die Hilfestellungen fachlicher Art und M. Torge für den beispielhaften Einsatz bei der Kontaktwinkelmessung sowie ihre fachliche und auch menschliche Unterstützung. Des Weiteren bedanke ich mich bei den studentischen Hilfskräften C. deBiasi, K. Denk, C. Riederle und J. Sevcik sowie dem Praktikanten S. Schauroth für die tatkräftige Mitarbeit.

Mein größter Dank jedoch gebührt meinen Eltern, die mich auf jede nur erdenkliche Weise auf meinem Weg unterstützt und mir den Rücken freigehalten haben. Auch meinem Bruder Axel danke ich für seinen Rückhalt und motivierenden Beistand sowie seiner Frau Evi für die sorgfältige Durchsicht dieser Arbeit.

Kurzfassung

Das Anforderungsprofil ölgeschmierter Friktionssysteme umfasst neben einer hohen und stabilen Systemreibungszahl einen hohen Verschleißwiderstand sowie eine hohe Temperaturstabilität der verwendeten Friktionswerkstoffe. Die Forderung nach steigender Leistungsfähigkeit solcher Systeme – oft auch in Kombination mit dem Wunsch nach kompakterer Bauweise – führt herkömmliche organische Reibmaterialien und auch die eingesetzten Kühlschmierstoffe an die Grenzen ihrer mechanischen und thermischen Belastbarkeit. Vor diesem Hintergrund bieten neue Lösungsansätze wie der Einsatz von *Hochleistungskeramiken als Friktionswerkstoff* und die *lasergestützte Mikrotextrurierung tribologisch beanspruchter Wirkflächen* zur Optimierung des Reibungsverhaltens ein großes Potential.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden unter Verwendung eines Labortribometers die Eignung und das tribologische Verhalten von Ingenieurkeramiken mit geläppter sowie mit geläppter und lasertexturierter Wirkfläche in Paarung mit metallischen Werkstoffen unter ölgeschmierter, einsinniger Gleitbeanspruchung für den Einsatz in nass laufenden Friktionssystemen untersucht. Mit einer Flächenpressung von 2 MPa und Gleitgeschwindigkeiten bis 10 m/s wurden die Prüfparameter in Anlehnung an reale Beanspruchungsbedingungen einer ölgeschmierten Lamellenkupplung gewählt. In verschiedenen Versuchsreihen wurde unter anderem der Einfluss der Materialpaarung, der Belastungsparameter, der Ölsorte, der zugeführten Ölmenge sowie von Texturparametern untersucht.

Die Ergebnisse zeigten, dass bei Paarung von SiC, Al₂O₃ und Mischkeramik aus Al₂O₃ und ZrO₂ gegen normalisierten 100Cr6-Stahl unter den anwendungsnahen Bedingungen an beiden Reibpartnern kein quantifizierbarer Verschleiß auftrat. Dies konnte ebenfalls in Langzeitversuchen bis zu einer Dauer von 30 min bei hohen Relativgeschwindigkeiten von 10 m/s bestätigt werden. Durch eine Texturierung mit kommunizierenden gekreuzten Mikrokanälen wurde eine erhebliche Verbesserung des Reibungsverhaltens erzielt. Das Reibungszahlniveau bei texturiertem Pellet lag wesentlich höher als bei untexturiertem Pellet. Insbesondere wurde die Reibungszahl bei geringen bis mittleren Gleitgeschwindigkeiten deutlich angehoben, was in einer Verbesserung der Reibungszahlkonstanz während transitiver Übergänge, wie sie z. B. beim Schließvorgang einer Kupplung auftreten, resultierte. Durch Variation von Texturparametern war eine Einflussnahme auf das Reibungsverhalten möglich. So wurde durch eine Erhöhung des texturierten Flächenanteils oder eine Reduzierung der Breite gekreuzter Kanäle eine Anhebung der Reibungszahl und eine Verbesserung der Reibungszahlkonstanz erreicht. Die dabei wirkenden Mechanismen konnten identifiziert und erklärt werden. Ferner wurde mittels der über ein Thermoelement im Keramik-Pellet erfassten Temperatur nachgewiesen, dass eine hohe Wärmeleitfähigkeit eines Reibpartners die auf die eingebrachte Reibungsenergie bezogene Erwärmung deutlich absenkte und ein durch die Texturierung bewirkter Kühleffekt existierte.

Abstract

Specification of oil lubricated friction systems comprises a high and stable friction coefficient, high wear resistance and high temperature stability of used friction materials. The demand for increasing performance of such systems brings conventional organic friction materials as well as coolant lubricants to the limit of their mechanical and thermal capacity. The problem is even intensified by the wish for more compact design. Against this background, the following new approaches offer great potential: On the one hand *advanced ceramics* can serve as a new kind of *friction material*. On the other hand friction behaviour can be optimised by *laser assisted microtexturing of tribologically loaded functional surfaces*.

Within the scope of this work the suitability and the tribological behaviour of advanced ceramic materials in pairing with metallic materials were investigated concerning the use in lubricated friction systems. The ceramic materials were tested with lapped as well as with lapped and laser textured functional surface. The tests were conducted under oil lubricated unidirectional sliding using a friction test rig. With a pressure of 2 MPa and sliding velocities up to 10 m/s test parameters were chosen according to real loading conditions of an oil lubricated multiple disc clutch. In different test series the influence of mated materials, loading parameters, type and quantity of fed oil as well as texture parameters was investigated.

SSiC, Al₂O₃ and Al₂O₃-ZrO₂ were mated against the normalised steel 100Cr6. Results showed that no quantifiable wear occurred at both friction partners under the application conditions used. This could also be confirmed in long-term tests up to a duration of 30 min at high relative velocities of 10 m/s. By means of a texturing with communicating crossed microchannels a considerable improvement of friction behaviour was achieved. The level of friction coefficient in case of textured pellets was significantly higher than in case of untextured pellets. Particularly, the friction coefficient in case of low and middle sliding velocities was raised considerably. This resulted in an improved constancy of friction coefficient during temporary transitions such as that occurring for example during the closing process of a clutch. By variation of texture parameters control of friction behaviour was possible. By raising the textured area coverage fraction or reducing the channel width an increase of friction coefficient and an improvement of constancy was obtained. Acting mechanisms could be identified and explained. Moreover, the temperature inside of the ceramic pellets was measured by thermocouples. Thus, it could be verified that a high thermal conductivity of one friction partner led to a reduced temperature rise in relation to generated friction energy. Additionally, it was possible to demonstrate a cooling effect caused by the texturing.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Friktionswerkstoffe	2
1.2	Ingenieurkeramiken	5
1.3	Tribologie geschmierter Systeme.....	7
1.3.1	Schmieröle	7
1.3.2	Verschleißmechanismen und Reibungszustände	14
1.3.3	Reibungsleistung und Reibungsenergie.....	20
1.3.4	Tribologisches Verhalten ölgeschmierter Paarungen.....	21
1.3.5	Texturierung tribologisch beanspruchter Oberflächen.....	33
1.4	Zielsetzung und Vorgehensweise.....	43
2	Versuchsmaterialien und experimentelle Methoden	45
2.1	Versuchsmaterialien	45
2.1.1	Keramische Werkstoffe	45
2.1.2	Metallische Werkstoffe	46
2.2	Probengeometrie und Probenvorbereitung	47
2.3	Lasergestützte Texturierung	49
2.4	Mikroskopische Gefügecharakterisierung.....	50
2.5	Ermittlung von Vickershärte und Rauheitskenngößen	52
2.6	Charakterisierung des Benetzungsverhaltens	54
2.6.1	Dynamische Kontaktwinkelmessung.....	54
2.6.2	Statische Kontaktwinkelmessung.....	55
2.7	Tribologische Untersuchungen	56
2.7.1	Prüfstand.....	56
2.7.2	Schmiermedien	58
2.7.3	Versuchsdurchführung und Auswertung	59

3	Versuchsergebnisse.....	63
3.1	Gefüge der Versuchsmaterialien	63
3.2	Vickershärte und Oberflächenqualität der Probenkörper.....	65
3.3	Benetzungsverhalten	66
3.4	Texturmuster	67
3.5	Tribologische Eigenschaften	69
3.5.1	Vergleich von Texturmustern	69
3.5.2	Variation von Texturparametern bei gekreuzten Kanälen	70
3.5.3	Einfluss der Materialpaarung.....	79
3.5.4	Variation der Gleitgeschwindigkeit	85
3.5.5	Variation der Normalkraft	87
3.5.6	Einfluss der zugeführten Ölmenge	88
3.5.7	Einfluss der Ölsorte	90
3.5.8	Langzeitverhalten und -stabilität.....	91
4	Diskussion.....	95
4.1	Reibungsverhalten	95
4.1.1	Übersicht wichtiger Einflussfaktoren	95
4.1.2	Anstellwinkel des Pellets	98
4.1.3	Eigenschaften der Scheibenoberfläche.....	106
4.1.4	Viskosität und Viskositätsindex	115
4.2	Wirkungsweise gekreuzter Mikrokanäle	119
4.3	Wärmestrombilanz	129
4.3.1	Einfluss der thermophysikalischen Eigenschaften	132
4.3.2	Kühleffekt durch Texturierung	140
5	Zusammenfassung	145
6	Literatur	149

Nomenklatur

Versuchsmaterialien

100Cr6	niedrig legierter Stahl
AlZnMgCu1,5	hochfeste Aluminiumlegierung
C15E	Stahl mit 0,15 % Kohlenstoff
EKasicF	Siliziumcarbid-Keramik (Fa. ESK Ceramics)
F99,7	Aluminiumoxid-Keramik (Fa. Friatec)
htc99,9	Aluminiumoxid-Keramik (Fa. hightech ceram)
SN80	Al ₂ O ₃ -ZrO ₂ -Mischkeramik (Fa. Ceramtec)

Formelzeichen

a	mPas	Konstante
a _{tex}	%	texturierter Flächenanteil
A	mm ²	Kontaktfläche
A _P	mm ²	nominelle Pellet-Kontaktfläche
A _P [*]	mm ²	texturbedingt vergrößerte Pellet-Kontaktfläche
A _{PI}	mm ²	Fläche der durch gekreuzte Kanäle erzeugten Plateaus
ΔA _P	mm ²	texturbedingter Flächenzuwachs
b	K	Konstante
B	μm	Kanalbreite bzw. Nöpfchendurchmesser
B _G	mm	Gleitschuhbreite
B _{PI}	μm	Plateaubreite bei gekreuzten Kanälen
c	K	Konstante
c _u	---	Konstante
c _p	J/(gK)	spezifische Wärmekapazität
c _{p-Öl}	J/(gK)	spezifische Wärmekapazität des Öls
C [*]	---	dimensionsloser Faktor (hydrodynamische Schmierungstheorie)
C ⁺	---	dimensionsloser Faktor (hydrodynamische Schmierungstheorie)
C ⁺⁺	---	dimensionsloser Faktor (hydrodynamische Schmierungstheorie)
d _{KG}	μm	mittlere Korngröße
d _P	mm	Durchmesser der Pellet-Kontaktfläche
E	GPa	Elastizitätsmodul
f _L	kHz	Laserfrequenz

Nomenklatur

F_{HV}	N	Prüfkraft bei der Vickershärtemessung
F_N	N	Normalkraft bzw. Tragkraft
F_R	N	Reibungskraft
h	μm	Schmierfilmdicke
h_{untex}	μm	Referenzschmierfilmdicke bei geläppter, untexurierter Wirkfläche
h_0	μm	minimale Schmierfilmdicke
h_1	μm	maximale Schmierfilmdicke
H	μm	Kanaltiefe bzw. Näpfchentiefe
HV	---	dimensionslose Maßzahl der Vickershärte
k	---	vom Kanalquerschnitt abhängiger Geometriefaktor
L	mm	Länge einer einzelnen Geraden beim Linienschnittverfahren
L_G	mm	Gleitschuhlänge
L_P	mm	Abstand zwischen Kontaktfläche und Einspannung des Pellets
L_S	mm	Abstand zwischen Kontaktfläche und Scheibenauflage
m	---	Richtungskonstante in Ubbelohde-Walther-Gleichung
$\dot{m}_{\text{Öl}}$	kg/s	Ölmassenstrom
M	---	Vergrößerungsmaßstab beim Linienschnittverfahren
M_r	%	Materialanteil (x-Achse der Abbott-Kurve)
M_{r1}	%	Materialanteil oberhalb des Kernprofils
M_{r2}	%	Materialanteil unterhalb des Kernprofils
n	1/min	Drehzahl
n_{Ab}	1/min	Abtriebsdrehzahl
n_M	1/min	Motordrehzahl
n_S	1/min	Schlupfdrehzahl
n_{TG1}	1/min	Eingangswellendrehzahl von Teilgetriebe 1
n_{TG2}	1/min	Eingangswellendrehzahl von Teilgetriebe 2
n_K	---	Anzahl der Schnittpunkte mit den Korngrenzen beim Linienschnittverfahren
N	---	Konvergenzverhältnis des hydrodynamischen Schmierpalts
O	μm	Kanal-Offset bzw. Abstand der Näpfchen
p	N/mm^2	Druck bzw. Flächenpressung
p_K	bar	Kupplungsdruck
p_{K1}	bar	Druck an Kupplung 1
p_{K2}	bar	Druck an Kupplung 2

P_L	W	Laserleistung
P_R	W	Reibungsleistung
P_R^*	W/mm ²	auf die tragende Fläche bezogene Reibungsleistung
$P_{R - 125 s}$	W	Reibungsleistung zum Zeitpunkt t = 125 s
q_x	mm ³ /s	Flussrate in x-Richtung (Prinzip der Massenerhaltung)
q_y	mm ³ /s	Flussrate in y-Richtung (Prinzip der Massenerhaltung)
Q_{zu}	J	zugeführte Wärmemenge
\dot{Q}_{ab}	W	abgeführter Gesamtwärmestrom
$\dot{Q}_{\text{Öl-K}}$	W	Wärmestrom durch Ölkonvektion
\dot{Q}_P	W	Wärmestrom ins Pellet
\dot{Q}_S	W	Wärmestrom in die Scheibe
\dot{Q}_{zu}	W	zugeführter Gesamtwärmestrom
R_a	μm	arithmetischer Mittenrauwert
R_k	μm	Kernrautiefe
R_m	MPa	Zugfestigkeit
R_q	μm	quadratischer Mittenrauwert
R_{q1}, R_{q2}	μm	quadratische Mittenrauwerte der Reibpartner
R_{pk}	μm	reduzierte Spitzenhöhe
R_{vk}	μm	reduzierte Riefentiefe
s	m	Gleitweg
$s_{125 s}$	m	zum Zeitpunkt t = 125 s zurückgelegter Gleitweg
t	s	Versuchsdauer
t_{ges}	s	Gesamtversuchsdauer
t_{HV}	s	Prüfzeit bei der Vickershärtemessung
t_{KW}	s	Messzeit bei dynamischer/statischer Kontaktwinkelmessung
T	°C	Temperatur
$T_{\text{Öl}}$	K	Öltemperatur
T_{Pellet}	°C	im Pellet gemessene Kontakttemperatur
T_0	K	Raumtemperatur
$\Delta T_{\text{Pellet} - 125 s}$	K	nach 125 s im Pellet gemessene Erwärmung
$\Delta T_{30 \text{ min}}$	K	Temperaturdifferenz zum Zeitpunkt t = 30 min
u_x	m/s	Fluidgeschwindigkeit in x-Richtung
U_x	m/s	Summe der Oberflächengeschwindigkeiten in x-Richtung
U_{x1}	m/s	Oberflächengeschwindigkeit in x-Richtung (unterer Reibpartner)

Nomenklatur

U_{x2}	m/s	Oberflächengeschwindigkeit in x-Richtung (oberer Reibpartner)
v	m/s	Gleitgeschwindigkeit
v_L	mm/s	Verfahrgeschwindigkeit beim Laserprozess
v_{max}	m/s	maximale Gleitgeschwindigkeit
v_y	m/s	Fluidgeschwindigkeit in y-Richtung
$V_{\text{Öl}}$	mm ³	Ölvolumen
V_{tex}	mm ³	Ölfassungsvermögen von Kanälen mit rechteckigem Querschnitt
V_{Trapez}	mm ³	Ölfassungsvermögen von Kanälen mit Trapezquerschnitt
V_y	m/s	Summe der Oberflächengeschwindigkeiten in y-Richtung
V_{y1}	m/s	Oberflächengeschwindigkeit in y-Richtung (unterer Reibpartner)
V_{y2}	m/s	Oberflächengeschwindigkeit in y-Richtung (oberer Reibpartner)
V_1	mm ³	Anfangsvolumen bei dynamischer Kontaktwinkelmessung
V_2	mm ³	Messvolumen bei dynamischer/statischer Kontaktwinkelmessung
\dot{V}	mm ³ /s	Ölvolumenstrom
\dot{V}_{KW}	mm ³ /s	Volumenrate bei dynamischer Kontaktwinkelmessung
VI	---	Viskositätsindex
w_1	m/s	Bewegungsgeschwindigkeit der Fluidelementunterseite
w_2	m/s	Bewegungsgeschwindigkeit der Fluidelementoberseite
W_R	J	Reibungsenergie
$W_{R-125\text{ s}}$	J	bis zum Zeitpunkt $t = 125\text{ s}$ umgesetzte Reibungsenergie
X	μm	Länge der geneigten Kanalflanke
Z	---	Anzahl der Geraden beim Linienschnittverfahren
Z_{PI}	---	Anzahl der Plateaus auf der Pellet-Fläche
α	grd	Anstellwinkel des Pellets
α_{HV}	grd	Öffnungswinkel der Pyramide bei der Vickershärtemessung
α_{th}	10 ⁻⁶ /K	thermischer Ausdehnungskoeffizient
β	grd	Winkel zwischen Gleitrichtung und Kanalorientierung
γ	grd	Ölscherung
$\dot{\gamma}$	1/s	Scher- bzw. Geschwindigkeitsgefälle
γ^{D}	mN/m	dispersiver Anteil der Grenzflächenspannung
γ^{P}	mN/m	polarer Anteil der Grenzflächenspannung
γ_{sg}	mN/m	Grenzflächenspannung zwischen Festkörper und Luft
γ_{sl}	mN/m	Grenzflächenspannung zwischen Festkörper und Flüssigkeit
γ_{lg}	mN/m	Grenzflächenspannung zwischen Flüssigkeit und Luft

δ	grd	Winkel zwischen sich kreuzenden Mikrokanälen
ε	grd	Flankenwinkel
η	mPas	dynamische Viskosität
θ_R	grd	dynamisch gemessener Rückzugswinkel
θ_S	grd	statisch gemessener Benetzungswinkel
θ_V	grd	dynamisch gemessener Vorrückwinkel
λ	W/(mK)	Wärmeleitfähigkeit
λ_L	μm	Wellenlänge des Laserlichts (1,064 μm)
λ_P	W/(mK)	Wärmeleitfähigkeit des Pellets
λ_S	W/(mK)	Wärmeleitfähigkeit der Scheibe
μ	---	Reibungszahl
μ_{tex}	---	Reibungszahl bei hydrodynamischer Reibung
μ_{untex}	---	Referenzreibungszahl bei geläppter, untexturierter Wirkfläche
$\mu_{125\text{s}}$	---	Reibungszahl nach 125 s Gleitbeanspruchung
$d\mu/dv$	s/m	Reibungszahlgradient
ν	mm^2/s	kinematische Viskosität
ρ	g/cm^3	Dichte
$\rho_{\text{öl}}$	g/cm^3	Öldichte
σ_B	MPa	4-Punkt-Biegebruchfestigkeit
τ	MPa	Schubspannung
τ_x	MPa	Schubspannung in x-Richtung
φ	---	Faktor zur Berechnung texturbedingter Oberflächenvergrößerung

Abkürzungen

AES	Auger-Elektronen-Spektroskopie
AJM	engl.: abrasive jet machining
ATF	engl.: automatic transmission fluid
EDX	Energiedispersive Röntgenspektroskopie
FRT	Weißlichtprofilometrie (Fa. Fries Research & Technology)
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik
LiGA	Lithographie, Galvanik, Abformung
LM	Lichtmikroskop
PCM	engl.: photo chemical machining
PAO	Polyalphaolefin
REM	Rasterelektronenmikroskop
RIE	engl.: reactive ion etching
TEI	thermoelastische Instabilität (engl.: thermoelastic instability)
TEM	Transmissionselektronenmikroskopie
TG 1 bzw. 2	Teilgetriebe 1 bzw. 2 des Doppelkupplungsgetriebes
ZTA	engl.: zirconia toughened alumina (Al_2O_3 - ZrO_2 -Mischkeramik)

1 Einleitung

Lamellenkupplungen stellen einen wichtigen Vertreter nass laufender Friktionssysteme dar. Sie finden heutzutage hauptsächlich im Automobilbau, aber auch im Nutzfahrzeugbereich, Anlagen- und Schiffsbau Anwendung. Im PKW-Bereich werden sie beispielsweise als Lastschaltelemente in Doppelkupplungsgetrieben [1, 2], in der Schifffahrt zur Realisierung extremer Langsamfahrt (Rangierbetrieb) mittels stationärem Dauerschlupfbetrieb [3] eingesetzt. Hierbei sind als Friktionswerkstoffe vor allem organisch gebundene Beläge und Sintermetallbeläge Stand der Technik, wobei als Gegenreibpartner Stahl verwendet wird. Flächenpressungen von mindestens 2 MPa und maximale Relativgeschwindigkeiten von bis zu 40 m/s [4] bewirken prinzipbedingt eine starke reibungsinduzierte Erwärmung im Tribokontakt, wodurch bereits bei kurzzeitiger Überbeanspruchung an beiden Reibpartnern und dem eingesetzten additivierten Öl irreversible Schäden entstehen [5, 6]. Folglich lässt sich die Leistungsfähigkeit des Friktionssystems maßgeblich daran bestimmen, wie effektiv die während des Schalt- oder Dauerschlupfbetriebs erzeugte Reibungswärme über das die Lamellenpakete durchströmende Kühlöl abgeführt werden kann. Die Forderung nach steigender Leistungsfähigkeit moderner Getriebe in Kombination mit kompakterer Bauweise führt notwendigerweise zu einer höheren Leistungsdichte in der Lamellenkupplung, wodurch die Problematik der effizienten Wärmeabfuhr verschärft wird. In Folge dessen gelangen insbesondere heutige Systemlösungen auf Basis organisch gebundener Papierbeläge an die Grenzen ihrer mechanischen und thermischen Belastbarkeit [7, 8].

Das Anforderungsprofil ölgeschmierter Friktionssysteme umfasst eine hinreichend hohe Systemreibungszahl sowie einen hohen Verschleißwiderstand und eine hohe Temperaturstabilität der eingesetzten Reibmaterialien. Ingenieurkeramische Werkstoffe wie SiC, Al₂O₃ oder auch ZTA-Keramik besitzen das hier geforderte Eigenschaftsspektrum und sind darüber hinaus in der Lage, höhere Leistungsdichten zu realisieren, wodurch sie für einen Einsatz in solchen Systemen in hohem Maß prädestiniert erscheinen. Es konnte gezeigt werden, dass im Vergleich zur ölgeschmierten Stahl-Selbstpaarung mit Keramik/Keramik- oder Keramik/Stahl-Paarungen unter gleichen Versuchsbedingungen höhere Systemreibwerte und damit ein höheres übertragbares Drehmoment bei gleicher Baugröße erzielbar sind [9]. Unabhängig von der Wahl der Reibmaterialien bietet sich zur gezielten Beeinflussung des Reibungs- und Verschleißverhaltens geschmierter Friktionssysteme vor allem die Mikrotextrurierung der tribologisch beanspruchten Wirkflächen mit Hilfe von Laserstrahlung an. Der Laserprozess zeichnet sich durch seine Flexibilität sowohl in Bezug auf das zu bearbeitende Material als auch auf die Formgebung gewünschter Texturelemente aus [10]. Die Wirksamkeit einer solchen Wirkflächentextrurierung, welche beispielsweise in einer Reduzierung oder Erhöhung

der Reibungszahl, einer Verschleißminderung, einer Erhöhung der Tragfähigkeit, oder einer Verbesserung der Notlaufeigenschaften resultiert, konnte bereits in zahlreichen Forschungsarbeiten [11-17] nachgewiesen werden.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde unter Verwendung eines Labortribometers die Eignung und das tribologische Verhalten von Ingenieurkeramiken mit geläppter sowie mit geläppter und lasertexturierter Wirkfläche in Paarung mit metallischen Werkstoffen unter ölgeschmierter, einsinniger Gleitbeanspruchung für den Einsatz in nass laufenden Friktionssystemen untersucht.

1.1 Friktionswerkstoffe

Friktionswerkstoffe werden vorzugsweise in *Kupplungen*, *Bremsen* oder *Getriebesynchronisierungen* eingesetzt. Ihre Aufgabe besteht darin, Kräfte und Momente durch hohe Reibungszahlen und unter geringem Verschleiß zu übertragen. Dabei muss die Funktionsfähigkeit des jeweiligen Friktionssystems auch bei großen Beanspruchungen (hohe Flächenpressung, Gleitgeschwindigkeit und Rutschdauer) noch gewährleistet sein [18]. Während schaltbare Kupplungen dazu dienen, den Leistungsfluss (Drehmoment und Drehzahl) – beispielsweise zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe – für einen Gangwechsel zu unterbrechen oder zu schließen [19], befinden sich bei Bremsen eine bewegliche und eine feststehende Komponente im Eingriff, wodurch die bewegliche Komponente abgebremst oder festgehalten wird [20]. Überwiegend in der Ausführung als Kegelreibkupplung übernimmt eine Synchronisierung in Getrieben die Aufgabe, durch Bereitstellung eines Reibmomentes eine Angleichung der Drehzahl zwischen trägen Massen zu ermöglichen, um eine Änderung des Übersetzungsverhältnisses realisieren zu können [21]. Reibungsbedingt kommt es in allen drei Fällen zu einer Umwandlung kinetischer Energie in Wärmeenergie, was zu einer starken thermischen Beanspruchung der Friktionswerkstoffe führt.

Eine Unterteilung von Reibsystemen lässt sich in Abhängigkeit des Vorhandenseins eines Zwischenmediums in *trocken* bzw. *nass laufend* vornehmen. Die Vorteile trocken laufender Systeme liegen in einer hohen Gleitreibungszahl, demzufolge einer nur geringen erforderlichen Reibflächenanzahl und einer Schleppmomentfreiheit, der Nachteil in einer verschleißbedingten begrenzten Lebensdauer. Bei nass laufenden Systemen sind als Vorteile die aufgrund der Ölkühlung hohe zulässige Reibflächenpressung und Reibungsleistung, der geringe Verschleiß und die lange Lebensdauer zu nennen, als Nachteile die geringe Gleitreibungszahl und das Vorhandensein eines Schleppmomentes im Leerlauf [4, 22]. Ein Friktionssystem besteht dabei immer aus einer Paarung von Belag und Gegenreibpartner. Da es sich beim Belagwerkstoff meist um einen Wärmeisolator handelt, sollte der Gegenreibpartner

eine hohe Wärmeleitfähigkeit besitzen, um die im Friktionskontakt generierte Wärme abführen zu können. In der Praxis werden aus diesem Grund hierfür im Allgemeinen metallische Werkstoffe wie Gusseisen (z. B. Grauguss EN-GJL-250, Vermicularguss EN-GJV-300 [23]) oder Stahl (z. B. C60 in ölgeschmierter Lamellenkupplung [24]) eingesetzt. Wahlweise lassen sich durch Vergüten oder Nitrieren die Härte und damit die Verschleißbeständigkeit des Stahls erhöhen [4, 25]. In Tabelle 1.1 sind die Beanspruchungsbedingungen gängiger Reibpaarungen aufgeführt.

Reibpaarungen	Nasslauf		Trockenlauf			
	Sintermetall/ Stahl	Papier/ Stahl	Stahl, gehärtet/ Stahl gehärtet	Sintermetall/ Stahl	Organische Beläge/ Grauguss	Stahl, nitriert/ Stahl nitriert
max. Gleitgeschwindigkeit v, m/s	20 bis 40	30	20	25	40	25
max. Reibflächenpressung p, MPa	4	2	0,5	2	1	0,5
zulässiger, flächenbezogener Wärmeeintrag bei einmaliger Schaltung q, J/mm²	0,5 bis 2,0	0,8 bis 1,5	0,3 bis 0,5	1,0 bis 1,5	2,0 bis 4,0	0,5 bis 1,0

Tabelle 1.1: Beanspruchungsbedingungen gängiger Reibpaarungen [4].

Im Fall nass laufender Systeme sind sowohl *Papier-* als auch *Sinterreibwerkstoffe* Stand der Technik. Während Papierbeläge hauptsächlich im PKW-Bereich (z. B. Lamellenkupplungen in Automatikgetrieben [26]) eingesetzt werden, finden Sinterbeläge aufgrund ihrer hohen Wärmebelastbarkeit und zulässigen Flächenpressung (s. Tabelle 1.1), Verschleißbeständigkeit und Festigkeit überwiegend im Bereich schwerer Nutzfahrzeuge [27] und in hoch belasteten Industriekupplungen [28] Anwendung. Die Bezeichnung „Papierbelag“ erhält das Reibmaterial durch seinen Herstellungsprozess, welcher der Papierherstellung sehr ähnlich ist. Es handelt sich dabei um einen Verbundwerkstoff aus natürlichen (Zellstoff, Baumwolle), künstlichen organischen (z. B. Aramid) sowie anorganischen Fasern (z. B. aus Glas), die durch Phenolharz und zusätzliche Füllstoffe in eine organische Matrix gebunden werden. Als Füllstoffe werden Graphit, Kupferpartikel, Steinwolle und anorganische Abrasivstoffe wie z. B. SiO₂ oder Al₂O₃ verwendet. Nach Aushärtung des Harzes liegt ein formstabiler Reibbelag mit einer charakteristischen Pore-Faser-Harz-Struktur vor, dessen tribologische Eigenschaften wie Einschaltverhalten, Wärmebelastbarkeit und Verschleißbeständigkeit stark von der Belagselastizität und -porosität abhängen. Die

Vorteile papierbasierter Beläge liegen in einem überlegenen Komfortverhalten (ansteigende Reibungszahl mit der Gleitgeschwindigkeit), geringen Gewicht, niedrigen Preis und Geräuschfreiheit. Nachteilig wirkt sich ihre eingeschränkte thermische Belastbarkeit aus, was eine Eignung für hohe Leistungen ausschließt [20, 24, 29]. Bei den Reibbelägen auf metallischer Basis haben sich aufgrund guter Notlaufeigenschaften und hoher Temperaturbeständigkeit Sinterreibwerkstoffe durchgesetzt, wobei die Leistungsgrenze des Friktionssystems vielfach nicht durch den Werkstoff, sondern durch die Beständigkeit des Öls bestimmt wird. Diese Belagsart findet hauptsächlich in thermisch hoch beanspruchten Friktionskontakten Anwendung. Aufgrund der hohen Wärmeleitfähigkeit der gesinterten Beläge können diese – gerade im Gegensatz zu den isolierenden Papierbelägen – noch zusätzlich Wärme aufnehmen und ableiten [30]. Im Vergleich zu den organisch gebundenen Belägen ist das Reibwertverhalten in Bezug auf Konstanz und Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit jedoch ungünstiger, so dass diese aus Komfortgründen (Schwingungsanregung) im PKW-Bereich keine Anwendung finden [31]. Dabei wird zwischen kupferbasierten (Kupfer-Zinn-Bronzen, Kupferlegierungen mit Zusätzen von Zn, Ni, Mn, Co, Cr u. a.) und eisenbasierten Friktionswerkstoffen (unlegiertes und legiertes Eisen mit Zusätzen von Cu, Ni, Co, W, Mo, Cr u. a.) unterschieden. Um das Verschleißverhalten zu verbessern, werden außerdem gleitfördernde Anteile wie Graphit, Sulfide, Sulfate und niedrig schmelzende Metalle wie Pb, Sb und Cd zugegeben. Die Stabilisierung des Reibungszahlverlaufs erfolgt durch Zusätze aus Silicaten, Oxiden, Carbiden und Nitriden [32, 33]. Im Vergleich zu den Sinterbronzen sind die eisenbasierten Friktionswerkstoffe günstiger, zeigen einen höheren Verschleißwiderstand und eine höhere Temperaturbeständigkeit. Im Gegensatz zu den trocken laufenden Paarungen ist hier der Anteil an Festschmierstoffen wie z. B. Graphit geringer. Zur Herstellung solcher Beläge wird vorzugsweise das Streusinterverfahren angewendet, da durch die hieraus resultierende Porigkeit Eigenschaften wie Ölaufnahmefähigkeit und Reibungsverhalten der Paarung angepasst werden können [33]. Darüber hinaus kommen im Automobilrennsport Reibbeläge zum Einsatz, welche aus einem mit Harz durchtränktem Carbongewebe bestehen. Der Vorteil solcher Vollcarbonbeläge liegt darin, dass sie thermisch hoch belastbar sind. Nachteilig wirken sich jedoch die hohen Produktionskosten aus [30]. Durch in die Reibbeläge nass laufender Systeme eingebrachte Nuten ist eine Einflussnahme auf das Leerlaufverhalten, das Öldurchsatzvermögen und folglich auf die erreichbare Kühlleistung möglich. Des Weiteren lassen sich durch die Nutzung der Schmierfilm im tribologischen Kontakt und damit das Reibungsverhalten beeinflussen. Neben glatten Oberflächen kommen in der praktischen Anwendung Spirallinien, Radial-, Waffel- und Sunburst-Nuten zum Einsatz [4].

1.2 Ingenieurkeramiken

Aufgrund von Eigenschaften wie hoher Härte und Verschleißbeständigkeit sowie hoher Temperatur- und Korrosionsbeständigkeit sind Ingenieurkeramiken für tribologische Anwendungen besonders gut geeignet. Darüber hinaus besitzen die auch als Hochleistungskeramiken bezeichneten Werkstoffe eine geringe Dichte, eine hohe Steifigkeit und eine geringe thermische Ausdehnung [34, 35]. Sie sind laut DIN V ENV 12212 [36] definiert als „hoch entwickelter, hoch leistungsfähiger keramischer Werkstoff, der überwiegend nichtmetallisch und anorganisch ist und über bestimmte zweckmäßige Eigenschaften verfügt“. Der Begriff erlaubt eine Abgrenzung zur konventionellen Keramik auf Tonbasis. Mit dem Ziel einer guten Reproduzierbarkeit der Zusammensetzung sowie der resultierenden Eigenschaften werden Ingenieurkeramiken unter Verwendung von hochreinen, synthetisch gewonnenen Rohstoffen (Carbide, Oxide, Nitride, Boride) hergestellt. Dagegen erfolgt die Herstellung konventioneller Keramiken auf der Basis von natürlichem Ton [37].

Aufgrund des guten Preis-Leistungs-Verhältnisses, der relativ einfachen Herstellung sowie der universellen Eigenschaften konnte sich das vorwiegend ionisch gebundene *Aluminiumoxid* (Al_2O_3) im technischen Bereich als der am häufigsten eingesetzte oxidkeramische Werkstoff etablieren. Das Eigenschaftsprofil umfasst eine hohe Härte und einen hohen Schmelzpunkt ($T_S = 2050^\circ C$), eine hohe Korrosionsbeständigkeit, eine geringe elektrische Leitfähigkeit sowie als Folge der relativ hohen thermischen Ausdehnung lediglich eine mäßige Thermoschockbeständigkeit. Verwendung findet Aluminiumoxid als Substrat- und Isolationsmaterial in der Elektrotechnik beispielsweise in Form von Zündkerzen, als verschleißfester Werkstoff im Maschinen- und Anlagenbau, als Schneidwerkstoff in der Fertigungstechnik (Zerspanung von Stahl und Gusseisen), als Implantatwerkstoff im medizinischen Bereich (Biokompatibilität) und als korrosionsbeständiges Material in der chemischen Industrie [35, 38-42]. Außerdem wird Aluminiumoxid in Kombination mit Metallplatten bereits seit Jahrzehnten zur Panzerung von Fahrzeugen bzw. zum Schutz von Personen [43, 44] eingesetzt. Darüber hinaus wird es in aktuellen Forschungsarbeiten als Trägermaterial für Katalysatoren zur Umsetzung unterschiedlichster Reaktionen herangezogen [45-47].

Bei der *zirkoniumoxidverstärkten Aluminiumoxidkeramik ZTA* (engl. **Z**irconia **T**oughened **A**lumina) handelt es sich um eine Mischkeramik, in deren Al_2O_3 -Matrix fein verteilte, partikelförmige ZrO_2 -Kristallite eingelagert sind. Dabei liegt der Anteil der ZrO_2 -Phase im Bereich von 10 bis 20 Vol.-%. Die ZTA-Keramik wurde ursprünglich entwickelt, um die Defizite der monolithischen Al_2O_3 -Keramik im Bereich mechanischer Eigenschaften zu verbessern, ohne ihr ansonsten positives Eigenschaftsspektrum (hohe chemische, thermische und oxidative Beständigkeit) zu

verändern [48]. So bewirkt eine ZrO_2 -Zugabe eine signifikante Erhöhung der Bruchzähigkeit, der Biegefestigkeit und der Dauerfestigkeit gegenüber der reinen Al_2O_3 -Keramik [35, 48, 49]. Die Hauptursache für die Verbesserung dieser mechanischen Werte liegt in der Umwandlung der metastabilen tetragonalen ZrO_2 -Einschlüsse in ihre thermodynamisch stabile monokline Form als Folge des sich um die Spitze eines sich ausbreitenden Risses ausbildenden Spannungsfeldes. Diese spannungsinduzierte Phasenumwandlung bewirkt wiederum eine Volumenexpansion in der Größe von ungefähr vier Prozent, wodurch aufgrund der so eingebrachten Druckeigenspannungen eine weitere Rissöffnung und -ausbreitung verlangsamt oder sogar gestoppt wird [50-53]. Weitere zähigkeitssteigernde Mechanismen, deren Wirkung jedoch deutlich geringer ausfällt, sind lokale, durch den Volumenzuwachs um bereits transformierte ZrO_2 -Teilchen bestehende Mikrospannungsfelder und Mikrorisse, da es hierdurch zu Rissumlenkung und -verzweigung an den Teilchen und somit zu einer Dissipation von Energie kommt [52-55]. Grundsätzlich kann eine Verbesserung mechanischer Eigenschaften auch durch eine Kornfeinung des Gefüges erzielt werden. In diesem Zusammenhang ist der *Zener-Effekt* zu erwähnen, durch welchen beim Glühen von Al_2O_3 - ZrO_2 -Keramiken das Kornwachstum behindert wird, da auf den Korngrenzen der Al_2O_3 -Körner befindliche ZrO_2 -Partikel eine Wachstumshemmung bewirken, was in der Folge zu einem Gefüge mit geringer Korngröße führt [49, 56]. ZTA-Keramiken sind prädestiniert für Anwendungen, bei denen eine hohe Zähigkeit unabdingbar ist. Beispiele hierfür sind der Einsatz als Implantatwerkstoff im Dental- bzw. Medizinbereich und als Schneidwerkstoff für spanende Fertigung [41, 57-59].

Bei *Siliziumcarbid* (SiC) handelt es sich um einen Vertreter der nicht-oxidischen Keramiken; es findet im Maschinenbau häufig als Strukturkeramik Verwendung. SiC zeichnet sich durch eine Reihe von Eigenschaften aus, die einen Einsatz auch unter extremen Bedingungen ermöglichen [35]. Aufgrund guter tribologischer Eigenschaften, hoher oxidativer, chemischer und thermischer Beständigkeit, hoher Temperaturwechselfestigkeit sowie geringer Dichte findet SiC -Keramik Anwendung in mediengeschmierten Axial- und Radialgleitlagern, als Gleitringdichtungswerkstoff für Pumpen (beispielsweise zur Förderung aggressiver Medien) und bei hohen Temperaturen als Werkstoff für Brennerdüsen, Heizleiter, Dieselpartikelfilter oder Turbolader-Rotoren [60-65]. Im direkten Vergleich mit den bereits genannten Keramiken besitzt SiC außerdem eine deutlich höhere Wärmeleitfähigkeit und aufgrund des hohen kovalenten Bindungsanteils eine hohe Härte sowie einen hohen Verschleißwiderstand. Aufgrund der hohen Wärmeleitfähigkeit findet SiC Verwendung in Wärmetauschern [65]. Des Weiteren lässt sich SiC als Diodenmaterial einsetzen, da es aufgrund der elektrischen Eigenschaften zur Gruppe der Halbleiter gehört [66]. Nachteilig wirkt sich die selbst für eine Keramik geringe Bruchzähigkeit

aus, weshalb reines Siliziumcarbid beispielsweise nicht als Schneidwerkstoff zur spanenden Bearbeitung geeignet ist [65, 67]. Je nach Methode lassen sich unterschiedliche Qualitäten an Siliziumcarbid herstellen. Das dabei verwendete Ausgangspulver wird in einem industriellen Prozess als Ergebnis des Acheson-Verfahrens erhalten [68]. *Reaktionsgebundenes SiC (RBSiC)* entsteht durch Infiltration poröser Grünkörper aus α -SiC mit flüssigem oder gasförmigem Silizium unter Anwesenheit von granularem, fein verteiltem Kohlenstoff. Durch Reaktion des Siliziums mit dem Kohlenstoff im Grünkörper kommt es zur Bildung von sekundärem SiC, wodurch die Primärkörner miteinander verbunden werden. In diesem Fall wird gerade so viel Silizium zur Verfügung gestellt, wie vom Kohlenstoff gebunden werden kann. Die Porosität liegt im Bereich von 15 bis 20 % [69, 70]. Dagegen wird beim *siliziuminfiltrierten SiC (SiSiC)* das Silizium im Überschuss angeboten, was zur Folge hat, dass im Grünkörper verbliebene Poren mit Silizium aufgefüllt werden. Letztendlich liegt ein Verbundwerkstoff aus dem SiC-Grundgerüst mit einer zweiten Phase aus Silizium vor. Der resultierende Sinterkörper besitzt nahezu Porenfreiheit und enthält nahezu keinen Kohlenstoff [35, 71]. Um *heißgepresstes (HPSiC)* und *heißisostatisch gepresstes SiC (HiPSiC)* zu sintern, sind hohe Temperaturen, hohe Drücke und als Sinteradditive Bor oder Kohlenstoff notwendig. Der resultierende Werkstoff ist hochfest und besitzt nahezu theoretische Dichte. Beide Qualitäten konnten sich jedoch nicht durchsetzen, da die Kosten für den Sinterprozess und die anschließende Hartbearbeitung der Sinterkörper zu hoch waren [35, 68]. Das *drucklos gesinterte SiC (SSiC)* ist heute für die industrielle Produktion der bedeutendste Werkstoff. Da hier nur eine geringe Neigung zur Volumendiffusion vorhanden ist, müssen dem sehr feinkörnigen α -SiC-Pulver Sinterhilfsmittel in Form von Bor, Aluminium oder Kohlenstoff hinzugefügt werden, um einen Sintervorgang überhaupt zu ermöglichen. Die erreichbare Dichte liegt bei 95 bis 99 % der theoretischen Dichte [68, 72, 73].

1.3 Tribologie geschmierter Systeme

1.3.1 Schmieröle

Im Folgenden soll auf Arten von Schmierölen und Additiven sowie ausgewählte Eigenschaften von Schmierölen wie die Viskosität, deren Temperaturabhängigkeit, das Fließverhalten und den Viskositätsindex eingegangen werden.

Nach ihrer Herkunft lassen sich Schmieröle unterteilen in *Mineralöle*, *synthetische Öle* sowie *tierische und pflanzliche Öle* [74]. Mineralöle, welche die größte Bedeutung besitzen, erhält man durch Destillation und Raffination von natürlich vorkommendem Rohöl. Mineralöle setzen sich aus Paraffinen, Naphtenen und

Aromaten zusammen. Bei Paraffinen und Naphtenen handelt es sich um kettenförmige bzw. ringförmige, gesättigte und chemisch reaktionsträge Kohlenwasserstoffe. Dagegen sind die Aromaten ringförmige, ungesättigte und chemisch reaktionsfreudige Kohlenwasserstoffe, was erklärt, warum diese in Mineralölen gewöhnlich in deutlich geringeren Mengen enthalten sind als Paraffine und Naphthene. Mit zunehmender Gebrauchsdauer kommt es bei Mineralölen zu einer graduellen Oxidierung von Kohlenwasserstoffketten, wobei die stärksten Reaktionen beim Bestandteil der Aromaten auftreten. Als Folge entstehen schlammartige Ablagerungen und organische, korrosiv wirkende Säuren [75]. Die Herstellung synthetischer Öle erfolgt durch eine chemische Synthese aus definierten Grundbausteinen. Nach ihrer chemischen Zusammensetzung lassen sich diese Schmierstoffe in synthetische Kohlenwasserstoffe (z. B. Polyalphaolefine (PAO)) und in synthetische Flüssigkeiten (z. B. Polyglykole, Carbonsäureestern, Siliconöle) unterteilen [75]. Verglichen mit Mineralölen besitzen synthetische Öle eine bessere thermische und oxidative Beständigkeit und folglich eine um den Faktor 3 bis 5 höhere Lebensdauer. Des Weiteren weisen sie eine wesentlich geringere Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur auf und sind in der Lage, einen signifikant erweiterten Temperatureinsatzbereich abzudecken. Nachteilig wirkt sich bei synthetischen Ölen aus, dass sie für spezielle Anwendungsfälle entwickelt wurden und daher ein universeller Einsatz wie bei Mineralölen oftmals nicht möglich ist. Zusätzlich ist ihr Preis häufig wesentlich höher, sind sie stark hyroskopisch, besitzen nur ein geringes Luftabscheidevermögen (Verschäumungsgefahr) und zeigen eine schlechte Mischbarkeit mit Mineralölen sowie eine schlechte Lösbarkeit für Additive [76]. Tierische und pflanzliche Öle wie z. B. Olivenöl oder Fischöl werden für besondere Anwendungen – z. B. in der Feinwerktechnik – eingesetzt [74].

Bei Additiven handelt es sich um Schmierölzusätze, welche bereits vorhandene Eigenschaften von Mineral-, synthetischen oder pflanzlichen Ölen verbessern oder neue Charakteristika verleihen sollen. In Tabelle 1.2 sind die wichtigsten Additivgruppen für Schmieröle mit Beispielen und Wirkungsweise angegeben. So ermöglichen Additive eine Verringerung der Viskositätsänderung bei Temperaturänderung (*Viskositätsindexverbesserer*), eine Modifizierung der Gleitreibungszahl („*friction modifier*“), eine Vermeidung von Oberflächenschäden durch Unterbindung eines direkten Reibpartnerkontakts (*Extreme Pressure-Zusätze*), eine Verhinderung von Schlamm- und Korrosionsbildung durch Oxidation (*Antioxidant*), eine Sauberhaltung heißer Oberflächen (*Detergens*) und eine Verhinderung der Bildung von stabilem Schaum (*Antischaumwirkstoff*) [77].

Additivgruppe	Beispiele	Wirkungsweise
Viskositätsindexverbesserer	Polyisobutene, Polymethacrylate	Entknäulung langkettiger Polymere durch Temperaturerhöhung verhindert Viskositätsabfall
„friction modifier“	Alkohole, Ester, org. Säuren	Bildung chemischer Reaktionsschichten
EP-Wirkstoff (Fressschutz)	org. Verbindungen mit S oder Cl	chemische Reaktion mit der Metalloberfläche unter Bildung einer wenig scherfesten Schicht
Antioxidant	Phenole, Amine, Sulfide	Unterbrechung des Radikalkettenmechanismus der Öloxidation
Detergens	Phenolat, Sulfonat, Phosphat	Verhinderung der Koagulation von Oxidationsprodukten
Antischaumwirkstoff	Siliconpolymere, Tributylphosphat	Zerstörung der die Luftblasen umgebenden Ölhäutchen

Tabelle 1.2: Wichtige Additivgruppen für Schmieröle mit Beispielen und Wirkungsweise in Anlehnung an [77].

Dynamische und kinematische Viskosität

Unter der Viskosität eines Öls versteht man seine Eigenschaft, der Verschiebung benachbarter Schichten Widerstand entgegenzusetzen. Die Viskosität stellt also ein Maß für die innere Reibung im Schmieröl dar [78]. Betrachtet man zwei zueinander parallel ausgerichtete und durch einen Ölfilm der Dicke h voneinander getrennte Platten (Bild 1.1), von denen die untere still steht ($U_{x1} = 0$) und die obere sich aufgrund der Einwirkung einer Kraft F mit einer bestimmten Geschwindigkeit ($U_{x2} > 0$) fortbewegt, stellt sich eine Schubspannung τ ein, die sich in Abhängigkeit der Fläche A und der einwirkenden Kraft F folgendermaßen berechnen lässt [76, 78]:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \text{Gl. 1-1}$$

Die Schubspannung τ wiederum bewirkt eine Scherung, welche durch das sich senkrecht zur Strömungsrichtung ausbildende Scher- bzw. Geschwindigkeitsgefälle

$$\dot{\gamma} = \frac{d\gamma}{dt} = \frac{U_{x2}}{h} = \frac{du_x(z)}{dz} \quad \text{Gl. 1-2}$$

gekennzeichnet ist, wobei $u_x(z)$ die Fluidgeschwindigkeit in x -Richtung darstellt (Bild 1.1). Aufgrund der inneren Reibung setzt das Öl dieser Scherung einen Widerstand entgegen, der als *dynamische Viskosität* η bezeichnet wird. In diesem Zusammenhang gilt die Newtonsche Grundgleichung [76, 79]:

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma} \quad \text{Gl. 1-3}$$

Um die dynamische in die *kinematische Viskosität* ν umzurechnen, wird die Dichte ρ des Öls benötigt, die temperaturabhängig ist [80]:

$$\nu(T) = \frac{\eta(T)}{\rho(T)} \quad \text{Gl. 1-4}$$

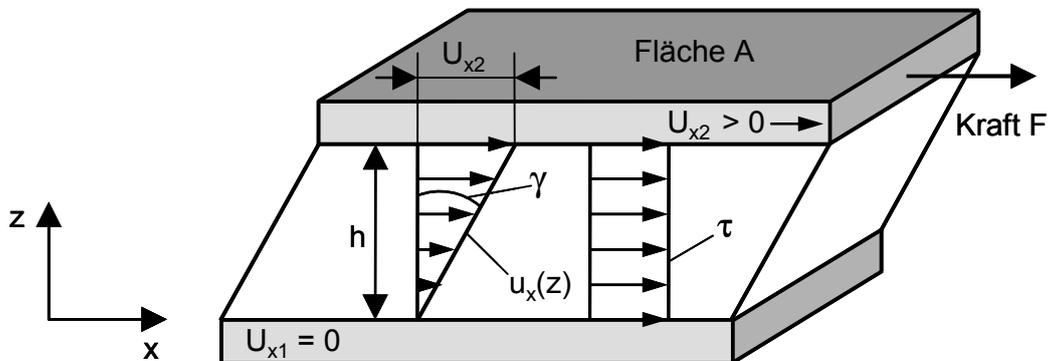


Bild 1.1: Schematische Darstellung der Scherung γ einer Ölschicht der Höhe h zwischen einer ruhenden ($U_{x1} = 0$) und einer mit der Geschwindigkeit U_{x2} bewegten Platte der Fläche A unter der Einwirkung der Kraft F ($u_x(z)$ = Fluidgeschwindigkeit in x -Richtung, γ = Ölscherung, τ = Schubspannung) [80].

Rheologisches Verhalten

Bei so genannten Fließkurven wird die Schubspannung τ über dem Schergefälle $\dot{\gamma}$ einer Flüssigkeit aufgetragen. In Bild 1.2a sind solche Fließkurven für *Newtonsche* (Kurve 1) und *nicht-Newtonsche Flüssigkeiten* (Kurven 2 bis 6) dargestellt. Im Fall von reinen Mineral- und synthetischen Ölen vergleichbarer Molekularmassen handelt es sich im Allgemeinen um Flüssigkeiten des zuerst genannten Typs [74]. Typisch für deren Fließverhalten ist die direkte Proportionalität zwischen Schubspannung τ und Schergefälle $\dot{\gamma}$ [81]. Das Verhalten nicht-Newtonscher Flüssigkeiten lässt sich unterteilen in *dilatant*, *plastisch*, *strukturviskos*, *thixotrop* und *rheopex*, wobei allen gemein ist, dass kein linearer Zusammenhang zwischen Schubspannung τ und Schergefälle $\dot{\gamma}$ gegeben ist (Bild 1.2a) [82]. Mit zunehmendem Schergefälle $\dot{\gamma}$ tritt sowohl bei dilatanten als auch strukturviskosen Flüssigkeiten ein nichtlinearer Anstieg der Schubspannung τ auf, wobei die Kurve im zuerst genannten Fall progressiv und im zuletzt genannten Fall degressiv verläuft. Plastische Substanzen verhalten sich bis zu einer bestimmten Schubspannungsgröße (Fließgrenze) wie ein elastischer Körper. Ist nach Überschreiten dieser Grenze Newtonsches Verhalten, also ein linearer Zusammenhang, zu beobachten, spricht man von einem Bingham-Körper. Während bei thixotropen Flüssigkeiten die Schubspannung sowohl mit zunehmender Intensität als auch mit zunehmender Dauer der mechanischen Beanspruchung

absinkt, liegt bei rheopexen Flüssigkeiten das umgekehrte Verhalten vor [82-84]. Typische Beispiele für nicht-Newton'sche Flüssigkeiten sind Suspensionen, Silikone, Schmierfette oder auch Lacke.

Im Fall Newton'scher Flüssigkeiten ist die dynamische Viskosität η vollständig unabhängig von der Schubspannung τ , wohingegen bei allen nicht-Newton'schen Flüssigkeiten diesbezüglich eine ausgeprägte Abhängigkeit zu beobachten ist (Bild 1.2b) [85]. Da bei Vorliegen von Dilatanz (Kurve 2) eine Zunahme der Viskosität mit ansteigender Schubspannung auftritt, das Medium also zäher wird, spricht man auch von einer sich einstellenden *Scherverzähung* (engl. *shear thickening*). Im Gegensatz dazu tritt bei Strukturviskosität (Kurve 4) mit Zunahme der Schubspannung eine Abnahme der Viskosität auf, weshalb auch der Begriff *Scherentzähung* (engl. *shear thinning*) Verwendung findet [84].

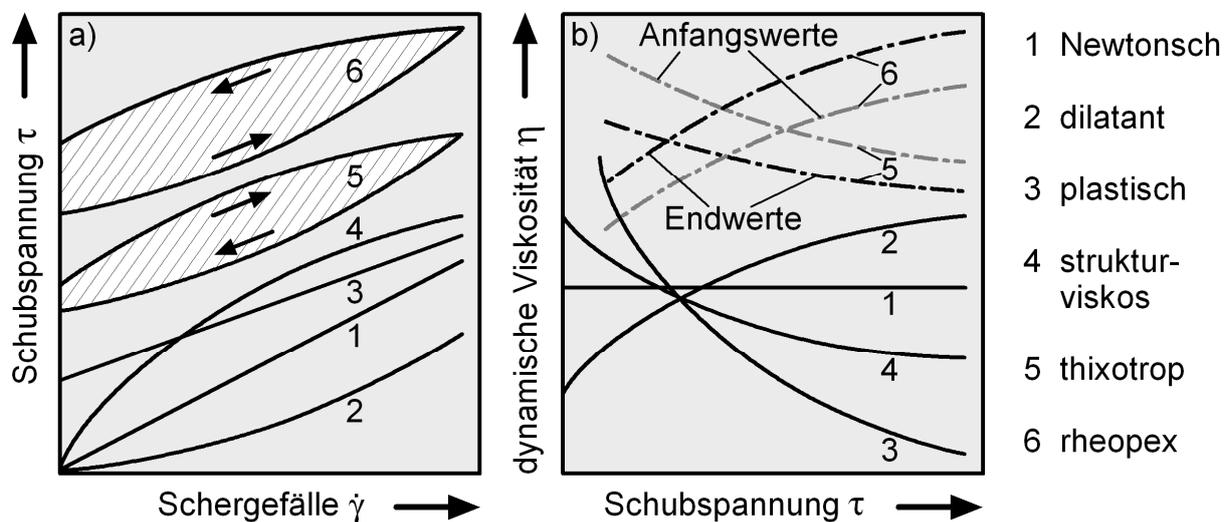


Bild 1.2: Schematische Darstellung der (a) Schubspannung τ in Abhängigkeit des Schergefälles $\dot{\gamma}$ (Fließkurve) sowie der (b) dynamischen Viskosität η in Abhängigkeit der Schubspannung τ (Viskositätskurve) für Newton'sche (1) und nicht-Newton'sche Flüssigkeiten (2 bis 6) [85].

Temperaturabhängigkeit der Viskosität und der Dichte

Bei Schmierölen ist mit steigender Temperatur eine exponentielle Abnahme der Viskosität zu beobachten [86]. Der Grund hierfür liegt in einer Abnahme der Adhäsionskräfte zwischen den einzelnen Ölmolekülen, da deren Wärmebewegung zunimmt. DIN ISO 3448 [87] enthält eine Einteilung flüssiger Industrie-Schmierstoffe in 20 unterschiedliche Viskositätsgruppen (ISO-VG 2 bis 3200) im Bereich der kinematischen Viskosität von 2 bis 3200 mm^2/s bei 40°C. So bezeichnet ISO-VG 5 einen Schmierstoff mit der kinematischen Viskosität von 5 mm^2/s bei einer

Temperatur von 40°C, wobei der Viskositätswert um ± 10 % abweichen kann. Als Beispiel für eine temperaturbedingte Viskositätsabnahme ist in Bild 1.3a die dynamische Viskosität η additivfreier Mineralöle ausgewählter Viskositätsgruppen in Abhängigkeit der Temperatur aufgetragen. Auf der Ordinate wurde ein logarithmischer, auf der Abszisse ein linearer Maßstab gewählt. Das Diagramm verdeutlicht, dass es mit zunehmender Temperatur zu einer Verringerung des Einflusses kommt. Die Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskosität lässt sich für Newtonsche Flüssigkeiten durch die Näherungsformel nach Vogel/Cameron beschreiben [88]:

$$\eta(T) = a \cdot \exp\left(\frac{b}{T+c}\right) \quad \text{Gl. 1-5}$$

mit $\eta(T)$ = dynamische Viskosität in mPas bei der Temperatur T in °C und a, b, c = Konstanten.

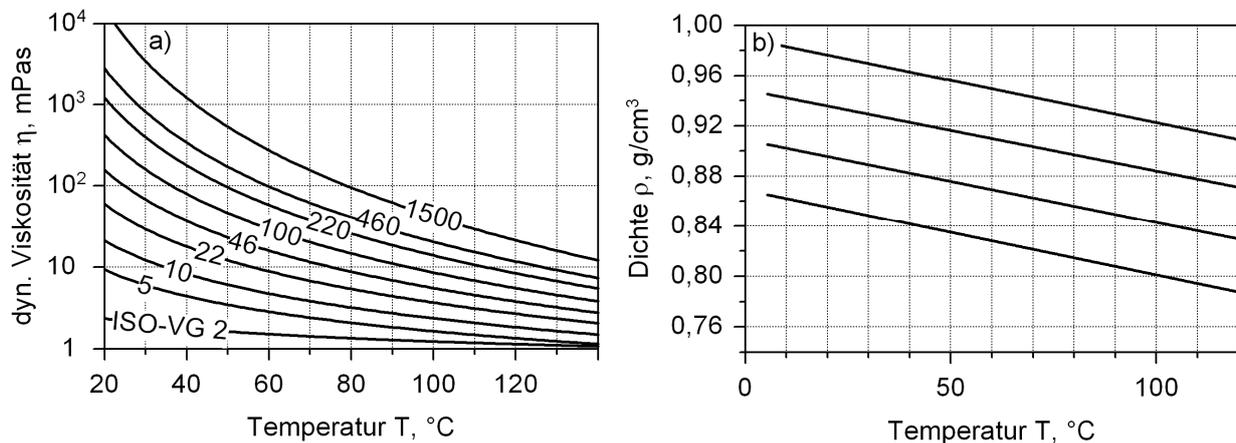


Bild 1.3: (a) Logarithmische Auftragung der dynamischen Viskosität η von Mineralölen ausgewählter Viskositätsgruppen (VG) mit Viskositätsindex $VI = 100$ (in Anlehnung an [89]) und (b) lineare Auftragung der Dichte ρ verschiedener Mineralöle (in Anlehnung an [90]) als Funktion der linear aufgetragenen Temperatur T .

Die Dichte ρ eines Schmieröls wird für die Umrechnung der dynamischen in die kinematische Viskosität ν benötigt. Dabei ist zu beachten, dass auch die Dichte mit steigender Temperatur abnimmt, da das Volumen des Öls zunimmt [86]. Im Gegensatz zur Viskosität erfolgt die Abnahme linear. In Bild 1.3b ist der Zusammenhang zwischen Dichte ρ und Temperatur für verschiedene Mineralöle dargestellt.

Viskositätsindex VI und Richtungskonstante m

Um das Viskositäts-Temperatur-Verhalten von Schmierölen zu charakterisieren, wird in der Praxis häufig der Viskositätsindex VI nach DIN ISO 2909 [91] verwendet. Da-

bei handelt es sich um einen rechnerisch ermittelten, dimensionslosen Wert. Er wurde 1928 in den USA mit einer Skala zwischen 0 und 100 eingeführt, wobei das Öl mit der damals bekannten, stärksten Temperaturabhängigkeit der Viskosität einen Viskositätsindex $VI = 0$ und das Öl mit der geringsten Viskositäts-Temperatur-Abhängigkeit den Viskositätsindex $VI = 100$ aufwies [78, 86]. Ein niedriger Viskositätsindex kennzeichnet also eine große Änderung der Viskosität mit der Temperatur, ein hoher Index dagegen eine geringe Änderung. Aufgrund verbesserter Raffinationsverfahren und der Entwicklung synthetischer Öle reicht die damals definierte Skala nicht mehr aus. Im Fall von Motorenölen werden heute durchaus Werte des Viskositätsindex VI größer 200 erreicht [92]. In [91] sind zwei Verfahren zur Berechnung des Viskositätsindex angegeben, von denen das eine für Öle mit einem Index kleiner 100 und das andere für einen Index größer 100 anzuwenden ist. Hierfür werden die Werte der kinematischen Viskosität bei Temperaturen von 40°C und 100°C benötigt.

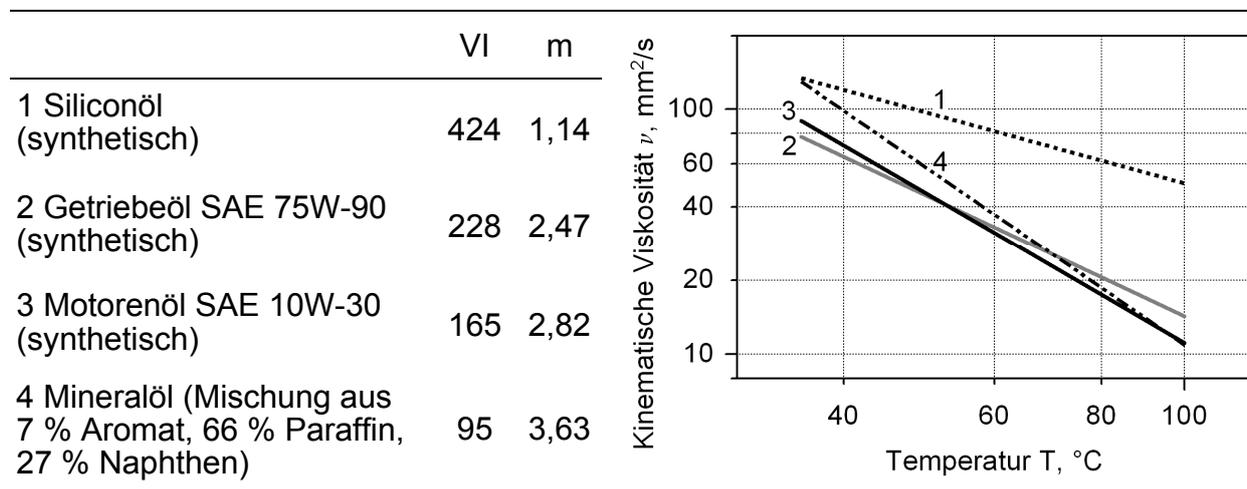


Bild 1.4: Doppellogarithmische Auftragung der kinematischen Viskosität ν über der Temperatur T nach Ubbelohde-Walther für drei verschiedene Synthetiköle (1 bis 3) und ein additivfreies Mineralöl (4) mit Angabe des Viskositätsindex VI und der Richtungskonstanten m (Daten für Öle 1 und 3 aus [86], Öl 2 aus [93], Öl 4 aus [94]).

Eine doppellogarithmische Auftragung der kinematischen Viskosität über der Temperatur bewirkt eine Transformation der bei linearer Auftragung exponentiell verlaufenden Kurven in Geraden. Über die Steigung dieser Geraden kann ebenfalls eine Aussage über das Viskositäts-Temperatur-Verhalten der Schmieröle gemacht werden. Je geringer die Steigung einer Geraden ausfällt, desto unempfindlicher reagiert die Viskosität auf eine Temperaturänderung. Ein geringer Steigungswert ist gleichbedeutend mit einem hohen Viskositätsindex. Die auch als *Richtungskonstante* m bezeichnete Steigung lässt sich mit Hilfe der empirisch gewonnenen Näherungsgleichung nach Ubbelohde-Walther aus zwei Wertepaaren (ν_1, T_1) und (ν_2, T_2) bestimmen [95]:

$$m = \frac{\log \log(v_1 + c_u) - \log \log(v_2 + c_u)}{\log T_2 - \log T_1} \quad \text{Gl. 1-6}$$

mit ν = kinematische Viskosität in mm^2/s , c_u = Konstante und T = absolute Temperatur in K. Bild 1.4 zeigt eine solche doppellogarithmische Auftragung am Beispiel dreier Synthetiköle und eines additivfreien Mineralöls, wobei auch der jeweilige Viskositätsindex sowie die nach Gl. 1-6 berechnete Richtungskonstante angegeben sind. Das Diagramm bestätigt, dass Synthetiköle (1 bis 3) grundsätzlich einen höheren VI-Wert bzw. eine geringere Richtungskonstante als Mineralöle (4) besitzen. Der Index eines additivfreien Mineralöls liegt im Allgemeinen im Bereich von 90 bis 100.

1.3.2 Verschleißmechanismen und Reibungszustände

Laut [96, 97] ist *Verschleiß* definiert als fortschreitender Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers, hervorgerufen durch mechanische Ursachen, d. h. Kontakt und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers. Die beim Verschleißvorgang ablaufenden physikalischen und chemischen Prozesse werden auch als Verschleißmechanismen bezeichnet. In Abhängigkeit der Art des Prozesses lassen sich vier *Hauptverschleißmechanismen* voneinander unterscheiden, wobei in der Praxis in der Regel eine Kombination der verschiedenen Mechanismen vorliegt. *Adhäsion* beruht auf der Ausbildung lokaler Haftverbindungen zwischen Rauheitshügeln der sich berührenden Festkörperoberflächen durch molekular-atomistische Wechselwirkungen (Kaltverschweißungen). Diese Verbindungen werden aufgrund der Relativbewegung wieder abgeschert, wobei es zu einem Materialübertrag von einer auf die andere Oberfläche kommen kann. *Abrasion* ist dann zu beobachten, wenn zwei raue Körper mit unterschiedlicher Härte relativ zueinander gleiten. In diesem Fall kann ein Materialabtrag durch ritzende Beanspruchung der weicheren Oberfläche des Grundkörpers durch den härteren Gegenkörper erfolgen. Beim Mechanismus der *Oberflächenzerrüttung* kommt es durch wechselnde mechanische Spannungen zu wiederholten elastischen und plastischen Verformungen in den beanspruchten Oberflächenbereichen. Aufgrund von Werkstoffermüdung bilden sich Risse, deren Vereinigung größere Materialausbrüche zur Folge haben kann. Tribologische Wechselwirkungen zwischen Grund- und Gegenkörper, dem Zwischenstoff und dem Umgebungsmedium können zu einer *tribochemischen Reaktion* führen, da durch die Beanspruchung die Reaktivität der Festkörperoberflächen erhöht wird [96-100].

Mit Hilfe der *Stribeck-Kurve* kann eine Kennzeichnung unterschiedlicher Schmierungs- und Reibungszustände erfolgen, welche als Funktion der Gleitgeschwindigkeit, der Belastung und der Viskosität des Schmiermediums nacheinander durchlaufen werden. In ihr ist der Verlauf der Reibungszahl μ in Abhängigkeit einer Parame-

terkombination aus dynamischer Ölviskosität η , Gleitgeschwindigkeit v sowie Flächenpressung p aufgetragen [74, 86, 101]. Bild 1.5 zeigt sowohl die Stribeck-Kurve als auch den Verlauf der Schmierfilmdicke h_0 in schematischer Darstellung, wobei die Gebiete der unterschiedlichen Reibungsmechanismen gekennzeichnet sind. Um in Abhängigkeit der genannten Parameter Aussagen über die Ausbildung des Schmierfilmes in Relation zur Rauheit der im Kontakt stehenden Oberflächen machen zu können, wurde die spezifische Schmierfilmdicke Λ eingeführt, welche für die einzelnen Schmierzustände jeweils charakteristische Werte annimmt (Bild 1.5). Die Berechnung erfolgt nach

$$\Lambda = \frac{h_0}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad \text{Gl. 1-7}$$

mit Λ = spezifische Schmierfilmdicke, h_0 = Schmierfilmdicke und R_{qi} = quadratische Mittenrauwerte der beiden in Kontakt stehenden Oberflächen [102-104].

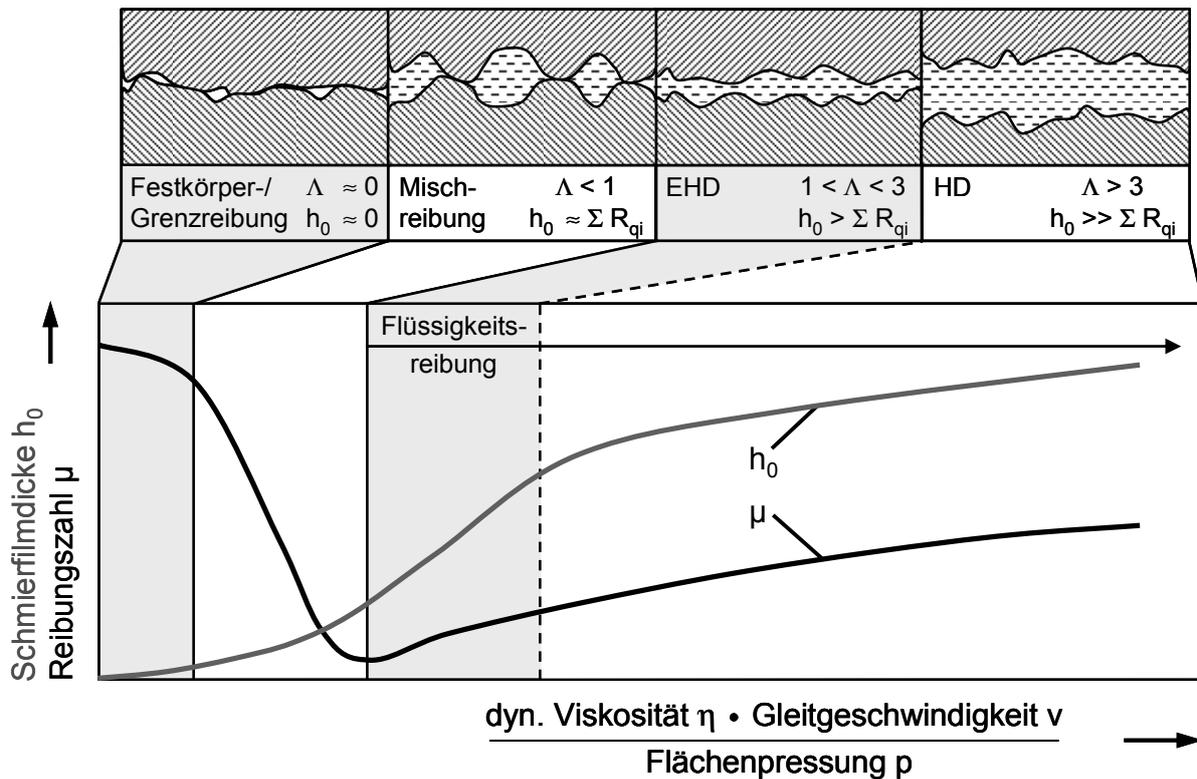


Bild 1.5: Verlauf der Reibungszahl μ und der Schmierfilmdicke h_0 als Funktion der dynamischen Viskosität η , Gleitgeschwindigkeit v und Flächenpressung p mit Kennzeichnung des jeweils vorherrschenden Reibungszustands (elastohydrodynamische Schmierung EHD, hydrodynamische Schmierung HD, spezifische Schmierfilmdicke Λ , quadratische Mittenrauwerte R_{qi} der Reibpartner) [74, 101, 105].

Im Folgenden sollen die im Verlauf der Stribeck-Kurve auftretenden Reibungsmechanismen genauer beschrieben werden:

- *Festkörper-/Grenzreibung*: Bei der Festkörperreibung befinden sich die Oberflächen der Reibpartner in unmittelbarem Kontakt, d. h. sie werden nicht durch einen Flüssigkeitsfilm voneinander getrennt [96]. Dagegen ist die Grenzreibung als ein Sonderfall der Festkörperreibung anzusehen. Hier sind die tribologisch beanspruchten Oberflächen mit adsorbierten Schmierstoffmolekülen bedeckt, was dazu führt, dass die Belastung vollständig über Rauheiten der Festkörperoberflächen aufgenommen wird und die Scherung überwiegend zwischen den adsorbierten Schmierstoffmolekülen erfolgt. Der Zustand der Grenzreibung liegt bei geringer Gleitgeschwindigkeit, geringer Viskosität des Schmiermediums und hoher Flächenpressung vor und ist mit hohen Werten der Reibungszahl verbunden (Bild 1.5). Die Werte der spezifischen Schmierfilmdicke liegen in diesem Fall bei $\Lambda \ll 1$ [74, 101].
- *Mischreibung*: Diese liegt vor, wenn ein Teil der Belastung durch den direkten Kontakt zwischen den Oberflächenrauheiten und ein anderer Teil durch den entweder elastohydrodynamisch oder hydrodynamisch erzeugten Schmierfilm aufgenommen wird. Die resultierende Reibungskraft setzt sich anteilmäßig aus Festkörperreibung und Flüssigkeitsreibung zusammen, was mit einer Abnahme der Reibungszahl verbunden ist. Um in den Bereich der Mischreibung zu gelangen, sind im Vergleich zur Grenzreibung höhere Werte der Gleitgeschwindigkeit und Viskosität sowie eine geringere Flächenpressung notwendig (Bild 1.5). Typische Werte der spezifischen Schmierfilmdicke liegen im Bereich von $\Lambda < 1$ [76, 79, 74, 98].
- *Flüssigkeitsreibung*: In diesem Fall liegt eine vollständige Trennung der Oberflächenrauheiten von Grund- und Gegenkörper durch das Schmiermedium vor. Dabei entsteht die Reibungskraft durch die Überwindung des Scherwiderstands im Schmierfilm, was dazu führt, dass die Energiedissipation auf den Schmierfilm beschränkt bleibt. Beim Übergang von Misch- zu Flüssigkeitsreibung tritt in der Stribeck-Kurve ein Minimum der Reibungszahl auf (Bild 1.5). Im Gebiet der Flüssigkeitsreibung lässt sich eine weitere Unterteilung vornehmen. Mit zunehmendem Wert der Parameterkombination aus Gleitgeschwindigkeit, Viskosität und Flächenpressung gelangt man in das Gebiet der *elastohydrodynamischen Schmierung (EHD)*, welche sich als Folge der elastischen Deformation der Festkörperoberflächen sowie der Zunahme der Ölviskosität mit steigendem Druck ausbildet. Da die Dicke des vollständig ausgebildeten Schmierfilms h_0 hierbei sehr gering ausfällt, liegen auch die Werte der spezifischen Schmierfilmdicke mit $1 < \Lambda < 3$ sehr niedrig. Erhöht man bei konstanter Ölviskosität weiter die Gleitge-

schwindigkeit und/oder verringert die aufgebrachte Normalkraft, so erreicht man das Gebiet der *hydrodynamischen Schmierung (HD)*. Diese zeichnet sich dadurch aus, dass die beteiligten Reibpartner keiner elastischen Verformung unterliegen, der Druck im Schmierfilm im Vergleich zu EHD sehr viel geringer ist ($p \ll 1 \text{ GPa}$) und der Schmierfilm vergleichsweise dick ist. Typische spezifische Schmierfilmdicken liegen im Bereich von $\Lambda > 3$ [76, 74, 98, 101].

Hydrodynamische Schmierung

Kommt es in einem Tribokontakt zwischen relativ zueinander bewegtem Grund- und Gegenkörper zur Ausbildung eines tragfähigen Schmierfilms, so ist aufgrund dieser vollständigen hydrodynamischen Trennung der Reibpartner eine reibungsarme Kraftübertragung zu erwarten. Die sich hierbei im Schmierfilm einstellende Druckverteilung $p(x,y)$ kann mit Hilfe der Druckdifferentialgleichung der hydrodynamischen Schmierungstheorie nach O. Reynolds [106] berechnet werden.

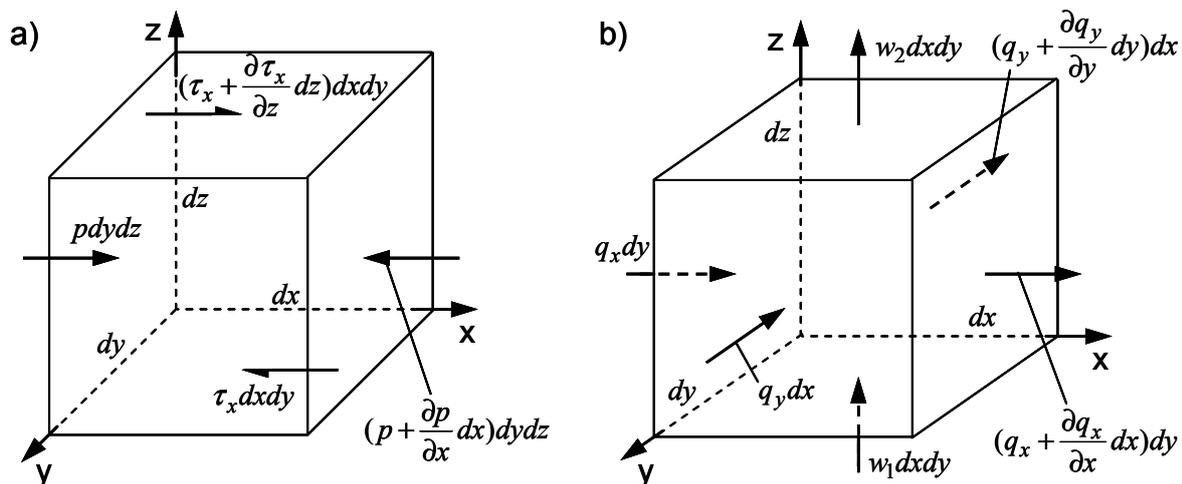


Bild 1.6: (a) Kräftegleichgewicht in x-Richtung und (b) Massenerhaltung an einem Flüssigkeitselement in einem hydrodynamisch erzeugten Schmierfilm [80].

An dieser Stelle soll eine kurze Herleitung der Reynolds-Gleichung über das Kräftegleichgewicht und das Prinzip der Massenerhaltung an einem gedachten Flüssigkeitselement in einem Schmierfilm erfolgen. Eine ausführliche Herleitung ist beispielsweise in [80, 107] zu finden. Um eine mathematische Beschreibung der zu Grunde liegenden Mechanismen zu ermöglichen, ist es notwendig, die folgenden vereinfachenden Annahmen zu treffen: Vorliegen des Verhaltens einer Newtonschen Flüssigkeit, laminarer Strömung, konstanten Drucks über der Schmierfilmhöhe, konstanter Dichte und Viskosität, vernachlässigbarer Trägheits- und Volumenkräfte innerhalb des Schmierfilms sowie ideal glatter Wirkflächen. Zunächst wird in Bild 1.6a ein Flüssigkeitselement betrachtet, an welchem unterschiedliche Kräfte angreifen. Der Einfachheit halber werden nur Kräfte in x-Richtung betrachtet. Da es

sich um ein Kräftegleichgewicht handelt, lässt sich eine Gleichung aufstellen, welche nach Vereinfachung folgende Form annimmt:

$$\frac{\partial \tau_x}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial x} \quad \text{Gl. 1-8}$$

τ_x ist dabei die Schubspannung in x-Richtung, p der Druck. Unter Verwendung der Newtonschen Grundgleichung (Gl. 1-3) wird die Gleichung überführt in:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial u_x}{\partial z} \right) \quad \text{Gl. 1-9}$$

Hieraus wird durch Integration die Fluidgeschwindigkeit u_x in x-Richtung erhalten:

$$u_x = \left(\frac{z^2 - zh}{2\eta} \right) \frac{\partial p}{\partial x} + (U_{x1} - U_{x2}) \frac{z}{h} + U_{x2} \quad \text{Gl. 1-10}$$

Die Geschwindigkeitskomponente v_y in y-Richtung lässt sich analog bestimmen:

$$v_y = \left(\frac{z^2 - zh}{2\eta} \right) \frac{\partial p}{\partial y} + (V_{y1} - V_{y2}) \frac{z}{h} + V_{y2} \quad \text{Gl. 1-11}$$

U_{x1} und U_{x2} bzw. V_{y1} und V_{y2} sind dabei die Oberflächengeschwindigkeiten der Gleitpartner in x- bzw. y-Richtung, h die Schmierfilmdicke. In einem zweiten Schritt wird wiederum an dem Flüssigkeitselement das Prinzip der Massenerhaltung angewendet (Bild 1.6b). Hierbei sind q_x und q_y die Zufluss- sowie $(q_x + (\partial q_x / \partial x) dx)$ und $(q_y + (\partial q_y / \partial y) dy)$ die Abflussraten pro Einheitslänge bzw. -breite in horizontaler Richtung des Elements. Der Zufluss in vertikaler Richtung erfolgt mit einer Rate von $(w_1 dx dy)$, der Abfluss mit $(w_2 dx dy)$, wobei w_1 bzw. w_2 die Geschwindigkeit ist, mit der sich die Unter- bzw. Oberseite der Einheitszelle nach oben bewegt. Unter der Annahme, dass der Zufluss gleich dem Abfluss aus dem Kontrollvolumen ist (Massenerhaltung) und konstante Fluidichte vorherrscht, ergibt sich nach Vereinfachung folgende Beziehung:

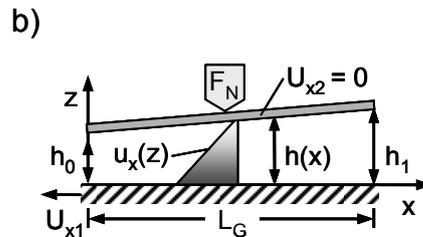
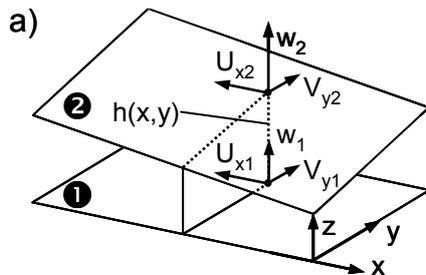
$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + (w_2 - w_1) = 0 \quad \text{Gl. 1-12}$$

Durch Integration der zuvor ermittelten Fluidgeschwindigkeiten u_x und v_y in x- bzw. y-Richtung (Gl. 1-10 und Gl. 1-11) über die Schmierfilmhöhe h können die Flussraten q_x und q_y errechnet werden [80]:

$$q_x = \int_0^h u_x dz = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + (U_{x1} + U_{x2}) \frac{h}{2}; \quad q_y = \int_0^h v_y dz = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + (V_{y1} + V_{y2}) \frac{h}{2} \quad \text{Gl. 1-13}$$

Durch Einsetzen von q_x und q_y in Gl. 1-12 erhält man schließlich nach Umformung und Vereinfachung die allgemeine dreidimensionale Reynolds-Gleichung [80]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left(\underbrace{U_x \frac{dh}{dx}}_{\text{Keil-, Dehnungs-, Quetsch-Term}} + \underbrace{V_y \frac{dh}{dy}}_{\text{Keil-, Dehnungs-, Quetsch-Term}} \right) + 12(w_2 - w_1) \quad \text{Gl. 1-14}$$



Schmierspaltgeometrie:

$$h(x) = h_0 \left(1 + \frac{N \cdot x}{L_G} \right);$$

$$N = \frac{h_1 - h_0}{h_0}$$

Bild 1.7: (a) Verhältnisse im dreidimensionalen Schmierspalt ($U_x = U_{x1} + U_{x2}$; $V_y = V_{y1} + V_{y2}$) und (b) Gleitschuh mit linearer Schmierspaltgeometrie $h(x)$ im Fall der eindimensionalen Reynolds-Gleichung ($N = \text{Konvergenzverhältnis}$).

Bild 1.7a beschreibt die der Gleichung zugrunde liegenden Verhältnisse in einem dreidimensionalen Schmierspalt. Die rechte Seite der Reynolds-Gleichung setzt sich aus drei verschiedenen Termen zusammen, welche jeweils einen eigenen Beitrag zur hydrodynamischen Druckerzeugung liefern können [108, 109]. Dabei beschreibt der Keil (wedge)-Term den Druckanteil, der entsteht, wenn ein viskoses Medium in einen konvergierenden Schmierspalt transportiert wird. Der Dehnungs (stretch)-Term erzeugt nur dann einen Beitrag, wenn die Oberflächen der Reibpartner leicht elastisch verformbar sind. Das ist dann der Fall, wenn diese beispielsweise aus Kunststoff bestehen. Bei metallischen oder keramischen Reibpartnern ist der Effekt dagegen vernachlässigbar. Eine Druckerzeugung wird auch dadurch ermöglicht, dass sich die Oberflächen aufeinander zu bewegen, sich die Schmierfilmdicke also verringert ($w_1 > w_2$). Um das Medium dabei aus dem engen Schmierspalt herauszudrücken, ist ein Druckaufbau erforderlich, da ein Strömungswiderstand zu überwinden ist. Dieser Anteil wird durch den Quetsch (squeeze)-Term beschrieben. Geht man davon aus, dass der Druckgradient in der x-Richtung dominiert, in der y-Richtung dagegen vernachlässigbar klein ist ($\partial p / \partial y = 0$; $h \neq f(y)$), der Dehnungs- und der Quetsch-Term keinen Beitrag liefern ($V_y = 0$; $w_1 = w_2 = 0$) und die dynamische Viskosität des Schmiermediums konstant ist, so gelangt man zu einer eindimensionalen Form der Reynolds-Gleichung:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6 U_x \eta \frac{dh}{dx}; \quad U_x = U_{x1} + U_{x2} \quad \text{Gl. 1-15}$$

Dieser Fall ist in Bild 1.7b für eine lineare Schmierpaltgeometrie $h(x)$ dargestellt. Unter Verwendung dieser Geometriefunktion wird aus Gl. 1-15 durch Integration die hydrodynamische Druckverteilung $p(x)$ errechnet, aus welcher sich wiederum durch Integration die Tragkraft F_N ermitteln lässt, wobei als Integrationsgrenzen die Länge L_G bzw. Breite B_G des betrachteten Gleitschuhs eingesetzt werden:

$$F_N = \int_0^{L_G} \int_0^{B_G} p \, dx \, dy = \frac{6\eta U_x B_G L_G^2}{h_0^2} \left(\frac{-\ln(1+N)}{N^2} + \frac{2}{N(2+N)} \right) = \frac{6\eta U_x B_G L_G^2}{h_0^2} C^* \quad \text{Gl. 1-16}$$

Hierbei ist N das Konvergenzverhältnis (s. Bild 1.7b). Eine Berechnung der minimalen Schmierfilmdicke h_0 wird durch Umstellen der Gl. 1-16 möglich:

$$h_0 = \sqrt{\frac{6\eta U_x B_G L_G^2}{F_N} C^*} \quad \text{Gl. 1-17}$$

Unter erneuter Verwendung der Newtonschen Gleichung (Gl. 1-3) wird die durch die Scherung des viskosen Mediums erzeugte Reibungskraft F_R ermittelt:

$$F_R = \int_0^{L_G} \int_0^{B_G} \tau \, dx \, dy = \frac{U_x \eta B_G L_G}{h_0} \left(\frac{6}{N+2} - \frac{4\ln(N+1)}{N} \right) = \frac{U_x \eta B_G L_G}{h_0} C^+ \quad \text{Gl. 1-18}$$

Teilt man Gl. 1-18 durch Gl. 1-16, so erhält man nach Vereinfachung einen Ausdruck zur Berechnung der Reibungszahl μ :

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} = \frac{h_0}{L_G} N \left(\frac{3N - 2(N+2)\ln(N+1)}{6N - 3(N+2)\ln(N+1)} \right) = \frac{h_0}{L_G} C^{++} \quad \text{Gl. 1-19}$$

1.3.3 Reibungsleistung und Reibungsenergie

In Bild 1.8 sind die zur Berechnung von Reibungsleistung und Reibungsenergie erforderlichen tribologischen Einflussgrößen in einem Pfaddiagramm dargestellt. Die im Friktionskontakt wirkende Schubspannung τ berechnet sich auf folgende Weise:

$$\tau = \frac{F_R}{F_N} \cdot \frac{F_N}{A} = \frac{F_R}{A} = \mu \cdot p \quad \text{Gl. 1-20}$$

mit A = Kontaktfläche und p = Flächenpressung. Die Reibungsleistung P_R ergibt sich zu

$$P_R = F_R \cdot v = \mu \cdot F_N \cdot v \quad \text{Gl. 1-21}$$

Unter Verwendung der Schubspannung (Gl. 1-20) kann eine Berechnung der auf die tragende Wirkfläche bezogenen Reibungsleistung P_R^* erfolgen:

$$P_R^* = \tau \cdot v = \frac{F_R}{A} \cdot v = \mu \cdot p \cdot v \quad \text{Gl. 1-22}$$

Die Reibungsenergie lässt sich auf unterschiedliche Arten ermitteln. Zum einen ist eine Integration der Reibungskraft F_R über den zurückgelegten Gleitweg s_{ges} , zum anderen eine Integration der Reibungsleistung P_R über die Dauerschlupfzeit t_{ges} möglich:

$$W_R = \int_0^{s_{\text{ges}}} F_R(s) ds \quad \text{Gl. 1-23}$$

$$W_R = \int_0^{t_{\text{ges}}} P_R(t) dt \quad \text{Gl. 1-24}$$

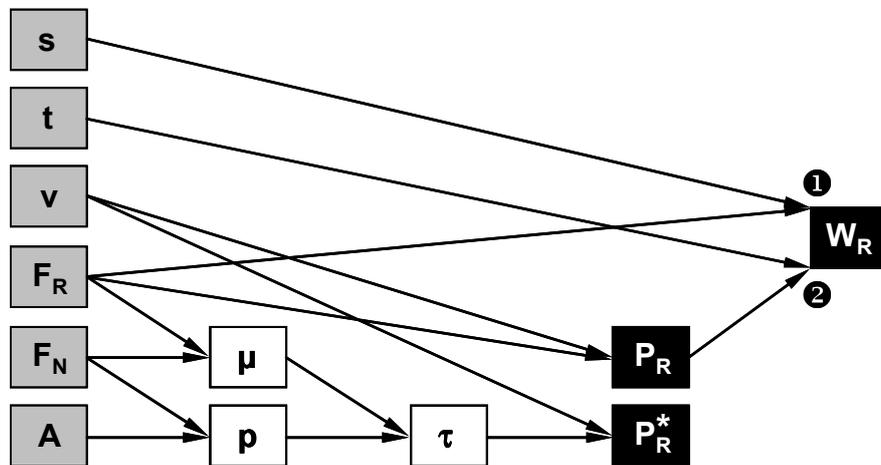


Bild 1.8: Einflussgrößen auf Reibungsleistung P_R und Reibungsenergie W_R (s = Gleitweg, t = Dauerschlupfzeit, v = Gleitgeschwindigkeit, F_R = Reibungskraft, F_N = Normalkraft, A = Kontaktfläche, μ = Reibungszahl, p = Flächenpressung, τ = Schubspannung, P_R^* = bezogene Reibungsleistung), in Anlehnung an [30].

1.3.4 Tribologisches Verhalten ölgeschmierter Paarungen

Nass laufende Lamellenkupplung

Bei der ölgeschmierten Lamellenkupplung, wie sie beispielsweise in modernen PKW-Getrieben als Schaltelement eingesetzt wird, handelt es sich im Allgemeinen um eine schaltbare Wellenkupplung, deren Aufgabe darin besteht, als Verbindungsglied zwischen Motor- und Getriebewelle mittels Reibschluss ein Drehmoment zu übertragen. Nach [110-112] lässt sich der Schaltvorgang der Kupplung aus tribologischer Sicht in drei Stadien unterteilen. In Bild 1.9a ist durch den Pfeil angedeutet, wie zu Beginn des Vorgangs in der Kupplung Außen- und Innenlamellen durch hydraulische Kraftaufbringung aufeinander geschoben und anschließend zusammengepresst

werden. Während des ersten Stadiums (Bild 1.9b) beginnt die geöffnete Kupplung zu schließen. Dabei nähern sich Belag- und Stahllamelle einander an, so dass Öl über die Reibflächen fließt. Die Übertragung der gesamten Anpresskraft erfolgt über einen hydrodynamisch erzeugten Ölfilmdruck (engl. squeeze pressure), der einen direkten Festkörperkontakt zwischen den Reibpartnern verhindert. Das zweite Stadium (Bild 1.9c) ist durch eine viskoelastische Kompression des porösen Belagmaterials gekennzeichnet, was in der Folge eine Volumenverringerung und damit ein Herausdrücken des Öls aus dem Friktionswerkstoff sowie dem Reibkontakt bewirkt. Währenddessen kommt es aufgrund kontaktierender Rauheitshügel zu einem Zustand der Mischreibung. Im dritten und letzten Stadium (Bild 1.9d) schließt die Kupplung, was mit einer Annäherung der Relativgeschwindigkeit an den Wert null und Festkörperkontakt bzw. Grenzreibung verbunden ist. Die Stadien sind nicht strikt voneinander zu trennen, d. h. es existieren fließende Übergänge.

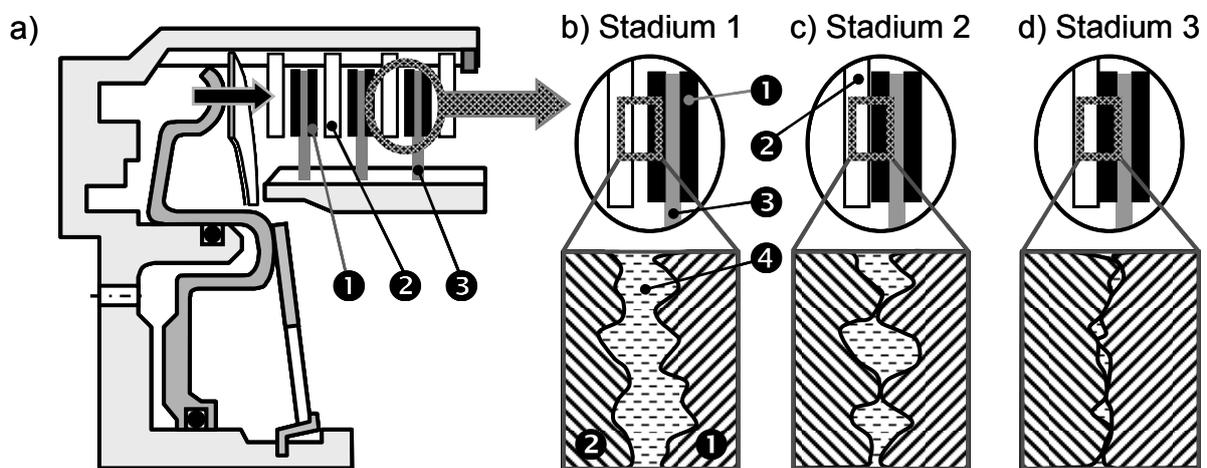


Bild 1.9: (a) Schematische Darstellung einer ölgeschmierten Lamellenkupplung [111] (b-d) während des in drei aufeinanderfolgende Stadien unterteilten Schließvorgangs (Stadium 1: viskose Flüssigkeitsreibung, Stadium 2: Mischreibung, Stadium 3: Festkörperreibung; 1: Lamellenbelag, 2: Außenlamelle, 3: Innenlamelle, 4: Ölfilm).

Im Folgenden sollen zwei Betriebszustände nass laufender Lamellenkupplungen in weit verbreiteten Anwendungen vorgestellt werden, welche aufgrund ihrer technischen Relevanz als Vorlage für die im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten Versuchsführungen dienen. Hierdurch wurde eine Methode zur Untersuchung des Friktionsverhaltens unter anwendungsnahen Bedingungen entwickelt, mit deren Hilfe Kriterien wie Reibungszahlniveau und -konstanz, Reproduzierbarkeit sowie mechanische und thermische Belastbarkeit sowohl bei transienten als auch stationären Betriebsbedingungen überprüft werden konnten.

Beim ersten Betriebszustand handelt es sich um einen Lastschaltvorgang in einem PKW-Doppelkupplungsgetriebe [113], welches prinzipiell als Parallelschaltung zweier autarker Teilgetriebe mit jeweils eigener Kupplung zu verstehen ist. Dabei sind dem

Teilgetriebe 1 (TG1) die ungeraden Gänge und die Kupplung 1 (K1), dem Teilgetriebe 2 (TG2) die geraden Gänge und die Kupplung 2 (K2) zugeordnet (Bild 1.10). Bild 1.11a zeigt die zeitlichen Verläufe des Kupplungsdrucks (p_{K1} , p_{K2}), der Drehzahlen des Motors (n_M) und der Getriebeeingangswellen (n_{TG1} , n_{TG2}) während einer in drei Phasen unterteilten Hochschaltung. Zu Beginn wird an der noch leistungsführenden Abschaltkupplung K2 der Druck reduziert und gleichzeitig an der Zuschaltkupplung K1 ein definierter Druck angelegt, um eine verzögerte Reaktion beim Schließen von K1 zu vermeiden. Hieran schließt sich die Überschneidungsphase (Phase 2) an, in welcher der Schaltdruck an der Zuschaltkupplung kontinuierlich erhöht und an der Abschaltkupplung in gleichem Maße verringert wird. Am Ende von Phase 2 überträgt die Zuschaltkupplung das Motormoment vollständig, wohingegen das abschaltende Element nahezu momentenfrei ist. Eine weitere Erhöhung des Schaltdrucks zu Beginn von Phase 3 führt dazu, dass die Zuschaltkupplung alle beteiligten Drehmassen auf die Drehzahl des neuen Ganges (n_{TG1}) synchronisiert und der Leistungsfluss im Rahmen des Gangwechsels ohne Zugkraftunterbrechung von Teilgetriebe 2 auf Teilgetriebe 1 geleitet wird (Bild 1.11a). Das Anwendungsbeispiel zeigt, dass in Bezug auf Komfortaspekte gerade das Reibungsverhalten während transients Betriebszustände wie dem beschriebenen Ein- bzw. Auskuppelvorgang von entscheidender Bedeutung ist, weswegen zur Untersuchung des Zuschalt- und Abschaltverhaltens im Rahmen dieser Arbeit in speziellen Versuchsführungen das Verhalten beim Abbremsen bzw. Losreißen getestet wurde.

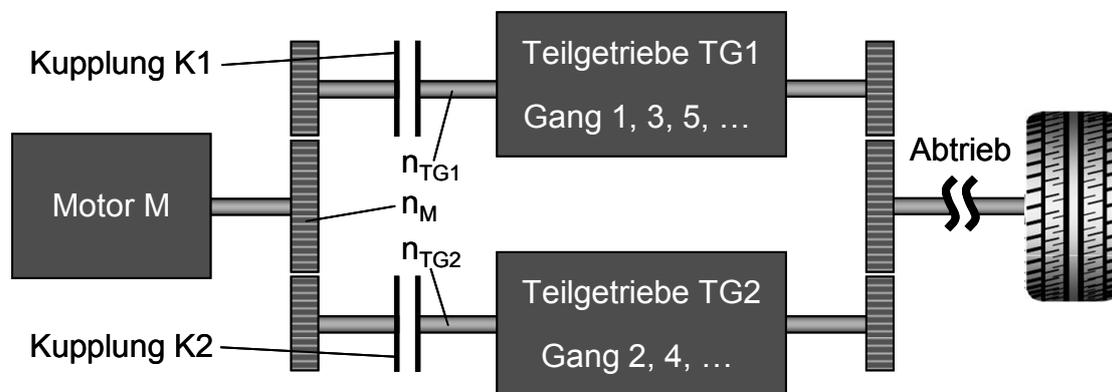


Bild 1.10: Schematischer Aufbau eines Doppelkupplungsgetriebes (n_M : Motordrehzahl; n_{TG1} , n_{TG2} : Eingangswelldrehzahl von Teilgetriebe 1 bzw. 2) [113].

Beim zweiten Betriebszustand handelt es sich um den sogenannten Dauerschlupf, welcher beispielweise im Fahrzeugbetrieb zur Reduzierung von Torsionsschwingungen des Antriebsstrangs [19] oder bei Schiffsantrieben zur Realisierung extremer Langsamfahrt [114, 115] eingesetzt wird. Hierfür wird der Kupplungsdruck p_K so weit abgesenkt, dass über einen längeren Zeitraum ein Durchrutschen der Kupplung auftritt und sich zwischen Motor- und Abtriebswelle eine definierte Schlupfdrehzahl n_S einstellt, die sich als Differenz zwischen Motor- (n_M) und Abtriebsdrehzahl (n_{Ab}) be-

rechnen lässt (Bild 1.11b). Da beim Dauerschlupfbetrieb hohe Energiebeträge umgesetzt werden und dadurch bedingt hohe thermische Belastungen auftreten, wurde die Standard-Versuchsführung in Anlehnung an diesen Betriebszustand gewählt, um eine Untersuchung des tribologischen Verhaltens unter den genannten Bedingungen zu ermöglichen.

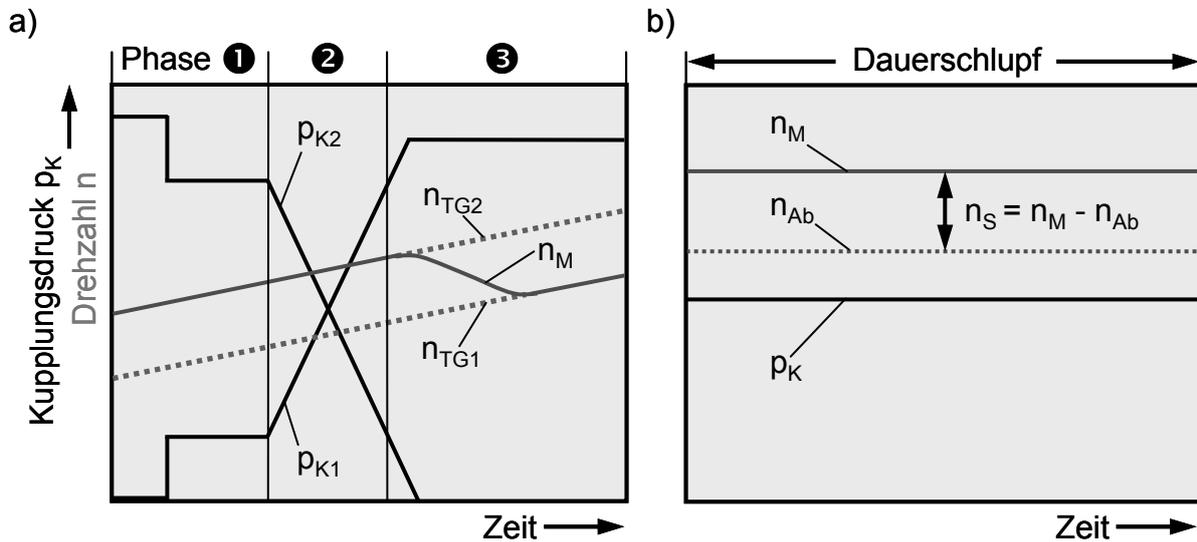


Bild 1.11: Zeitliche Verläufe des Kupplungsdrucks p_K und der Drehzahl n (a) während eines Lastschaltvorgangs (Hochschaltung) in einem Doppelkupplungsgetriebe [113] und (b) während einer Dauerschlupfanwendung [114] (p_{K1} , p_{K2} : Kupplungsdruck in Kupplung 1 bzw. 2; n_M : Motordrehzahl; n_{TG1} , n_{TG2} : Eingangswelldrehzahl von Teilgetriebe 1 bzw. 2; n_{Ab} : Abtriebsdrehzahl; n_S : Schlupfdrehzahl).

Werden innerhalb eines technischen Systems über einen Reibkontakt Kräfte übertragen, so kann es zur Ausbildung von Reibschwingungen kommen. Dabei wird dies sowohl in trocken als auch nass laufenden Reibkontakten beobachtet. Tritt ein solches Verhalten in Zusammenhang mit einer Kupplung auf, so spricht man von Kupplungsrupfen [116]. Die Ursache hierfür liegt in einem zunehmenden Reibwert mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit [117, 118]. Es ist bekannt, dass ein solcher negativer Reibzahlgradient $\mu' = d\mu/dv$ während des Einlaufvorgangs („green shudder“) und auch gegen Lebensdauerende der Kupplung zu reibwertinduzierten Schwingungen führt [119, 120], was mit einem schlechten Komfortverhalten aufgrund sich einstellender Fahrzeuglängsschwingungen einher geht. Ideal ist dagegen ein Verhalten, bei dem mit abnehmender Relativgeschwindigkeit eine Reibwertabnahme auftritt, da hierdurch eine zusätzliche Dämpfung erzeugt wird [121]. Beispielsweise treten im Fall papierbasierter Beläge mit zunehmender Alterungsdauer und -temperatur des Schmierstoffes vor allem bei hohen Flächenpressungen verstärkt Reibschwingungen in nass laufenden Lamellenkupplungen auf. Unabhängig vom Zustand des Öls zei-

gen sich bei Sinter- im Vergleich zu Papierbelägen grundsätzlich ein deutlich niedrigerer dynamischer Reibwert und ein schlechterer Reibungszahlgradient μ' [122].

Die Porosität papierbasierter Belagwerkstoffe hat einen entscheidenden Einfluss auf das tribologische Verhalten ölgeschmierter Friktionspaarungen. So lässt sich mit zunehmender Porosität und Porendurchmesser eine Verbesserung des Reibungszahlgradienten μ' beobachten, da die Reibungszahl zu Beginn des Schließvorgangs der Kupplung (s. Stadium 1 in Bild 1.9b) im Vergleich zu einer geringeren Porosität höher liegt. Bei gleichzeitigem Auftreten von Grenz- und hydrodynamischer Flüssigkeitsreibung herrscht im Friktionskontakt ein Zustand der Mischreibung vor. Eine hohe Belagsporosität verhindert nun die Ausbildung eines hydrodynamischen Schmierfilms, verringert also den Flüssigreibungs- und erhöht den Grenzreibungsanteil, was letztendlich eine Reibungszahlerhöhung bei hohen Relativgeschwindigkeiten bewirkt [123]. Darüber hinaus ist mit zunehmender Porosität auch eine ansteigende viskoelastische Verformbarkeit gegeben, wodurch die wahre Berührungsfläche zwischen den Reibpartnern vergrößert, der Ölfilm auf diese Weise noch effektiver beseitigt und in der Folge ein höherer dynamischer Reibwert erzielt wird [112]. Des Weiteren bewirkt ein hoher Porositätsanteil eine Reduzierung der während des Schließvorgangs (s. Bild 1.9b-d) an der Oberfläche der gepaarten Stahllamellen auftretenden Maximaltemperaturen, da aufgrund eines größeren Speichervolumens mehr Öl aus dem kompressiblen Papierbelag freigesetzt werden kann. In Langzeitversuchen mit 5000 aneinander gereihten Schaltzyklen wurde die Dauerhaltbarkeit der Kupplungsbeläge untersucht [124, 125]. Dabei umfasste ein Zyklus das einmalige Schließen und Öffnen der Kupplung. Aufgrund des Kühleffekts ergaben sich gegenüber geringeren Porositätsanteilen zwei Vorteile. Zum einen führte dieser zu einer Verringerung der thermischen Zersetzung (Carbonisierung) des Reibbelags. Zum anderen stellten sich während des gesamten Versuchs sowohl höhere als auch stabilere Reibwerte ein. Dies wurde dadurch erklärt, dass der Kühleffekt eine Wärmeakkumulation im Lamellenpaket hemmte und somit den Anteil der Flüssigkeitsreibung durch eine Einschränkung des temperaturbedingten Viskositätsabfalls erhöhte und gleichzeitig stabilisierte. Die Porosität lässt sich jedoch nicht beliebig steigern, da die mechanische Festigkeit des Belagwerkstoffes mit zunehmendem Porositätsanteil abnimmt [126, 127].

Ingram et. al [128] untersuchten den Einfluss von im ATF-Öl enthaltenen Additiven auf das Reibungsverhalten von Papierbelag/Stahl-Paarungen unter einsinniger Gleitbeanspruchung im Hinblick auf die Anwendung in ölgeschmierten Lamellenkupplungen ($p = 3 \text{ MPa}$, $v = 0,01 \text{ bis } 2,0 \text{ m/s}$). Unter Schmierung mit dem additivfreien Grundöl stellte sich bei geringer Relativgeschwindigkeit eine hohe Reibung ein, welche mit steigender Geschwindigkeit kontinuierlich abfiel. Im Gegensatz dazu zeigte das voll additivierte ATF-Öl ausgehend von geringen Werten der Reibungszahl einen kontinuierlichen Anstieg (Bild 1.12a). Eine Zugabe von 3 Ma.-% Detergens oder 3 Ma.-% Dispergens bewirkte bei mittleren und hohen Gleitgeschwindigkeiten eine

deutliche Anhebung der Reibungszahl gegenüber dem additivfreien Grundöl, wobei der negative Reibungszahlgradient erhalten blieb (Bild 1.12b). Die alleinige Zugabe eines kommerziell erhältlichen „friction modifier“ führte dagegen – besonders im Bereich geringer Geschwindigkeiten – zu einer erheblichen Absenkung der Reibungszahl und zu einem Wechsel des Gradientenvorzeichens. Die gleichzeitige Verwendung aller drei Additive im Grundöl bewirkte eine Verschiebung der zuletzt genannten Kurve zu höheren Werten hin, wobei sich am Kurvenverlauf bzw. Gradienten nahezu keine Änderungen ergaben (Bild 1.12b). Zwischen den Kurven der Additivkombination und des kommerziell erhältlichen ATF-Öls waren nur geringfügige Unterschiede erkennbar. Während die Detergentien und Dispergentien also zu einer Erhöhung des allgemeinen Reibungszahl-niveaus führten, senkte der „friction modifier“ vor allem die Reibung im Bereich geringer Gleitgeschwindigkeiten ab und stellte auf diese Weise den erwünschten positiven Reibungszahlgradienten sicher. Die hier beschriebene Wirkung des „friction modifier“ auf den μ - v -Verlauf konnte so auch in [129] nachgewiesen werden.

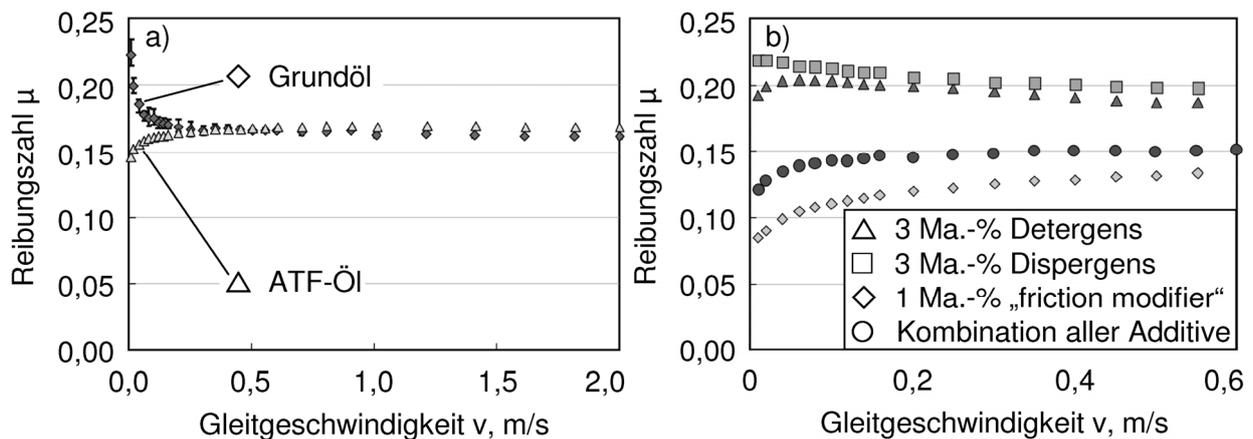


Bild 1.12: Reibungszahl von Papierbelag/Stahl-Paarungen unter Schmierung mit (a) additivfreiem Grundöl und voll additiviertem ATF-Öl sowie (b) Mischungen des Grundöls mit jeweils einem kommerziell erhältlichen Detergens, Dispergens, „friction modifier“ und einer Kombination aus allen Additiven in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit ($p = 3 \text{ MPa}$, Öltemperatur 100°C) [128].

Normalerweise ist in geschmierten Gleitkontakten mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit anfänglich eine Abnahme der Reibung zu beobachten, da die Menge des in den Kontakt transportierten Schmiermediums und damit die Schmierfilmdicke ansteigt und folglich nacheinander die Stadien der Grenz-, Misch- und hydrodynamischen Flüssigkeitsreibung durchlaufen werden. Dagegen ist der μ - v -Verlauf ölgeschmierter Papierbelag/Stahl-Paarungen insofern atypisch, als er bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten geringe Werte annimmt und mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit einen kontinuierlichen Anstieg, also einen positiven Gradienten, zeigt. Die Reibungszahlen mit Werten im Bereich von 0,10 bis 0,20 sind deutlich zu hoch, um durch

reine hydrodynamische Flüssigkeitsreibung erklärt werden zu können. Die Autoren wiesen nach, dass im Fall von Papierbelag/Stahl-Paarungen unter einer mittleren Pressung von 3 MPa lediglich ca. 4 % der scheinbaren Kontaktfläche über hervorstehende Faserteile tatsächlich im Kontakt stehen. Unter der Annahme einer kreisförmigen Kontaktfläche mit einem Durchmesser von 12,5 μm ergibt sich für eine solche Kontakteinheit eine Pressung von 75 MPa [130]. Diese Erkenntnis nutzten Ingram et. al in einer Fortsetzungsarbeit [131], in welcher sie die Ursachen für die Entstehung eines positiven Gradienten im geschwindigkeitsabhängigen Reibungsverlauf untersuchten. Sie folgerten, dass sich unter diesen Bedingungen aus zwei Gründen kein trennender hydrodynamischer Schmierfilm bildet. Zum einen kann aufgrund der Porosität des Reibmaterials Schmiermedium durch die Reibfläche hindurch aus dem Friktionskontakt austreten, was einen Druckaufbau verhindert. Zum anderen reicht die für ein hydrodynamisches Tragen notwendige Fläche in den winzigen Kontakteinheiten nicht aus. Hieraus ergibt sich als Konsequenz, dass die Ursache des atypischen μ -v-Verlaufs in den auf den Reibpartneroberflächen der Kontakteinheiten befindlichen Grenzschnierfilmen liegen muss. Diese Filme bilden sich aus den im ATF-Öl enthaltenen Additiven, von denen die „friction modifier“ die wichtigsten darstellen. Die Autoren stellten die These auf, dass die mit ATF-Öl geschmierten Kontakte im gesamten Geschwindigkeitsbereich unter Grenzreibung operieren. Dabei wird das Reibungsverhalten durch die mit dem Logarithmus der Gleitgeschwindigkeit zunehmende Scherbeanspruchung der hauptsächlich aus organischen „friction modifier“ bestehenden Grenzfilme gesteuert. Mittels einer weiteren Untersuchung [132] konnten die Autoren zeigen, dass ein Einfluss der Temperatur auf das betrachtete Reibungsverhalten auszuschließen ist. Dabei ermittelten sie mit Hilfe von Infrarotmikroskopie die Temperatur einer einzelnen Kontakteinheit, die sich durch ölgeschmiertes Gleiten einer Papierbelagsprobe auf einer Saphirscheibe bildete. Bis zu einer Gleitgeschwindigkeit von 1 m/s stellte sich in einer Kontakteinheit lediglich eine Erwärmung von unter 5°C ein. Aus diesem Grund war davon auszugehen, dass Blitztemperatureffekte keine Rolle spielten.

Schäden an den Lamellen einer Lamellenkupplung lassen sich in zwei Klassen unterteilen. Von *spontaner* Schädigung spricht man bei lokaler (z. B. Adhäsion, Hot Spots) und globaler Überbeanspruchung (z. B. Verformungen, Verbrennungen), von *kumulativer* Schädigung bei Verschleiß, Ermüdung und chemischen Reaktionen an den Reibpartnern sowie thermisch und mechanisch bedingter Ölalterung [30]. Sofern eine Lamellenkupplung mechanisch ausreichend dimensioniert ist, legt die thermische Beanspruchung ihre Leistungsgrenze fest. Hierbei lassen sich unterschiedliche Schadensmuster bei Belag- und Stahllamellen feststellen. Als Folge hoher thermischer Beanspruchung des Öls kommt es zu einer Einlagerung von Ölrückständen in den Poren des Belagmaterials, was dazu führt, dass die Belagsoberfläche sehr glatt wird. Dieses auch als Verglasung bezeichnete Phänomen bewirkt eine Reduzierung der Porosität und in der Folge eine Verschlechterung des Reibungszahlgradienten μ'

[114, 124, 133]. Aufgrund thermischer Überbeanspruchung durch Mangelschmierung können darüber hinaus Verkohlungen, Wärmeverfärbungen und -risse an den Belaglamellen auftreten, wodurch als Folge der Materialschädigung bei Überlagerung mit der mechanischen Beanspruchung Ausbrüche (Pittings) bis hin zu großflächigen Abplatzungen entstehen [6, 30]. Bei Sinterbelägen auf Eisenbasis kommt es im Fall von Überlastung durch zu hohe Oberflächentemperaturen zur Bildung von sprödem Reibmartensit [30, 134]. Dagegen entstehen auf den gepaarten Stahllamellen durch zu hohe Reibungsenergieeinträge großflächige Wärmeverfärbungen, die ihre Ursache wiederum in einer zu hohen Reibflächentemperatur haben. Des Weiteren lassen sich aus dem Schmieröl stammende Additivablagerungen in Form von Mattierungen beobachten. Auf diese Weise nimmt die noch im Öl enthaltene Menge an Additiven kontinuierlich ab, so dass die jeweilige Wirkung der in Tabelle 1.2 beschriebenen Additivgruppen mit fortschreitender Zeit dementsprechend an Intensität verliert [134]. Das Auftreten von Wärmeflecken (Hot Spots) lässt sich vermehrt bei der Umsetzung hoher Reibungsleistungen während kurzer Rutschzeiten beobachten. Der Auslöser ist häufig eine ungünstige Flächenpressungsverteilung, die in einer lokalen Temperaturerhöhung resultiert. Die erhöhte Temperatur wiederum bewirkt eine punktförmige Ausdehnung der Stahllamellenoberfläche, wodurch die Flächenpressung und somit auch die Temperatur noch weiter ansteigen. Dieses Phänomen wird in der Literatur als reibungsinduzierte *thermoelastische Instabilität (TEI)* bezeichnet [135]. In der Folge sinkt die Festigkeit des Stahls, so dass eine plastische Verformung durch die Gegenreibfläche stattfinden kann. Messungen im Bereich der Hot Spots zeigen eine leichte Vertiefung mit extrem glatter Oberfläche. Mit wiederholter Belastung nehmen Hot Spots flächenmäßig zu und bilden „Ableger“, die sich meist neben einem bereits vorhandenen Hot Spot ansiedeln [6, 136, 137]. Bei sehr starker Schädigung der Stahllamellenoberfläche beginnt der Reibbelag zu verschleißen, was gleichzeitig mit einem Verlust der Reibcharakteristik verbunden ist [5, 138]. Bei Paarung gegen Sinterbeläge kann es zu Spontanschädigung in Form von Sinterübertrag zwischen Belag- und Stahllamelle (z. B. durch thermische Überbeanspruchung aufgrund von Mangelschmierung) kommen, wodurch die poröse Oberflächenstruktur des Belags verschlossen wird und eine Verschlechterung des Schaltverhaltens der Kupplung eintritt [25, 139].

Das Verschleißverhalten der Reibpartner nass laufender Kupplungen unterscheidet sich grundlegend voneinander. Aufgrund der hohen Härte und thermischen Beständigkeit des Stahls werden bei wiederholter Beanspruchung nur die höchsten Rauheitshügel der Stahllamellen poliert, was in [133] experimentelle Bestätigung findet. Während der Verschleiß der Stahllamellen also vernachlässigbar klein ist, zeigt sich bei den papierbasierten Belaglamellen ein anderes Bild. Bei diesen ist während der anfänglichen Einlaufphase eine deutliche Dickenabnahme zu beobachten, die sich unter Druckbeanspruchung aufgrund plastischer Verformung einstellt und als Setzen des Reibbelags bezeichnet wird [140]. Im Anschluss hieran

nimmt die Verschleißrate stark ab, die Lamellendicke verringert sich quasi linear mit steigender Schaltungszahl, wobei in dieser Phase hauptsächlich gleichzeitig die Verschleißmechanismen der Oberflächenzerrüttung und Abrasion sowie eine Carbonisierungsreaktion der Zellulosefasern, welche auch als thermische Degradation des Papierreibbelags [7, 141, 142] bezeichnet wird, auftreten. In Abhängigkeit des Reibbelags kann es im Rahmen der Reaktion bereits ab einer kritischen Temperatur von ca. 200°C zu einer Zersetzung der chemischen Bindungen der Zellulosefasern, die die thermisch unbeständigste Komponente darstellen, kommen [7]. In der Folge verringert sich der Fasergehalt und somit die mechanische Festigkeit des Belags, was wiederum das Auftreten von Verschleißmechanismen wie Oberflächenzerrüttung und Abrasion begünstigt [140].

Keramik/Stahl-Paarungen

Gerade in Bezug auf Verschleiß-, Wärme- und Korrosionsbeständigkeit besitzen Ingenieurkeramiken im Gegensatz zu Friktionswerkstoffen auf Papierbasis herausragende Eigenschaften, die einen Einsatz in tribologischen Anwendungen vielversprechend erscheinen lassen. In zahlreichen Forschungsarbeiten [143-171] wurde das Reibungs- und Verschleißverhalten von Keramik/Stahl-Paarungen unter Schmierung mit verschiedensten Ölen untersucht. Es wurden hauptsächlich Keramiken wie Al_2O_3 , Si_3N_4 , SiC , Sialon, ZrO_2 und TiB_2 in Paarung gegen Wälzlager- oder andere Stähle getestet, wobei vor allem der Einfluss der Materialpaarung, Gleitgeschwindigkeit, des Kontaktdrucks, der Oberflächenrauheit, der Ölsorte und verschiedener Öladditive von Interesse war.

Unter Schmierung mit einem additivfreien Mineralöl und bei konstanter Normalkraft von 5 N wurde eine vergütete 100Cr6-Kugel gegen eine Al_2O_3 -Scheibe gepaart und dabei der *Einfluss der Gleitgeschwindigkeit* im Bereich von 0,05 bis 1 m/s auf die Reibungszahl untersucht [143, 144]. Zu Beginn des Versuches lag aufgrund des Punktkontaktes eine Hertzsche Pressung von ca. 1 GPa vor. Mit ansteigender Gleitgeschwindigkeit konnte dabei ein Abfall der Werte von ungefähr 0,14 auf 0,11 beobachtet werden, was durch den Übergang von Grenz- zu Mischreibung erklärt wurde. Der *Kontaktdruck* wurde zum einen über die Normalkraft und zum anderen über die verschleißbedingt größer werdende Kontaktfläche an der Stahlkugel ($F_N = \text{konstant}$) unter ansonsten gleichen Bedingungen variiert [143, 145]. Es wurde festgestellt, dass sich bei konstanter Gleitgeschwindigkeit von 0,5 m/s die Reibungszahl mit einem Wert von ca. 0,12 nahezu unabhängig vom Kontaktdruck verhielt, jedoch der Verschleiß an der deutlich weicheren Kugel mit zunehmender Normalkraft im Bereich von 1 bis 10 N aufgrund von Abrasion kontinuierlich anstieg.

In [146] wurde der *Einfluss der Oberflächenqualität* von Si_3N_4 in Paarung mit polierten 100Cr6-Kugeln auf das tribologische Verhalten im ölgeschmierten,

reversierenden Gleitkontakt unter einer Normalkraft von 403 N untersucht. In einer anfänglichen Übergangsphase wurde mit abnehmender Oberflächenrauheit ein Absinken der zu Beginn vorliegenden Werte der Reibungszahl und der Verschleißrate auf Seiten des Stahls beobachtet. Im quasi-stationären Bereich – also nach Abschluss des Einlaufvorgangs – lag die Reibungszahl ungeachtet der vor dem Versuch eingestellten Oberflächenrauheit der Keramik immer auf dem gleichen Niveau von 0,14. Die Verschleißrate lag signifikant niedriger als in der Übergangsphase, nahm jedoch mit abnehmender Oberflächengüte zu. Zu einem ähnlichen Ergebnis gelangte man auch bei Paarung von 100Cr6-Kugeln gegen Al_2O_3 -Scheiben im ölgeschmierten, einsinnigen Gleitkontakt unter der Normalkraft von 5 N und einer Gleitgeschwindigkeit von 0,5 m/s [145, 147]. Eine Zunahme der Rauheitswerte der gepaarten Keramikscheiben führte zu einem Anstieg der quasi-stationären Gleitreibungszahl sowie des linearen Verschleißbetrags, was mit zunehmendem Furchungverschleiß an der weicheren Stahlkugel erklärt wurde.

In zahlreichen Forschungsarbeiten wurde auf den *Einfluss der Materialpaarung* und auf den zugrunde liegenden Verschleißmechanismus eingegangen. In [148, 149] wurden die Paarungen $\text{Al}_2\text{O}_3/100\text{Cr6}$, $\text{Si}_3\text{N}_4/100\text{Cr6}$ sowie die Stahlselftpaarung im ölgeschmierten, einsinnigen Gleitkontakt getestet, wobei gleichzeitig drei Stifte mit halbkugelförmiger Stirnseite unter einer Gesamtnormalkraft von 120 N und Gleitgeschwindigkeiten bis 1 m/s gegen die Stahlscheibe gepaart wurden. Al_2O_3 zeigte dabei ein ungünstiges Verhalten, da die Reibungszahl und Verschleißrate bedingt durch sprödes Abplatzen größerer Keramikpartikel von der Oberfläche recht hoch ausfielen. Im Gegensatz dazu verhielt sich Si_3N_4 deutlich verschleißresistenter, wobei die Verschleißrate zu Beginn aufgrund der durch den Punktkontakt induzierten hohen Pressung zunächst kurzzeitig auf relativ hohem Niveau lag, jedoch im weiteren Verlauf mit zunehmendem Verschleiß bzw. abnehmender Pressung zurückging. Diese zweite Phase war durch einen tribochemischen Polierprozess geprägt, welcher zu einer sehr glatten Oberfläche führte. Bei der Stahlselftpaarung war anfänglich die höchste Verschleißrate, jedoch im quasi-stationären Zustand auch die geringste Reibungszahl zu beobachten, deren Ursache im zur Schmierung eingesetzten, für Metalle optimierten Motoröl lag.

In Reibkorrosionsuntersuchungen wurde das Verhalten von Si_3N_4 -Kugeln in Paarung mit 100Cr6-Stahl sowohl im un- als auch ölgeschmierten, reversierenden Gleitkontakt ($F_N = 88 \text{ N}$, $p = 2400 \text{ MPa}$) charakterisiert [150]. Im ungeschmierten Kontakt bildete sich eine spröde Deckschicht, die aus einer siliziumreichen, amorphen Phase mit kleinen Fe_2O_3 - und Fe_3O_4 -Einschlüssen bestand und das Ergebnis einer tribochemischen Reaktion (Oxidation von Stahl und Si_3N_4) war. Es wurde die Annahme getroffen, dass sich die Schicht auf Seiten des Stahls bildete, die Anhaftung jedoch auf keramischer Seite erfolgte. Der kontinuierliche Prozess von Neubildung und Ab-

platzen dieser Triboschicht führte im Vergleich zum geschmierten Kontakt zu wesentlich höheren Reibungszahlen und Verschleißraten. Unter Ölschmierung kam es im quasi-stationären Bereich ebenfalls zur Ausbildung einer Triboschicht, deren Entstehung vermutlich auf einer durch hohe Kontakttemperaturen begünstigten, tribochemischen Reaktion beruhte. Mit elektronenmikroskopischen (REM, TEM) und oberflächenanalytischen (EDX, AES) Verfahren wurde festgestellt, dass die duktile Schicht mit einer Dicke von $0,2\ \mu\text{m}$ sehr dünn war und neben Eisen- und Siliziumein-schlüssen eine hohe Konzentration an Kohlenstoff enthielt. Die Vermutung lag nahe, dass dieser als Folge der thermisch bedingten Zersetzung des Schmieröls entstand. Aufgrund der schützenden Wirkung dieser Schicht stellte sich eine deutliche Reduzierung der Verschleißrate ein. Die Bildung einer kohlenstoffreichen, verschleißmindernden Triboschicht konnte unter ähnlichen Bedingungen auch in [151, 152] beobachtet werden. Darüber hinaus wurde in [151] festgestellt, dass der durch die Öldegradation entstandene Kohlenstoff in die oberste Stahlschicht eindiffundierte und damit zu einer Aufkohlung und Erhöhung der Verschleißbeständigkeit der obersten Stahlschicht führte. Als Bestandteil der Triboschicht konnten feine Eisencarbide ausgemacht werden. In [152] wurde die tribochemische Schichtbildung auch unter Beteiligung von monolithischem TiB_2 und TiB_2 -basierten Mischkeramiken nachgewiesen.

Im Vergleich zum ungeschmierten Gleitkontakt wurde bei ölgeschmierten Keramik/Stahl-Paarungen Materialübertrag vom Stahl auf die Keramik – also adhäsiver Verschleiß – durch den trennenden Ölfilm, den Kühleffekt des Öls und teilweise durch die tribochemische Bildung von Eisenoxid wirkungsvoll reduziert. Durch die Schmierung wurde außerdem die auf die keramische Oberfläche wirkende Schubspannung herabgesetzt, so dass der Verschleißmechanismus des Mikrobrechens ebenfalls stark eingedämmt wurde [153].

Eine Untersuchung des Verschleißverhaltens von SiSiC -, Al_2O_3 - und ZrO_2 -Keramik in Paarung mit vergütetem C60-Stahl (System Stift/Ring, $F_N = 200\ \text{N}$, $v = 0,77\ \text{m/s}$) unter Ölschmierung verdeutlichte die Überlegenheit der Paarungen SiSiC/C60 und $\text{ZrO}_2/\text{C60}$ gegenüber $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{C60}$ bezüglich des Verschleißvolumens beider Reibpartner [154]. Unter diesen Bedingungen zeigte auch eine ZrO_2 -Keramik mit einer offenen Porosität von 10 % gepaart mit Stahl einen relativ hohen Verschleißwiderstand.

Ein weiterer Forschungsschwerpunkt lag auf dem *Einfluss von im Schmieröl enthaltenen Additiven* auf das tribologische Verhalten [155-162]. Unabhängig von der getesteten Materialpaarung beruhte die Wirkung der Additive auf der Verbesserung der Grenzschmierungsbedingungen im Gleitkontakt, wobei in Abhängigkeit der beteiligten Reibpartner und Additive drei Wirkungsweisen zu unterscheiden waren: tribochemische Reaktion der Additive mit den gepaarten Oberflächen und Schmierung durch die entstandenen Reaktionsprodukte, Zersetzung der Additive auf

den Oberflächen und Schmierung durch die Zersetzungsprodukte sowie Oberflächenadsorption und Schmierung durch Adsorptionsschichten. Beispielsweise erfolgte in [157] die Schmierung mit Paraffinöl, welchem 2 Ma.-% des EP-Additivs schwefelhaltiges Olefin (SO) bzw. chlorhaltiges Paraffin (CP) zugemischt waren. Unter einsinniger Gleitbeanspruchung wurde dabei Si_3N_4 gegen vergüteten C45-Stahl (System Keramikstift/Metallscheibe) gepaart. Auf der bedingt durch die geringere Wärmeleitfähigkeit heißeren Si_3N_4 -Oberfläche entstanden durch eine tribochemische Reaktion zwischen dem an der Keramik haftenden Materialübertrag des gepaarten Stahls und dem Additiv FeSO_4 bzw. $\text{Fe}(\text{ClO}_3)_3$, auf der kühleren Stahloberfläche FeS bzw. FeCl_3 . Demnach war an der chemischen Reaktion nur der Stahl, jedoch nicht die Keramik beteiligt. Die auf diese Weise erzeugte Triboschicht reduzierte die Schubspannungen im Friktionskontakt sehr effektiv, was zu einer deutlichen Minderung von Reibung und Verschleiß führte.

Während eines ölgeschmierten Fresstests [163] der drei Keramiken Al_2O_3 , SiC und ZrO_2 in Paarung mit einem randschichtgehärteten Einsatzstahl (AISI 4620) wurde unter hohen Pressungen das Keramikgefüge im Kontaktbereich sichtbar. Dieser als tribomechanisches Ätzen bezeichnete Vorgang beruhte auf unterschiedlichen Mechanismen. Da die Körner der monolithischen und polykristallinen Keramiken Al_2O_3 und SiC eine zufällige Orientierung besaßen und dadurch für jedes Korn eine Anisotropie in Bezug auf mechanische und thermische Eigenschaften sowie Oberflächenenergie vorlag, war folglich auch das Verhalten bei plastischer Verformung und thermischer Ausdehnung jedes einzelnen Keramikorns sowie Stahlübertrag auf die Körner anisotrop. Unter Belastung ergab sich also in Abhängigkeit der kristallographischen Orientierung eine selektive Intensität beim Ätzvorgang, was ein Sichtbarwerden einzelner Körner im Keramikgefüge bewirkte. Das Al_2O_3 wurde aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit zusätzlich einer thermischen Ätzung unterzogen. Die Mikrostruktur der mit MgO stabilisierten PSZ-Keramik bestand aus einer kubischen Matrixphase, in der eine zweite Phase in Form tetragonaler Ausscheidungen enthalten war. Da die mechanischen Eigenschaften und damit auch die Abtragsraten der beiden Phasen bei tribologischer Beanspruchung stark differierten, wurden einzelne Körner im Gefüge sichtbar. Darüber hinaus kam es zu einer beanspruchungsbedingten Phasentransformation von tetragonal zu monoklin, was eine zusätzliche Akzentuierung der Korngrenzen nach sich zog. In [164] wurde ein ähnlicher Effekt an Si_3N_4 beobachtet. Bei Paarung gegen gehärteten Stahl wurde hier als Verschleißmechanismus der Keramik ein Polierprozess ausgemacht. Durch die Gleitbewegung wurden aus der Si_3N_4 -Oberfläche Körner herausgelöst und anschließend zermahlen. Die auf diese Weise zerkleinerten Keramikpartikel besaßen eine Größe im Submikrometerbereich und wirkten im Gleitkontakt in Kombination mit dem Schmieröl wie eine Poliersuspension. Es wurde vermutet, dass dabei auch tribochemische Vorgänge eine Rolle spielten.

1.3.5 Texturierung tribologisch beanspruchter Oberflächen

Im Bereich der Oberflächentechnik ist in den vergangenen Jahren die Texturierung von Oberflächen zu einer noch entwicklungsfähigen Alternative gereift, um ein günstiges tribologisches Verhalten von Bauteilen im geschmierten Gleitkontakt zu erzielen. In der Literatur werden zahlreiche Verfahren zur Herstellung deterministischer Texturelemente auf tribologisch beanspruchten Oberflächen beschrieben, die sich nach Art des zugrunde liegenden Herstellungsprinzips unterteilen lassen (Bild 1.13). Zu den in den Bildern 1.13a bis 1.13d dargestellten *mechanischen Verfahren* zählen die *vibrorolling-Methode*, das *Abrasivstrahlen* (abrasive jet machining – AJM), *spanende Methoden* und das *Prägen*. Bei der vibrorolling-Methode wird ein Werkzeug aus gehärtetem Stahl oder Diamant in die zu texturierende, duktile Werkstoffoberfläche eingedrückt und in Abhängigkeit des gewünschten Texturmusters über das Bauteil geführt [172]. Durch abrasiv wirkende, mit Hilfe von Druckluft durch eine Düse beförderte Partikel erfolgt beim Abrasivstrahlen ein zeitabhängiger, durch eine Maske vorgegebener Materialabtrag auf der Werkstückoberfläche [173]. Im Fall des *Fräsens* wird mittels eines feinen Scheibenfräasers die zu texturierende Bauteiloberfläche mit Mikronuten versehen und anschließend einem Schleifgang unterzogen, um entstandene Grate zu entfernen [174, 175]. Bei einer zweiten spanenden Methode wird mittels einer rotierenden Hartmetallschneide ein ellipsoider Volumenabtrag in der Werkstückoberfläche erzeugt [176]. Das Prägen erfolgt durch Eindrücken eines Werkzeugs aus Diamant oder gehärtetem Stahl in die Oberfläche des Werkstücks [177-180]. Auch mit Hilfe der in den Bildern 1.13e bis 1.13g dargestellten *chemischen Verfahren* wie dem *reaktiven Ionenätzen* (reactive ion etching – RIE [181, 182]), dem *photochemischen Abtragen* (photo chemical machining – PCM [183, 184]) und dem sogenannten *LiGA-Prozess* (Lithographie, Galvanik, Abformung [185]) lassen sich Mikrotexturen herstellen. Als letzte und wichtigste Gruppe ist die *Oberflächentexturierung mittels Laserstrahlung* (laser surface texturing [10, 186-189], Bild 1.13h) zu nennen. Der Lasereinsatz bietet Vorteile wie kurze Prozesszeiten, frei wählbare Texturgeometrien und ausgezeichnete Beherrschbarkeit der Form und Größe von Texturelementen. Darüber hinaus ist durch Anpassung der Laserprozessparameter eine Bearbeitung aller Werkstoffhauptgruppen möglich. Eine weitere Variante ist die Technik der *Laser-Interferenz-Metallurgie* (laser interference metallurgy [190, 191], Bild 1.13i), die es ermöglicht, mit Hilfe von Interferenzmustern innerhalb kürzester Prozesszeiten große Bereiche zu texturieren. Von den hier beschriebenen Verfahren eignen sich lediglich vier, um Keramiken zu texturieren: das Abrasivstrahlen, das reaktive Ionenätzen, das LiGA-Verfahren und die lasergestützte Oberflächentexturierung. Unter der Voraussetzung, dass die erforderlichen Laserparameter bekannt sind, bietet das zuletzt genannte Verfahren – gerade in Bezug auf Prozesszeit, Flexibilität und zu treibenden Aufwand – große Vorteile.

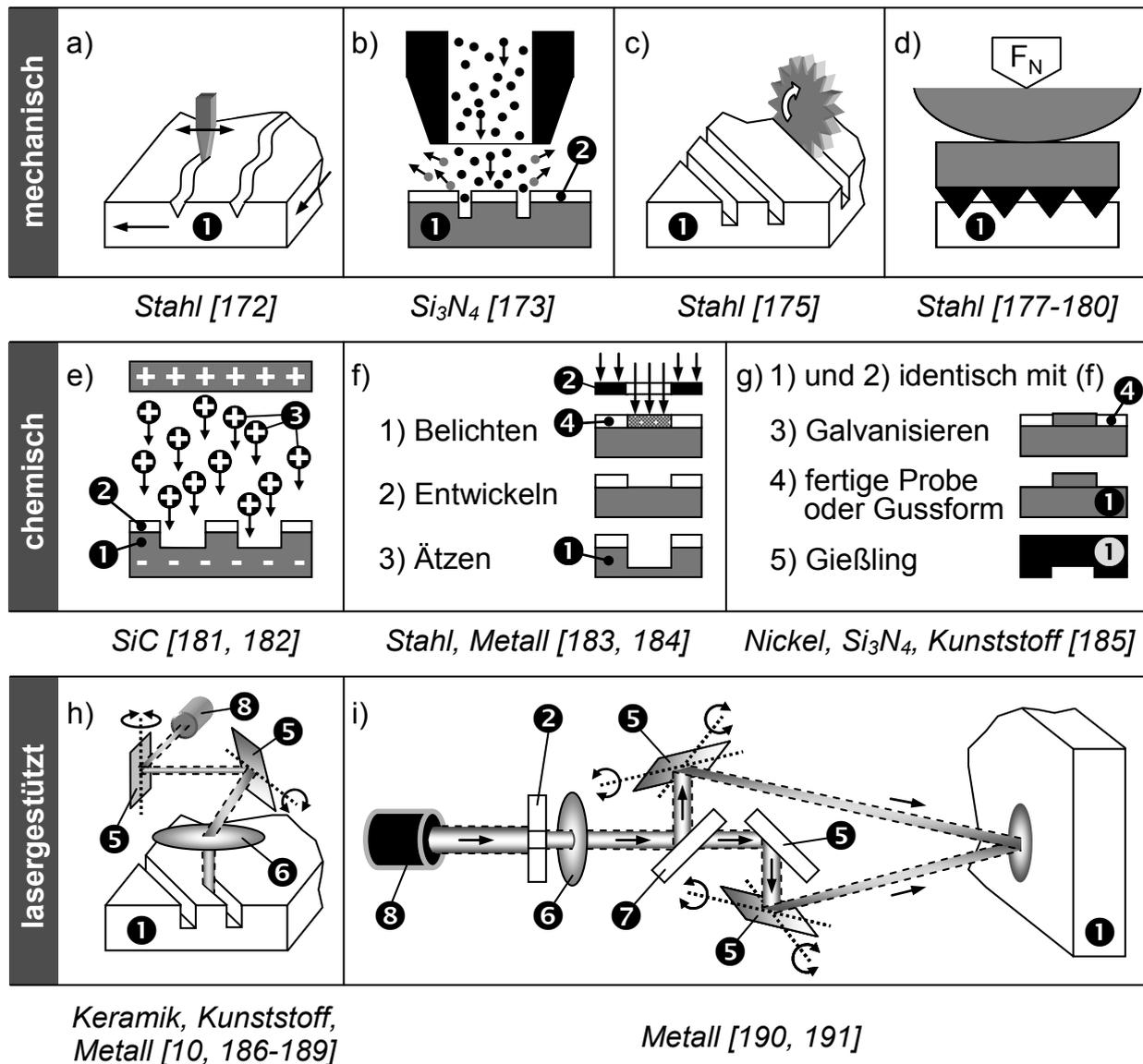


Bild 1.13: Schematische Darstellung von aus der Literatur bekannten mechanischen, chemischen und lasergestützten Verfahren zur Mikrotextrurierung von Oberflächen mit Angabe des hiermit jeweils texturierten Materials: (a) vibrorolling-Methode, (b) Abrasivstrahlen, (c) Fräsen (d) Prägen, (e) reaktives Ionenätzen, (f) photochemischer Abtrag, (g) LiGA-Prozess, (h) lasergestützte Oberflächentexturierung und (i) Laser-Interferenz-Metallurgie (1 Probe, 2 Maske, 3 im elektrischen Feld beschleunigte Ionen, 4 Fotoresist, 5 Spiegel, 6 Linse, 7 Strahlteiler, 8 Laserquelle).

In zahlreichen Forschungsarbeiten wurden Anwendungen wie mechanische Gleitringdichtungen [181, 182, 192], Kolbenring/Zylinder-Kontakte in Verbrennungsmotoren [193-195], Axialgleitlager [196-199] oder Kolbenpumpen [17, 196, 200] untersucht. Hierbei sollte durch Einbringen deterministischer Texturelemente eine Reibungs- und Verschleißminimierung der im tribologischen Kontakt befindlichen Komponenten sowie eine Optimierung des Wirkungsgrades des Gesamtsystems

erreicht werden. Im Gegensatz zu den genannten Gleitsystemen wird bei Friktions-systemen eine hohe Reibungszahl angestrebt, wobei der Verschleiß ebenfalls möglichst gering ausfallen sollte. Beispielsweise war die Untersuchung des Potentials texturierter tribologischer Wirkflächen in Bezug auf Anwendungen wie dem CVT-Variator [201] ebenfalls Gegenstand der Forschung.

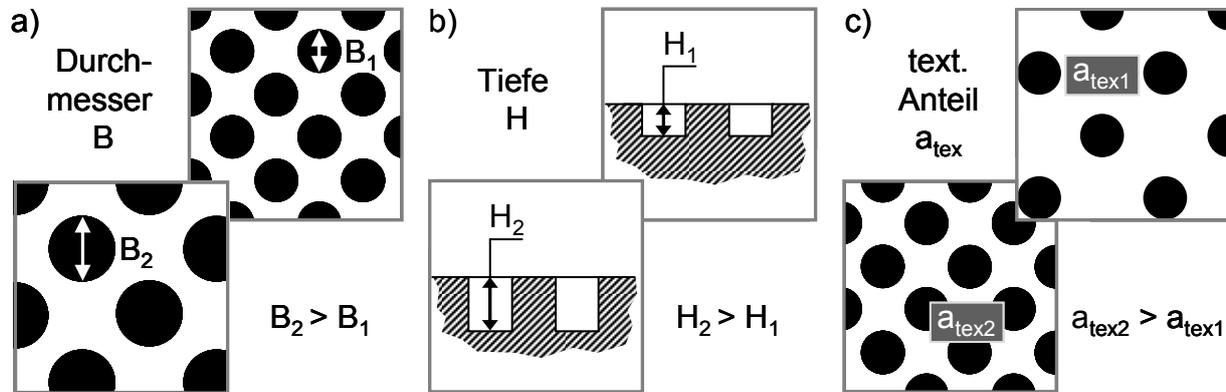


Bild 1.14: Festlegung des Texturmusters mit runden Nöpfchen auf der Basis dreier unterschiedlicher Parameter: (a) Nöpfchendurchmesser B , (b) Nöpfchentiefe H und (c) texturierter Flächenanteil a_{tex} .

Ein Großteil der durchgeführten Arbeiten beschäftigte sich mit der Erforschung des Einflusses einer Oberflächentexturierung mit *runden Mikronöpfchen* auf das tribologische Verhalten [16, 173, 202-219]. Die Festlegung eines solchen Texturmusters erfolgt durch die drei Parameter Nöpfchendurchmesser B , -tiefe H sowie texturierter Flächenanteil a_{tex} (s. Bild 1.14). Hierbei war vor allem von Interesse, wie diese Parameter für das jeweilige betrachtete Tribosystem zu wählen sind, um ein optimales Reibungs- und Verschleißverhalten zu erzielen. Eine deterministische Texturierung mit isolierten Mikrovertiefungen zeichnet sich vor allem aufgrund dreier Wirkmechanismen aus [202-204]:

- Bei in einem Gleitkontakt parallel zueinander ausgerichteten Oberflächen kann in Anwesenheit eines Schmiermediums und unter Relativgeschwindigkeit jede Vertiefung als Mikrodruckkammer wirken und dadurch jeweils einen Beitrag zur Ausbildung eines Schmierfilms, einer höheren Tragfähigkeit und einer Reibungsminde- rung liefern.
- Im Fall von Mangelschmierung können die Vertiefungen als Schmierstoffreservoirs dienen. Unter solchen Bedingungen kann im Vergleich zu untexturierten Paarungen eine deutliche Minderung der Reibungszahl und somit eine Verbesserung der Notlaufeigenschaften erreicht werden.
- Während der tribologischen Beanspruchung entstehende Verschleißpartikel werden durch Aufnahme in den Vertiefungen aus dem Friktionskontakt entfernt.

Auf diese Weise können sich die Partikel nicht mehr reibungs- und verschleiß erhöhend auswirken.

Wang et al. [202] paarten die Stirnseite eines SiC-Zylinders mit einer SiC-Scheibe im einsinnigen Gleitkontakt unter Wassersmierung ($F_N \leq 2548 \text{ N}$, $n \leq 1200 \text{ min}^{-1}$). Die Nöpfchen der texturierten Proben besaßen dabei einen Durchmesser von $150 \mu\text{m}$ und eine Tiefe von 8 bis $10 \mu\text{m}$, der untersuchte texturierte Flächenanteil lag im Bereich von $2,8$ bis $22,5 \%$. Verglichen mit der untexturierten Probe ergab sich bei dem Nöpfchenanteil von $2,8 \%$ eine um 20% größere kritische Last in Bezug auf den Übergang von Flüssigkeits- zu Mischreibung. Ein ähnliches Ergebnis erzielten Kovalchenko et al. [205] unter Ölsmierung im flächigen Stift/Scheibe-Kontakt ($p \leq 1,8 \text{ MPa}$, $v \leq 0,75 \text{ m/s}$). Im Vergleich zum untexturierten Zustand wurde der Bereich der hydrodynamischen Schmierung durch die Nöpfchen mit einem Durchmesser von $200 \mu\text{m}$ und einer Tiefe von ca. $5 \mu\text{m}$ sowohl in Richtung geringerer Gleitgeschwindigkeiten als auch höherer Tragfähigkeiten ausgeweitet. Dabei steigerte sich der Effekt der Texturierung mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit und Ölviskosität. Darüber hinaus lag die Reibungszahl texturierter Proben niedriger als die untexturierter Proben. Ein geringer texturierter Flächenanteil von 12% bewirkte niedrigere Reibungszahlen als ein hoher Anteil von 40% . Yan et al. [206] führten eine systematische Untersuchung des Einflusses aller drei Texturparameter durch, indem sie eine Versuchsmatrix mit Kombinationen aus den jeweils in 4 Stufen unterteilten Parametern ($B = 50$ bis $300 \mu\text{m}$, $H = 5$ bis $20 \mu\text{m}$, $a_{\text{tex}} = 5$ bis 20%) aufstellten. Die tribologische Prüfung erfolgte im einsinnigen, ölgeschmierten und flächigen Gleitkontakt (System Ring/Ring) unter Pressungen von $0,1$ bis 1 MPa und Gleitgeschwindigkeiten von $0,1$ bis $0,5 \text{ m/s}$. Eine Analyse der Versuchsergebnisse mit Hilfe statistischer Methoden ergab, dass die Parameterkombination $B = 100$ bis $200 \mu\text{m}$, $H = 5$ bis $10 \mu\text{m}$ und $a_{\text{tex}} = 5 \%$ unter den betrachteten Bedingungen zu einer minimalen Reibungszahl führte. Hiermit konnte unter $p = 1 \text{ MPa}$ und $v = 0,5 \text{ m/s}$ eine Reibungsminderung von bis zu $77,8 \%$ gegenüber der untexturierten Paarung erzielt werden. Als der entscheidende Parameter mit dem größten Einfluss erwies sich der Nöpfchendurchmesser B . Ebenfalls im System Ring/Ring untersuchten Qiu und Khonsari [203] unter Ölsmierung den Einfluss der Nöpfchengeometrie ($F_N = 4,5$ bis 36 N , $n = 10$ bis 800 min^{-1}). Neben runden Nöpfchen wurden elliptische getestet, wobei letztere zum einen radial und zum anderen in Umfangsrichtung, also parallel zur Gleitrichtung, ausgerichtet waren. Es stellte sich heraus, dass die in Umfangsrichtung ausgerichteten Nöpfchen die geringste Reibung erzielten, was auf die Art der Kavitationserzeugung zurückgeführt wurde. Unter diesen Bedingungen hatte die Form der Nöpfchen einen Einfluss auf die Größe des Bereichs, in welchem es zur Kavitation und in der Folge zu einem hydrodynamischen Auftrieb kommen konnte.

Durch das Aufstellen theoretischer Modelle, welche auf der Reynolds-Gleichung basierten, konnten Aussagen über geeignete Abmessungen der Texturparameter gemacht werden. Ronen et al. [207] entwickelten ein Modell zur Beschreibung des reversierenden Kolben/Zylinder-Kontakts unter Ölschmierung. Sie stellten fest, dass durch einen texturierten Flächenanteil im Bereich von 5 bis 20 % eine Reibungsminderung von ca. 30 % gegenüber dem untexturierten Fall erzielbar ist. Auf der Basis ihres Modells postulierten Etsion und Burstein [208] für den Anwendungsfall der Gleitringdichtung, dass der optimale Näpftendurchmesser von der Viskosität des eingesetzten Schmiermediums sowie von der gewählten Flächenpressung abhängt und sich mit abnehmender Viskosität sowie steigender Pressung verkleinert. Darüber hinaus konnten Etsion et al. [209] theoretisch und experimentell zeigen, dass als Kriterium für eine optimale Tragfähigkeit das Verhältnis von Näpftentiefe T zu -durchmesser B entscheidend ist. Das Lösen der Reynolds-Gleichung für den hier betrachteten Fall machte deutlich, dass der im Gleitkontakt hydrodynamisch erzeugte Druck mit geringer werdendem Verhältnis T/B ansteigt und für $T/B < 0,10$ bei $a_{\text{tex}} = 20 \%$ ein Maximum erreicht. Nahezu keinen Einfluss besitzt dagegen die Form der Mikronäpftchen.

In weiteren Arbeiten [210-212] wurde das tribologische Verhalten von Gleitringdichtungen sowohl unter Öl- als auch Wasserschmierung untersucht. Im Vergleich zum untexturierten Fall zeigten die mit Näpftchen versehenen Dichtungen ausnahmslos eine deutliche Reduzierung des Reibmoments von bis zu 65 %, was zu einer beachtlichen Verlängerung der Betriebslebensdauer führte. Gleichzeitig fielen die auf den Dichtflächen gemessenen Temperaturen wesentlich geringer aus [210, 211]. Hoppermann und Kordt [212] verglichen das Verhalten bei untexturierter Dichtfläche beider Reibpartner, bei mit Mikronäpftchen versehener Dichtfläche eines Partners sowie beider Partner. Die einseitig texturierte Variante zeigte gegenüber dem untexturierten Fall eine um ca. 40 % verminderte Reibungszahl. Dagegen lag die Reibungszahl der beidseitig mit Näpftchen versehenen Variante um fast 100 % über der des untexturierten Falls.

Auch unter nichtkonformer Kontaktgeometrie wirkte sich eine Texturierung mit Mikronäpftchen vorteilhaft aus [16, 173, 213-215]. Dumitru et al. [213] führten Untersuchungen im System WC-Kugel/Stahlscheibe unter einsinniger Gleitbeanspruchung und Ölmangelschmierung durch ($F_N = 30 \text{ N}$, $v = 1 \text{ cm/s}$). Sie konnten zeigen, dass der bis zum Erreichen eines vorgegebenen Reibungszahllimits von $\mu = 0,5$ zurückgelegte Gleitweg im Fall der texturierten Scheibe ($B = 10 \mu\text{m}$, $H = 5 \text{ bis } 8 \mu\text{m}$, $a_{\text{tex}} = 9 \%$) mit $s = 1600 \text{ m}$ ungefähr acht mal länger war als bei untexturierter Scheibe. Die Ursache für diesen vorteilhaften Effekt wurde in der Wirkung der Näpftchen als Schmierstoffreservoir gesehen. In weiteren Arbeiten, deren tribologische Prüfung im Linienkontakt unter hohen Pressungen erfolgte, wurde festgestellt, dass der Näpftendurchmesser

einen entscheidenden Einfluss hat. Wakuda et. al [173] empfehlen unter gut geschmierten Bedingungen und einer Pressung von 0,78 GPa die Texturparameter $B = 100 \mu\text{m}$ und $a_{\text{tex}} = 5$ bis 20 %. Sie fanden heraus, dass Nöpfchen, deren Durchmesser in der Größenordnung der Kontaktbreite oder darunter liegen, bezüglich einer Reibungsminderung nicht sehr effektiv waren. Darüber hinaus besaß die Nöpfchengeometrie nur einen geringen Einfluss auf die Reibungseigenschaften. Dagegen empfehlen Wang et al. [16] lediglich einen Durchmesser von $20 \mu\text{m}$ bei $a_{\text{tex}} = 7 \%$. Von den drei untersuchten Durchmessern 20, 40 und $60 \mu\text{m}$ konnte gegenüber der untexturierten Paarung nur im Fall der kleinsten Nöpfchen eine Verringerung der Reibungszahl gemessen werden. Dabei wurde das T/B-Verhältnis mit 0,03 in allen Fällen konstant gehalten, indem die Nöpfchentiefe jeweils angepasst wurde ($H = 0,6, 1,2$ bzw. $1,8 \mu\text{m}$). Außerdem konnten sie mittels Simulationen zeigen, dass der durch die Nöpfchen erzeugte hydrodynamische Druck abhängig vom Radius des gepaarten Zylinders ist. Während es bei kleinen Nöpfchen unabhängig vom Zylinderradius problemlos möglich ist, einen gegenüber der untexturierten Paarung höheren hydrodynamischen Druck zu erzeugen, muss im Fall großer Nöpfchen für eine effektive Reibungsminderung der Radius sehr viel größer gewählt werden.

Bislang befasste sich der überwiegende Anteil an durchgeführten Forschungsarbeiten mit dem Einfluss von Oberflächentexturierungen durch isolierte Nöpfchen. Dagegen rückten andersartige deterministische Texturierungen (s. Bild 1.15) erst in neuerer Zeit in den Fokus des Interesses [11, 12, 178, 184, 191, 196, 220-223]. Tabelle 1.3 enthält eine Auswahl an Arbeiten, welche sich insbesondere mit kanalartigen, kommunizierenden Texturen befassen. Neben Versuchsparametern wie Kontaktart, Beanspruchungskinetik, Schmiermedium, Belastungsgrößen und Materialpaarung ist hier außerdem jeweils die getestete Texturart inklusive deren Abmessungen aufgeführt. Während der Bereich der untersuchten Flächenpressungen mit bis zu 100 MPa dabei relativ weit gestreut erscheint, reicht der betrachtete Gleitgeschwindigkeitsbereich nur bis knapp über 2,0 m/s.

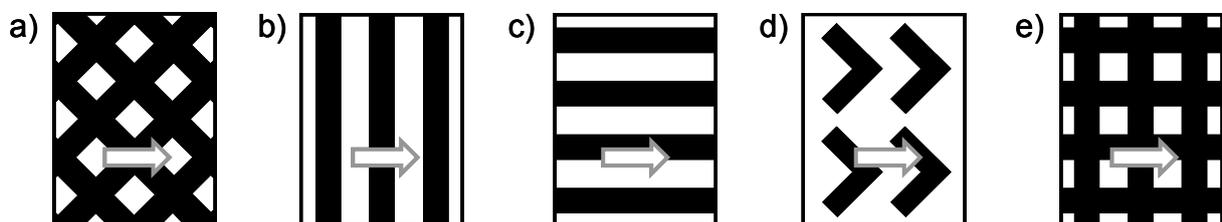


Bild 1.15: Weitere, in Forschungsarbeiten untersuchte Texturmuster: (a) gekreuzte Kanäle unter 45° zur Gleitrichtung, parallele Kanäle (b) orthogonal und (c) parallel zur Gleitrichtung, (d) Fischgräten und (e) gekreuzte Kanäle unter 0° zur Gleitrichtung (Gleitrichtung entspricht Pfeilrichtung).

Referenz	Kontakt Kinematik	Medium	p , MPa F_N , N	v , m/s	Paarung	Untersuchte Textur mit Abmessungen (Texturart: B, $\mu\text{m}/H$, $\mu\text{m}/a_{\text{tex}}$, $\%/D$, μm)
[11]	Linie r	H ₂ O	--- 25	0,1 ^a	Stahl/ Stahl	GK: 100/12/75, $\beta = 45^\circ$ RN: 65/10/10, 28, 55
[178]	flächig r	Öl	100 2400	0,006 ^b	GE/ Stahl	PK: 5-20/o. A./20/30, 60, 90, 120, $\beta = 90^\circ$ GK: 5-20/o. A./40/30, 60, 90, 120, $\beta = 45^\circ$
[196]	flächig r	H ₂ O	7 200	0,2 ^a	ZTA/ Stahl	GK: 100/10/75, $\beta = 45^\circ$ LN: 100/10/22, Länge 1000 μm , $\beta = 90^\circ$
[191]	Punkt e	Öl	--- 5	0,05	Stahl/ Stahl	PK, GK: $\approx 2,5/0,5-1,0$ /o. A./ $\approx 2,5$, $\beta = \text{o. A.}$ RN: 5-7/0,5-1,0/o. A./ $\approx 2-4$
[12]	flächig e	Öl	0,1-1,6 ---	0,12- 0,32	Stahl/ Stahl	GK: 40/5/11, $\beta = 22,5^\circ/45^\circ/67,5^\circ/90^\circ$
[184]	flächig e	Öl	0,5-3,5 ---	0,02- 0,30	Stahl/ Stahl	GK: 40, 70, 100/ $\approx 5/20$, $\delta = 60^\circ-140^\circ$, $\beta = \delta/2$
[220]	flächig e	Öl	0,5-3,5 ---	0,02- 0,30	Stahl/ Stahl	GK: 100/4-5/20, $\delta = 90^\circ-150^\circ$, $\beta = \delta/2$
[221]	flächig r	Öl	0,12-0,5 49-196	0,21- 2,1 ^b	GE/ GE	PK: 100/7,19/10, $\beta = 0^\circ/30^\circ/45^\circ/60^\circ/90^\circ$
[222]	Linie r	Öl	9-24 12-81	0,038 ^b	Al-L./ Stahl	PK: $\approx 40/4,5/15-24$, $\beta = 0^\circ/45^\circ/90^\circ$ RN: 25-130/1,8-7/2-16 FG: 35/4,5/7 und 80/8/30, $\beta = 0^\circ/90^\circ$
[223]	flächig r	Öl	1-6 50-300	0,083- 1,0 ^a	Bronze/ GE	PK, RN: 60/6-10/o. A./90, PK: $\beta = 0^\circ/90^\circ$ PK, GK: 500/45-50/o. A./10 ³ , $\beta = 0^\circ/90^\circ$

p – Flächenpressung, F_N – Normalkraft, v – Gleitgeschwindigkeit (^a v_{mittel} , ^b v_{max}); r – reversierend, e – einsinnig; GE – Gusseisen, ZTA – ZTA-Keramik, Al-L. – Aluminiumlegierung; PK, GK – parallele bzw. gekreuzte Kanäle; RN, LN – runde bzw. längliche Nöpfchen; FG – Fischgrätenmuster; B – Kanalbreite bzw. Nöpfchendurchmesser, H – Texturtiefe, a_{tex} – texturierter Flächenanteil, D – Texturabstand, β – Winkel zwischen Gleit- und Kanalausrichtung, δ – Winkel zwischen sich kreuzenden Kanälen (ohne Angabe gilt: $\delta = 90^\circ$)

Tabelle 1.3: Auswahl von mit kanalartigen Oberflächentexturierungen befassten Untersuchungen mit Angabe von Versuchsparemtern sowie dabei eingesetzten Texturarten und -abmessungen.

Schreck und Zum Gahr [11] konnten im Zylinder/Platte-Kontakt unter reversierender Beanspruchung und Wasserschmierung zeigen, dass gegenüber dem untexturierten Fall sowohl durch eine Texturierung mit Nöpfchen als auch mit gekreuzten Kanälen eine deutliche Reduzierung der Reibungszahl möglich ist. Im Fall der Nöpfchen (Bild 1.14) nahm dabei die Reibungszahl mit steigendem texturiertem Flächenanteil a_{tex} im Bereich von 10 bis 55 % ab. Die größte Reibungsminderung wurde jedoch durch ge-

kreuzte Kanäle mit $a_{\text{tex}} = 75 \%$, welche unter einem Winkel von $\beta = 45^\circ$ zur Gleitrichtung orientiert waren (Bild 1.15a), erzielt. Nach einem Gleitweg von 1200 m lag die Reibungszahl der untexturierten Referenz bei $\mu = 0,42$ und im Fall der Kanäle um ca. 40 % darunter. Die Minderung des am Zylinder gemessenen linearen Verschleißbetrags bei Paarung gegen die mit gekreuzten Kanälen versehene Platte fiel dagegen sehr gering aus. Die reibungsreduzierende Wirkung wurde durch eine effektive Verschleißpartikelentfernung aus dem Kontakt durch Aufnahme im Texturvolumen sowie durch die Funktion der Oberflächentexturierung als Schmiermittelreservoir erklärt. Ebenfalls unter reversierender Beanspruchung und Wasserschmierung wurden in [196] ähnliche Ergebnisse im flächigen Kontakt bei Paarung von ZTA-Keramik-Pellets gegen Stahlplatten erzielt. Bei beiden untersuchten Texturarten (gekreuzte Kanäle, Näpfchen) konnte gegenüber der untexturierten Paarung eine deutliche Reibungsminderung im Einlaufbereich bis zu einem Gleitweg von 150 m beobachtet werden, deren Ursache ebenfalls in der Aufnahme von Verschleißpartikeln in den Vertiefungen der Texturierung lag. Nach Abschluss des Einlaufvorgangs traten jedoch nur noch geringe Reibungszahlunterschiede zwischen den untexturierten und texturierten Paarungen auf. Pettersson und Jacobson [178] stellten fest, dass sich auch im flächigen Kontakt unter Ölschmierung, hohen Flächenpressungen von 100 MPa sowie sehr geringen Gleitgeschwindigkeiten von 6 mm/s eine Texturierung mit gekreuzten und parallelen Kanälen ($\beta = 45$ bzw. 90° , Bilder 1.15a und 1.15b) vorteilhaft auswirkte. Während zwischen den verschiedenen Texturmustern mit variierten Abmessungen nur geringe Unterschiede auftraten, zeigte sich im Vergleich zur untexturierten Referenz wiederum eine geringere Reibungszahl. Diese wurde mit der texturbedingten Entfernung von Verschleißpartikeln aus dem Kontakt erklärt, was dazu führte, dass die wahre Kontaktfläche und somit der Anteil von im Kontakt auftretender plastischer Deformation klein gehalten wurde. Darüber hinaus fielen die im Fall der texturierten Paarungen auftretenden Reibungszahlschwankungen wesentlich geringer aus. Das günstigere Verhalten wurde mit einer Verbesserung der lokalen Schmierungsbedingungen durch die Texturierung begründet.

Duarte et. al [191] führten Untersuchungen zur Schmierfilmlebensdauer im System Kugel/Scheibe unter einsinniger Gleitbeanspruchung und Bedingungen der Ölmanagementschmierung durch. Hierbei wurde das Verhalten paralleler und gekreuzter Kanäle sowie näpfchenartiger Vertiefungen miteinander verglichen. Die Texturen wurden mittels Laserinterferometrie unter Verwendung zweier unterschiedlicher Strahlungsdichten hergestellt, so dass jeweils eine flache und eine tiefe Texturvariante mit Tiefen im Bereich von $H = 0,5$ bis $1,0 \mu\text{m}$ entstand. Als Ende der Schmierfilmlebensdauer wurde ein Anstieg der Reibungszahl über einen Wert von $\mu = 0,30$ festgelegt. Die Lebensdauer nahm in der Reihenfolge untexturierte Paarung – Näpfchen – gekreuzte Kanäle zu. Dagegen besaßen die parallelen Kanäle sogar eine

geringfügig kürzere Lebensdauer als die untexturierte Referenz, was auf die abflussfördernde Wirkung der Kanäle zurückgeführt wurde. Es wurde deutlich, dass die Lebensdauer in allen Fällen mit zunehmender Texturtiefe anstieg, da dadurch die Reservoirgröße zur Speicherung von Öl zunahm. Die Ursache für die mit Abstand längste Lebensdauer im Fall der gekreuzten Kanäle lag im vorhandenen Speichervolumen, welches aufgrund der hohen Texturdichte am größten ausfiel. Im Vergleich zur untexturierten Paarung wurde eine Verlängerung der Schmierfilmlbensdauer von 1500 % erzielt.

Bei den im Folgenden beschriebenen Arbeiten [12, 184, 220, 221] wurden ausschließlich kommunizierende, kanalartige Texturen im flächigen Kontakt unter Ölschmierung untersucht. Suh und Chae [12] variierten bei gekreuzten Kanälen den Winkel β zwischen Gleitrichtung und Kanalorientierung im Bereich von 22,5 bis 90°. Dabei bewirkten die Texturen unter einem Winkel von 22,5 und 45° gegenüber dem untexturierten Fall eine Verschiebung der Stribeck-Kurve (Reibungszahl als Funktion des Produkts aus dyn. Viskosität, Gleitgeschwindigkeit, Gleitflächendurchmesser und Pressung⁻¹) zu kleineren Werten hin, was gleichbedeutend mit einer Ausweitung des hydrodynamischen Schmierungsbereichs war. Dagegen stellte sich unter den Winkeln von 67,5 und 90° eine Verschiebung zu größeren Werten hin ein, so dass der mischreibungsbedingte Anstieg bereits früher erfolgte. Chae [220] untersuchte den Einfluss des Winkels δ zwischen den sich kreuzenden Kanälen, indem er diesen im Bereich von 90 bis 150° variierte ($\beta = \delta/2$). Dabei zeigte sich in der Stribeck-Auftragung, dass die Texturmuster mit einem Winkel im Bereich von $\delta = 135$ bis 150° besonders geringe Reibungszahlwerte erzielten. Dies wurde mit einer effektiveren hydrodynamischen Druckerzeugung und einem daraus resultierenden höheren Anteil an Flüssigkeitsreibung erklärt. In einer weiteren Arbeit untersuchten Suh und Chae [184] den Einfluss der Kanalbreite ($B = 40, 70, 100 \mu\text{m}$), des Aspektverhältnisses von Tiefe zu Breite ($H/B = 0,125, 0,07, 0,05$) sowie des Winkels zwischen den sich kreuzenden Kanälen ($\delta = 60$ bis 140°). Sie stellten fest, dass die Reibungszahl tendenziell mit zunehmender Kanalbreite und auch geringer werdendem Verhältnis H/B abnahm, was die Bedeutung des zuletzt genannten Parameters nicht nur für eine Texturierung mit Nöpfchen, sondern auch für gekreuzte Kanäle unterstrich. Eine Auftragung der Reibungszahl in Abhängigkeit des Winkels δ ließ keine eindeutige Gesetzmäßigkeit erkennen. Tendenziell bewirkten kleine Kanalbreiten und große Kreuzungswinkel einen geringen Abfluss von Schmiermedium aus dem Gleitkontakt, was zu großen Schmierfilmdicken und damit zu erhöhten Reibungszahlen führte. Der umgekehrte Fall, also große Breiten und kleine Winkel, förderte dagegen den Ölabbfluss, wodurch die Schmierfilmdicke sank und es in der Folge zu einem mischreibungsbedingten Anstieg der Reibungszahlen kam. Aus Parameterkombinationen, die die Schmierfilmdicke so steuerten, dass einerseits kein Aufschwimmen eintrat und an-

dererseits das Auftreten von Mischreibung unterbunden wurde, resultierte minimale Reibung.

Von Yuan et al. [221] wurden ausschließlich parallele Kanäle ($B = 100 \mu\text{m}$, $H = 7$ bzw. $19 \mu\text{m}$, $a_{\text{tex}} = 10 \%$) unter reversierender Beanspruchung betrachtet. Sie variierten den Orientierungswinkel β der Kanäle zur Gleitrichtung im Bereich von 0 bis 90° und analysierten den Einfluss des Winkels im Hinblick auf hydrodynamische Effekte und lokale Schmierstoffzufuhr. Bei flachen und orthogonal zur Gleitrichtung orientierten Kanälen ($H = 7 \mu\text{m}$, $\beta = 90^\circ$, Bild 1.15b) wurde unter geringen Pressungen eine stärkere Reibungsminderung als bei paralleler Orientierung ($\beta = 0^\circ$, Bild 1.15c) beobachtet, was mit einem effektiveren hydrodynamischen Druckaufbau begründet wurde. Unter hohen Pressungen dagegen zeigten tiefe und parallel ausgerichtete Kanäle ($H = 19 \mu\text{m}$, $\beta = 0^\circ$) eine geringere Reibung als solche unter orthogonaler Ausrichtung ($\beta = 90^\circ$). Dies wurde auf die Fähigkeit parallel orientierter Kanäle zurückgeführt, Schmiermedium zu aufeinander reibenden Oberflächenbereichen leiten zu können. Unter den gewählten Beanspruchungsbedingungen lieferten Kanäle mit Orientierungswinkeln zwischen 0 und 90° die besten Resultate, da diese die Vorteile orthogonaler und paralleler Ausrichtung miteinander kombinierten. Unter der Flächenpressung von $0,5 \text{ MPa}$ konnte mit solchen Texturen gegenüber der untexturierten Referenz eine Reibungsminderung von bis zu 44% erzielt werden. Darüber hinaus fanden die Autoren Hinweise, dass sich bei orthogonal orientierten Kanälen ein abnehmendes H/B -Verhältnis reibungsmindernd auswirkt.

Costa und Hutchings [222] untersuchten im ölgeschmierten, reversierenden Zylinder/Platte-Kontakt den Einfluss von Oberflächentexturierungen mit Nöpfchen, parallelen Kanälen und Fischgräten auf die kapazitiv gemessene Schmierfilmdicke. Dabei wurden Flächenpressungen von 9 bis 24 MPa eingestellt, so dass sich die resultierende Kontaktlinienbreite im Bereich von 82 bis $210 \mu\text{m}$ bewegte. Im Fall der Nöpfchen wurde für einen texturierten Flächenanteil von $a_{\text{tex}} = 11 \%$ eine maximale Schmierfilmdicke ermittelt. Für sehr geringe a_{tex} -Werte konnte kein Effekt nachgewiesen werden. Im Fall der parallelen Kanäle nahm mit steigendem texturiertem Anteil die Filmdicke tendenziell zu. Bei schmalen Kontaktlinienbreiten, also unter geringer Normalbelastung, zeigte sich bei Nöpfchen und orthogonal orientierten Kanälen ($\beta = 90^\circ$) nur ein geringer Effekt auf die Filmdicke. Während unter mittleren Belastungen kein Einfluss der Kanalorientierung feststellbar war, stellte sich unter der höchsten Normalbelastung bei den unter 90° zur Gleitrichtung orientierten Kanälen von allen Kanalmustern die größte Filmdicke ein. Gleichzeitig wurde deutlich, dass Texturelemente, deren Größe die elastische Kontaktlinienbreite überstieg, im Vergleich zur untexturierten Paarung eine geringere Filmdicke erzeugten. Dieser Effekt verstärkte sich mit zunehmender Größe der Texturelemente und abnehmender Normal-

belastung. Insgesamt erwiesen sich von allen untersuchten Texturmustern die in Gleitrichtung zeigenden Fischgräten (Bild 1.15d) am effektivsten in Bezug auf eine Erhöhung der hydrodynamischen Schmierfilmdicke. Dagegen schnitten die parallelen Kanäle am schlechtesten ab. Dies konnten Nakano et al. [223] auch für den flächigen, reversierenden und ölgeschmierten Gleitkontakt bestätigen. Die untersuchten Kanalmuster (Bilder 1.15b, 1.15c und 1.15e) offenbarten allesamt deutlich höhere Reibungszahlen als die untexturierte Referenz. Die Autoren vermuteten, dass diese Texturen unter den betrachteten Bedingungen den hydrodynamischen Druckaufbau unterdrückten, was in der Folge Grenzreibung bewirkte. Im Gegensatz dazu lag die Reibungszahl im Fall des Näpfchenmusters unter der der untexturierten Paarung. Dies wurde damit erklärt, dass jedes Näpfchen einen zusätzlichen Anteil an hydrodynamisch erzeugtem Druck bereitstellen konnte und demzufolge die Dicke und Tragfähigkeit des Schmierfilms vergrößert wurde.

1.4 Zielsetzung und Vorgehensweise

Das Ziel der vorliegenden Arbeit war es, das Reibungs- und Verschleißverhalten der Ingenieurkeramiken Al_2O_3 , SSiC und $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-ZrO}_2$ (ZTA) in Paarung mit den normalisierten Stählen 100Cr6 und C15E sowie der hochfesten Aluminiumlegierung AlZnMgCu1,5 im einsinnigen Gleitkontakt unter Ölschmierung und anwendungsnahen Beanspruchungsbedingungen im Hinblick auf den Einsatz in nass laufenden Friktionssystemen zu charakterisieren. Darüber hinaus wurde die Wirkungsweise einer lasergestützten Texturierung der keramischen Wirkfläche mit gekreuzten Mikrokanälen untersucht. Abschließend wurden unter Berücksichtigung der vorliegenden Ergebnisse die Wechselwirkungen zwischen gepaarten Materialien, Texturierung und Schmiermedium herausgearbeitet und diskutiert.

Die zur tribologischen Prüfung erforderlichen Betriebsparameter für das zugrunde liegende Zielsystem „ölgeschmierte Lamellenkupplung“ wurden in Anlehnung an Tabelle 1.1 gewählt. So wurden eine Flächenpressung von ca. 2 MPa und eine maximale Gleitgeschwindigkeit von 10 m/s zugrunde gelegt. Die Versuche wurden mit Hilfe eines Labortribometers im Tribosystem Keramik-Pellet/Metallscheibe durchgeführt. Unter definierten Standard-Bedingungen wurde der Einfluss von Materialpaarung, Belastungsparametern (Normalkraft und Gleitgeschwindigkeit), Ölsorte, Ölmenge, Texturmuster und -parametern (texturierter Flächenanteil, Breite und Tiefe der Texturelemente) untersucht. In Ergänzung erfolgte mittels Rasterelektronenmikroskopie eine Begutachtung der beanspruchten Proben. Die Vorgehensweise ist in Bild 1.16 dargestellt.

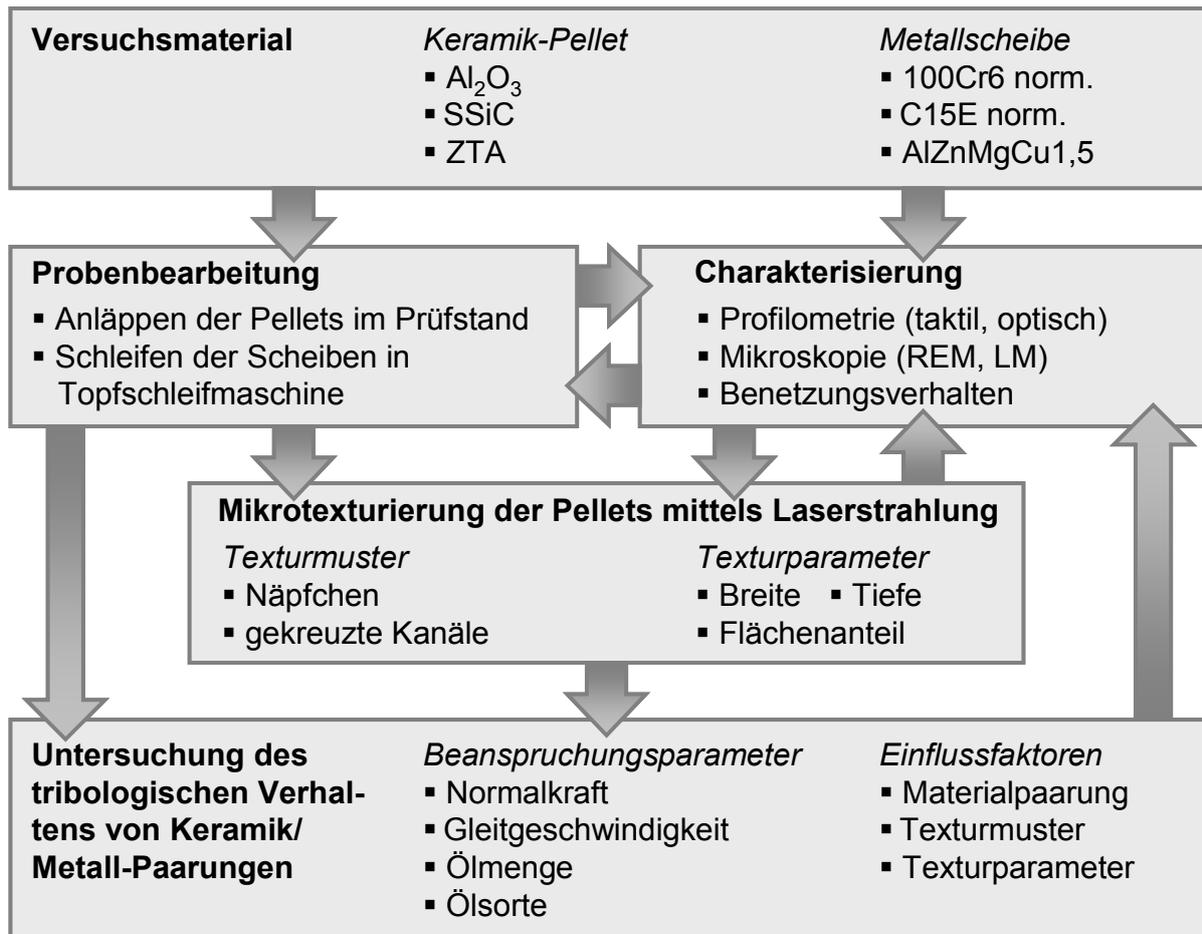


Bild 1.16: Schematische Darstellung der Vorgehensweise zur Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens ölgeschmierter Keramik/Metall-Frictionspaarungen.

2 Versuchsmaterialien und experimentelle Methoden

2.1 Versuchsmaterialien

2.1.1 Keramische Werkstoffe

Die tribologischen Untersuchungen wurden in der geometrischen Anordnung „Pellet/Scheibe“ durchgeführt. Als Pellet-Material kamen hierbei die SSiC-Keramik EKasicF der Fa. ESK Ceramics, die beiden Al_2O_3 -Keramiken F99,7 (Fa. Friatec) und htc99,9 (Fa. hightech ceram) sowie die ZTA-Keramik SN80 der Fa. Ceramtec zum Einsatz. In Tabelle 2.1 sind Bezeichnungen und Herstellerangaben zu ausgewählten Eigenschaftskennwerten der verwendeten handelsüblichen Ingenieurkeramiken dargestellt.

Werkstoff Bezeichnung	SSiC EKasicF	Al_2O_3 - ZrO_2 SN80	Al_2O_3 F99,7	Al_2O_3 htc99,9
Hersteller	ESK Ceramics	Ceramtec	Friatec	hightech ceram
Reinheit [Ma.-%]	---	---	99,7	99,9
Dichte ρ [g/cm^3]	3,12-3,19	4,10	3,90 - 3,95	3,95 - 3,97
mittlere Korngröße d [μm]	< 5	1,5	7,5	1,0 bis 3,0
Elastizitätsmodul E [GPa]	410	380	380	380
Vickershärte $\text{HV}_{0,5}$ [-]	2540	1625	1670	> 1900
4-Punkt-Biegebruchfestigkeit σ_B [MPa]	400	650	350	480
spezifische Wärmekapazität c_p (20°C) [J/(gK)]	0,60	0,85	0,90	0,90
Wärmeleitfähigkeit λ (100°C) [W/(mK)]	110	25	30	35
thermischer Ausdehnungs- koeffizient α_{th} (20°C) [$10^{-6}/\text{K}$]	4,1	8,3	8,5	8,5

Tabelle 2.1: Bezeichnung und ausgewählte Eigenschaftskennwerte der verwendeten kommerziellen Ingenieurkeramiken EKasicF (SSiC), SN80 (Al_2O_3 - ZrO_2 , ZTA), F99,7 (Al_2O_3) sowie htc99,9 (Al_2O_3) nach Herstellerangaben.

2.1.2 Metallische Werkstoffe

Als Scheibenwerkstoffe wurden im Rahmen der tribologischen Versuche der niedriglegierte Stahl 100Cr6 und der Einsatzstahl C15E jeweils im normalisierten Zustand verwendet. Darüber hinaus wurde die hochfeste Aluminiumlegierung AlZnMgCu1,5 im

Werkstoff	100Cr6 norm.	C15E norm.	AlZnMgCu1,5	
	Fe	Rest	Rest	0,5
	C	1,0	0,15	---
	Cr	1,2	---	0,18 - 0,28
	Si	0,2	0,25	0,4
Chemische	Mn	0,3	0,4	0,3
Zusammensetzung	S	---	< 0,035	---
[Ma.-%]	P	---	< 0,035	---
	Al	---	---	Rest
	Cu	---	---	1,2 - 2,0
	Zn	---	---	5,1 – 6,1
	Ti	---	---	0,2
Dichte ρ [g/cm³]		7,84	7,85	2,80
Vickershärte HV10 [-]		298 ⁽¹⁾	132 ⁽¹⁾	179 ⁽¹⁾
Elastizitätsmodul E [GPa]		212	208	70
Zugfestigkeit R_m [MPa]		620	400	540
thermischer Ausdehnungskoeffizient α_{th} (20°C) [10⁻⁶/K]		12,9	12,2	23,4
Wärmeleitfähigkeit λ (100°C) [W/mK]		37 ⁽¹⁾	48 ⁽¹⁾	147 ⁽¹⁾
spezifische Wärmekapazität c_p (20°C) [J/(gK)]		0,46 ⁽¹⁾	0,44 ⁽¹⁾	0,86 ⁽¹⁾

Tabelle 2.2: Chemische Zusammensetzung und ausgewählte Eigenschaftskennwerte der im normalisierten Zustand eingesetzten Stähle 100Cr6 und C15E sowie der hochfesten Aluminiumlegierung AlZnMgCu1,5 nach Herstellerangaben, ⁽¹⁾ Messung am Institut für Angewandte Materialien – Angewandte Werkstoffphysik (IAM – AWP) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT).

Wärmebehandlungszustand T6 eingesetzt. Die Bezeichnung T6 steht hierbei für „Lösungsgeglüht und warmausgelagert“. Während der Stahl C15E mit einer Härte von 132 ± 4 HV10 im normalisierten Anlieferungszustand zum Einsatz kam, wurden die Versuchsscheiben aus 100Cr6-Stahl normalisiert, indem sie für 20 min bei einer Temperatur von 860°C unter Argon-Schutzatmosphäre austenitisiert und anschließend an Luft abgekühlt wurden, so dass nach der Behandlung eine Härte von 298 ± 7 HV10 vorlag. Die Aluminiumlegierung mit einer Härte von 179 ± 3 HV10 wurde warmausgehärtet angeliefert. Die in drei Prozessschritte unterteilte Wärmebehandlung umfasste eine Lösungsglühung bei einer Temperatur von 460°C , ein Abschrecken im Wasserbad und im unmittelbaren Anschluss hieran eine Warmauslagerung bei einer Temperatur von 120°C über einen Zeitraum von 24 h [224]. In Tabelle 2.2 sind die chemische Zusammensetzung sowie ausgewählte mechanische und thermische Eigenschaftskennwerte der metallischen Werkstoffe aufgeführt.

2.2 Probengeometrie und Probenvorbereitung

Bild 2.1 gibt eine Übersicht über die im Rahmen der tribologischen Untersuchungen eingesetzten Prüfkörpergeometrien. Beim keramischen Pellet handelte es sich um einen zylindrischen Probekörper mit einem Durchmesser von 16 mm und einer Höhe von 15 mm, dessen Stirnflächen im Anlieferungszustand mit dem Radius von 100 mm ballig gefertigt waren (Bild 2.1a). An eine dieser Stirnflächen wurde eine ebene, runde Kontaktfläche mit dem Durchmesser von $d_p = 6 \pm 0,1$ mm und der Größe von $A_p = 28,27$ mm² direkt im Prüfstand angeläppt (Bild 2.1b). Die dabei als Gegenkörper eingesetzte Aluminiumoxidscheibe wurde zuvor mit einer Diamantschleifscheibe der Körnung D46 auf mittlere R_a -Werte von $0,60$ µm geschliffen. Während des Läppens betrug die Normalkraft 20 N und die Gleitgeschwindigkeit 0,1 m/s. Innerhalb von 6 bis 10 min wurde mit einer Diamantsuspension der Körnung 3 µm eine Kontaktfläche mit dem Durchmesser von 5,7 mm am Pellet angebracht. Um eine zufrieden stellende Oberflächenqualität zu gewährleisten, wurde die Läppbearbeitung nach Erreichen des Zwischendurchmessers mit einer Diamantsuspension der Körnung 1 µm fortgesetzt, wobei sich diese zweite Läppstufe über einen Zeitraum von 20 min und bis zum Erreichen des Solldurchmessers von $d_p = 6 \pm 0,1$ mm erstreckte. Nach dem Läppen erfolgte die Vermessung des Kontaktflächendurchmessers mit Hilfe eines digitalen Lichtmikroskops (Fa. Keyence, Typ VHX 600) bei 30-facher Vergrößerung. Zur Messung der Kontakttemperatur mittels Thermoelement während der tribologischen Versuche wurde das keramische Pellet anschließend mit Hilfe des Ultraschallschwingläppverfahrens 0,15 mm oberhalb der Kontaktfläche mit einer Bohrung versehen, die bis zur

Mitte der Kontaktfläche reichte und einen Durchmesser von 0,5 mm aufwies (Bild 2.1c). Um Fluchtungsfehler zwischen Pellet-Kontaktfläche und Scheibe zu vermeiden, verblieb das Pellet über den gesamten Probenpräparationszeitraum hinweg im Probenhalter.

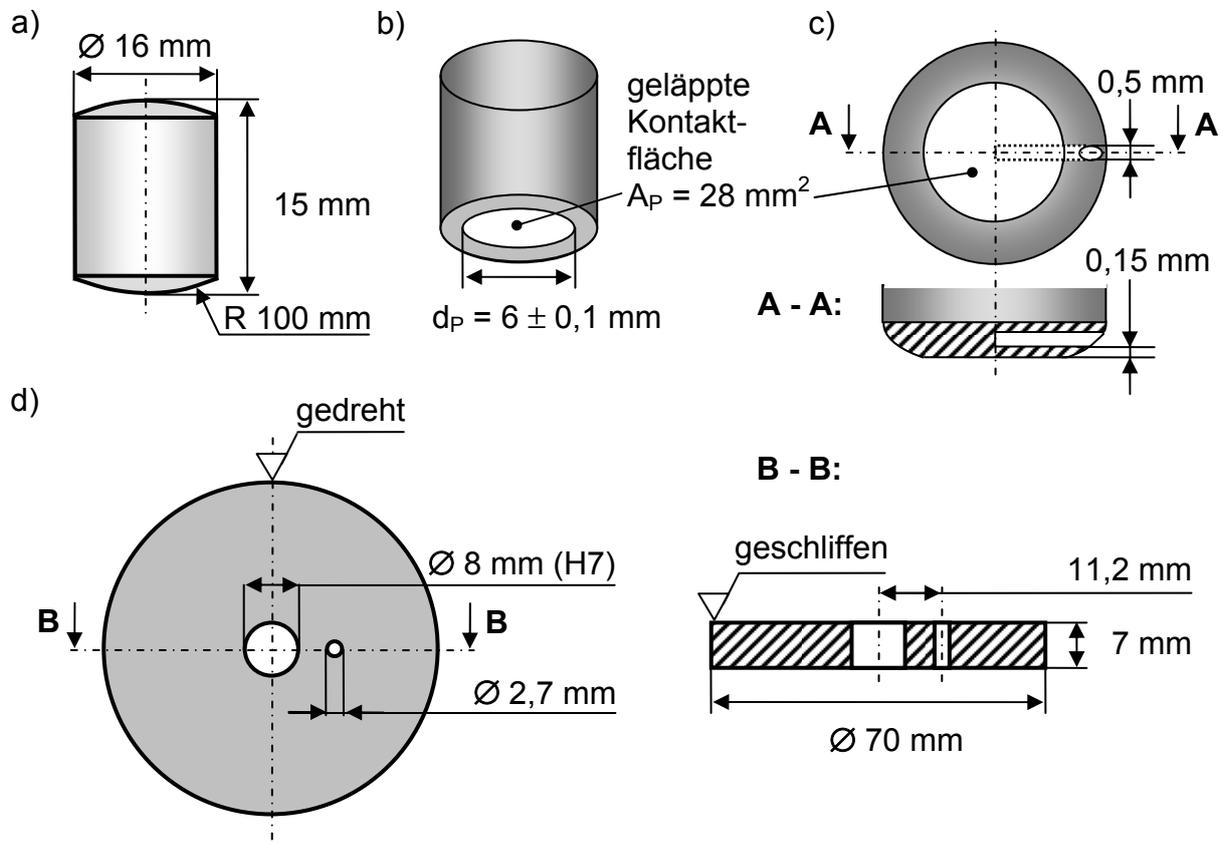


Bild 2.1: Geometrie von keramischem Pellet (a) im Anlieferungszustand, (b) nach erfolgter Läppbearbeitung, (c) nach Einbringung einer Bohrung zur Messung der Kontakttemperatur sowie (d) von metallischer Scheibe.

Die als Gegenkörper eingesetzte metallische Scheibe wurde mit dem Durchmesser von 70 mm und der Höhe von 7 mm gefertigt (Bild 2.1d). Um die Belastung der Prüfstandslagerung aufgrund rotationsbedingter Unwucht vor allem bei hohen Gleitgeschwindigkeiten gering zu halten, wurde diese Unwucht nach Einbringen der Befestigungsbohrung mit dem Durchmesser von 8 mm (H7) durch erneute Drehbearbeitung der Scheibenmantelfläche beseitigt. Auf diese Weise konnte eine möglichst zentrische Lage der Befestigungsbohrung auf der Scheibe sichergestellt werden. Die Befestigung der Scheibe erfolgte mit Hilfe eines Passungsstiftes, an dessen Enden sich jeweils ein Gewinde befand. Der Passungsstift wurde in den Maschinentisch des Prüfstands geschraubt, hiernach die Scheibe über den Passungsbereich des Stifts gestülpt und schließlich die Scheibe mittels einer auf das obere Gewinde des Stifts geschraubten Mutter auf dem Tisch fixiert. Die Bohrung

wurde mit der Toleranz H7 ausgeführt, um eine spielfreie Befestigung der Scheibe auf dem Maschinentisch zu ermöglichen. Die Mitnahme der Scheibe erfolgte über einen in den Tisch eingesetzten Stift, der sich mit einer weiteren, exzentrischen Bohrung mit dem Durchmesser von 2,7 mm (Bild 2.1d) im Eingriff befand. Die Funktionsfläche der Scheibe wurde in einer Topfschleifmaschine der Fa. G & N (Typ MPS 2R 300) mit einer Edelkorundschleifscheibe (EK200) fein geschliffen. Hierfür wurde die Scheibe zentrisch auf dem Maschinentisch gespannt, so dass sich die Schleifscheibe während der Hartbearbeitung kontinuierlich im Eingriff befand und sich dadurch ein rotationssymmetrisches Schleifbild ergab.

2.3 Lasergestützte Texturierung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Einfluss einer lasergestützten Mikrotexturierung der keramischen Pellet-Wirkfläche auf das tribologische Verhalten untersucht. Nach dem Läppen der Wirkfläche wurde das Pellet durch Abspülen mit Isopropanol gereinigt und unter Warmluft getrocknet. Die anschließende Texturierung des Pellets erfolgte mittels eines Ytterbium-Faserlaser-Systems (Typ IPG YLP-1-100-20-20) der Fa. ACSYS mit einer Wellenlänge von $\lambda_L = 1,062 \mu\text{m}$ und einer maximalen Leistung von 20 W. Dabei führte eine hochgenaue Scanner-Einheit den Laserstrahl mit Hilfe von Spiegeln über die zu texturierende Oberfläche. Die Laserprozessparameter (Leistung P_L , Frequenz f_L , Verfahrensgeschwindigkeit v_L) wurden in Abhängigkeit der zu texturierenden Keramik, der Oberflächenqualität sowie des Texturmusters gewählt. Um eventuell durch die Laserbearbeitung erzeugten Debris zu entfernen, wurde die Pellet-Wirkfläche nach dem Laserprozess unter Verwendung einer Diamantsuspension der Körnung $1 \mu\text{m}$ bei einer Normalkraft von $F_N = 10 \text{ N}$ und einer Gleitgeschwindigkeit von $v = 0,1 \text{ m/s}$ für die Dauer von 2 min nochmals im Prüfstand überläppt und anschließend mit Isopropanol gereinigt.

Als deterministische Texturmuster wurden zum einen diskrete näpfchenförmige und zum anderen kommunizierende kanalförmige Texturen verwendet. Während bei den runden Näpfchen in flächenzentrierter Anordnung (Bild 2.2a) nur ein Parametersatz untersucht wurde, wurde bei den gekreuzten Kanälen (Bild 2.2b) systematisch der texturierte Flächenanteil a_{tex} und die Breite B , woraus sich jeweils der Offset O ergab, sowie die Tiefe H der Texturen variiert. In den tribologischen Versuchen waren die gekreuzten Kanäle unter einem Winkel von 45° zur Gleitrichtung orientiert. Die Erfassung und Überprüfung der Abmessungen der Texturparameter erfolgte mit Hilfe eines Weißlichtprofilometers der Fa. Fries Research & Technology (FRT, Typ MicroProf).

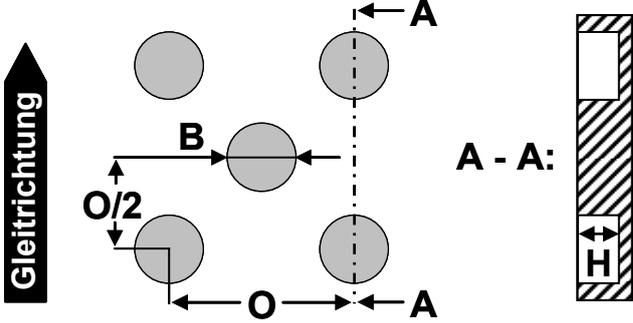
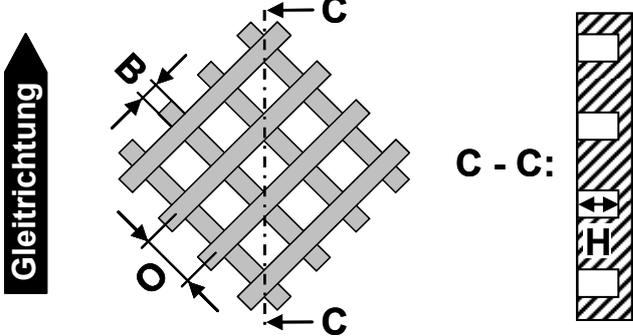
Texturmuster	Texturparameter
<p>a) runde Nöpfchen</p> 	<ul style="list-style-type: none"> • Nöpfchendurchmesser B • Offset O • Tiefe H • texturierter Flächenanteil a_{tex} $a_{tex} = \frac{\pi \cdot B^2}{2 \cdot O^2} \cdot 100 \%$
<p>b) gekreuzte Kanäle</p> 	<ul style="list-style-type: none"> • Kanalbreite B • Offset O • Tiefe H • texturierter Flächenanteil a_{tex} $a_{tex} = 1 - \frac{(O - B)^2}{O^2} \cdot 100 \%$

Bild 2.2: Schematische Darstellung der mittels Laserstrahlung hergestellten Texturmuster, Texturparameter sowie Berechnung des texturierten Flächenanteils a_{tex} bei (a) runden Nöpfchen und (b) gekreuzten Kanälen.

2.4 Mikroskopische Gefügecharakterisierung

Die Keramik-Pellets bzw. Metallscheiben wurden mit Hilfe einer Diamanttrennscheibe zerteilt. Zur Herstellung von Querschliffen wurden die Probenstücke unter Vakuum in Epoxidharz (EPOFIX, Fa. Struers) eingebettet. Nach dem Aushärten erfolgte im Fall der Keramiken zunächst das Planschleifen der Proben mittels einer halbautomatischen Schleif- und Poliermaschine der Fa. Buehler (Typ PowerPro) mit einer Diamantschleifscheibe der Körnung 220 (Typ PIATTO, Fa. Cloeren Technology, Normalkraft: 80 N) unter Wasserschmierung. Im Anschluss hieran wurden die keramischen Proben in zwei Schritten jeweils mit einer Diamantschleifscheibe PIATTO 600 (Dauer: 2 min, 80 N) bzw. PIATTO 1200 (5 min, 80 N) fein geschliffen. Nach Beendigung der Schleifbearbeitung erfolgte der zweistufige Poliervorgang unter Verwendung der gleichen Maschine. Hierfür kam zuerst eine Polierscheibe mit integrierten Diamantpartikeln der Größe 3 μm (Typ ALLEGRAN 3, Fa. Cloeren Technology, 80 N, 10 min) und nachfolgend ein Kunstseidenpoliertuch

(Typ PT Seda, 80 N, 5 min) zum Einsatz, wobei während des Polierens tropfenweise Diamantsuspension der Körnung 3 μm (Typ DiaDoublo Mono Plus) zugegeben wurde. Unter Wasserschmierung wurde bei den metallischen Proben zunächst eine mehrstufige Schleifbearbeitung mittels SiC-Papier mit Körnungen im Bereich von 180 bis 4000 (Fa. Struers, jeweils ca. 30 s, 80 N) durchgeführt, wobei hierfür eine andere Schleif- und Poliermaschine eingesetzt wurde (Typ Phoenix 4000, Fa. Buehler). Das anschließende Polieren erfolgte in vier Stufen unter Zugabe von monokristallinen Diamantsuspensionen der Körnungen 15, 6 (Fa. ATM, jeweils 80 N, 5 min), 3 (60 N, 3 min) sowie 1 μm (60 N, 2 min). Hierbei wurde nach jedem Polierschritt das Poliertuch (Typ DP-Dur, Fa. Struers) gewechselt. Unabhängig von der Art des Werkstoffs wurden alle Schleif- und Poliervorgänge im Gleichlauf mit einer Drehzahl von 150 min^{-1} durchgeführt. Zwischen den einzelnen Bearbeitungsschritten erfolgte eine gründliche Reinigung der Proben in Wasser und Isopropanol.

Um die Korngrenzen der oxidischen Keramiken (SN80, F99,7, htc99,9) sichtbar zu machen, wurden die Proben nach dem Ausbetten in einem Hochtemperaturofen (Fa. Gero GmbH, Typ RETTH-KS) thermisch geätzt. Je nach Keramik wurde hierfür die Ätztemperatur im Bereich von 1400 bis 1500°C gewählt. An der SiC-Keramik EKasicF wurde unter Verwendung von Murakami-Lösung (100 ml destilliertes Wasser, 10 g Kaliumhydroxid, 10 g Kaliumferricyanid) eine chemische Ätzung durchgeführt [225]. Die Gefügeätzung der metallischen Werkstoffe erfolgte ebenfalls auf chemische Weise. Während hierfür bei den Stählen die Ätzlösung *Nital* Verwendung fand (100 ml Ethanol, 5 ml Salpetersäure), kam im Fall der Aluminiumlegierung das Ätzmittel nach *Kroll* zum Einsatz (100 ml destilliertes Wasser, 4 ml Salpetersäure, 2 ml Flusssäure) [225].

Für die Untersuchung der Gefüge und der tribologisch beanspruchten Oberflächen wurde ein Rasterelektronenmikroskop (REM) der Fa. Jeol (Typ JSM 840) eingesetzt. Um hierbei Aufladungseffekte zu vermeiden, wurden die Oxidkeramikproben vor der Untersuchung aufgrund ihrer geringen elektrischen Leitfähigkeit mit einer dünnen Goldschicht besputtert bzw. die metallischen Proben entmagnetisiert. Während die Abbildung tribologisch beanspruchter Proben unter einem Kippwinkel von 30° gegenüber dem einfallenden Elektronenstrahl erfolgte, wurde für die Charakterisierung lasertexturierter Proben ein Winkel von 60° gewählt, um die Tiefe der Texturen deutlicher darstellen zu können. Die rasterelektronenmikroskopischen Bilder wurden bei einer Beschleunigungsspannung von 15 kV und mit bis zu 2000-facher Vergrößerung aufgenommen.

An den REM-Aufnahmen der geätzten Gefüge wurde die mittlere Korngröße der Keramiken nach dem *Linienschnittverfahren* bestimmt [226, 227]. Hierfür wurden auf den Gefügebildern z. parallel Geraden der Länge L eingezeichnet. An-

schließlich wurde die Anzahl der Linienschnittpunkte n_K mit den Korngrenzen ermittelt. Da der Vergrößerungsmaßstab M der Aufnahmen bekannt war, ließ sich die mittlere Korngröße d_{KG} über folgende Gleichung berechnen:

$$d_{KG} = \frac{L \cdot z}{(n_K - 1) \cdot M} \quad \text{Gl. 2-1}$$

mit d_{KG} = mittlere Korngröße, L = Länge einer einzelnen Geraden, z = Anzahl der Geraden, n_K = Anzahl der Schnittpunkte mit den Korngrenzen und M = Vergrößerungsmaßstab der Bildvorlage.

Die lichtmikroskopische Gefügecharakterisierung (LM) der hochfesten Aluminiumlegierung AlZnMgCu1,5 erfolgte unter Verwendung eines vertikalen Auflichtmikroskops der Fa. Reichert-Jung (Typ POLYVAR 2). Für ergänzende Untersuchungen an verschlissenen Proben wurde ein digitales Lichtmikroskop (Fa. Keyence, Typ VHX 600) verwendet. Dieses Gerät kam ebenfalls für die optische Kontrolle lasertexturierter Proben sowie für die Qualitätssicherung im Rahmen der Hartbearbeitung keramischer Proben zum Einsatz. Des Weiteren stand zur Charakterisierung metallischer Oberflächen und zur Überprüfung der Texturparameter lasertexturierter Proben das Weißlichtprofilometer zur Verfügung.

2.5 Ermittlung von Vickershärte und Rauheitskenngrößen

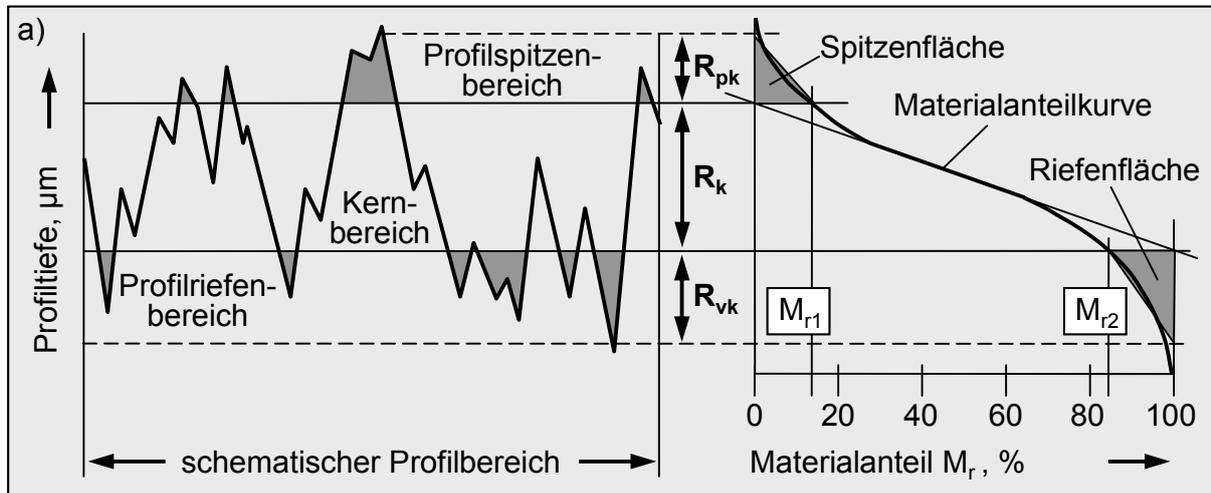
An den keramischen Pellets und metallischen Scheiben wurde die Härte nach dem Vickersverfahren bestimmt. Tabelle 2.3 zeigt eine Übersicht über die den Härtemessungen zugrunde liegenden Prüfparameter und Oberflächenqualitäten in Abhängigkeit der untersuchten Werkstoffe. Als Eindringkörper wurde eine vierseitige Diamantpyramide mit einem Öffnungswinkel von $\alpha_{HV} = 136^\circ$ verwendet.

	Keramiken	Metalle
Vickershärte HV	Kleinlasthärte HV0,5	Makrohärte HV10
Prüfkraft F_{HV}, N	4,9	98,1
Lasteinwirkdauer t_{HV}, s	15	15
Probenoberfläche	poliert	fein geschliffen

Tabelle 2.3: Im Rahmen der Härtemessung nach dem Vickersverfahren verwendete Prüfparameter sowie Oberflächenqualität in Abhängigkeit der untersuchten Werkstoffe.

Im Fall der Keramiken kam ein Kleinlasthärteprüfgerät der Fa. Shimadzu (Typ HMV 200) zum Einsatz. Die Messungen wurden bei Raumtemperatur mit einer Normalkraft von $F_{HV} = 4,9$ N (HV0,5) über eine Lasteinwirkdauer von $t_{HV} = 15$ s an

polierten Querschliffen der Pellets durchgeführt. Bei den Metallen wurde ein Universalhärtemessgerät der Fa. Otto Wolpert-Werke GmbH (Typ Dia-Testor 2 Rc) verwendet. Hier erfolgten die Messungen mit einer Normalkraft von $F_{HV} = 98,1 \text{ N}$ (HV10) an fein geschliffenen Scheibenoberflächen. Die angegebenen Härtewerte stellen Mittelwerte aus jeweils mindestens sechs Einzelmessungen dar.



b) **Ermittelte Rauheitskenngößen**

- arithmetischer Mittenrauwert R_a
- Kernrautiefe R_k
- reduzierte Spitzenhöhe R_{pk}
- reduzierte Riefentiefe R_{vk}

Messparameter

- Taststreckenlänge: 4,8 mm
- Tastgeschwindigkeit: 0,5 mm/s
- Anzahl der Messungen: jeweils 6
- Tastspitzenradius: 5 μm

Bild 2.3: (a) Schematische Darstellung des Materialanteils M_r als Funktion der Profiltiefe (Abbott-Kurve, M_{r1} : Materialanteil oberhalb des Kernprofils, M_{r2} : Materialanteil unterhalb des Kernprofils [228-232]) und (b) Auflistung der mittels Tastschnittverfahren gemessenen Rauheitskenngößen sowie der Messparameter.

Zur Erfassung und Kontrolle der Oberflächenqualität der tribologischen Wirkflächen stand ein Tastschnittgerät der Fa. Hommelwerke GmbH zur Verfügung (Typ Hommel Tester T8000). Da der arithmetische Mittenrauwert R_a vor allem bei Keramiken aufgrund von Oberflächenkavitäten zu unsensitiv auf Unterschiede in der Oberflächenqualität reagiert, wurden zusätzlich die Rauheitskenngößen R_k , R_{pk} und R_{vk} der Materialanteilkurve erfasst (Bild 2.3a). Bild 2.3b zeigt eine Auflistung aller ermittelten Kenngößen der keramischen und metallischen Probekörper sowie der den Messungen zu Grunde liegenden Parameter. Um eine Messung durchzuführen, wurde die Diamantnadel des Geräts über den zu prüfenden Probenbereich geführt, wobei die Messrichtung orthogonal zur Bearbeitungsrichtung war. Jede Messung

erfolgte über eine Taststreckenlänge von 4,8 mm und bei einer Tastgeschwindigkeit von 0,5 mm/s. Bei den im nachfolgenden Kapitel dargestellten Ergebnissen handelt es sich um den arithmetischen Mittelwert aus jeweils mindestens sechs Messungen.

2.6 Charakterisierung des Benetzungsverhaltens

Um das Benetzungsverhalten von Öl auf den metallischen Versuchsmaterialien zu charakterisieren, wurden mit einem Benetzungswinkelmessgerät der Fa. DataPhysics Instruments GmbH (Typ OCA 20) in Anlehnung an die DIN EN 828 [233] sowohl dynamische als auch statische Kontaktwinkelmessungen nach der Methode des liegenden Tropfens (sessile drop) durchgeführt. Als Benetzungsmedium wurde das hochviskose Mineralöl FVA Nr. 3 verwendet. Die zu untersuchende Oberfläche der in den Versuchen eingesetzten Stahl- und Aluminiumscheiben wurde mit einer Edelkorundschleifscheibe auf mittlere R_a -Werte von 0,10 μm fein geschliffen. Vor einer Messung wurde die Probe für 15 min in einem Ultraschallbad in Isopropanol gereinigt und anschließend unter Warmluft getrocknet. Während der Messung waren die Schleifriefen orthogonal zur Bewegungsrichtung der Flüssigkeitsfront orientiert. Die angegebenen Kontaktwinkel stellen arithmetische Mittelwerte aus jeweils mindestens vier Einzelmessungen dar.

2.6.1 Dynamische Kontaktwinkelmessung

Charakteristisch für die Erfassung der dynamischen Kontaktwinkel war, dass bei der Messung die Kanüle der Dosiereinrichtung über die gesamte Messzeit hinweg im Öltropfen verblieb. Um den sogenannten *Vorrückwinkel* θ_V zu ermitteln, wurde zunächst ein Tropfen mit einem Anfangsvolumen von $V_1 = 2,0 \text{ mm}^3$ auf der zu untersuchenden Oberfläche gebildet. Der Abstand zwischen der Dosiernadel und der Probenoberfläche betrug dabei gleich bleibend 50 μm . Das Messvolumen wurde anschließend mit einer konstanten Volumenrate von $\dot{V}_{KW} = 0,1 \text{ mm}^3/\text{s}$ kontinuierlich auf einen Wert von $V_2 = 18,0 \text{ mm}^3$ vergrößert, so dass die Grenzfläche flüssig/fest nach außen, also von der Kanüle weg, wanderte (Bild 2.4a). Dies hatte den Vorteil, dass über den gesamten Prozess hinweg stetig neue Grenzflächenbereiche ausgebildet wurden, wodurch wechselnde Oberflächenzustände berücksichtigt werden konnten. Während der Vorrückwinkel bei Prozessbeginn aufgrund des Kanüleneinflusses noch abhängig vom Tropfenvolumen war, stellte sich gegen Prozessende ein konstanter Winkel ein. Zur Ermittlung des sogenannten *Rückzugswinkels* θ_R wurde das Tropfenvolumen durch Absaugen mit einer wiederum konstanten Volumenrate von 0,1 mm^3/s reduziert, so dass sich in diesem Fall die Grenzfläche flüssig/fest zur Kanüle hin bewegte, also eine Entnetzung der Oberfläche stattfand (Bild 2.4b). Gegen Ende des Prozesses stellte sich ein konstanter Kontaktwinkel ein.

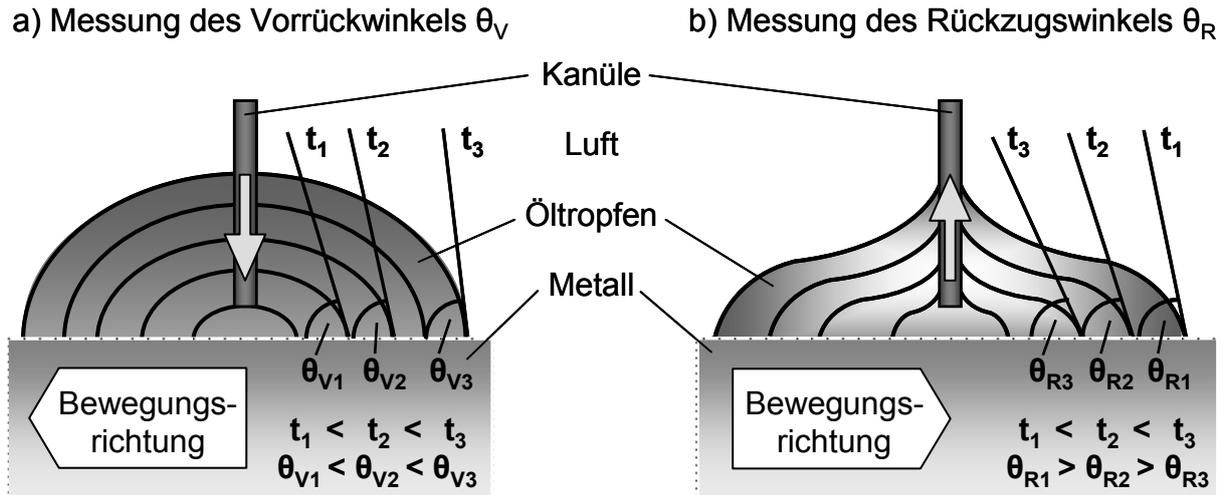


Bild 2.4: Schematische Darstellung der Veränderung des Kontaktwinkels in Abhängigkeit der Zeit t bei dynamischer Messung des (a) Vorrückwinkels θ_V bzw. (b) Rückzugswinkels θ_R (Orientierung der Schleifriefen in Papierebene hinein).

Bei beiden Prozessen wurde mittels Kamerasystem der zeitliche Verlauf des Kontaktwinkels erfasst. Dazu wurde mit Hilfe des Kegelschnittverfahrens eine Tangente genau im Dreiphasenpunkt an die Tropfenkontur angelegt und der Winkel zwischen Tangente und der Probenoberfläche ermittelt (s. Bild 2.4). Für ein zuverlässiges Einstellen des Gleichgewichts und damit des Winkels wurde in Abhängigkeit des Messvolumens und der Volumenrate mit einer Messzeit von $t_{KW} = 180$ s gearbeitet. Als Ablesebereich des Winkels galt der Teil des Kontaktwinkelverlaufs, in welchem der Winkel lediglich eine Streuung von $\pm 1,5^\circ$ aufwies und somit nahezu konstant blieb. Dieser stellte sich ein, sobald ein Gleichgewicht zwischen den Grenzflächenspannungen des Öls, der Probenoberfläche sowie der umgebenden Luft an der ausgebildeten Grenzfläche eintrat. Da das Gleichgewicht durch verschiedene Faktoren wie zum Beispiel die auf den Tropfen wirkende Schwerkraft, lokale Oberflächenunterschiede (Inhomogenitäten) oder Migrationsvorgänge oberflächenaktiver Stoffe beeinflusst wurde, bildete sich dieses und somit der Ablesebereich zeitlich unterschiedlich bezüglich Beginn und Dauer aus.

2.6.2 Statische Kontaktwinkelmessung

Die statische Messmethode diente als Vergleich, um das Tropfenverhalten ohne den Einfluss der an der Dosiernadel wirkenden Adhäsion und der daraus resultierenden Dynamik zu prüfen. Der Unterschied zur dynamischen Messung bestand lediglich darin, dass nach Absetzen des Tropfens mit einem Volumen von $V_2 = 10,0 \text{ mm}^3$ die Dosiernadel nicht im Tropfen verblieb. Das Flüssigkeitsvolumen änderte sich hiernach nicht mehr. Im Vergleich zur dynamischen Kontaktwinkelmessung war die

Betrachtung wechselnder Oberflächenzustände innerhalb einer Messung nicht möglich, da sich hierbei nur eine Grenzfläche ausbildete. Auch in diesem Fall wurde der *statische Kontaktwinkel* θ_s fortlaufend aufgezeichnet und schließlich jener ermittelt, der sich als konstanter Wert nach einer Messzeit von $t_{KW} = 30$ bis 70 s einstellte. In Bild 2.5 ist schematisch dargestellt, wie sich der statische Kontaktwinkel des Öltropfens ab dem Zeitpunkt des Aufbringens in Abhängigkeit von der Zeit t aufgrund unterschiedlicher Einflüsse veränderte.

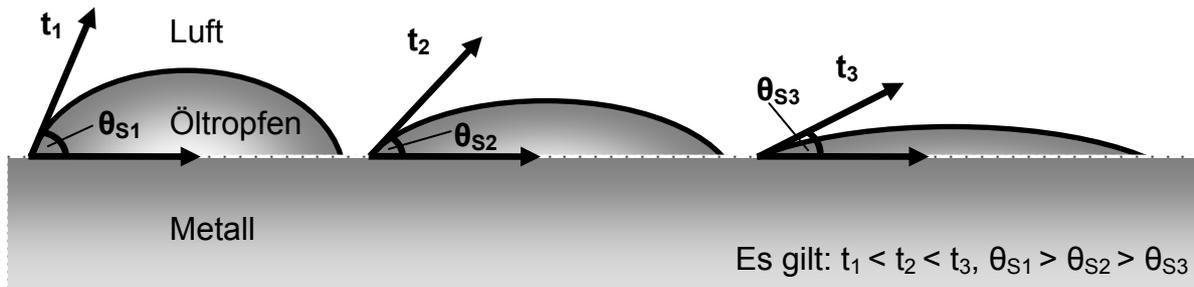


Bild 2.5: Schematische Darstellung der Veränderung des statischen Kontaktwinkels θ_s in Abhängigkeit der Zeit t (Orientierung der Schleifriefen in Papirebene hinein).

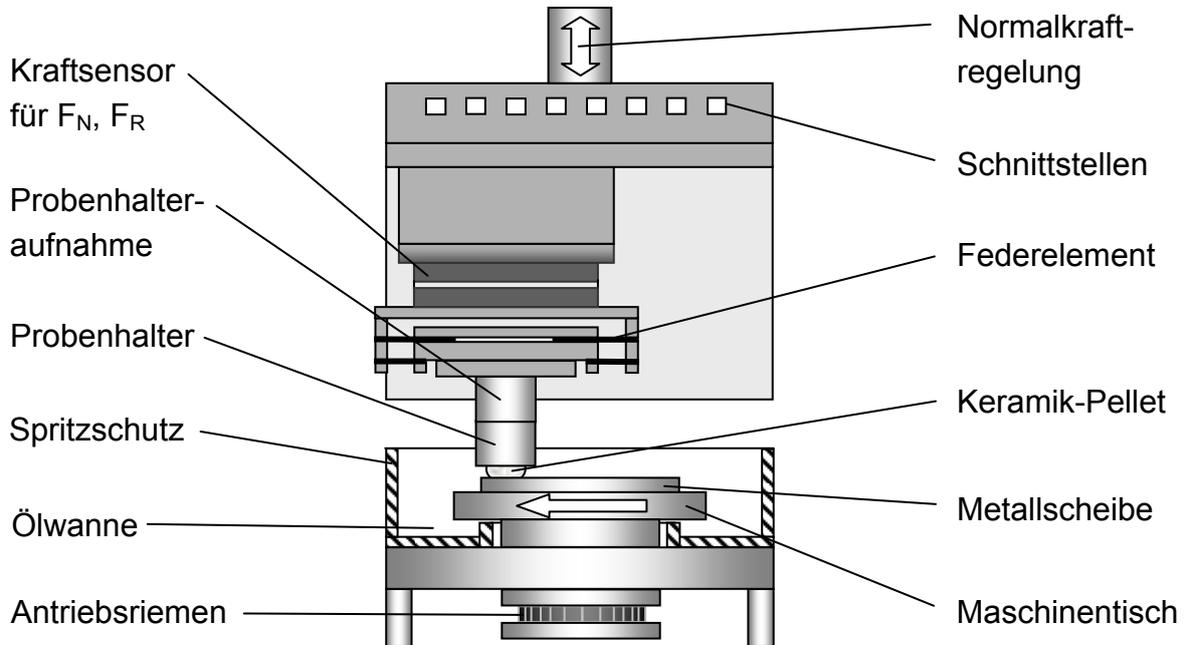
2.7 Tribologische Untersuchungen

2.7.1 Prüfstand

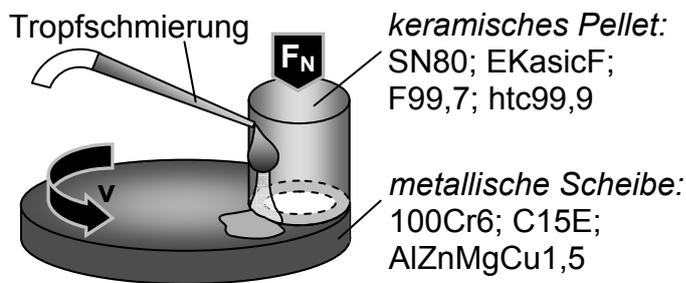
Die tribologischen Untersuchungen wurden ölgeschmiert unter einsinniger Gleitbeanspruchung mit einem Labortribometer (Fa. CETR, Typ UMT3) durchgeführt. Bild 2.6a zeigt eine schematische Darstellung des eingesetzten Prüfstands. Um eine einsinnige Rotationsbewegung zu erzeugen, wurde der Maschinentisch durch einen Elektromotor angetrieben, wobei die Tischantriebswelle über einen Zahnriemen mit der Motorausgangswelle verbunden war. Das Aufbringen der Last erfolgte Normalkraft geregelt. Oberhalb des tribologischen Kontakts befand sich ein dämpfendes Federelement, welches wiederum direkt mit einem Sensor für die Messung der Normal- und der Reibungskraft verbunden war. Ein Spritzschutz sorgte dafür, dass das zur Schmierung eingesetzte Öl vor allem bei höheren Gleitgeschwindigkeiten zurückgehalten wurde und sich in einer Wanne unterhalb des Maschinentisches sammeln konnte. Als Prüfanordnung kam das tribologische Modellsystem „Pellet/ Scheibe“ zum Einsatz (Bild 2.6b). Es wurden Pellets aus den Keramiken EKasicF, SN80, F99,7 und htc99,9 mit metallischen Scheiben aus den normalisierten Stählen 100Cr6 und C15E sowie aus der hochfesten Aluminiumlegierung AlZnMgCu1,5 gepaart. Der 100Cr6-Stahl war hierbei der Standard-Scheibenwerkstoff. Bild 2.6d zeigt die in den Untersuchungen verwendeten Versuchsparameter, wobei die Standard-Werte fett gedruckt sind. Die unter-

schiedlichen Gleitpaarungen wurden standardmäßig bei einer Gleitgeschwindigkeit von $v_{\max} = 10 \text{ m/s}$ und mit einer Normalkraft von $F_N = 60 \text{ N}$ belastet. Bezogen auf die Pellet-Wirkfläche ergab sich hieraus eine Flächenpressung von $p = 2,12 \text{ MPa}$. Als Umgebung lag Laborluft mit einer mittleren Temperatur von 20°C und einer relativen Luftfeuchte von 50 % vor.

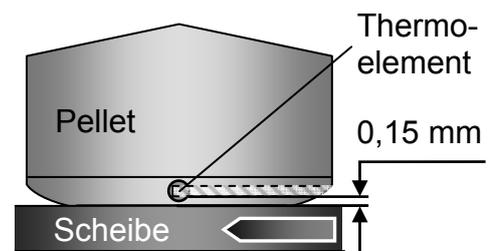
a) Prüfstand



b) Tribologisches Modellsystem



c) Temperaturmessung



d) Versuchsparameter (Standard: fett gedruckt)

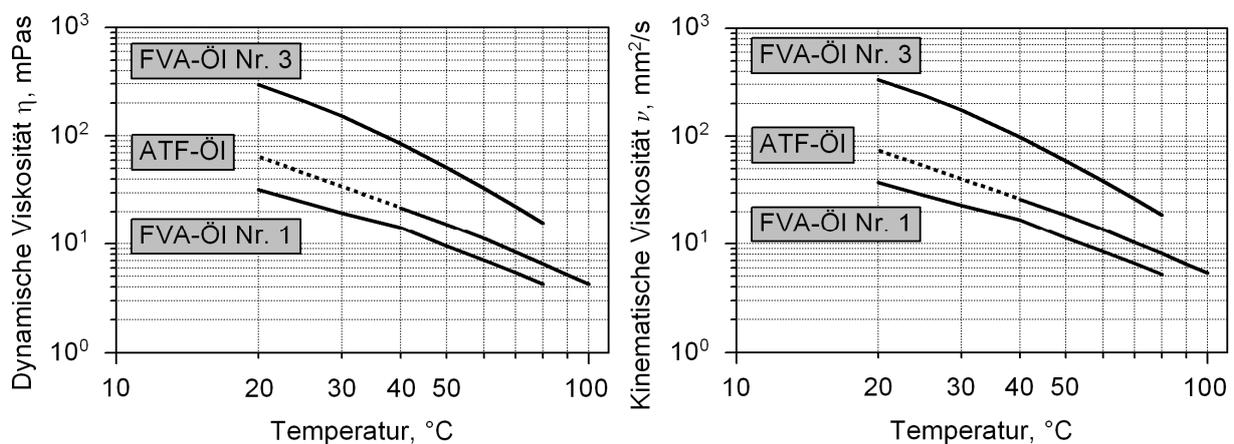
Normalkraft F_N	15 - 60 N	Schmieröle	FVA Nr. 1 und 3 , ATF
Gleitgeschw. v_{\max}	0,1 - 10 m/s	Ölvolumenstrom \dot{V}	8,9 - 1241 mm^3/s
Spurradius	30 mm	Umgebung	Luft, Raumtemperatur

Bild 2.6: Schematische Darstellung (a) des Prüfstands, (b) des tribologischen Modellsystems, (c) der Messung der Kontakttemperatur mittels Thermoelement sowie (d) Auflistung der verwendeten Versuchsparameter.

Mittels des auf der Basis von Dehnungsmessstreifen arbeitenden Kraftsensors wurden während der Versuchsläufe kontinuierlich die Normalkraft und die Reibungskraft aufgezeichnet, wobei der Sensor mit einer Auflösung von 25 mN arbeitete. Die mitgelieferte Mess-Software berechnete aus beiden Größen automatisch die Reibungszahl. Des Weiteren wurde im Pellet nahe des Friktionskontakts die Temperatur ermittelt. Die Messung erfolgte durch ein zentrisch im Pellet ca. 0,15 mm oberhalb der Kontaktfläche befindliches Thermoelement der Materialpaarung Nickel-Chrom/Nickel (Typ K), welches einen Durchmesser von 0,5 mm aufwies (Bild 2.6c). Über die gesamte Versuchsdauer hinweg wurden die Messdaten mit einer Datenrate von 2 kHz pro Kanal aufgezeichnet.

2.7.2 Schmiermedien

Als Schmiermedien kamen die additivfreien Mineralöle FVA Nr. 1 (ISO-VG 15) und FVA Nr. 3 (ISO-VG 100) sowie das additivierte Getriebeöl Shell ATF M1375.4 (ISO-VG 22) zum Einsatz. In Bild 2.7 ist sowohl die dynamische als auch die kinematische Viskosität der drei unterschiedlichen Öle über der Temperatur aufgetragen. Des Weiteren sind Werte des jeweiligen Viskositätsindex dargestellt.



Eigenschaft Ölart	dyn. Viskosität $\eta_{40^\circ\text{C}}$ ($\eta_{80^\circ\text{C}}$), mPas	kin. Viskosität $\nu_{40^\circ\text{C}}$ ($\nu_{80^\circ\text{C}}$), mm ² /s	Viskositätsindex VI, ---
FVA-Öl Nr. 1	14,2 (4,3)	16,9 (5,2)	104,0
ATF-Öl	21,6 (6,5)	26,0 (8,2)	151,0
FVA-Öl Nr. 3	85,2 (15,7)	98,5 (18,7)	95,0

Bild 2.7: Dynamische und kinematische Viskosität in Abhängigkeit von der Temperatur sowie Viskositätsindex der eingesetzten additivfreien Referenzöle FVA Nr. 1 und 3 (ISO-VG 15 bzw. 100) [94] und des additivierten Getriebeöls Shell ATF M1375.4 (ISO-VG 22) [234].

2.7.3 Versuchsdurchführung und Auswertung

Vor jedem tribologischen Versuch wurde die metallische Scheibe für 15 min in einem Ultraschallbad in Isopropanol gereinigt. Das im Probenhalter verbliebene keramische Pellet wurde zweimal 15 min im Ultraschallbad gereinigt, wobei zwischen den Reinigungsgängen das Isopropanol ausgetauscht wurde, um sicherzustellen, dass keine Verunreinigungen durch Läppsuspension mehr am Pellet vorhanden waren. Im Anschluss daran wurden die Probenkörper mittels eines Warmluftföhns getrocknet. Da die Hartbearbeitung des Pellets mittels Lappen im Prüfstand erfolgte, wurden alle in direktem Kontakt mit der Läppsuspension stehenden Prüfstandsbauteile (Maschinentisch, Spritzschutz, Ölwanne) ebenfalls gründlich mit Isopropanol gereinigt. Die Mess-Software berechnete die zur Realisierung einer vorgegebenen Gleitgeschwindigkeit notwendige Drehzahl des Maschinentischs in Abhängigkeit des gewünschten Standard-Spurradius von 30 mm. Aus diesem Grund war es in einem nächsten Schritt notwendig, mit Hilfe eines mitgelieferten Zentrierungswerkzeugs die Null-Position des Spurradius zu kontrollieren und gegebenenfalls zu korrigieren. Mittels eines analogen Fühlhebelmessgeräts (Fa. Girod) wurde der Höhenschlag der metallischen Scheibe überprüft. Um den Höhenschlag auszugleichen, wurde die Scheibe mit dünnen Blechen definierter Stärke unterlegt, so dass der Höhenschlag bei einer Umdrehung der Scheibe einen Wert von kleiner gleich $\pm 3 \mu\text{m}$ annahm. Da der Probenhalter mit eingesetztem Pellet nach dem Lappen zur Durchführung weiterer Bearbeitungsschritte aus der Halteraufnahme des Prüfstands herausgenommen werden musste und darüber hinaus die Lagerung des Maschinentischs eine normalkraftabhängige Nachgiebigkeit aufwies, war es erforderlich, mit Hilfe einer PET-basierten, zweilagigen Druckmessfolie (Fa. FUJIFILM) zu kontrollieren, ob nach Wiedereinsetzen des Probenhalters vor Versuchsbeginn ein vollständiges Tragen der Pellet-Kontaktfläche gegeben war. Im Falle eines inhomogenen Tragbilds (Kantenträger) wurde die Neigung des Pellets durch Unterlegung der Probenhalteraufnahme mit dünnen Blechen korrigiert. In Abhängigkeit der gewählten Versuchsnormalkraft wurden hierfür Folien für einen Druckbereich bis 0,6 MPa bzw. bis 2,5 MPa gewählt.

Das Schmiermedium wurde mittels einer Schlauchpumpe (Fa. Cole-Parmer, Typ Masterflex L/S) durch Tropfschmierung zugeführt (Bild 2.6b). Die hierbei eingesetzten Polymerschläuche waren besonders zur Förderung viskoser Kohlenwasserstoffe geeignet, wobei für jede Ölsorte jeweils ein neues Schlauchstück verwendet wurde, um eine Kontamination durch die anderen Schmieröle zu verhindern. Bei dem standardmäßig zugeführten Ölvolumenstrom von $\dot{V} = 8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ wurde für alle Schmiermedien ein Schlauch mit einem Innendurchmesser von 0,8 mm gewählt, an dessen Ende eine Injektions-Kanüle mit gleichem Innendurchmesser unter Verwendung eines Zweikomponentenklebers angebracht wurde. Die Kanüle wurde so

ausgerichtet und fixiert, dass deren Spitze mittig an den Probenhalter heranreichte, so dass das Öl kontinuierlich am Halter sowie am Pellet hinab floss und durch die Transportwirkung der rotierenden Scheibe in den tribologischen Kontakt gelangte. Aufgrund der sich unterscheidenden Ölviskositäten musste die Pumpleistung angepasst werden, um bei gleichem Schlauchinnendurchmesser für alle drei Öle den gleichen Ölvolumenstrom von $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ realisieren zu können (Tabelle 2.4). Im Rahmen einer Versuchsreihe, bei der die zugeführte Ölmenge variiert wurde, kamen zusätzlich Schläuche mit Innendurchmessern von 1,6 mm bzw. 3,1 mm zu Einsatz. Hierbei wurde die Pumpleistung jeweils so gewählt, dass sich Ölvolumenströme im Bereich von $\dot{V} = 41 \text{ mm}^3/\text{s}$ bis $1242 \text{ mm}^3/\text{s}$ ergaben. Zur Bestimmung des Ölvolumenstroms wurde nach einem definierten Zeitraum mit Hilfe einer Präzisionswaage (Fa. Sartorius, Typ Research R 160 P-D1) die Masse der bei einer vorgegebenen Pumpleistung durch den Schlauch geförderten Ölmenge ermittelt. Unter Zuhilfenahme der Dichtewerte der Öle bei Raumtemperatur ließ sich hieraus der resultierende Ölvolumenstrom errechnen.

Parameter	Ölart		FVA Nr. 3			
	FVA Nr. 1	ATF				
Ölvolumenstrom \dot{V} , mm^3/s	8,9	8,9	8,9	41	128	1242
Pumpleistung, %	10,5	13	100	10	100	100
Schlauchinnendurchmesser, mm	0,8	0,8	0,8	1,6	1,6	3,1

Tabelle 2.4: Aus gewählter Pumpleistung und verwendetem Schlauchinnendurchmesser resultierender Ölvolumenstrom in Abhängigkeit der Versuchsöle (Standard-Ölvolumenstrom: grau hinterlegt).

Um die Betriebstemperatur der Prüfstands-lagerung zu erreichen, wurde der Prüfstand unmittelbar vor Versuchsbeginn für einen Zeitraum von 20 min mit einer Drehzahl betrieben, die der einer Gleitgeschwindigkeit von $v_{\text{max}} = 10 \text{ m/s}$ bei einem Spurradius von 30 mm entsprach, wobei Pellet und Scheibe nicht im Eingriff waren.

In Bild 2.8 sind vier unterschiedliche Versuchsführungen dargestellt, die im Rahmen dieser Arbeit Anwendung fanden. Bei der Standard-Versuchsführung (Bild 2.8a) wurde zuerst die Normalkraft von 60 N aufgebracht und anschließend die Gleitgeschwindigkeit innerhalb von 5 Sekunden von 0 auf $v_{\text{max}} = 10 \text{ m/s}$ hochgefahren. Normalkraft und Gleitgeschwindigkeit wurden hiernach über 120 s konstant gehalten und anschließend die Gleitgeschwindigkeit wieder innerhalb von 5 s auf null heruntergefahren, bevor die Normalkraft entfernt wurde. Insgesamt bestand ein Versuch aus fünf gleichen, hintereinander gefahrenen Belastungszyklen mit einer Zeitdauer von jeweils 130 s, wobei nach jedem Zyklus eine Abkühlpause bis zum

Erreichen der Umgebungstemperatur folgte. Im Fall der Gleitgeschwindigkeitsvariation (Bild 2.8b) wurde die Versuchsführung so gewählt, dass für jeden Belastungszyklus jeweils eine Gleitgeschwindigkeit über 120 s konstant gehalten wurde, wobei zwischen den einzelnen Zyklen wiederum eine Abkühlpause bis zum Erreichen der Umgebungstemperatur eingelegt wurde. Beginnend mit der kleinsten Gleitgeschwindigkeit ($v_{\max} = 0,1 \text{ m/s}$) wurden auf diese Weise bei konstanter Normalkraft von $F_N = 60 \text{ N}$ zehn Zyklen hintereinander gefahren. Einschließlich Auf- und Abwärtsrampe der Gleitgeschwindigkeit betrug die Gesamtdauer eines jeden Belastungszyklus 130 s.

In Bild 2.8c,d sind zwei weitere Versuchsführungen dargestellt, die als Losreißversuch bzw. Abbremsversuch bezeichnet wurden und Teil der Standard-Versuchsführung (Bild 2.8a) waren. Beim Losreißversuch wurde aus dem Stillstand heraus die Gleit- bzw. Relativgeschwindigkeit innerhalb von 5 s auf $v_{\max} = 10 \text{ m/s}$ beschleunigt, wohingegen beim Abbremsversuch ausgehend von der maximalen Gleitgeschwindigkeit von $v_{\max} = 10 \text{ m/s}$ innerhalb von 5 s auf $v = 0 \text{ m/s}$ abgebremst wurde. Bei beiden Versuchsführungen wurde ebenfalls die Normalkraft konstant gehalten ($F_N = 60 \text{ N}$).

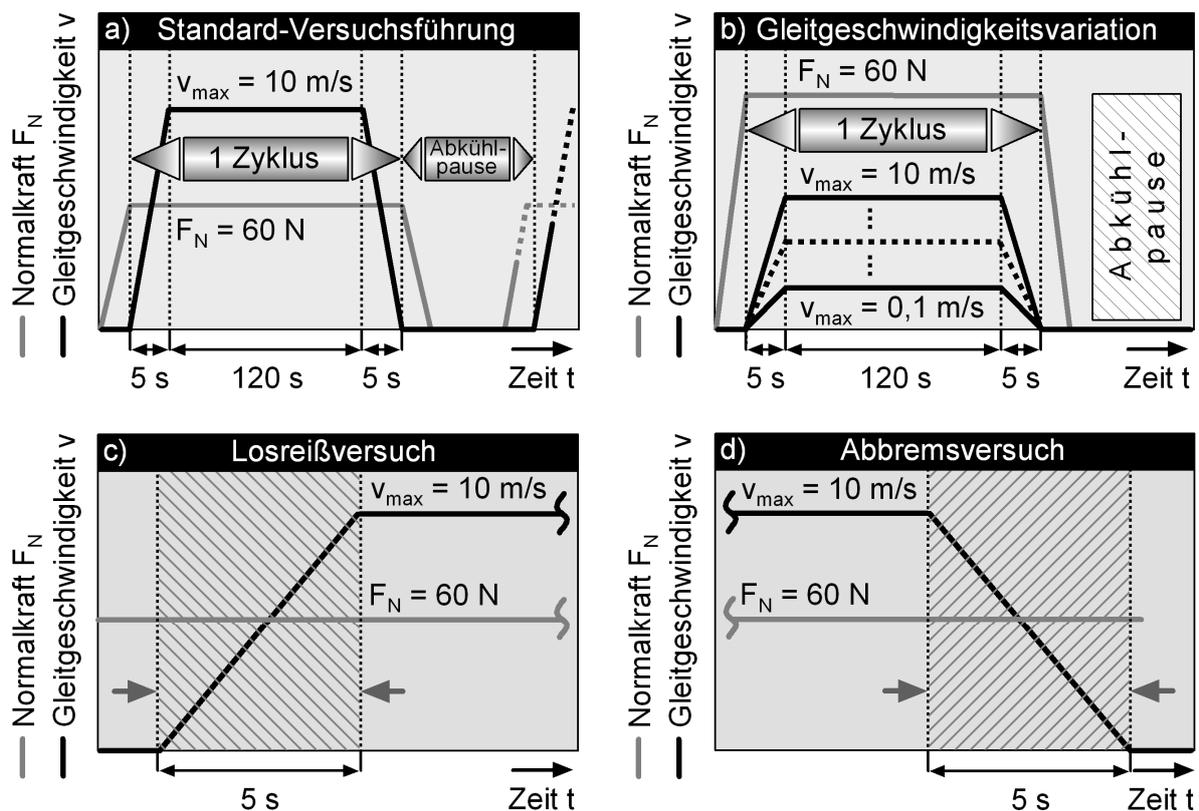


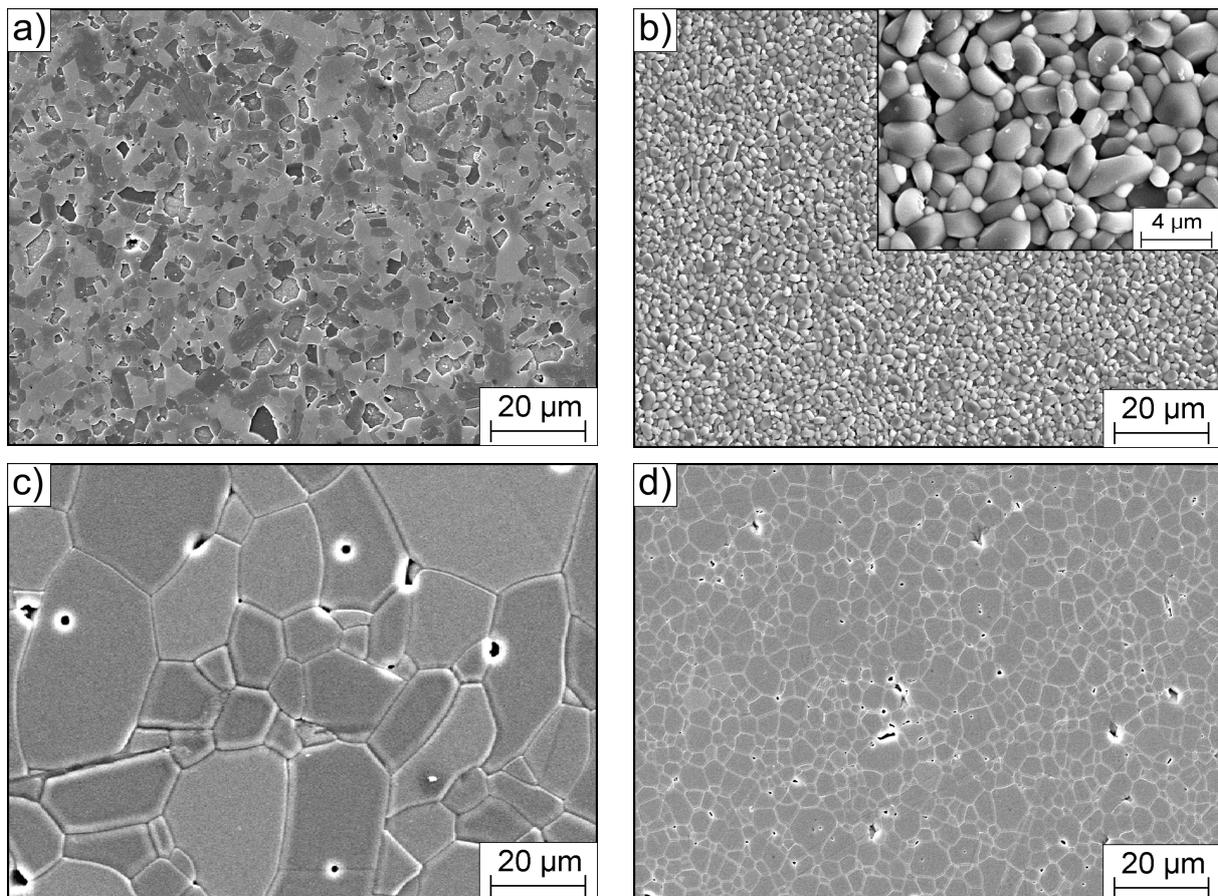
Bild 2.8: Versuchsführung (a) unter Standard-Bedingungen ($F_N = 60 \text{ N}$, $v_{\max} = 10 \text{ m/s}$), (b) bei Gleitgeschwindigkeitsvariation ($F_N = 60 \text{ N}$, $v_{\max} = 0,1 - 10 \text{ m/s}$), (c) bei Losreißversuch und (d) bei Abbremsversuch ($F_N = 60 \text{ N}$, $v_{\max} = 10 \text{ m/s}$).

Während der Versuche wurde kontinuierlich die Normalkraft, die Reibungskraft, die Temperatur im Pellet, die akkumulierte Anzahl an Scheibenumdrehungen und die Versuchszeit hoch aufgelöst aufgezeichnet. Nach Beendigung der Aufzeichnung ließ sich über die mitgelieferte Software die gewünschte Mittelung bei den vorliegenden Messgrößen vorgeben. Im Fall der Standard-Versuchsführung und der Gleitgeschwindigkeitsvariation ergab sich durch die Mittelung eine Datenrate von einem Datenpunkt pro Sekunde, beim Losreiß- bzw. Abbremsversuch von 100 Datenpunkten pro Sekunde. Aus den Versuchsdaten wurde mittels selbst erstellter VBA-Skripte (*Visual Basic for Applications*) der interessierende Zeitbereich herausgeschnitten. Da es nicht möglich war, die Gleitgeschwindigkeit während der Versuche aufzunehmen, wurde diese nachträglich aus den beiden aufgezeichneten Messgrößen „Versuchszeit“ und „akkumulierte Anzahl an Scheibenumdrehungen“ berechnet. Im Fall der Gleitgeschwindigkeitsvariation wurde für die Erstellung der Diagramme jeweils die Reibungszahl am Ende des stationären Gleitgeschwindigkeitsbereichs, also zum Zeitpunkt $t = 125 \text{ s}$, verwendet. Des Weiteren handelt es sich bei allen gezeigten Ergebnisgrößen, welche unter Verwendung dieser Versuchsführung erarbeitet wurden, um den Mittelwert aus zwei gleichartigen Versuchen. Bei allen übrigen Versuchsführungen zeigte der jeweils erste Zyklus das Einlaufverhalten, während die nachfolgend dargestellten Diagramme den jeweils fünften Lauf, d. h. einen quasi-stationären Zustand, repräsentieren. Darüber hinaus stellen die gezeigten Ergebnisse einen jeweils repräsentativen Kurvenverlauf aus zwei gleichartigen Versuchen dar. Sofern eine große Streuung auftrat, wurde ergänzend ein dritter Versuch durchgeführt.

3 Versuchsergebnisse

3.1 Gefüge der Versuchsmaterialien

In Bild 3.1 sind rasterelektronenmikroskopische Gefügebildungen sowie die mit dem Linienschnittverfahren ermittelten mittleren Korngrößen d_{KG} der keramischen Pellet-Materialien dargestellt. Die in Tabelle 2.1 angegebenen Korngrößen stammen dagegen aus Herstellerangaben. Die mittleren Korngrößen der Siliziumcarbid-Keramik EKasicF und der ZTA-Keramik SN80 (Bild 3.1a,b) waren mit $1,9 \mu\text{m}$ bzw. $1,2 \mu\text{m}$ näherungsweise vergleichbar.



e)

Werkstoff	EKasicF (SSiC)	SN80 (ZTA)	F99,7 (Al ₂ O ₃)	htc99,9 (Al ₂ O ₃)
mittlere Korngröße d_{KG} , μm	1,9	1,2	7,5	2,5

Bild 3.1: REM-Aufnahmen polierter und geätzter Gefüge von (a) EKasicF (SSiC), (b) SN80 (ZTA, Al₂O₃-ZrO₂), (c) F99,7 (Al₂O₃) und (d) htc99,9 (Al₂O₃) sowie (e) mit Hilfe des Linienschnittverfahrens ermittelte mittlere Korngröße d_{KG} der keramischen Versuchsmaterialien.

Im Gegensatz dazu lagen die mittleren Korngrößen der beiden monolithischen Aluminiumoxidkeramiken F99,7 und htc99,9 (Bild 3.1c,d) mit 7,5 μm bzw. 2,5 μm relativ weit auseinander. Das Gefüge der mehrphasigen Keramik SN80 wies ca. 15 Vol.-% ZrO_2 -Teilchen auf, wobei diese eine globulare Form besaßen und bevorzugt an den Al_2O_3 -Korngrenzen angelagert waren. Ausgewählte Eigenschaftskennwerte der kommerziellen Keramiken sind in Tabelle 2.1 dargestellt.

In den Bildern 3.2a und 3.2b sind rasterelektronenmikroskopische Gefügaufnahmen der eingesetzten Stähle 100Cr6 und C15E dargestellt. Beide Stähle lagen in normalem Zustand vor. Demzufolge bestand das Gefüge im Fall des 100Cr6-Stahls aus feinstreifigem Perlit mit regelmäßig verteilten, kugelförmigen Karbiden vom Typ M_3C und im Fall des untereutektoiden C15E-Stahls aus Ferrit und Perlit, wobei der Anteil an Ferrit deutlich überwog. Bild 3.2c zeigt eine lichtmikroskopische Aufnahme des Gefüges der ausscheidungsgehärteten Aluminiumlegierung AlZnMgCu1,5. Ausgewählte Eigenschaftskennwerte der metallischen Werkstoffe sind in Tabelle 2.2 wiedergegeben.

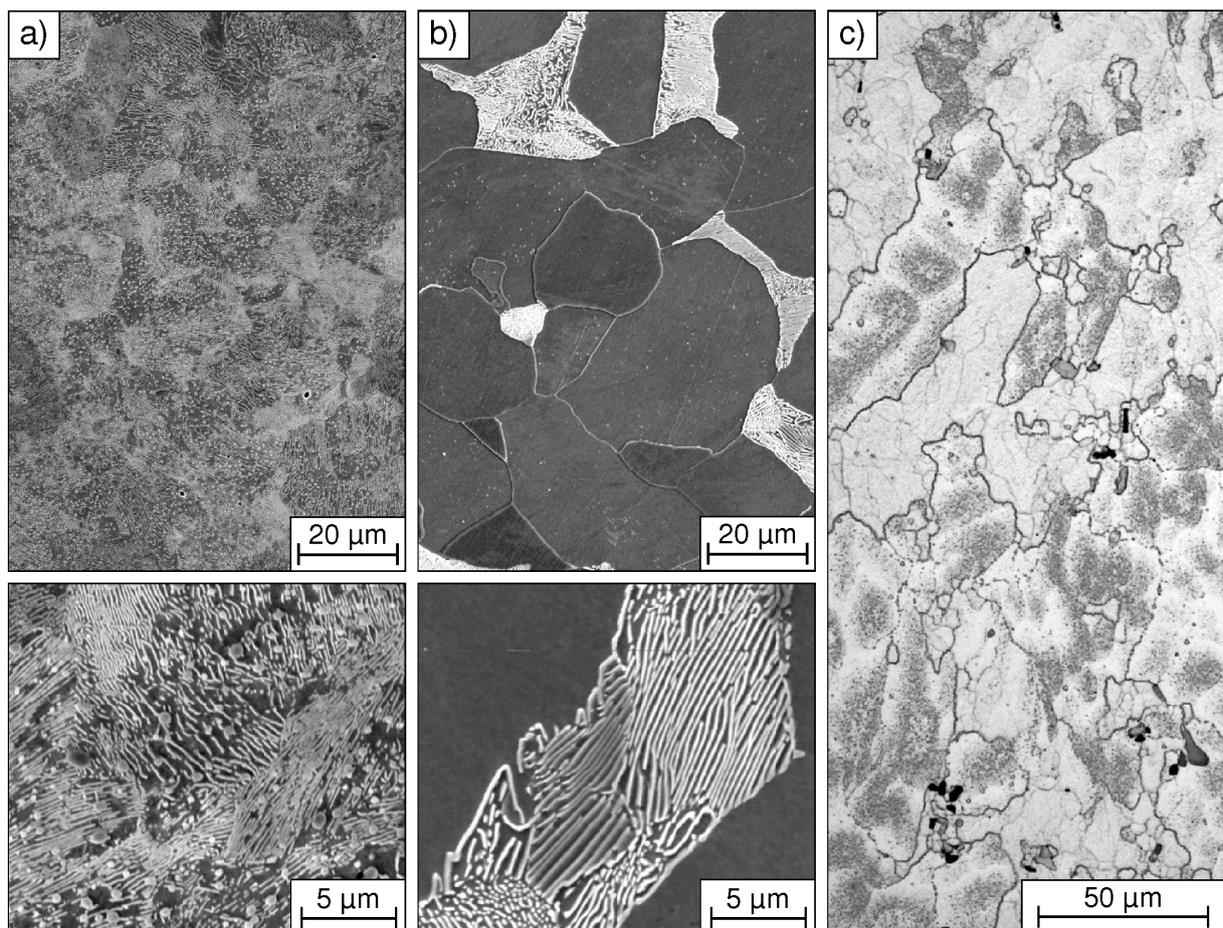


Bild 3.2: REM-Aufnahmen polierter und geätzter Gefüge der normalisierten Stähle (a) 100Cr6 und (b) C15E sowie (c) lichtmikroskopische Aufnahme des polierten und geätzten Gefüges der Aluminiumlegierung AlZnMgCu1,5.

3.2 Vickershärte und Oberflächenqualität der Probenkörper

An den keramischen Pellets und metallischen Scheiben wurde die Vickershärte bestimmt (Bild 3.3a,b). Die Mischkeramik SN80 und die monolithische Al_2O_3 -Keramik F99,7 zeigten mit Werten von $1662 \pm 39 \text{ HV}_{0,5}$ bzw. $1713 \pm 72 \text{ HV}_{0,5}$ die geringste Härte. Im Gegensatz dazu lieferte die SiC-Keramik EKasicF mit $2580 \pm 52 \text{ HV}_{0,5}$ mit Abstand den größten Härtewert. Bei der hochreinen Al_2O_3 -Keramik htc99,9 wurde ein Wert von $2010 \pm 63 \text{ HV}_{0,5}$ gemessen. Bei den Metallen ergab sich bezüglich der ermittelten Härtewerte die nachstehende Reihenfolge: der normalisierte Stahl C15E mit $132 \pm 4 \text{ HV}_{10}$, gefolgt von der Aluminiumlegierung AlZnMgCu1,5 mit $179 \pm 3 \text{ HV}_{10}$ und dem normalisierten Stahl 100Cr6 mit $298 \pm 7 \text{ HV}_{10}$.

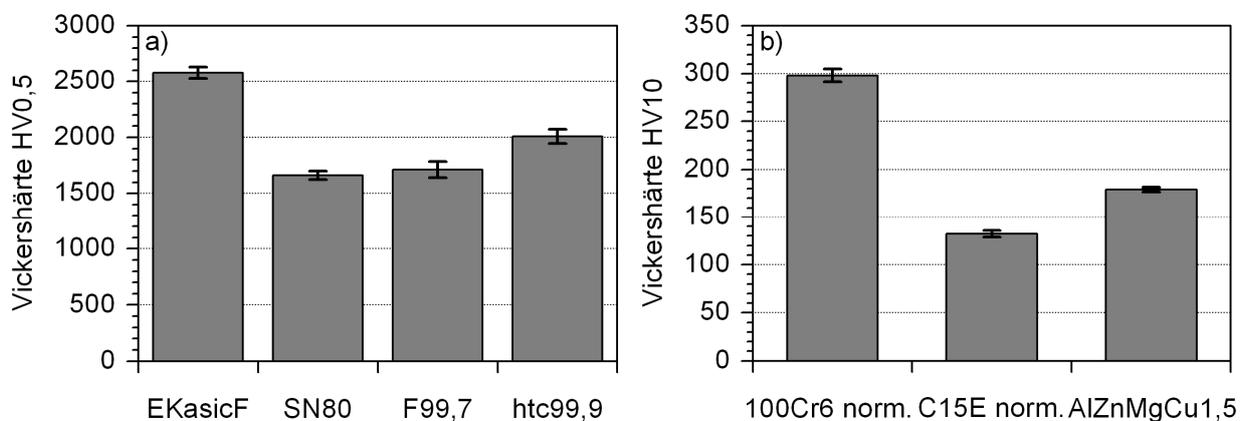


Bild 3.3: (a) Vickershärte $\text{HV}_{0,5}$ der Keramik-Pellets und (b) Vickershärte HV_{10} der Metallscheiben.

Alle keramischen Pellets und metallischen Scheiben wurden einer identischen Läpp- bzw. Schleifbearbeitung unterzogen, um eine definierte Oberflächenqualität zu erzielen. Die aus dieser Hartbearbeitung resultierenden Rauheitskenngrößen der tribologischen Wirkflächen der Pellets sowie der Scheiben sind in Bild 3.4 aufgeführt. Diese wurden auf die im Kapitel 2.5 beschriebene Weise ermittelt. Während die Keramiken EKasicF (SSiC) und htc99,9 (Al_2O_3) mit $R_a = 0,026 \pm 0,004 \mu\text{m}$ bzw. $R_a = 0,034 \pm 0,008 \mu\text{m}$ die geringsten arithmetischen Mittenrauwerte erzielten, fielen diese Werte bei SN80 (ZTA) und F99,7 (Al_2O_3) mit $R_a = 0,062 \pm 0,006 \mu\text{m}$ bzw. $R_a = 0,061 \pm 0,005 \mu\text{m}$ deutlich höher aus. Von allen Keramiken zeigte EKasicF auch bei den übrigen Rauheitskenngrößen (reduzierte Spitzenhöhe R_{pk} , Kernrautiefe R_k , reduzierte Riefentiefe R_{vk}) die geringsten Werte. Die größten R_{vk} -Werte lagen mit $0,177 \pm 0,043 \mu\text{m}$ und $0,293 \pm 0,054 \mu\text{m}$ bei SN80 und F99,7 vor. Ebenfalls an SN80 wurde mit $R_k = 0,162 \pm 0,034 \mu\text{m}$ die größte Kernrautiefe gemessen. Im Vergleich zu den Keramiken fielen bei den Metallen aufgrund der Schleifbearbeitung nahezu alle Werte deutlich höher aus (Bild 3.4). Die beiden normalisierten Stähle 100Cr6 und

C15E zeigten den gleichen R_a -Wert von $0,095 \pm 0,010 \mu\text{m}$. Dieser Wert lag bei der Aluminiumlegierung AlZnMgCu1,5 mit $R_a = 0,126 \pm 0,009 \mu\text{m}$ geringfügig höher. In Bezug auf die übrigen Rauheitskenngrößen (R_{pk} , R_k , R_{vk}) ergab sich jeweils die nachstehende Reihenfolge: der Stahl C15E mit den geringsten Werten, gefolgt von dem Stahl 100Cr6 und der Aluminiumlegierung AlZnMgCu1,5 mit den höchsten Werten.

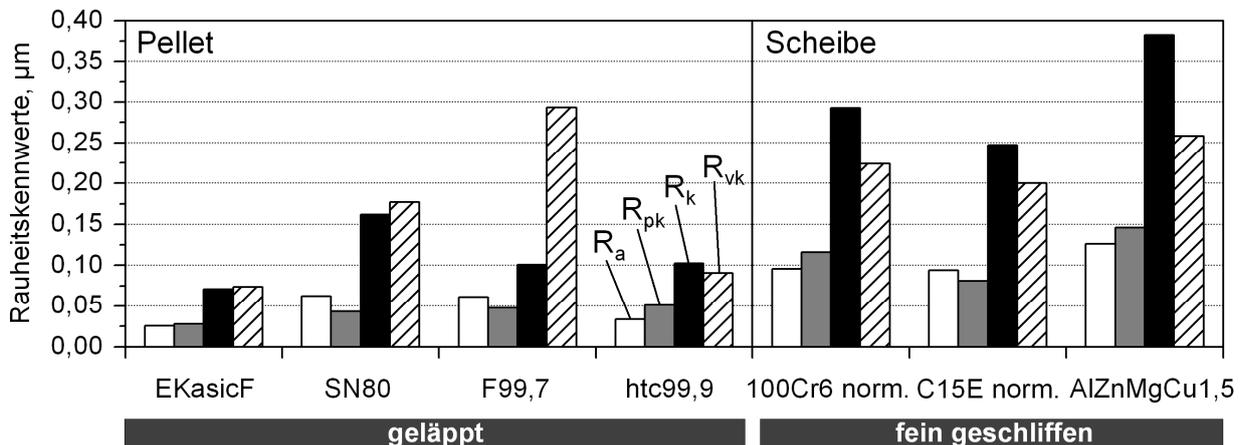


Bild 3.4: Taktile ermittelte Rauheitskenngrößen R_a , R_{pk} , R_k und R_{vk} der geläpften, keramischen Pellet-Wirkflächen und der gepaarten fein geschliffenen Metallscheiben.

3.3 Benetzungsverhalten

Auf die im Kapitel 2.6 beschriebene Weise wurde sowohl das dynamische als auch das statische Benetzungsverhalten von FVA-Öl Nr. 3 auf fein geschliffenen Scheiben aus den normalisierten Stählen 100Cr6 und C15E sowie aus der Aluminiumlegierung AlZnMgCu1,5 charakterisiert. Das statische Verhalten war von Interesse, um den Einfluss der bei den dynamischen Messungen im Öltropfen verbleibenden Dosier- nadel abschätzen zu können.

Bei der dynamischen Messung des Vorrückwinkels θ_v stellte sich im Fall der Aluminiumlegierung als Mittelwert aus 4 Messungen mit $20,3 \pm 1,4^\circ$ der höchste Wert ein, wohingegen die Werte beim 100Cr6- und C15E-Stahl mit $13,5 \pm 1,4^\circ$ bzw. $8,5 \pm 0,8^\circ$ auf einem deutlich niedrigeren Niveau lagen (Bild 3.5a). Die dynamisch erfassten Rückzugswinkel θ_R aller Metalle wiesen im Vergleich zu den Vorrückwinkeln deutlich niedrigere Werte auf, wobei die Reihenfolge bezüglich der Messwerthöhe gleich blieb (Bild 3.5b). Im Fall des 100Cr6-Stahls und der Aluminiumlegierung lagen die statisch gemessenen Benetzungswinkel θ_S im Vergleich zu den dynamisch erfassten Rückzugswinkeln auf nahezu dem gleichen Niveau (vgl. Bilder 3.5b und 3.5c). Lediglich beim C15E-Stahl stellte sich mit $\theta_S = 5,9 \pm 0,9^\circ$ im Vergleich zu $\theta_R = 3,0 \pm 0,6^\circ$ ein fast doppelt so hoher Wert ein.

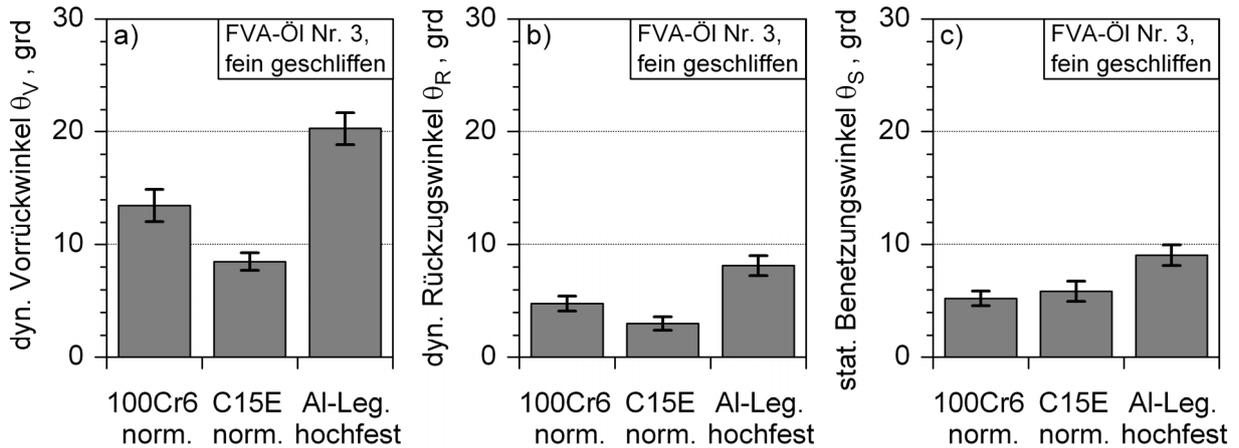


Bild 3.5: Durch dynamische Messung ermittelter (a) Vorrückwinkel θ_V und (b) Rückzugwinkel θ_R sowie durch (c) statische Messung ermittelter Benetzungswinkel θ_S von FVA-Öl Nr. 3 auf fein geschliffenen Scheiben aus den normalisierten Stählen 100Cr6 und C15E und aus AlZnMgCu1,5.

3.4 Texturmuster

In Bild 3.6 sind rasterelektronenmikroskopische Aufnahmen von zuerst geläpften und anschließend unter Verwendung von Laserstrahlung mit Mikrotexturen versehenen, keramischen Pellet-Wirkflächen dargestellt. Die Aufnahme der texturierten Oberflächen erfolgte unter einem Kippwinkel von 60° gegenüber dem einfallenden Elektronenstrahl. Um ein bestimmtes Muster realisieren zu können, war es notwendig, die zur Verfügung stehenden Laserprozessparameter in Abhängigkeit der zu bearbeitenden Keramik, der Oberflächenqualität und der geforderten Texturabmessungen anzupassen. An den Keramiken EKasicF (Bild 3.6a bis 3.6c) und SN80 (Bild 3.6d bis 3.6f) wurde eine Variation der Breite gekreuzter Kanäle im Bereich von $B = 50 \mu\text{m}$ bis $200 \mu\text{m}$ bei konstanter Tiefe von $H = 10 \mu\text{m}$ und texturiertem Flächenanteil von $a_{\text{tex}} = 75 \%$ durchgeführt. Auch wurde an SN80 der texturierte Flächenanteil gekreuzter Kanäle im Bereich von $a_{\text{tex}} = 35 \%$ bis 75% bei konstanter Kanalbreite von $B = 100 \mu\text{m}$ und -tiefe von $H = 10 \mu\text{m}$ variiert (Bild 3.6g bis 3.6i). Des Weiteren wurde – ebenfalls an SN80 – der Einfluss der Tiefe gekreuzter Kanäle untersucht. In den Bildern 3.6j und 3.6k sind 50 bzw. $100 \mu\text{m}$ tiefe Kanäle dargestellt ($a_{\text{tex}} = 75 \%$, $B = 100 \mu\text{m}$). Als Beispiel für diskrete Texturelemente zeigt Bild 3.6l runde Nöpfchen auf SN80 mit einem Durchmesser von $B = 100 \mu\text{m}$ und einer Tiefe von $H = 10 \mu\text{m}$ bei einem texturierten Flächenanteil von $a_{\text{tex}} = 50 \%$.

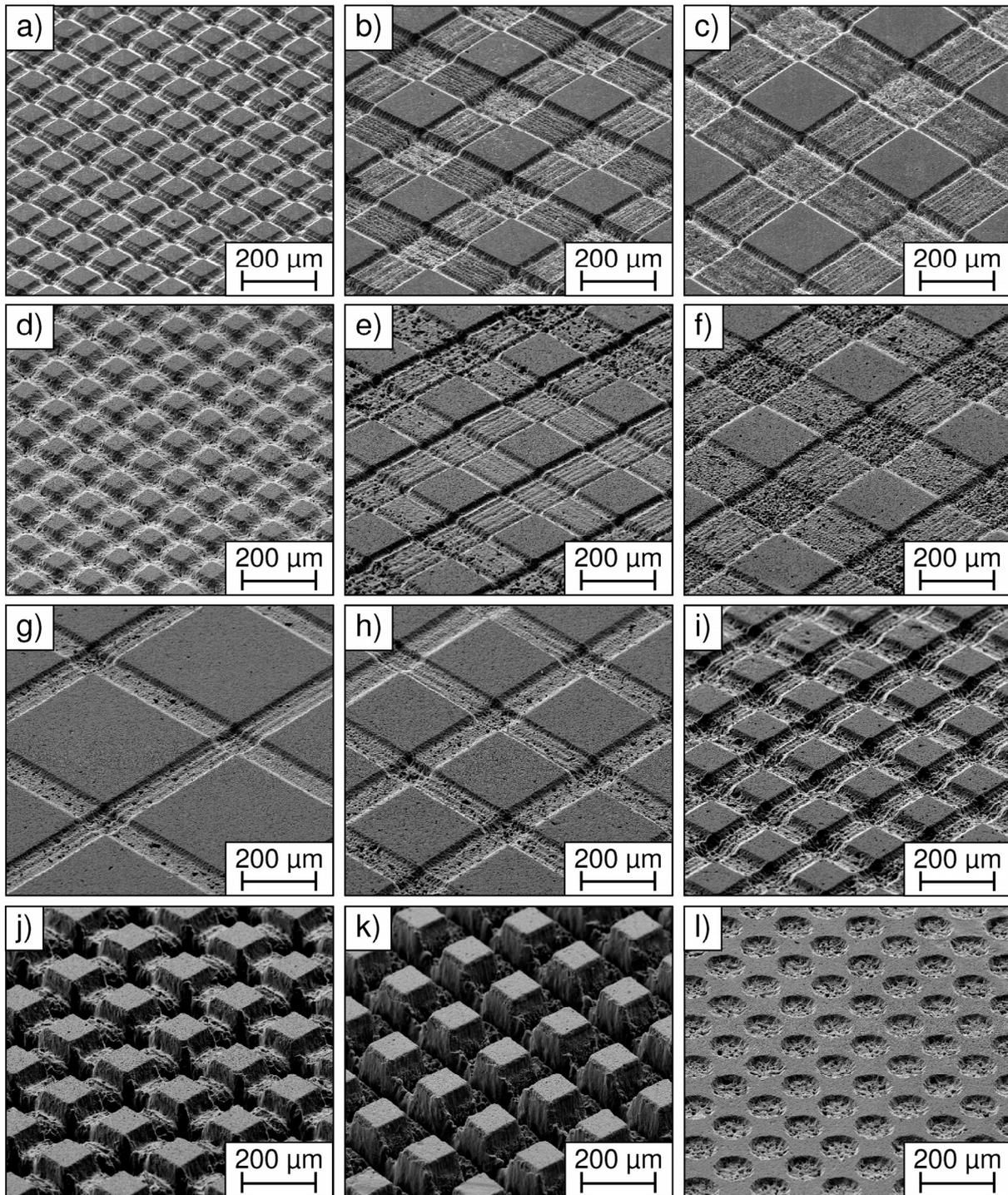


Bild 3.6: Mit Hilfe von Laserstrahlung mikrotexturierte keramische Funktionsflächen: gekreuzte Kanäle GK (text. Flächenanteil $a_{\text{tex}} = 75 \%$, Tiefe $H = 10 \mu\text{m}$) mit Breite $B = 50 \mu\text{m}$, $150 \mu\text{m}$, $200 \mu\text{m}$ auf (a-c) EKasicF und (d-f) SN80, (g-i) GK ($H = 10 \mu\text{m}$, $B = 100 \mu\text{m}$) mit $a_{\text{tex}} = 35 \%$, 50% , 75% auf SN80, GK ($a_{\text{tex}} = 75 \%$, $B = 100 \mu\text{m}$) mit (j) $H = 50 \mu\text{m}$ und (k) $H = 100 \mu\text{m}$ auf SN80, (l) runde Näpfchen RN ($a_{\text{tex}} = 50 \%$, $H = 10 \mu\text{m}$, Durchmesser $B = 100 \mu\text{m}$) auf SN80.

3.5 Tribologische Eigenschaften

3.5.1 Vergleich von Texturmustern

Unter Verwendung der Standard-Versuchsführung (Bild 3.7a) wurde das Reibungsverhalten unterschiedlicher Pellet-Wirkflächenzustände bei der Gleitgeschwindigkeit von $v_{\max} = 10 \text{ m/s}$ und der Normalkraft von $F_N = 60 \text{ N}$ in Paarung gegen normalisierte 100Cr6-Stahlscheiben unter Schmierung mit FVA-Öl Nr. 3 charakterisiert, wobei eine Ölmenge von $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ zugeführt wurde.

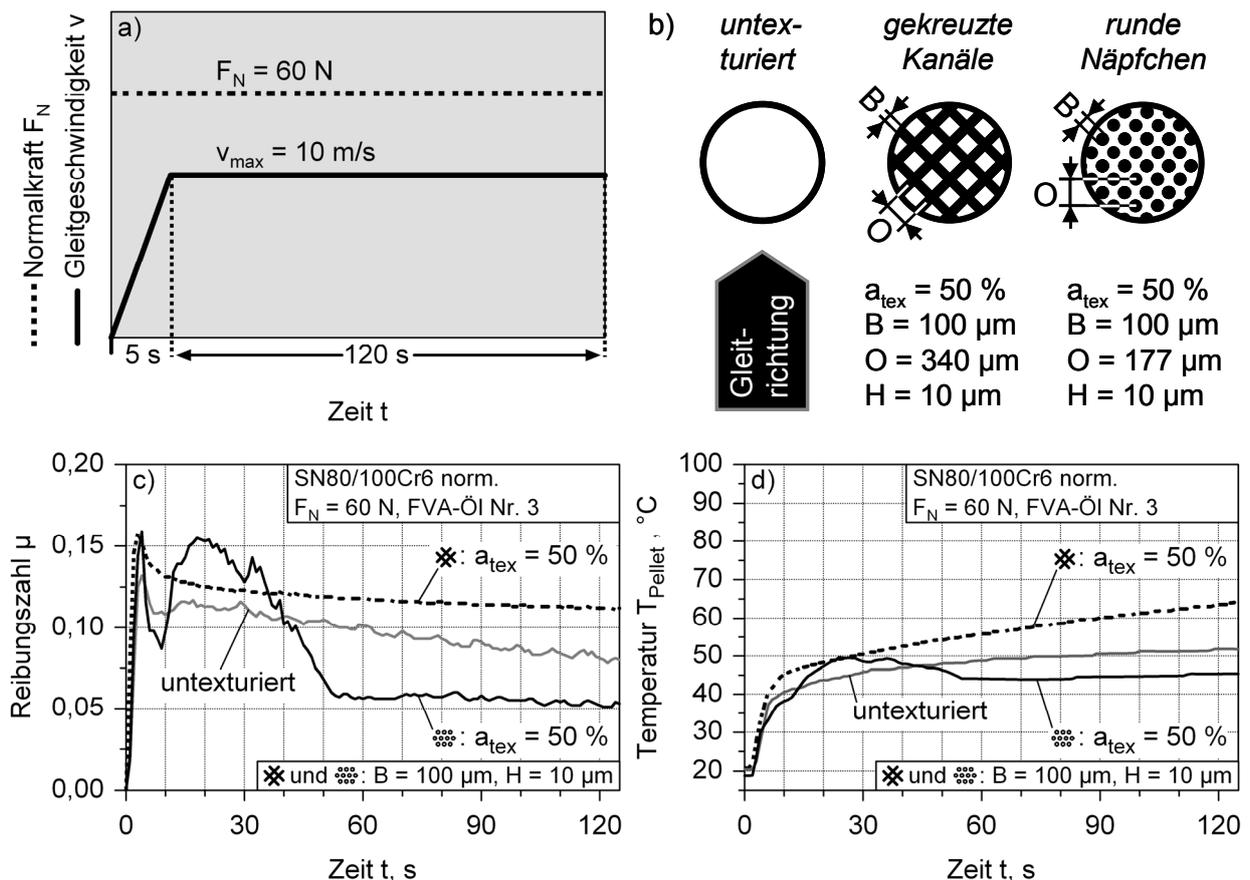


Bild 3.7: (a) Standard-Versuchsführung, (b) schematische Darstellung untexturierter und unterschiedlich mikrotexturierter Pellet-Wirkflächen mit Texturparametern, (c) Reibungsverlauf über der Zeit für untexturierte, mit gekreuzten Kanälen ($a_{\text{tex}} = 50 \%$) und runden Näpfchen ($a_{\text{tex}} = 50 \%$) versehene Pellets aus SN80 bei Paarung gegen normalisierte 100Cr6-Scheiben sowie (d) im Pellet gemessene Temperaturverläufe ($v_{\max} = 10 \text{ m/s}$, $F_N = 60 \text{ N}$, $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3).

Ziel war es hierbei, den Einfluss geläppter (untexturierter) sowie geläppter und anschließend mit gekreuzten Mikrokanälen bzw. runden Mikronäpfchen versehenen SN80-Pellets zu untersuchen. Dabei wurde für beide Muster eine konstante Breite und Tiefe des jeweiligen Texturelements von $B = 100 \mu\text{m}$ bzw. von $H = 10 \mu\text{m}$ bei identischem texturierten Flächenanteil von $a_{\text{tex}} = 50 \%$ gewählt (Bild 3.7b). In Bild

3.7c sind die ermittelten Reibungszahlverläufe der verschiedenen Wirkflächenzustände dargestellt. Das untexturierte Pellet zeigte anfänglich, d. h. am Ende der Beschleunigungsphase und bei Erreichen der Endgeschwindigkeit von 10 m/s, einen Wert der Reibungszahl von 0,13. Mit zunehmender Beanspruchungszeit fiel die Reibungszahl kontinuierlich ab und erreichte bei Versuchsende einen Wert von 0,08. Bei dem mit runden Nöpfchen versehenen Pellet wurde am Ende der Beschleunigungsphase ein hoher Wert der Reibungszahl von über 0,15 gemessen, gefolgt von einem starken Abfall bis auf ein Minimum von unter 0,10 zum Zeitpunkt $t = 9$ s. Nach einer sich anschließenden ausgeprägten Überhöhung fiel die Reibungszahl erneut ab, erreichte nach einer Versuchszeit von $t = 53$ s einen Wert von ca. 0,06 und verblieb bis zum Versuchsende ($t = 125$ s) nahezu auf diesem Niveau. Das mit gekreuzten Kanälen texturierte Pellet zeigte – ausgehend von einem Wert der Reibungszahl von über 0,15 – mit fortschreitender Versuchszeit einen kontinuierlichen Abfall bis auf einen Wert von knapp über 0,11 am Versuchsende. Im Vergleich zu den beiden anderen Wirkflächenzuständen (untexturiert, mit runden Nöpfchen versehen) konnte durch die kanalartige Textur ein höheres Reibungszahniveau, eine höhere Reibungszahlkonstanz sowie ein sehr glatter Kurvenverlauf der Reibungszahl erzielt werden. Die zugehörigen zeitlichen Temperaturverläufe wurden durch ein zentrisch im Pellet ca. 0,15 mm oberhalb der Kontaktfläche befindliches Thermoelement (Bild 2.6c) ermittelt und sind in Bild 3.7d dargestellt. Während im untexturierten und im mit runden Nöpfchen versehenen Pellet nach einer Versuchszeit von 125 s Kontakttemperaturen von 46 bzw. 51°C gemessen wurden, lag die Temperatur im Fall des mit gekreuzten Kanälen texturierten Pellets mit 64°C deutlich höher.

Da das Pellet mit gekreuzten Kanälen ein für die Anwendung in ölgeschmierten Friktionssystemen günstigeres tribologisches Verhalten zeigte als mit runden Nöpfchen oder ohne Texturierung, wurde in den weiteren Prüfstandsversuchen der Schwerpunkt auf eine Mikrotexturierung mit gekreuzten Kanälen gelegt.

3.5.2 Variation von Texturparametern bei gekreuzten Kanälen

Bei den im Folgenden dargestellten Ergebnissen wurde systematisch der Einfluss verschiedener Texturparameter von mit gekreuzten Kanälen versehenen Pellet-Wirkflächen auf das Reibungsverhalten untersucht. Gegenstand der Untersuchung waren der texturierte Flächenanteil a_{tex} , die Breite B sowie die Tiefe H gekreuzter Mikrokanäle. Die tribologische Charakterisierung erfolgte auf Basis der Standard-Versuchsführung (Bild 2.8a). Unter Schmierung mit FVA-Öl Nr. 3 wurden die Pellets bei einer Gleitgeschwindigkeit von 10 m/s und einer Normalkraft von 60 N gegen normalisierte 100Cr6-Scheiben gepaart. Zusätzlich wurde in ausgewählten Ver-

suchsreihen das Verhalten bei einer reduzierten Normalkraft von 15 N, bei einer Variation der Gleitgeschwindigkeit (Bild 2.8b) sowie im Abbremsversuch (Bild 2.8d) charakterisiert.

Texturierter Flächenanteil

Der texturierte Flächenanteil wurde bei den mit gekreuzten Mikrokanälen versehenen Pellets in drei Stufen von 35 bis 75 % variiert (Bild 3.8a). Der gewünschte Anteil konnte bei einer festgelegten Kanalbreite von 100 μm durch eine entsprechende Anpassung des Kanal-Offsets realisiert werden. Die Kanaltiefe betrug in allen Fällen 10 μm . In Bild 3.8b ist die Reibungszahl geläppter und texturierter Pellets aus SN80 als Funktion der Zeit bei der Normalkraft von 60 N dargestellt. Bei der Paarung mit dem lediglich geläppten Pellet wurden über die gesamte Versuchszeit hinweg die geringsten Werte der Reibungszahl beobachtet. Es ist offensichtlich, dass durch die Mikrotextrurierung die Reibungszahlwerte gegenüber dem geläppten Pellet deutlich angehoben wurden. Das resultierende Reibungszahlniveau stieg mit zunehmendem texturierten Flächenanteil. Am Ende des stationären Gleitgeschwindigkeitsbereichs ($t = 125 \text{ s}$) lag die Reibungszahl im Fall des mit dem texturierten Flächenanteil von 75 % versehenen Pellets bei 0,126, wohingegen beim geläppten Pellet eine Reibungszahl von 0,078 gemessen wurde (Bild 3.8b). Nach Beendigung der Beschleunigungsphase nahm bei allen Paarungen die Reibungszahl über die gesamte Dauerschlupfphase von 120 s kontinuierlich ab. Bild 3.8c zeigt die den Reibungszahlkurven zugehörigen, im Pellet gemessenen Temperaturverläufe. Mit zunehmendem texturierten Flächenanteil stieg die zum Versuchszeitpunkt $t = 125 \text{ s}$ ermittelte Kontakttemperatur an. Während beim Pellet mit dem texturierten Anteil von 75 % mit ungefähr 71°C der höchste Wert gemessen wurde, lag beim untexturierten Pellet mit ungefähr 52°C der geringste Wert vor. Vergleicht man die Bilder 3.8b und 3.8d, so wird deutlich, dass sich durch einer Reduzierung der Normalkraft auf 15 N das Reibungszahlniveau bei allen Materialpaarungen mehr als verdoppelte. Gegen Versuchsende ergaben sich für die texturierten Pellets Werte der Reibungszahl im Bereich von 0,26 bis 0,29, für das geläppte Pellet von ca. 0,16. Außerdem fällt auf, dass Schwankungen im Reibungszahlverlauf der texturierten Pellets im Zuge der Normalkraftreduzierung vermehrt auftraten. Nach 125 s wurde am geläppten Pellet eine Kontakttemperatur von ungefähr 33°C gemessen (Bild 3.8e). Die an den texturierten Pellets ermittelten Temperaturen lagen dagegen mit Werten im Bereich von 49 bis 53°C deutlich höher.

a)	text. Flächenanteil, %	Kanalbreite B, μm	Kanal-Offset O, μm	Kanaltiefe H, μm
	35	100	515	10
	50	100	340	10
	75	100	200	10

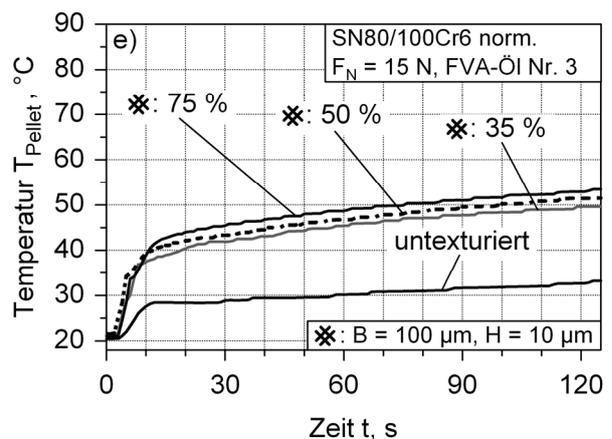
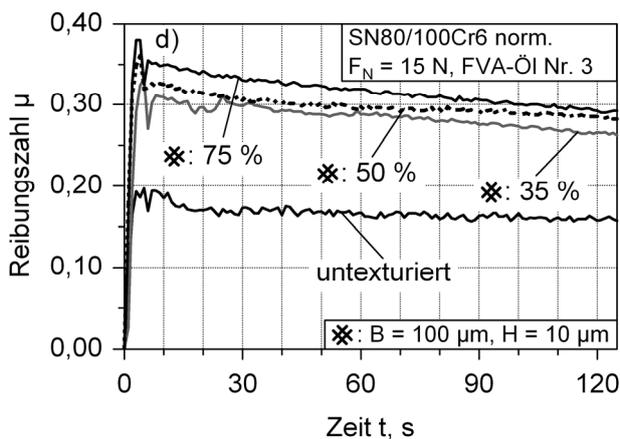
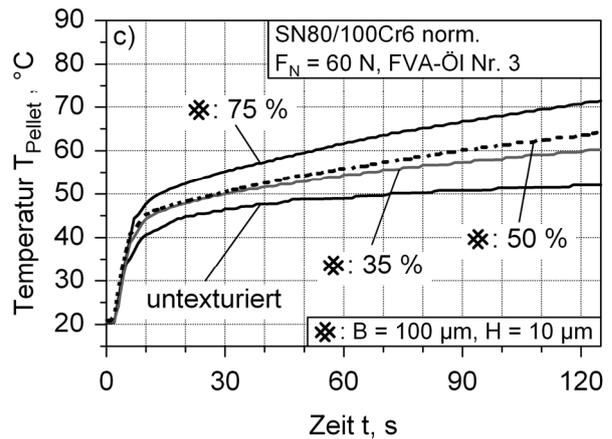
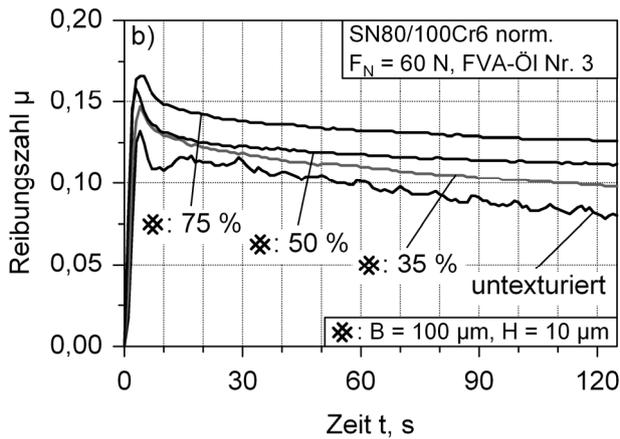


Bild 3.8: (a) Texturparameter bei Variation des texturierten Flächenanteils gekreuzter Kanäle, zeitlicher Reibungszahlverlauf von untexturierten bzw. mit texturierten Flächenanteilen von 35 bis 75 % versehenen SN80-Pellets gepaart gegen 100Cr6 norm. unter der Normalkraft von (b) $F_N = 60 \text{ N}$ und (d) $F_N = 15 \text{ N}$ sowie (c,e) im Pellet gemessene Temperaturverläufe ($v_{max} = 10 \text{ m/s}$, $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3).

Des Weiteren wurde das Reibungsverhalten im Abbremsversuch (Bild 2.8d) untersucht. Ausgehend von der maximalen Gleitgeschwindigkeit $v_{max} = 10 \text{ m/s}$ wurde hierbei innerhalb von 5 s auf $v = 0 \text{ m/s}$ abgebremst. In den Bildern 3.9a und 3.9b ist die Reibungszahl untexturierter sowie von mit variiertem texturierten Flächenanteil versehenen SN80-Pellets in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit unter der Normalkraft von $F_N = 60 \text{ N}$ bzw. $F_N = 15 \text{ N}$ dargestellt, wobei die Diagramme von rechts

nach links zu lesen sind. Unter der Normalkraft von 60 N nahm die Reibungszahl beim untexturierten Pellet mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit kontinuierlich bis auf einen sehr geringen Wert ab (Bild 3.9a). Ein von 35 über 50 auf 75 % zunehmender texturierter Flächenanteil auf den Pellet-Wirkflächen führte zu einem ansteigenden Reibungszahlniveau. Während die Reibungszahl bei einem texturierten Flächenanteil von 75 % nahezu unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit war, fand bei einem Anteil von 35 % ein Übergang von Flüssigkeits- zu Grenzreibung statt. Eine Reduzierung der Normalkraft auf 15 N resultierte in einer Verschiebung aller Messkurven hin zu höheren Werten (Bild 3.9b). Auch hier wurde mit zunehmendem texturierten Flächenanteil eine Zunahme der Reibungszahl beobachtet, wohingegen das untexturierte Pellet wiederum das niedrigste Reibungszahlniveau lieferte. Alle Kurven zeigten zunächst mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit einen deutlichen und kontinuierlichen Abfall der Reibungszahl. Während sich dieser Abfall beim untexturierten und bei dem mit einem texturierten Flächenanteil von 75 % versehenen Pellet bis auf $v = 0$ fortsetzte, trat im Fall der mit einem Anteil von 35 bzw. 50 % texturierten Pellets unterhalb von 1 m/s ein Minimum und ein sich anschließender Anstieg im Reibungszahlverlauf auf.

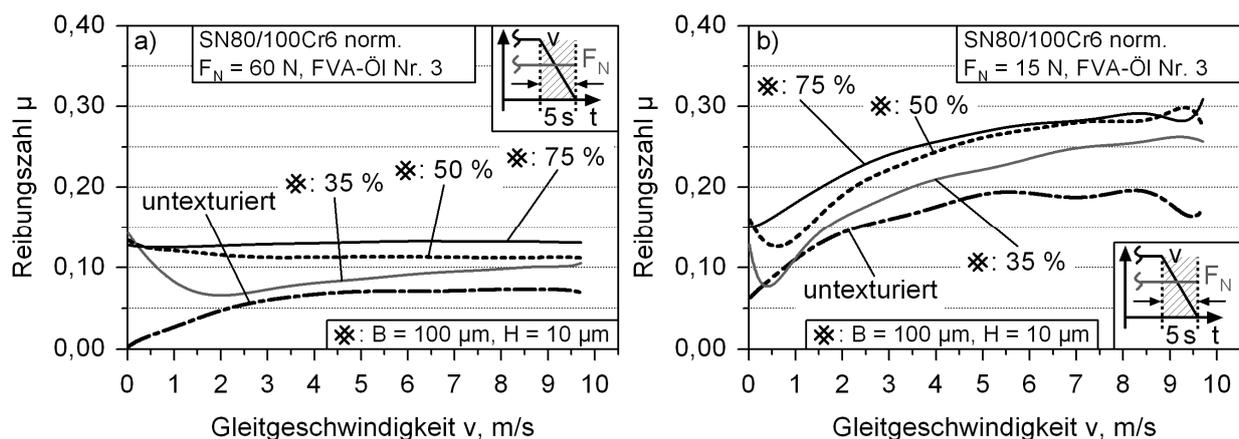
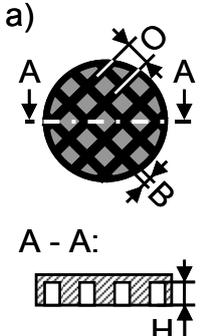


Bild 3.9: Im Abbremsversuch ermittelter Reibungszahlverlauf von geläppten bzw. mit texturiertem Flächenanteil von 35 bis 75 % versehenen SN80-Pellets gepaart gegen normalisierte 100Cr6-Scheiben als Funktion der Gleitgeschwindigkeit unter der Normalkraft von (a) $F_N = 60 \text{ N}$ und (b) $F_N = 15 \text{ N}$ ($v_{max} = 10 \text{ m/s}$, $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3).

Kanalbreite

Bild 3.10 zeigt das Reibungsverhalten bei Variation der Breite B gekreuzter Mikrokanäle im Bereich von $50 \mu\text{m}$ bis $200 \mu\text{m}$. Durch Anpassung des Kanal-Offsets wurde hierbei jeweils der texturierte Flächenanteil a_{tex} konstant bei 75 % gehalten (Bild 3.10a). Die Kanaltiefe betrug in allen Fällen $10 \mu\text{m}$. In den Bildern 3.10b und 3.10d sind Reibungszahlverläufe der Paarungen EKasicF/100Cr6 bzw. SN80/100Cr6 als Funktion der Zeit dargestellt. Bei beiden Materialpaarungen fiel mit zunehmender

Kanalbreite das Reibungszahniveau. Gleichzeitig kam es zu einer Verbesserung der Reibungszahlkonstanz. Nach 125 s Gleitbeanspruchung lieferte das geläppte Pellet im Vergleich zu den texturierten Pellets deutlich niedrigere Reibungszahlwerte, wobei auch die Reibungszahlkonstanz relativ schlecht ausfiel (Bild 3.10b bzw. 3.10d).

a)	Kanalbreite B,	text. Flächen-	Kanal-Offset O,	Kanaltiefe H,
	μm	anteil, %	μm	μm
	50	75	100	10
	100	75	200	10
	150	75	300	10
	200	75	400	10

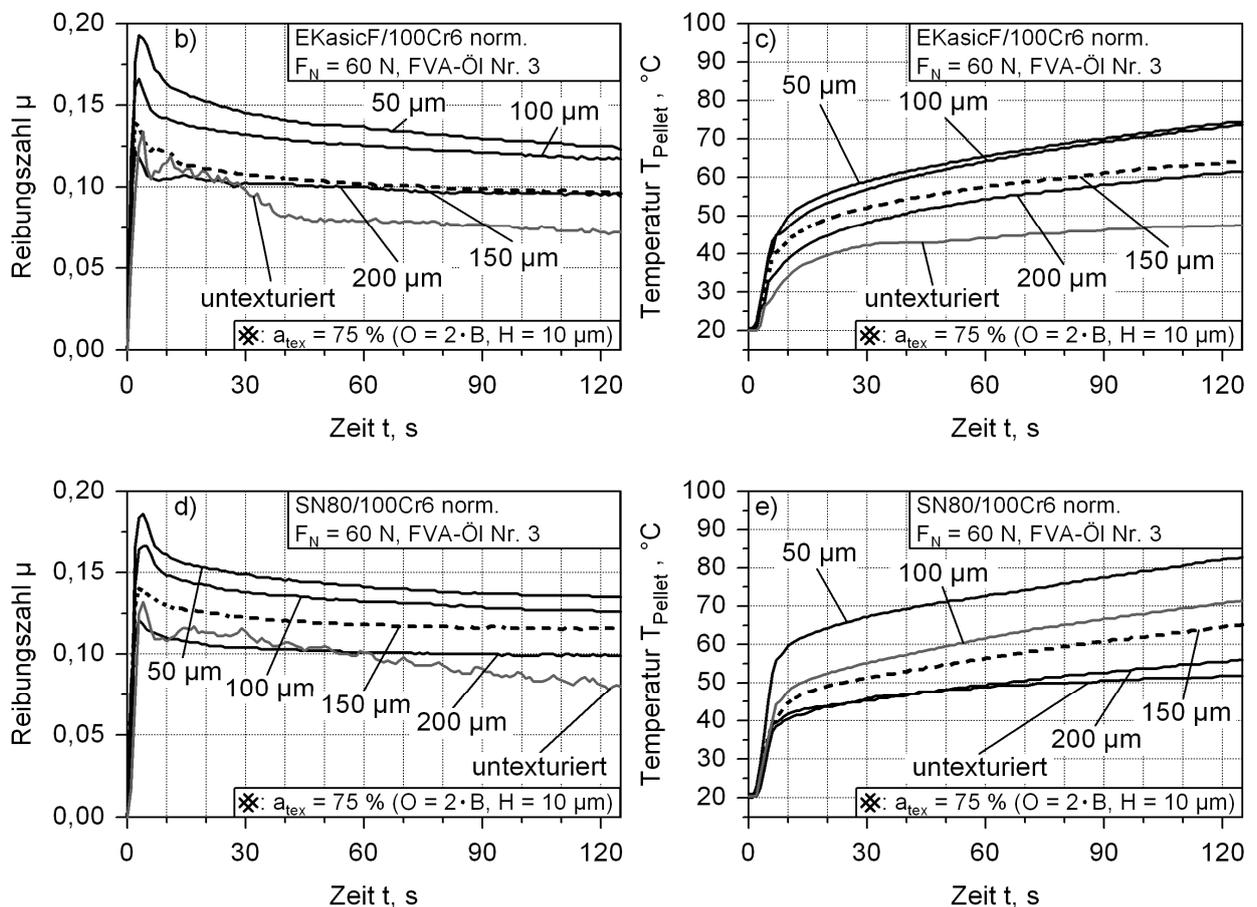


Bild 3.10: (a) Texturparameter bei Variation der Breite gekreuzter Kanäle, zeitlicher Reibungszahlverlauf von untexturierten bzw. mit Kanalbreiten von 50 bis 200 μm texturierten Pellets aus (b) EKasicF und (d) SN80 gepaart gegen 100Cr6 sowie (c,e) zugehörige Temperaturverläufe ($F_N = 60\text{ N}$, $v_{max} = 10\text{ m/s}$, $8,9\text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle $a_{tex} = 75\%$).

Die mit Hilfe eines Thermoelements in den unterschiedlichen Keramik-Pellets gemessenen Temperaturverläufe sind den Bildern 3.10c bzw. 3.10e zu entnehmen. Es wird deutlich, dass am Ende des stationären Gleitgeschwindigkeitsbereichs die Temperaturwerte mit der Höhe der Reibungszahlen (vgl. Bild 3.10b bzw. 3.10d) korrelierten. Folglich wurde nach 125 s die niedrigste Temperatur am geläpften Pellet (ca. 48°C bei EKasicF bzw. 51°C bei SN80) und die höchste am texturierten Pellet mit der geringsten Kanalbreite von 50 µm (ca. 74°C bei EKasicF bzw. 82°C bei SN80) ermittelt.

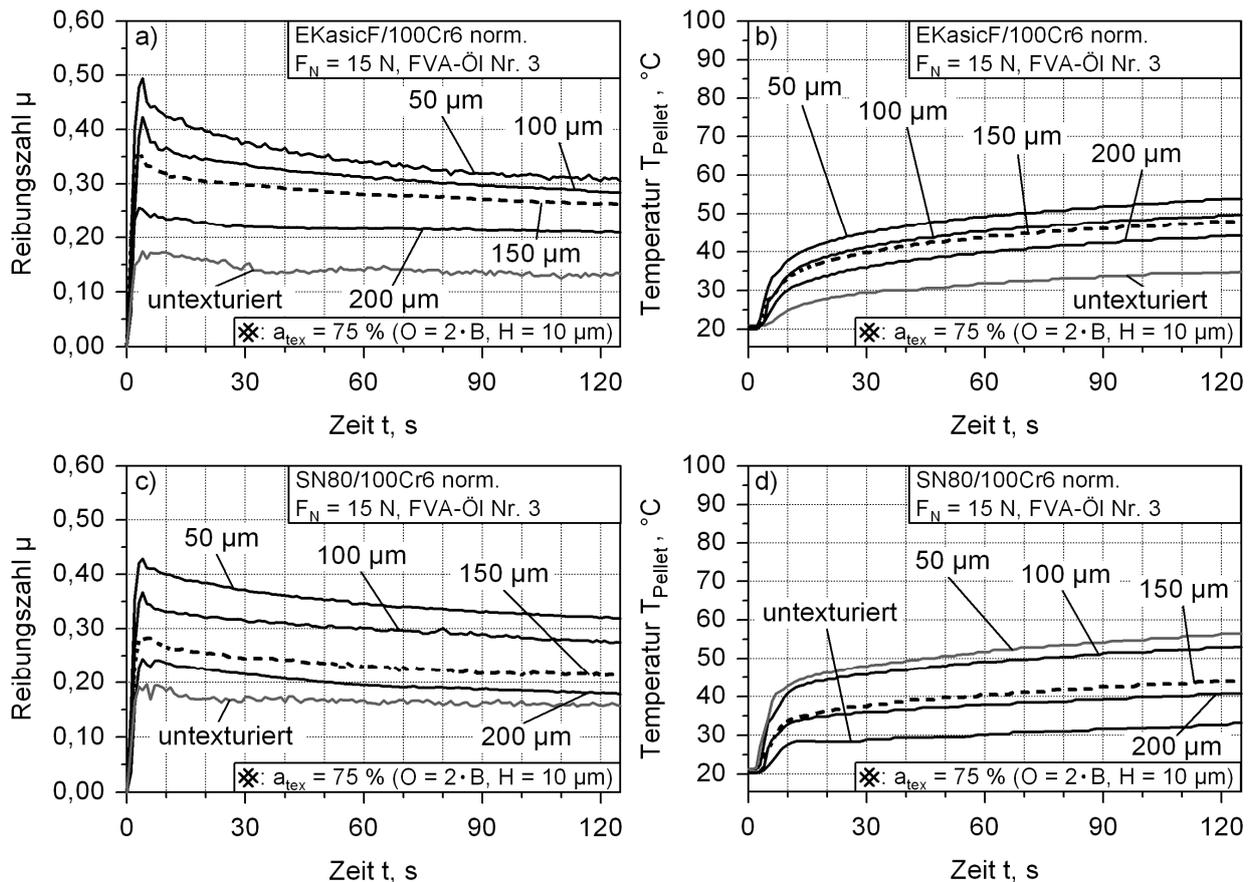


Bild 3.11: Zeitlicher Reibungszahlverlauf von untexturierten bzw. mit Kanalbreiten von 50 bis 200 µm texturierten Pellets aus (a) EKasicF und (c) SN80 gepaart gegen 100Cr6 sowie (b,d) zugehörige Temperaturverläufe ($F_N = 15\text{ N}$, $v_{\text{max}} = 10\text{ m/s}$, $8,9\text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle $a_{\text{tex}} = 75\%$).

Die in den Bildern 3.11a bzw. 3.11c für beide Materialpaarungen dargestellten zeitlichen Reibungszahlverläufe ergaben sich unter der reduzierten Normalkraft von $F_N = 15\text{ N}$. Es wird deutlich, dass im Zuge der Normalkraftverringerung das Reibungszahnniveau aller Verläufe mehr als verdoppelt wurde (vgl. Bild 3.10b bzw. 3.10d). Auch hier wurde bei beiden Paarungen mit zunehmender Kanalbreite ein Absinken des Reibungszahnniveaus sowie eine Verbesserung der Reibungszahl-

konstanz beobachtet, wobei das untexturierte Pellet wiederum die geringsten Reibungszahlen lieferte. Die Paarung SN80/100Cr6 zeigte tendenziell eine bessere Reibungszahlkonstanz. In den Bildern 3.11b bzw. 3.11d sind die zugehörigen Temperaturverläufe beider Materialpaarungen aufgeführt. Im Vergleich zu den unter der höheren Normalkraft von 60 N nach 125 s gemessenen Temperaturen lagen die Werte unter der Normalkraft von 15 N bei allen Wirkflächenzuständen deutlich niedriger. Hierbei trat ebenfalls eine Abnahme der Temperatur mit zunehmender Kanalbreite auf. Die geringsten Temperaturwerte von ca. 35 bzw. 33°C wurden wiederum im untexturierten EKasicF- bzw. SN80-Pellet ermittelt.

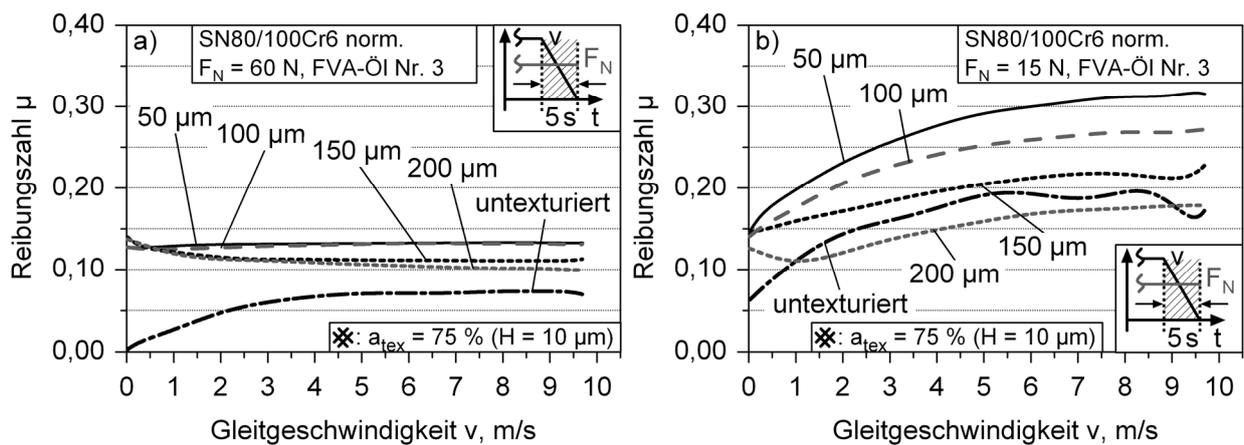


Bild 3.12: Im Abbremsversuch ermittelter Reibungszahlverlauf von geläppten bzw. mit Kanalbreiten von 50 bis 200 μm texturierten SN80-Pellets bei Paarung gegen 100Cr6 als Funktion der Gleitgeschwindigkeit unter der Normalkraft von (a) $F_N = 60$ N und (b) $F_N = 15$ N ($v_{\text{max}} = 10$ m/s, $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle $a_{\text{tex}} = 75\%$).

In den Bildern 3.12a bzw. 3.12b sind die im Abbremsversuch ermittelten Reibungszahlen des untexturierten bzw. von mit unterschiedlichen Kanalbreiten von 50 bis 200 μm texturierten SN80-Pellets in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit unter der Normalkraft von $F_N = 60$ N bzw. $F_N = 15$ N dargestellt. Im Fall der Normalkraft von 60 N zeigten sich mit abnehmender Kanalbreite ein ansteigendes Reibungszahlniveau sowie eine Verbesserung der Reibungszahlkonstanz. Sowohl bei den 50 μm als auch bei den 100 μm breiten Kanälen war die Reibungszahl nahezu unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit. Dagegen wurde beim untexturierten Pellet das geringste Reibungszahlniveau sowie eine ausgeprägte Reibungszahlabhängigkeit beobachtet. Die Reibungszahl nahm unterhalb von $v = 4$ m/s mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit kontinuierlich auf einen sehr geringen Wert ab. Eine Verringerung der Normalkraft auf 15 N führte generell bei allen Verläufen zu einer Erhöhung des Reibungszahlniveaus und gleichzeitig zu einer Abnahme der Reibungszahlkonstanz mit abnehmender Kanalbreite (Bild 3.12b). Nur bei den 200 μm breiten Kanälen trat ein Übergang von Flüssigkeits- zu Grenzreibung auf.

Kanaltiefe

Bild 3.13 zeigt das Reibungsverhalten bei Variation der Tiefe H gekreuzter Mikrokanäle in drei Stufen im Bereich von $10\ \mu\text{m}$ bis $100\ \mu\text{m}$. Die Breite der Kanäle wurde dabei in allen Fällen mit $100\ \mu\text{m}$ und der Kanal-Offset mit $200\ \mu\text{m}$ gewählt, so dass der texturierte Flächenanteil jeweils 75% betrug (Bild 3.13a). Die in Bild 3.13b als Funktion der Zeit dargestellten Reibungszahlverläufe texturierter Pellets aus SN80 wurden unter Verwendung der Standard-Versuchsführung (s. Bild 2.8a) ermittelt. Unabhängig von der Kanaltiefe war bei allen Verläufen nach Beendigung der Beschleunigungsphase ausgehend von einem Maximalwert der Reibungszahl von ungefähr $0,17$ ein kontinuierlicher Abfall zu beobachten. Die Verläufe der unterschiedlichen Kanaltiefen waren über den gesamten Versuchszeitraum hinweg nahezu deckungsgleich. Aus dem Verlauf der Pellet-Temperatur ist ersichtlich, dass nach $125\ \text{s}$ trotz der nahezu identischen Reibungszahlen relativ deutliche Unterschiede in den Werten auftraten (Bild 3.13c). Während bei den $10\ \mu\text{m}$ tiefen Kanälen eine Temperatur von ca. 71°C ermittelt wurde, lagen die Werte bei den 50 und $100\ \mu\text{m}$ tiefen Kanälen mit ca. 77 bzw. 75°C geringfügig höher.

a)	Kanaltiefe H , μm	text. Anteil a_{tex} , %	Kanalbreite B , μm	Kanal-Offset O , μm
	10	75	100	200
	50	75	100	200
	100	75	100	200

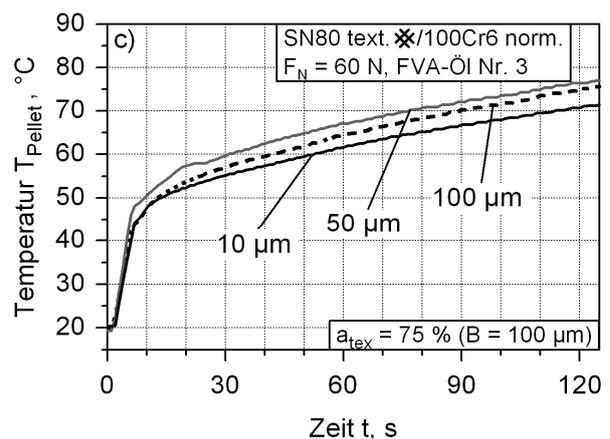
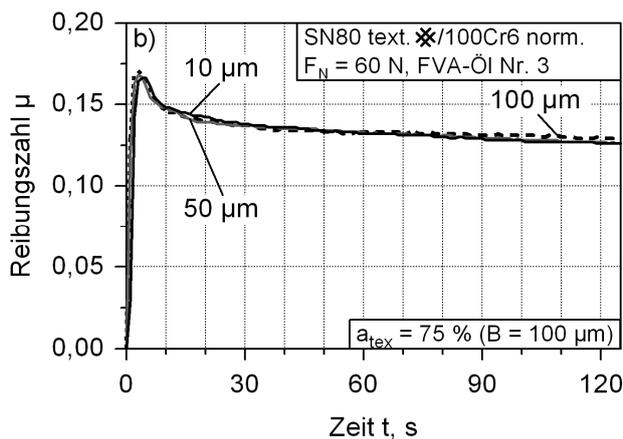


Bild 3.13: (a) Texturparameter bei Variation der Tiefe gekreuzter Kanäle, (b) zeitlicher Reibungszahlverlauf von texturierten Pellets aus SN80 mit Kanaltiefen von 10 bis $100\ \mu\text{m}$ gepaart gegen normalisierte 100Cr6 -Scheiben und (c) im Pellet gemessene Temperaturverläufe ($F_N = 60\ \text{N}$, $v_{\text{max}} = 10\ \text{m/s}$, $8,9\ \text{mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3; $a_{\text{tex}} = 75\%$).

Da unter der Standard-Versuchsführung nur ein verschwindend geringer Einfluss der Texturtiefe festzustellen war, wurden zusätzlich Versuche an der Paarung SN80/100Cr6 durchgeführt, bei denen die Gleitgeschwindigkeit variiert wurde. Für die Auswertung wurde jeweils die Reibungszahl am Ende des stationären Gleitgeschwindigkeitsbereichs, also zum Zeitpunkt $t = 125$ s, verwendet (s. Bild 2.8b). Die Ergebnisse zeigen, dass sich in dem Gleitgeschwindigkeitsbereich bis 3 m/s ein deutlicher Einfluss der Kanaltiefe abzeichnete (Bild 3.14a). Mit zunehmender Tiefe wurde hier ein ansteigendes Reibungszahlniveau gemessen. Grundsätzlich nahm in diesem Bereich die Reibungszahl in allen drei Fällen mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit ebenfalls zu, wobei die Kanäle mit der geringsten Tiefe vor dem Anstieg bei $v = 0,5$ m/s zunächst ein Minimum der Reibungszahl zeigten. Bei allen Kurven wurde im Geschwindigkeitsbereich von 2 bis 3 m/s ein Maximum der Reibungszahl erreicht, bevor sich ein kontinuierliches Absinken einstellte, das bis zur maximalen Gleitgeschwindigkeit von 10 m/s Bestand hatte. Ab der Gleitgeschwindigkeit von 3 m/s war der Einfluss der Kanaltiefe jedoch nur noch sehr gering. In Bild 3.14b ist die im Pellet gemessene Erwärmung nach 125 s Gleitbeanspruchung in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit aufgetragen. Bis zu der Gleitgeschwindigkeit von 4 m/s waren lediglich geringe Unterschiede im Erwärmungsverhalten der drei Kanaltiefen festzustellen. Erst bei höheren Gleitgeschwindigkeiten traten diese Unterschiede in der Weise deutlicher hervor, dass die 10 μm tiefen Kanäle die geringste und die 50 μm tiefen Kanäle die stärkste Erwärmung zeigten. Bei den 100 μm tiefen Kanälen stellte sich eine Erwärmung ein, die zwischen denen der beiden anderen Tiefen lag.

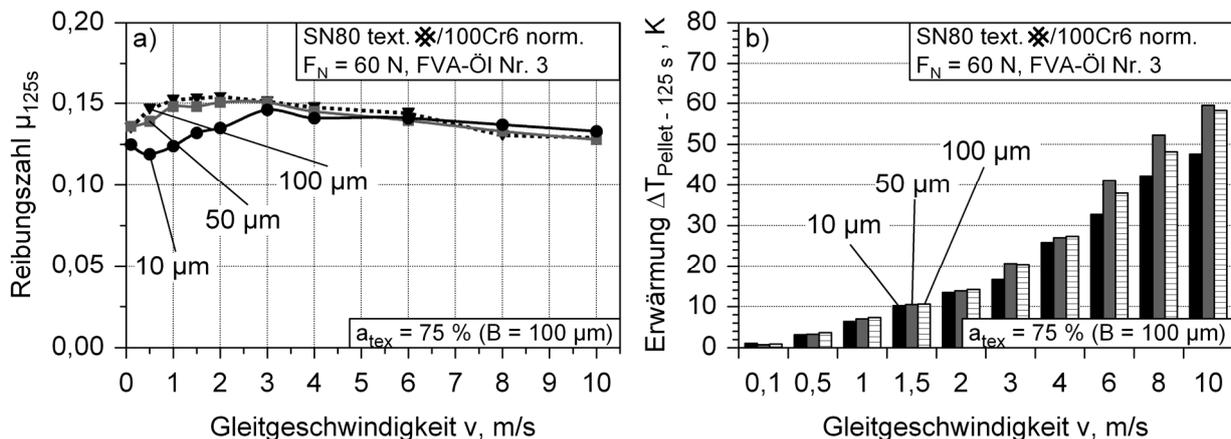


Bild 3.14: (a) Reibungszahl und (b) im Pellet gemessene Erwärmung nach 125 s Gleitbeanspruchung von texturierten Pellets aus SN80 mit Kanaltiefen von 10 bis 100 μm gepaart gegen normalisierte 100Cr6-Scheiben als Funktion der Gleitgeschwindigkeit ($F_N = 60$ N, $v_{\text{max}} = 0,1$ bis 10 m/s, $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3; $a_{\text{tex}} = 75\%$).

3.5.3 Einfluss der Materialpaarung

Variation des Pellet-Materials

Mit Hilfe der Standard-Versuchsführung (Bild 2.8a) wurde das Reibungsverhalten verschiedener keramischer Pellets (Al_2O_3 : F99,7 und htc99,9; $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-ZrO}_2$: SN80; SSiC: EKasicF) bei einer Gleitgeschwindigkeit von $v = 10 \text{ m/s}$ in Paarung gegen normalisierte 100Cr6-Stahlscheiben unter Schmierung mit FVA-Öl Nr. 3 charakterisiert (Bild 3.15). Da sich eine Pellet-Texturierung mit gekreuzten Kanälen und den in Bild 3.15a aufgeführten Parametern für eine Anwendung in ölgeschmierten Friktionssystemen als besonders vorteilhaft erwies, wurde diese zum Gegenstand aller nachfolgend beschriebenen Untersuchungen gemacht.

Die Reibungszahlverläufe der verschiedenen Paarungen sind in den Bildern 3.15b und 3.15d dargestellt. Die Paarungen mit untexturierten Pellets (Bild 3.15b) aus EKasicF und SN80 zeigten anfänglich einen hohen Wert der Reibungszahl, der jedoch mit zunehmender Beanspruchungszeit von ca. 0,13 auf einen Wert von ungefähr 0,08 abfiel. Die beiden monolithischen Al_2O_3 -Keramiken F99,7 und htc99,9 lieferten tendenziell das niedrigste Reibungszahlniveau. Während bei der Paarung htc99,9/100Cr6 eine vergleichsweise gute Reibungszahlkonstanz vorhanden war, kam es bei der Paarung F99,7/100Cr6 nach Beendigung der Beschleunigungsphase zu einem ausgeprägten Abfall der Reibungszahl, gefolgt von einem Anstieg bis auf einen Maximalwert von 0,10 und einem erneuten kontinuierlichen Absinken auf einen Wert von 0,065 nach $t = 125 \text{ s}$. Bild 3.15d zeigt die an Paarungen mit texturierten Pellets gemessenen Reibungszahlverläufe. Es wird deutlich, dass die anfänglichen Reibungszahlüberhöhungen durch die kanalartige Texturierung der Keramik-Pellets reduziert werden konnten. Bei den Paarungen mit Pellets aus SN80 und EKasicF wurden die höchsten Werte der Reibungszahl gemessen. Dagegen lagen im Fall der Paarung mit dem F99,7-Pellet wiederum die niedrigsten Werte vor. Die Paarungen F99,7/100Cr6 und SN80/100Cr6 zeigten eine ausgeprägte Reibungszahlkonstanz über die Beanspruchungszeit von 120 Sekunden bei der Gleitgeschwindigkeit von 10 m/s. Vergleicht man Bild 3.15b mit 3.15d, so fällt auf, dass durch die Mikrotexturierung eine signifikante Erhöhung des Reibungszahlniveaus bei allen Materialpaarungen erzielt werden konnte. Die zeitlichen Temperaturverläufe in den untexturierten und texturierten Pellets sind den Bildern 3.15c bzw. 3.15e zu entnehmen. Bei den Materialpaarungen mit lediglich geläppter Pellet-Wirkfläche wurden Maximaltemperaturen zwischen 46 und 51°C gemessen. Diese lagen im Fall der texturierten Pellets deutlich höher. Während bei den beiden Al_2O_3 -Keramiken F99,7 und htc99,9 Maximalwerte von knapp über 60°C ermittelt wurden, lagen die von EKasicF und SN80 sogar um weitere 10°C darüber.

a) **Standard-Texturierung mit gekreuzten Kanälen:**

Texturierter Flächenanteil a_{tex} , %	75
Kanalbreite B , μm	100
Kanal-Offset O , μm	200
Kanaltiefe H , μm	10

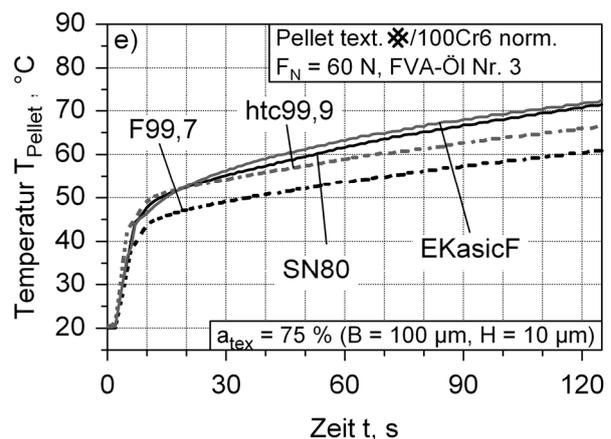
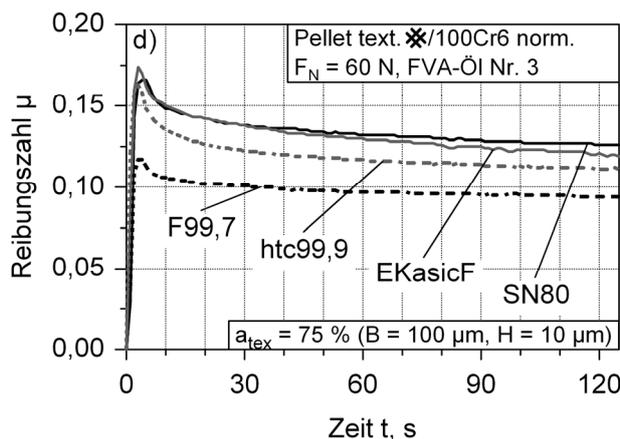
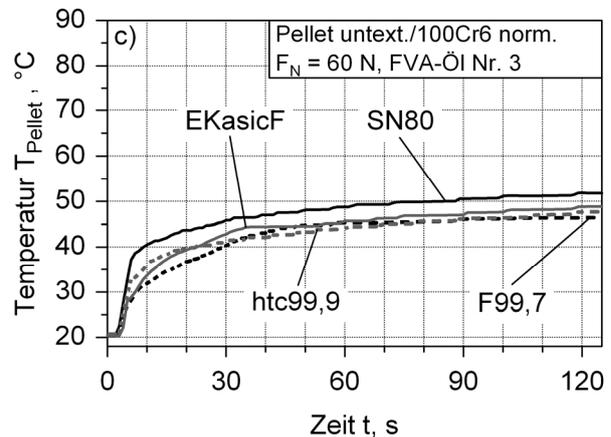
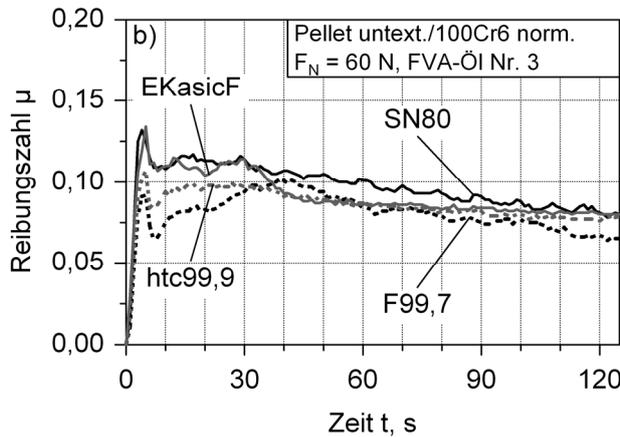
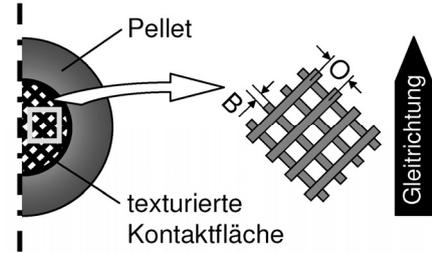


Bild 3.15: (a) Standard-Texturierung der Pellet-Wirkfläche mit Parametern, (b,d) zeitlicher Reibungszahlverlauf für (b) untexturierte und (d) texturierte Pellets aus SN80, EKasicF, htc99,9 und F99,7 gepaart gegen 100Cr6 sowie (c,e) zugehörige Temperaturverläufe ($F_N = 60 \text{ N}$, $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle $a_{\text{tex}} = 75\%$).

Tribologisch beanspruchte Oberflächen

In den Bildern 3.16 und 3.17 sind rasterelektronenmikroskopische Aufnahmen geläppter und von mit gekreuzten Kanälen texturierten Keramik-Pellets aus EKasicF und SN80 sowie von gepaarten 100Cr6-Scheiben nach einem Versuchslauf mit 5 Beanspruchungszyklen unter Standard-Bedingungen (Bild 2.8a) und einem Gleitweg von insgesamt 6250 m dargestellt. Um die aus der Beanspruchung resultierenden Veränderungen deutlich zu machen, sind zusätzlich Aufnahmen der Pellet-Wirkflächen bzw. der Stahlscheibe im Ausgangszustand gegenübergestellt.

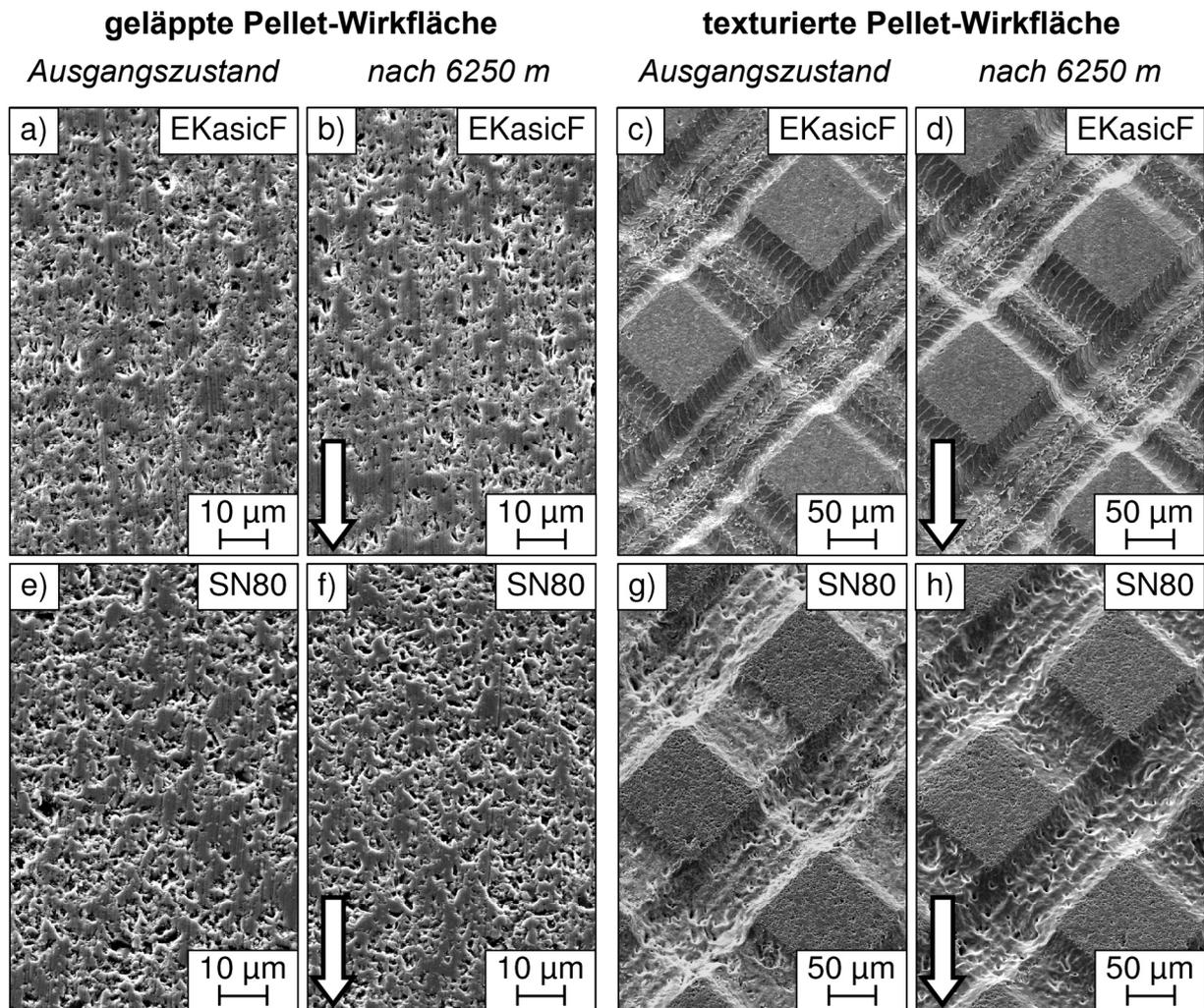


Bild 3.16: Gegenüberstellung von REM-Bildern (a,c,e,g) unbeanspruchter sowie (b,d,f,h) unter Standard-Bedingungen gegen normalisierte 100Cr6-Scheiben gepaarter Keramik-Pellets aus (a-d) EKasicF und (e-h) SN80 mit (a,b,e,f) geläppter und (c,d,g,h) mikrotexturierter Wirkfläche ($F_N = 60\text{ N}$, $v_{max} = 10\text{ m/s}$, $8,9\text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3, $s = 6250\text{ m}$; gekreuzte Kanäle mit $a_{tex} = 75\%$, $B = 100\text{ }\mu\text{m}$, $H = 10\text{ }\mu\text{m}$; Pfeilrichtung entspricht Gleitrichtung).

Vergleicht man den Ausgangszustand der geläpften Wirkflächen beider Keramiken (Bild 3.16a,e) mit dem tribologisch beanspruchten Zustand (Bild 3.16b,f), so stellt man fest, dass unter den gewählten Beanspruchungsbedingungen keinerlei Verschleißerscheinungsformen auftraten. Nach dem Versuch waren noch die durch die Läppbearbeitung der keramischen Pellet-Fläche erzeugten, feinen Riefen zu erkennen. Auch im Fall der texturierten Wirkflächen verdeutlicht ein Vergleich zwischen Ausgangszustand (Bild 3.16c,g) und beanspruchtem Zustand (Bild 3.16d,h), dass, unabhängig von der Art der Keramik, elektronenmikroskopisch keine Verschleißspuren nachzuweisen waren. Die Texturen wiesen nach dem Versuch keinerlei Beschädigungen an den Kanten der Plateaus auf.

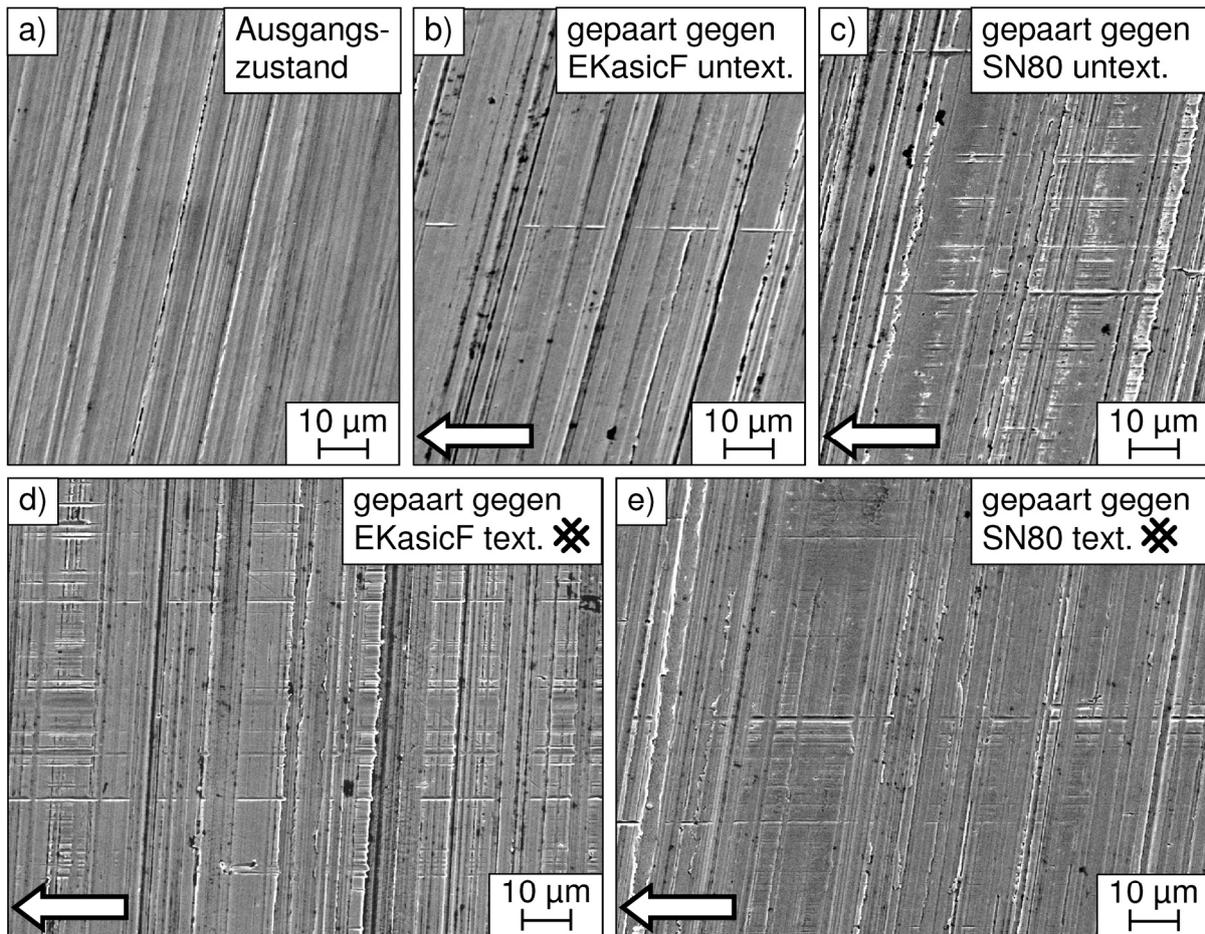


Bild 3.17: REM-Aufnahmen der Oberfläche normalisierter 100Cr6-Scheiben (a) im Ausgangszustand sowie nach 5 Beanspruchungszyklen der Standard-Versuchsführung bei Paarung gegen Pellets aus (b,d) EKasicF und (c,e) SN80 mit (b,c) geläppter und (d,e) texturierter Wirkfläche ($F_N = 60 \text{ N}$, $v_{max} = 10 \text{ m/s}$, $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3, $s = 6250 \text{ m}$; gekreuzte Kanäle mit $a_{tex} = 75 \%$; Pfeilrichtung entspricht Gleitrichtung).

Bild 3.17a zeigt den unbeanspruchten Zustand der scheibenförmigen Gegenkörper aus normalem 100Cr6-Stahl. Auf den Scheiben stellte sich im Laufe des Versuchs lediglich ein lokal auftretender leichter Abrasivverschleiß ein, wobei dies sowohl für beide gepaarten Wirkflächenzustände (Bild 3.17b,c untexturiert; Bild 3.17d,e texturiert) als auch für beide gepaarten Keramikarten (Bild 3.17b,d EKasicF; Bild 3.17c,e SN80) galt. In allen Fällen waren nach dem Versuch noch die durch die Schleifbearbeitung der Stahlscheibe eingebrachten Riefen deutlich zu erkennen.

Variation des Scheibenwerkstoffes

Durch eine Variation des Scheibenwerkstoffes wurde mit Hilfe der Standard-Versuchsführung (s. Bild 2.8a) dessen Einfluss auf das Reibungsverhalten untersucht. Geläppte und texturierte Pellets aus EKasicF wurden hierbei gegen Scheiben aus den normalisierten Stählen und aus der hochfesten Aluminiumlegierung gepaart.

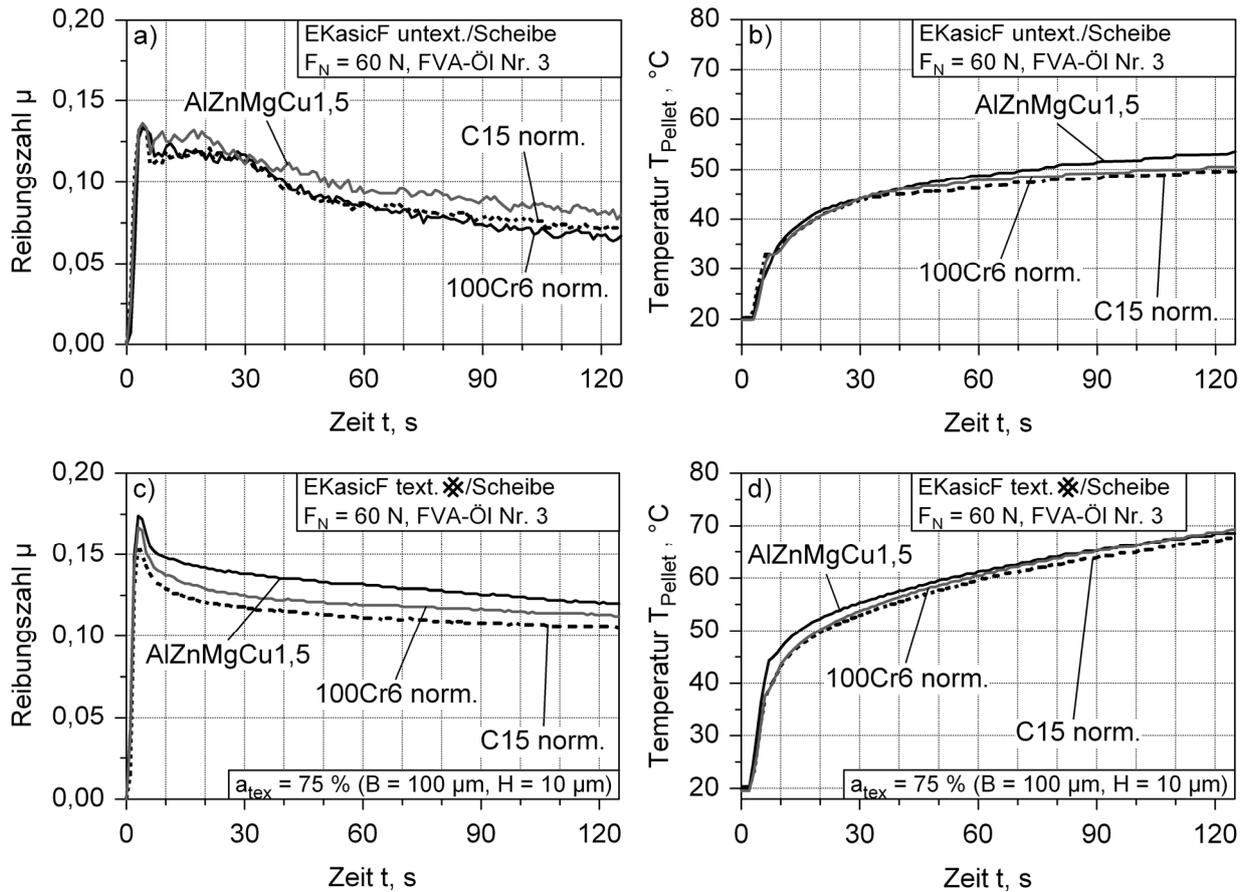


Bild 3.18: Zeitlicher Reibungszahlverlauf von Pellets aus EKasicF mit (a) geläppter und (c) texturierter Wirkfläche bei Paarung gegen Scheiben aus den normalisierten Stählen 100Cr6 und C15E sowie AlZnMgCu1,5, (b,d) zugehörige Temperaturverläufe ($F_N = 60\text{ N}$, $v_{\text{max}} = 10\text{ m/s}$, $8,9\text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle mit $a_{\text{tex}} = 75\%$).

In Bild 3.18a sind die Reibungszahlverläufe der Paarungen mit untexturiertem Pellet dargestellt. Ausgehend von anfänglichen Werten der Reibungszahl von ca. 0,13 zeigten alle Paarungen über die Beanspruchungszeit von 125 s einen kontinuierlichen Abfall. Ab dem Versuchszeitpunkt $t = 10\text{ s}$ lag das Reibungszahlniveau bei der Aluminiumlegierung AlZnMgCu1,5 am höchsten. Zwischen den beiden normalisierten Stählen 100Cr6 und C15E wurden über die gesamte Versuchszeit hinweg nur geringe Unterschiede in der Reibungszahl gemessen. Nach einer Versuchszeit von 125 s zeigte der C15E-Stahl tendenziell eine höhere Reibungszahl und lag somit zwischen den beiden anderen metallischen Werkstoffen. Dem Bild 3.18b sind die den Reibungszahlkurven zugehörigen Temperaturverläufe zu entnehmen. Bei untexturierter Wirkfläche wurden im Fall des 100Cr6- und des C15E-Stahls Maximaltemperaturen von ca. 50°C , im Fall der Aluminiumlegierung von ca. 53°C ermittelt. Bei den Paarungen mit texturiertem EKasicF-Pellet zeigte sich ausgehend von anfänglichen Werten in der Reibungszahl im Bereich von 0,150 bis 0,175 ebenfalls ein kontinuierlicher Abfall über die gesamte Versuchszeit (Bild 3.18c). Während die

Aluminiumlegierung wiederum die höchsten Werte der Reibungszahl lieferte, lag das Niveau beim C15E-Stahl am niedrigsten. Im Gegensatz zur lediglich geläpften Wirkfläche trat im Fall des texturierten Pellets zwischen den beiden Stählen ein relativ deutlicher Reibungszahlunterschied auf (vgl. Bild 3.18a). Die Messung der Kontakttemperatur im texturierten Pellet ergab zum Zeitpunkt $t = 125$ s bei allen Materialpaarungen Werte im Bereich von 65 bis 70°C (Bild 3.18d). Obwohl das Reibungszahlniveau der Paarung mit der Aluminiumlegierung deutlich über dem der anderen Paarungen lag, wurde in diesem Fall nicht die höchste Temperatur gemessen. Beim 100Cr6-Stahl und der Aluminiumlegierung stellte sich nach 125 s nahezu die gleiche Temperatur ein. Vergleicht man die Bilder 3.18a und 3.18c miteinander, so fällt auf, dass durch die Texturierung mit gekreuzten Mikrokanälen bei allen Materialpaarungen eine signifikante Erhöhung des Reibungszahlniveaus sowie eine geringere Schwankung der Reibungszahlwerte erzielt werden konnte.

Losreiß- und Abbremsversuch

Entsprechend der schematischen Darstellung in den Bildern 2.8c und 2.8d wurde das Reibungsverhalten in der Beschleunigungsphase (Losreißversuch) und das in der Abbremsphase (Abbremsversuch) untersucht.

Beim Losreißversuch wurde aus dem Stillstand heraus die Gleit- bzw. Relativgeschwindigkeit innerhalb von 5 s auf $v = 10$ m/s beschleunigt (Bild 3.19a,b). Nach einer anfänglichen Losreißphase mit abnehmenden Werten der Reibungszahl stiegen diese bei den untexturierten Pellets mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit an, wobei die höchsten Werte für die Paarungen EKasicF/100Cr6 und SN80/100Cr6 und die niedrigsten für htc99,9/100Cr6 gemessen wurden (Bild 3.19a). Während bei dieser Versuchsführung deutliche Unterschiede je nach Keramik auftraten, lagen die Messkurven der Paarungen mit untexturierten Pellets im Abbremsversuch (Bild 3.19c) relativ dicht zusammen. Beim Abbremsversuch wurde ausgehend von der maximalen Gleitgeschwindigkeit von 10 m/s innerhalb von 5 s auf $v = 0$ m/s abgebremst. Der Einfluss der Wirkflächentexturierung mit gekreuzten Mikrokanälen ist für den Losreiß- bzw. Abbremsversuch aus den Bildern 3.19b bzw. 3.19d ersichtlich. In beiden Versuchsführungen wurden aufgrund der Texturierung deutlich höhere Werte der Reibungszahl (Bild 3.19b,d) als im Fall der geläpften Wirkflächen (Bild 3.19a,c) ermittelt. Darüber hinaus führte die Texturierung zu einer stark verringerten Abhängigkeit der Reibungszahl von der Gleitgeschwindigkeit, wobei sich zwischen den Paarungen SN80/100Cr6, EKasicF/100Cr6 und htc99,9/100Cr6 nur geringe Unterschiede zeigten. Die Paarung F99,7/100Cr6 lieferte bei beiden Versuchsführungen das geringste Reibungszahlniveau. Eine besonders ausgeprägte Konstanz der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit war im Abbremsversuch mit texturierten SN80- und EKasicF-Pellets zu beobachten (Bild 3.19d).

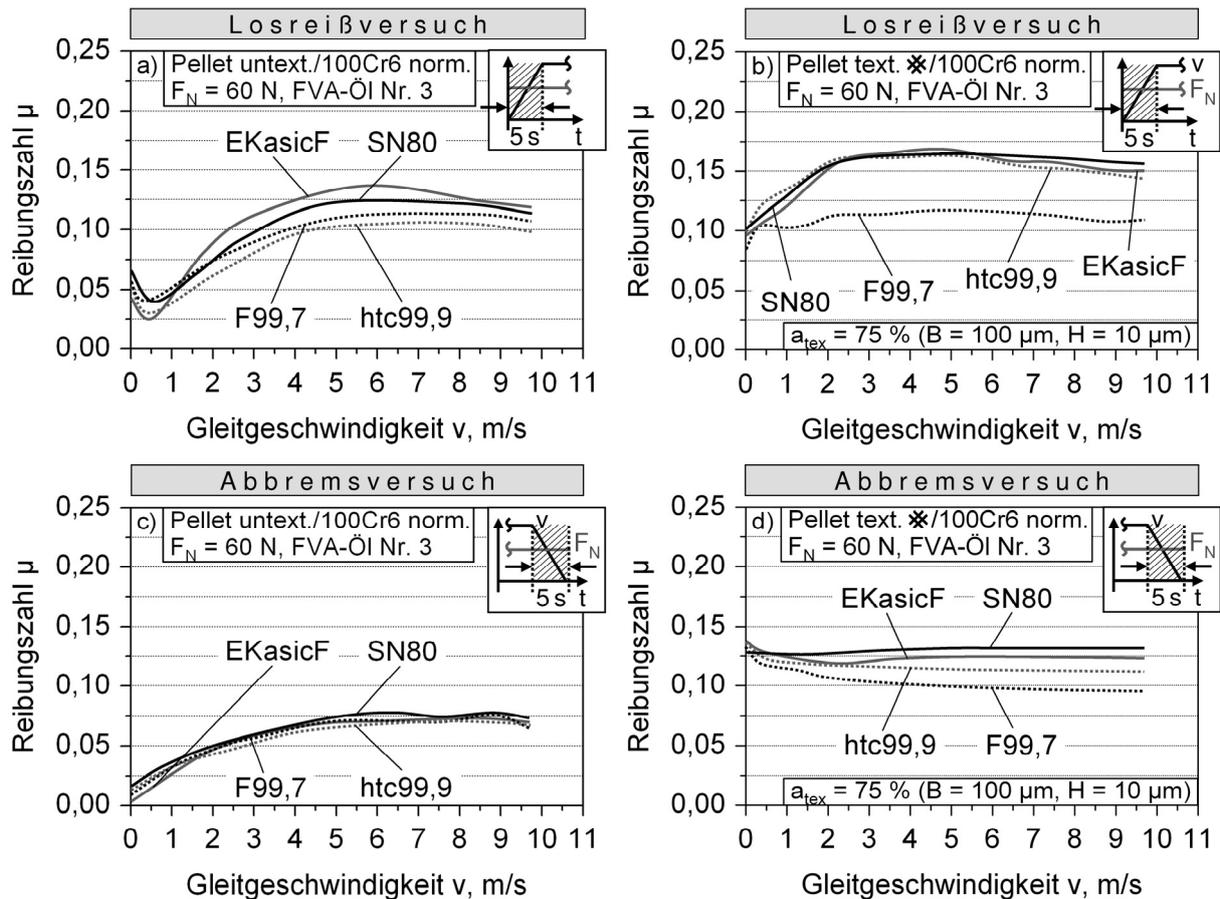


Bild 3.19: Einfluss der Versuchsführung mit (a,b) Losreißversuch und (c,d) Abbremsversuch sowie der Einfluss der Materialpaarung und Wirkflächentexturierung (a,c) untexturierter und (b,d) mit gekreuzten Kanälen mit $a_{tex} = 75\%$ texturierter Pellets auf den Verlauf der Reibungszahl abhängig von der Gleitgeschwindigkeit unter Standard-Bedingungen ($F_N = 60$ N, $v_{max} = 10$ m/s und $8,9$ mm³/s FVA-Öl Nr. 3).

3.5.4 Variation der Gleitgeschwindigkeit

In Bild 3.20 ist die Reibungszahl keramischer Pellets aus SN80, EKasicF und htc99,9 in Paarung mit normalisierten 100Cr6-Scheiben in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit im Bereich von $v = 0,10$ bis 10 m/s dargestellt. Die Verläufe wurden mit Hilfe der „Gleitgeschwindigkeitsvariation“ (Bild 2.8b) ermittelt.

Bei der Normalkraft von $F_N = 60$ N zeigten alle Materialpaarungen mit untexturierter Wirkfläche mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit zunächst einen starken Anstieg in der Reibungszahl. Nach Erreichen von maximalen Werten der Reibungszahl bei etwa $v = 4$ bis 6 m/s folgte, abhängig von der Keramik, ein mehr oder weniger stark ausgeprägter Abfall bei höheren Gleitgeschwindigkeiten (Bild 3.20a). Das Einbringen von gekreuzten Kanälen in die Wirkflächen der Keramik-Pellets führte zu einem beträchtlichen Reibungszahlanstieg im unteren Gleitgeschwindigkeitsbereich vergli-

chen mit den lediglich geläpften Wirkflächen (Bild 3.20b). Im texturierten Fall nahm bei Gleitgeschwindigkeiten unterhalb von 1 m/s die Reibungszahl bis auf ein Minimum ab und mit weiter ansteigender Gleitgeschwindigkeit schließlich wieder zu. Alle Materialpaarungen tendierten bei hohen Gleitgeschwindigkeiten zu einer Reibungszahlabnahme. Es ist offensichtlich, dass durch die Texturierung mit gekreuzten Kanälen die Abhängigkeit der Reibungszahl von der Gleitgeschwindigkeit deutlich reduziert werden konnte. Eine Verringerung der Normalkraft auf 15 N bewirkte bei den geläpften Pellets aller Materialpaarungen nur geringfügige Änderungen am qualitativen Verlauf der Reibungszahlkurven (Bild 3.20c). Die ermittelten Maxima lagen mit Reibungszahlwerten von ca. 0,20 vergleichsweise hoch und traten bereits bei niedrigeren Gleitgeschwindigkeiten als bei 60 N auf.

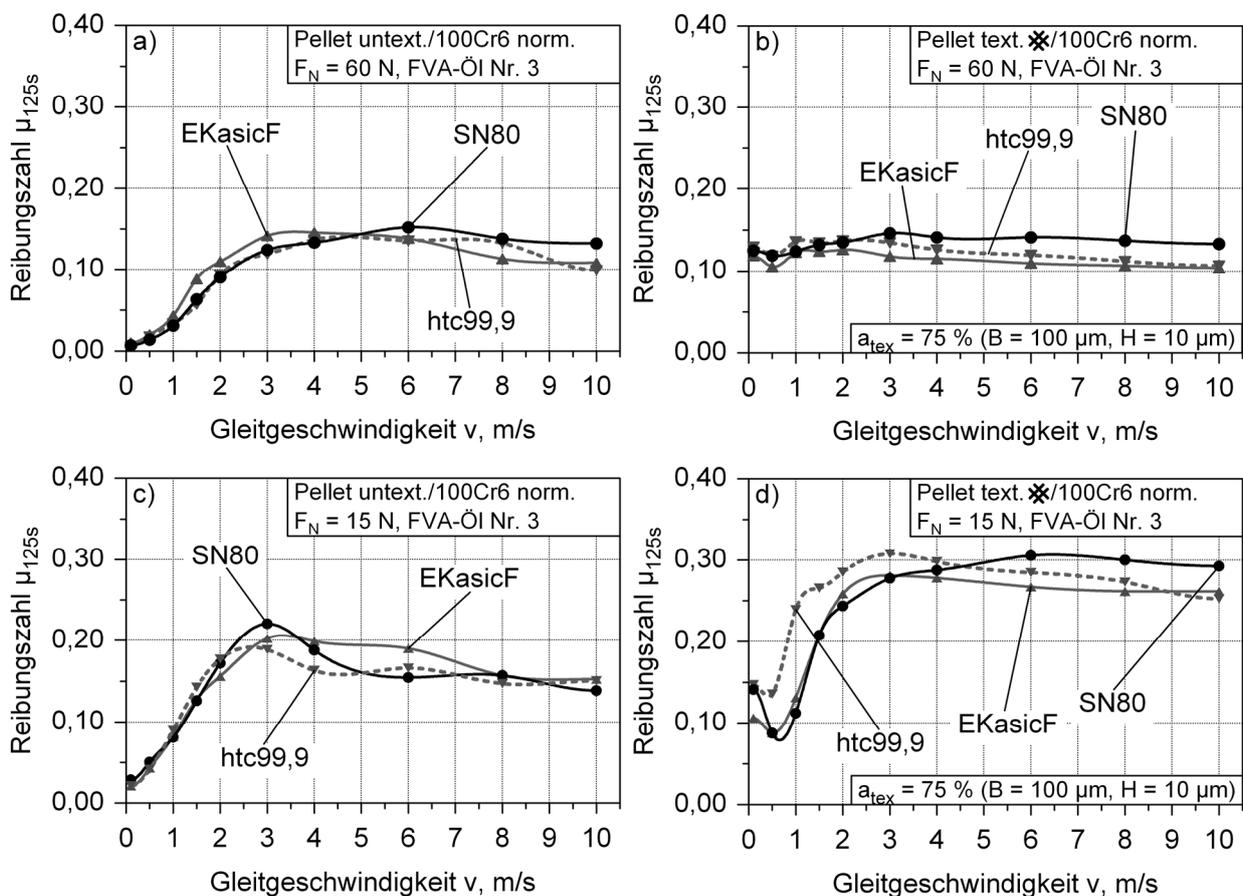


Bild 3.20: (a-d) Reibungszahl nach 125 s Gleitbeanspruchung von (a,c) untexturierten bzw. (b,d) mit gekreuzten Kanälen texturierten Pellet-Wirkflächen gepaart gegen normalisierte 100Cr6-Scheiben als Funktion der Gleitgeschwindigkeit bei einer Normalkraft von (a,b) $F_N = 60$ N sowie (c,d) $F_N = 15$ N ($v_{max} = 0,10$ bis 10 m/s, $8,9$ mm³/s FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle mit $a_{tex} = 75\%$).

Vergleicht man die Bilder 3.20b und 3.20d miteinander, so stellt man fest, dass die Messkurven der Paarungen mit texturierter Wirkfläche unter reduzierter Normalkraft ebenfalls ein Minimum bei Gleitgeschwindigkeiten unterhalb von 1 m/s aufwiesen.

Dagegen erfolgte der sich anschließende Reibungszahlanstieg in Abhängigkeit der Keramik bis zu deutlich höheren Maximalwerten im Bereich von 0,28 bis 0,31. Auch unter der Normalkraft von 15 N zeigten beide Wirkflächenzustände bei allen Materialpaarungen die Tendenz zur Reibungszahlabnahme bei höherer Gleitgeschwindigkeit.

3.5.5 Variation der Normalkraft

In Bild 3.21 sind die Ergebnisse aus einer Versuchsreihe mit variiertem Normalkraft bei geläpften bzw. geläpften und texturierten SN80-Pellets in Paarung mit 100Cr6-Stahlscheiben dargestellt.

Sowohl bei untexturierten als auch mit gekreuzten Mikrokanälen versehenen Pellets wurden die jeweiligen Reibungszahlkurven mit ansteigender Normalkraft im Bereich von 15 N bis 60 N zu niedrigeren Werten verschoben. Während die Paarungen mit geläpfter Wirkfläche bei jeder Normalkraft sehr schwankende Reibungszahlverläufe aufwiesen (Bild 3.21a), fielen die Schwankungen bei den Verläufen der texturierten Paarungen (Bild 3.21b) vergleichsweise gering aus. Aus den Diagrammen ist ersichtlich, dass das Niveau der Reibungszahlwerte im Fall der texturierten Wirkflächen, unabhängig von der Normalkraft, signifikant höher lag. Im Vergleich zur geläpften Wirkfläche ließ sich bei 15 bzw. 25 N nahezu eine Verdoppelung der Reibungszahlwerte feststellen, im Fall der 35 bzw. 60 N fiel der Reibungszahlzuwachs sogar noch höher aus. Des Weiteren wird deutlich, dass bei der Standard-Normalkraft von 60 N und der daraus resultierenden Flächenpressung von 2,12 MPa bei untexturierter Wirkfläche der angestrebte Mindestwert der Reibungszahl von 0,10 nicht erreicht wurde (Bild 3.21a), wohingegen die Werte der Reibungszahl bei der Paarung mit texturierter Wirkfläche deutlich größer als 0,10 waren (Bild 3.21b).

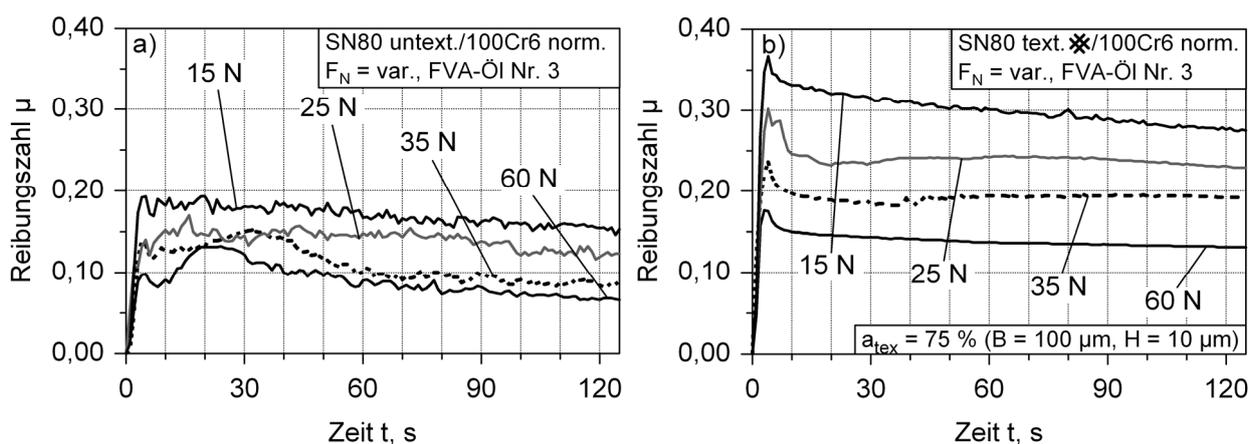


Bild 3.21: Reibungszahl von SN80/100Cr6-Paaren mit (a) untexturierten und (b) texturierten Wirkflächen der Pellets bei unterschiedlichen Normalkräften im Bereich von 15 N bis 60 N als Funktion der Zeit ($v_{\text{max}} = 10 \text{ m/s}$, $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle mit $a_{\text{tex}} = 75\%$).

3.5.6 Einfluss der zugeführten Ölmenge

In den Bildern 3.22 und 3.23 sind die Ergebnisse aus einer Versuchsreihe mit variiertem Ölmenge von $\dot{V} = 8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ bis $1242 \text{ mm}^3/\text{s}$ bei geläpften bzw. geläpften und texturierten Pellets aus EKasicF und SN80 in Paarung mit normalisierten 100Cr6-Stahlscheiben dargestellt. Die Untersuchungen wurden mittels der Standard-Versuchsführung (Bild 2.8a) durchgeführt.

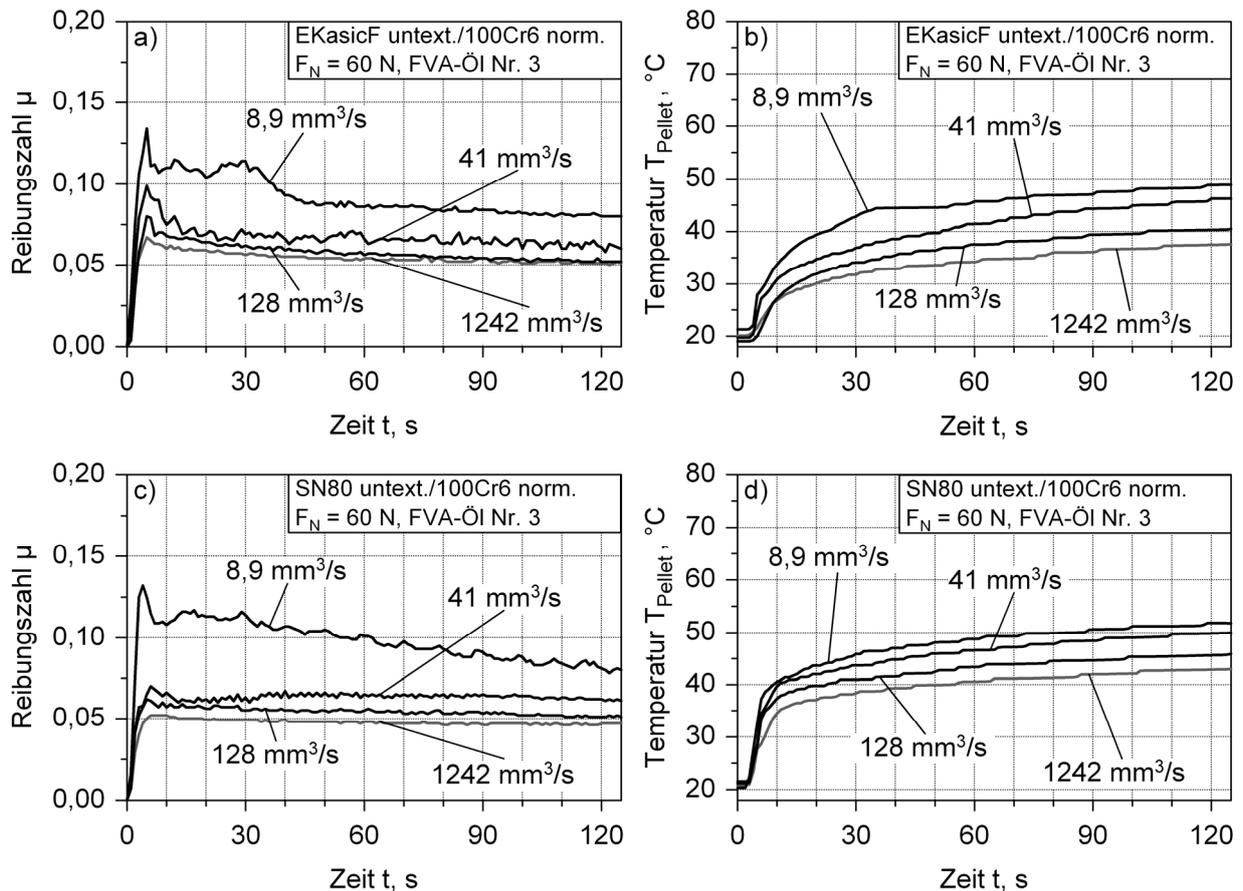


Bild 3.22: Reibungszahlverlauf untexturierter Pellets aus (a) EKasicF und (c) SN80 als Funktion der Zeit unter Schmierung mit unterschiedlichen zugeführten Mengen an FVA-Öl Nr. 3 im Bereich von $\dot{V} = 8,9$ bis $1242 \text{ mm}^3/\text{s}$ bei Paarung gegen 100Cr6-Scheiben sowie (b,d) zugehörige Temperaturverläufe ($F_N = 60 \text{ N}$, $v_{\text{max}} = 10 \text{ m/s}$).

Im Fall der untexturierten Wirkfläche wurden sowohl bei der Paarung EKasicF/100Cr6 (Bild 3.22a) als auch bei der Paarung SN80/100Cr6 (Bild 3.22c) unter der Standard-Ölmenge von $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ die höchsten Reibungszahlwerte gemessen. Es fällt auf, dass bei beiden Paarungen mit zunehmendem Ölstrom das Reibungszahlniveau deutlich absank. Gleichzeitig kam es zu einer Verbesserung der Reibungszahlkonstanz. Während bei den untexturierten Pellets aus EKasicF und SN80 unter der geringsten zugeführten Ölmenge ($8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$) nach 125 s Werte der Reibungszahl von ca. 0,08 gemessen wurden, lagen die Werte im

Fall der größten Menge ($1242 \text{ mm}^3/\text{s}$) bei ungefähr 0,05. In den Bildern 3.22b und 3.22d sind die in den Pellets aus EKasicF bzw. SN80 gemessenen Verläufe der Kontakttemperatur aufgeführt. Mit zunehmendem Ölvolumenstrom und abnehmendem Reibungszahlniveau war hier ein Absinken der am Ende des Versuchszyklus ermittelten Temperaturen zu beobachten. Dabei traten bei der Paarung SN80/100Cr6 tendenziell höhere Werte auf.

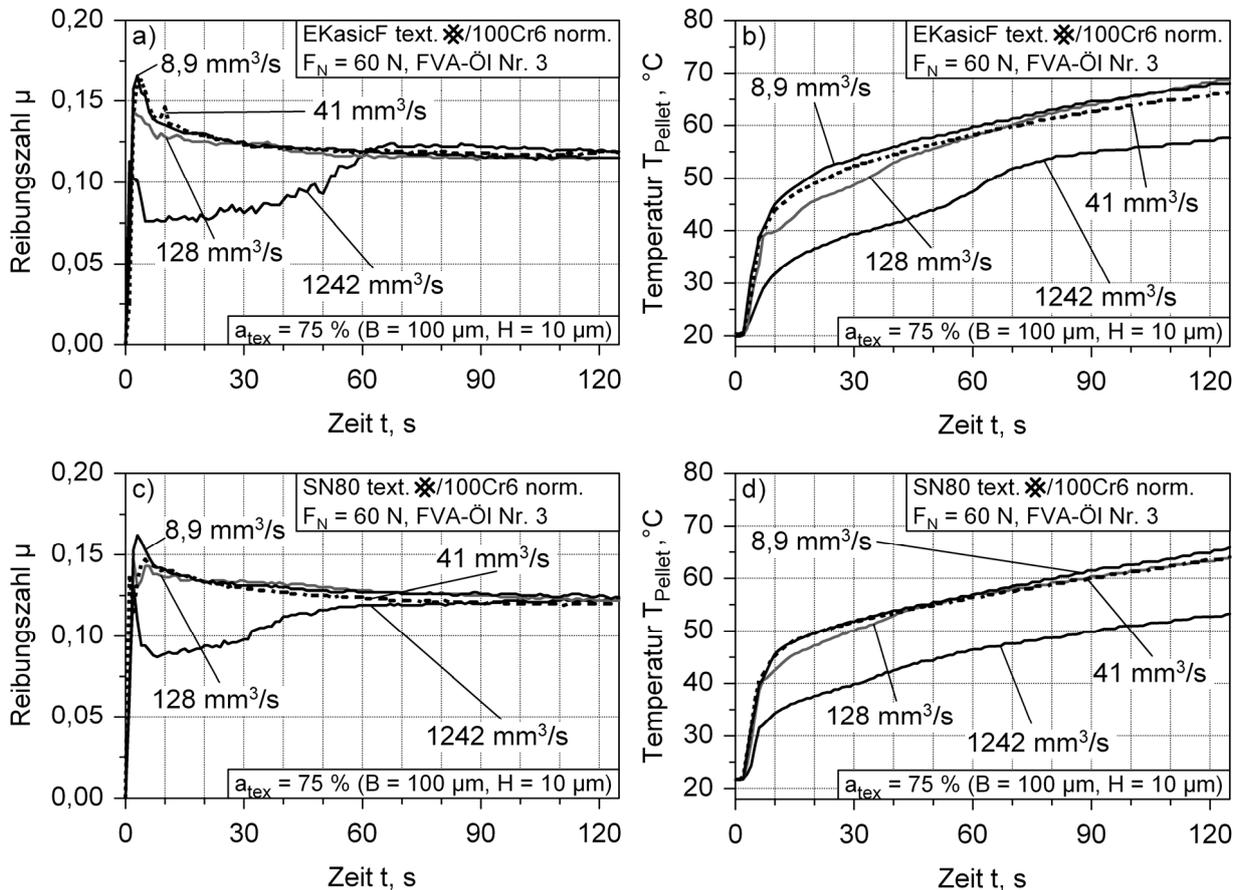


Bild 3.23: Zeitlicher Reibungszahlverlauf von (a) EKasicF/100Cr6-Paaren und (c) SN80/100Cr6-Paaren mit texturierter Wirkfläche unter Schmierung mit unterschiedlichen Mengen an FVA-Öl Nr. 3 von $8,9$ bis $1242 \text{ mm}^3/\text{s}$ sowie (b,d) zugehörige Temperaturverläufe ($F_N = 60 \text{ N}$, $v_{\text{max}} = 10 \text{ m/s}$; gekreuzte Kanäle mit $a_{\text{tex}} = 75\%$).

Mit texturierter Wirkfläche zeigten beide Materialpaarungen unter Variation des zugeführten Ölvolumenstroms wiederum ein sehr ähnliches Reibungsverhalten (Bild 3.23a,c). Nach Beendigung der Beschleunigungsphase und Erreichen der Gleitgeschwindigkeit von 10 m/s verblieben die Reibungszahlverläufe der drei Ölmengen im Bereich von $8,9$ bis $128 \text{ mm}^3/\text{s}$ über den gesamten stationären Gleitgeschwindigkeitsbereich hinweg auf nahezu dem gleichen Niveau. Lediglich der Verlauf der Reibungszahl unter dem größten Ölvolumenstrom von $1242 \text{ mm}^3/\text{s}$ wich hiervon deutlich ab. In diesem Fall war bei beiden Materialpaarungen nach Erreichen eines Maximalwertes noch während der Beschleunigungsphase ein Absacken der Reibungszahl

auf Werte unterhalb von 0,09 zu beobachten. Im Anschluss hieran stieg die Reibungszahl kontinuierlich auf das Niveau der anderen drei Ölvolumenströme an und verblieb dort bis zum Ende des Versuchs. In den Bildern 3.23b und 3.23d sind die in den texturierten Pellets aus EKasicF bzw. SN80 gemessenen Kontakttemperaturen in Abhängigkeit der Zeit dargestellt. Im Fall der drei geringsten Ölvolumenströme lagen die Temperaturwerte am Versuchsende bei beiden Materialpaarungen dicht beieinander. Sie unterschieden sich voneinander um weniger als 3°C. Unter dem maximalen Ölvolumenstrom von 1242 mm³/s wurden Werte gemessen, die mit ca. 57°C für die Paarung EKasicF/100Cr6 bzw. 53°C für die Paarung SN80/100Cr6 deutlich niedriger ausfielen. Ein Vergleich der Bilder 3.22a und 3.23a bzw. 3.22c und 3.23c verdeutlicht, dass durch die Mikrotextrurierung der EKasicF- und SN80-Pellets gegenüber dem lediglich geläppten Wirkflächenzustand unter allen Ölvolumenströmen eine signifikante Anhebung des Reibungszahl-niveaus erzielt wurde.

3.5.7 Einfluss der Ölsorte

Mit Hilfe der in Bild 2.8a schematisch dargestellten Standard-Versuchsführung wurde der Einfluss unterschiedlicher Schmieröle auf das Reibungsverhalten untersucht.

In Bild 3.24 ist der Einfluss der additivfreien FVA-Öle Nr. 1 und Nr. 3 sowie des Getriebeöls Shell ATF M1375.4 auf den Verlauf der Reibungszahl der Materialpaarungen SN80/100Cr6 und EKasicF/100Cr6 in Abhängigkeit der Versuchszeit dargestellt. Ein Vergleich der entsprechenden Diagramme in Bild 3.24 verdeutlicht, dass durch die Texturierung der Pellet-Wirkfläche mit gekreuzten Kanälen gegenüber dem untexturierten Fall bei allen drei Ölen eine signifikante Erhöhung des Reibungszahl-niveaus erzielt wurde. Entsprechend dem Bild 2.7 nahm die dynamische Viskosität bei 20°C in der Reihenfolge FVA-Öl Nr. 1, ATF-Öl und FVA-Öl Nr. 3 zu. Unabhängig von der Materialpaarung nahm die Höhe der Reibungszahlwerte sowohl im Fall der geläppten als auch der texturierten Pellets mit zunehmender Ölviskosität zu. Hierbei stellten sich deutlich größere Unterschiede zwischen den Ölen FVA Nr. 1 und ATF bei der Paarung SN80/100Cr6 als bei EKasicF/100Cr6 ein. Vergleicht man die entsprechenden Teilbilder, so wird vor allem bei den beiden Ölen FVA Nr. 1 und ATF eine stark verbesserte Reibungszahlkonstanz über der Versuchszeit im Fall der Paarungen mit der Pellet-Texturierung sichtbar. Sowohl bei untexturierter als auch texturierter Pellet-Kontaktfläche wirkte sich das ATF-Öl im Vergleich zum FVA-Öl Nr. 3 besonders in Bezug auf die Reibungszahlkonstanz vorteilhaft aus. Die Unterschiede in den Reibungszahlwerten bei Verwendung der beiden Öle FVA Nr. 1 und ATF waren in den Paarungen mit EKasicF-Pellets geringer als in den Paarungen mit SN80-Pellets.

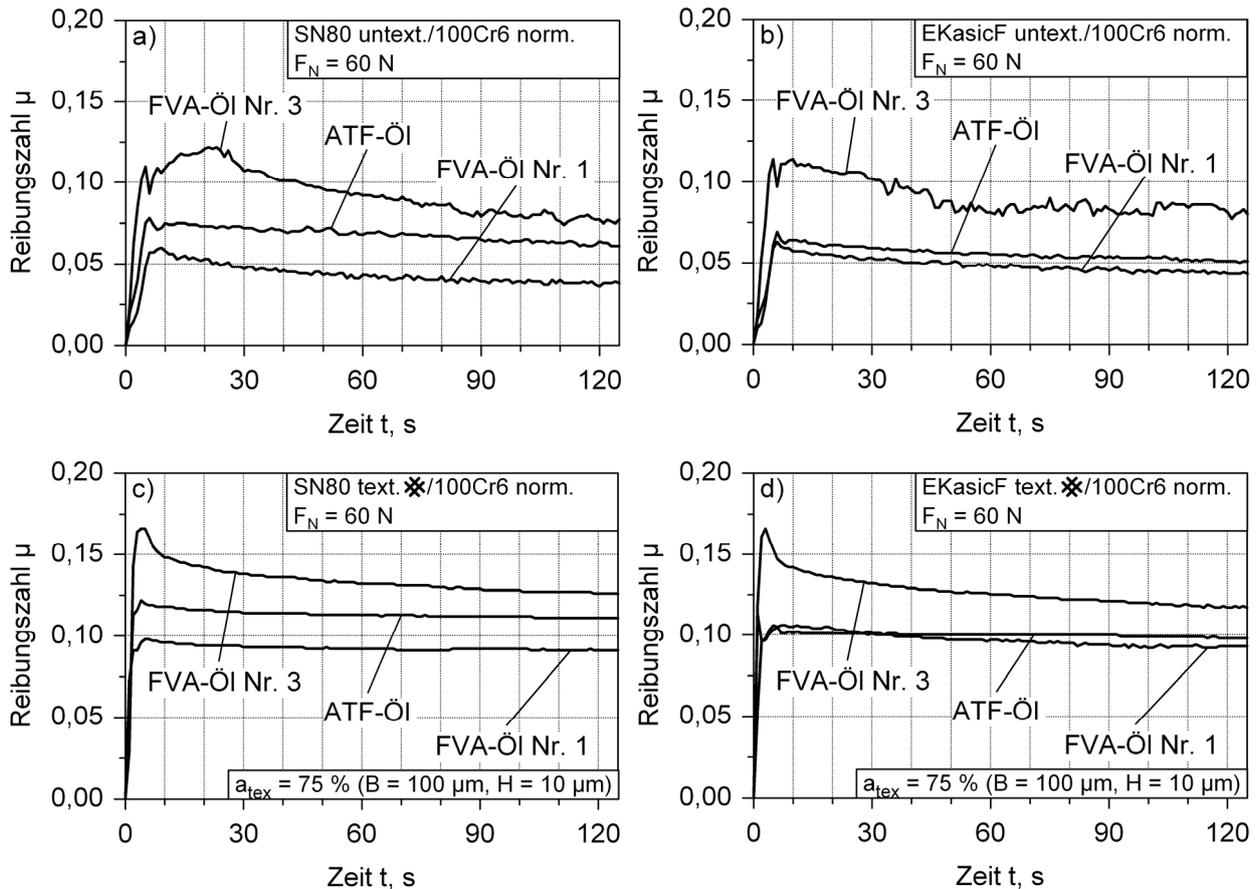


Bild 3.24: Verlauf der Reibungszahl von (a,b) geläppten und (c,d) texturierten SN80- und EKasicF-Pellets in Paarung mit normalisiertem 100Cr6 als Funktion der Versuchszeit bei Verwendung verschiedener Schmieröle ($F_N = 60 \text{ N}$, $v_{max} = 10 \text{ m/s}$, $\dot{V} = 8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$; gekreuzte Kanäle mit $a_{tex} = 75 \%$).

3.5.8 Langzeitverhalten und -stabilität

Untersuchung des Langzeitverhaltens

Unter Schmierung mit FVA-Öl Nr. 3 wurde bei der Gleitgeschwindigkeit von $v_{max} = 10 \text{ m/s}$ und der Normalkraft von $F_N = 60 \text{ N}$ der Einfluss einer hohen thermischen Belastung durch eine lange Gleitphase über 30 min ermittelt.

In den Bildern 3.25a und 3.25c ist die Reibungszahl von EKasicF- bzw. SN80-Pellets in Paarung mit normalisierten 100Cr6-Scheiben über eine im Vergleich zur Standard-Versuchsführung sehr lange Gleitzeit von 30 min dargestellt. Bei texturierter Wirkfläche lag die Reibungszahl anfänglich sowohl im Fall von SN80 als auch von EKasicF im Bereich von 0,150 bis 0,175. Während sich bei SN80 erst spät ein quasi-stationärer Wert einstellte, trat dieser bei EKasicF (Bild 3.25a) bereits nach ca. 400 s ein und verblieb dort bis Versuchsende. Beide Paarungen lagen gegen Ende der Versuchszeit ungefähr auf dem gleichen Reibungszahlniveau von 0,11 (Bilder 3.25a

und 3.25c). Im Fall der geläpften Wirkfläche zeigten beide Materialpaarungen nach einer anfänglichen Reibungszahlüberhöhung ausgehend von Werten größer 0,10 bis ca. $t = 1100$ s einen kontinuierlichen Abfall und nachfolgend einen Verbleib der Reibungszahl auf einem quasi-stationären Niveau. Bei Versuchsende lag die Reibungszahl von EKasicF mit Werten von ca. 0,06 leicht über der von SN80. Der direkte Vergleich beider Wirkflächenzustände macht deutlich, dass durch das Einbringen von gekreuzten Mikrokanälen die Höhe der Reibungszahl bei beiden Keramiken ungefähr verdoppelt werden konnte. In den Bildern 3.25b und 3.25d sind die den Reibungszahlverläufen zugehörigen Temperaturverläufe dargestellt. Bei geläppter Wirkfläche stieg die Pellet-Temperatur im Fall von SN80 bis auf ca. 51°C an, während sie bei EKasicF aufgrund des leicht höheren Reibungszahlniveaus größere Werte von ungefähr 57°C erreichte. Beim texturierten SN80-Pellet stellte sich nach 1800 s eine Temperatur von ca. 113°C ein, wohingegen die des texturierten EKasicF-Pellets um ca. 19°C niedriger lag, obwohl bei beiden Keramiken ein vergleichbares Reibungszahlniveau vorlag.

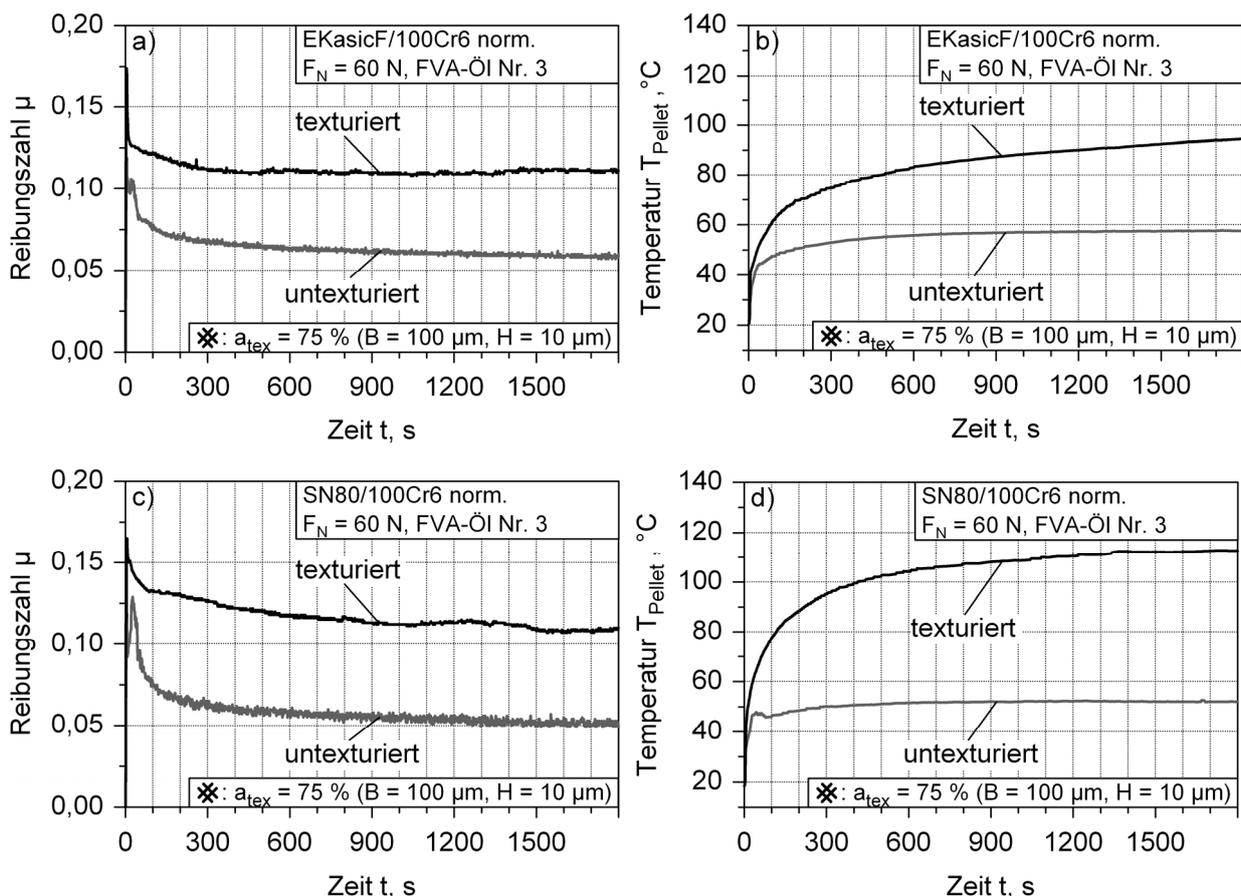


Bild 3.25: Gegenüberstellung des Langzeitreibungsverhaltens von geläpften sowie texturierten Pellets aus (a) EKasicF und (c) SN80 sowie (b,d) zugehörige, im Pellet gemessene Temperaturverläufe in Abhängigkeit von der Versuchszeit ($F_N = 60$ N, $v_{\text{max}} = 10$ m/s, $8,9$ mm³/s FVA-Öl Nr. 3, $t = 30$ min; gekreuzte Kanäle $a_{\text{tex}} = 75\%$).

Untersuchung der Langzeitstabilität

Um die Langzeitstabilität des Reibungsverhaltens texturierter Paarungen zu überprüfen, kam die in Bild 3.26 dargestellte, in drei Abschnitte unterteilte Versuchsführung zum Einsatz. Der erste und dritte Abschnitt bestand – wie die Standard-Versuchsführung auch (s. Bild 2.8a) – aus jeweils fünf Zyklen, der zweite Abschnitt dagegen nur aus einem Zyklus. Während sich beim ersten und dritten Abschnitt der Bereich konstanter Gleitgeschwindigkeit über einen Zeitraum von 120 s erstreckte, dauerte dieser beim mittleren Abschnitt mit 30 min um ein Vielfaches länger. Auch hier fand nach Ablauf eines jeden Abschnitts und zwischen den einzelnen Zyklen eines Abschnitts eine Abkühlpause bis auf Umgebungstemperatur statt. Die Versuche wurden bei der Normalkraft von $F_N = 60 \text{ N}$ und der Gleitgeschwindigkeit von $v_{\max} = 10 \text{ m/s}$ sowie unter Schmierung mit FVA-Öl Nr. 3 durchgeführt.

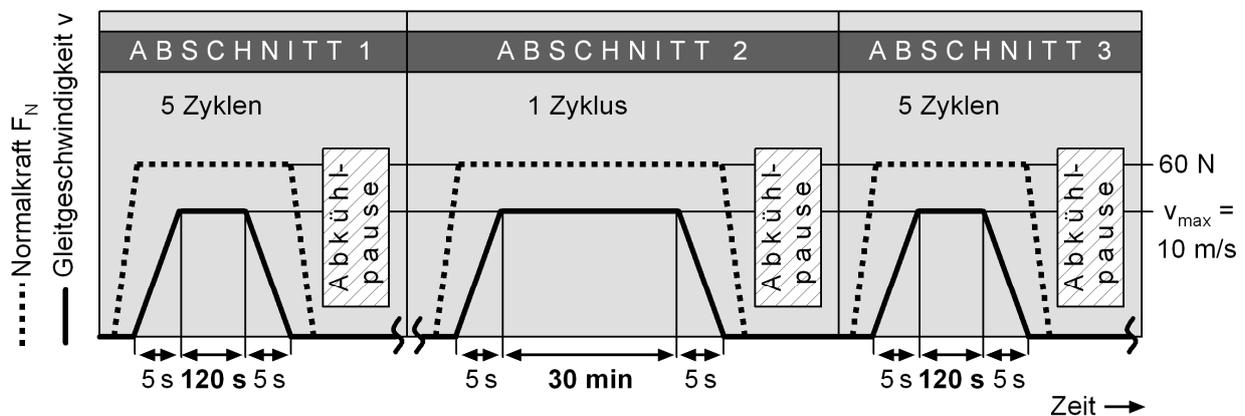


Bild 3.26: In drei Abschnitte unterteilte Versuchsführung zur Untersuchung der Langzeitstabilität des Reibungsverhaltens.

In den Bildern 3.27a und 3.27c sind die Reibungszahlverläufe des jeweils fünften Zyklus des ersten und dritten Abschnitts von texturierten Pellets aus EKasicF bzw. SN80 bei Paarung gegen normalisierte 100Cr6-Scheiben in Abhängigkeit der Zeit gegenübergestellt. Diese Verläufe der fünften Zyklen waren bei beiden Materialpaarungen trotz der im Laufe des zweiten Abschnitts (Bild 3.27b bzw. 3.27d) durch eine lange Gleitphase von 30 min eingebrachten hohen Reibungsenergie und der damit verbundenen thermischen Belastung nahezu deckungsgleich. Obwohl zwischen den beiden fünften Zyklen des ersten und letzten Abschnitts ein sehr großer Gleitweg von ungefähr 23000 m lag, zeigten beide texturierten Materialpaarungen nach wie vor ein absolut stabiles Reibungsverhalten.

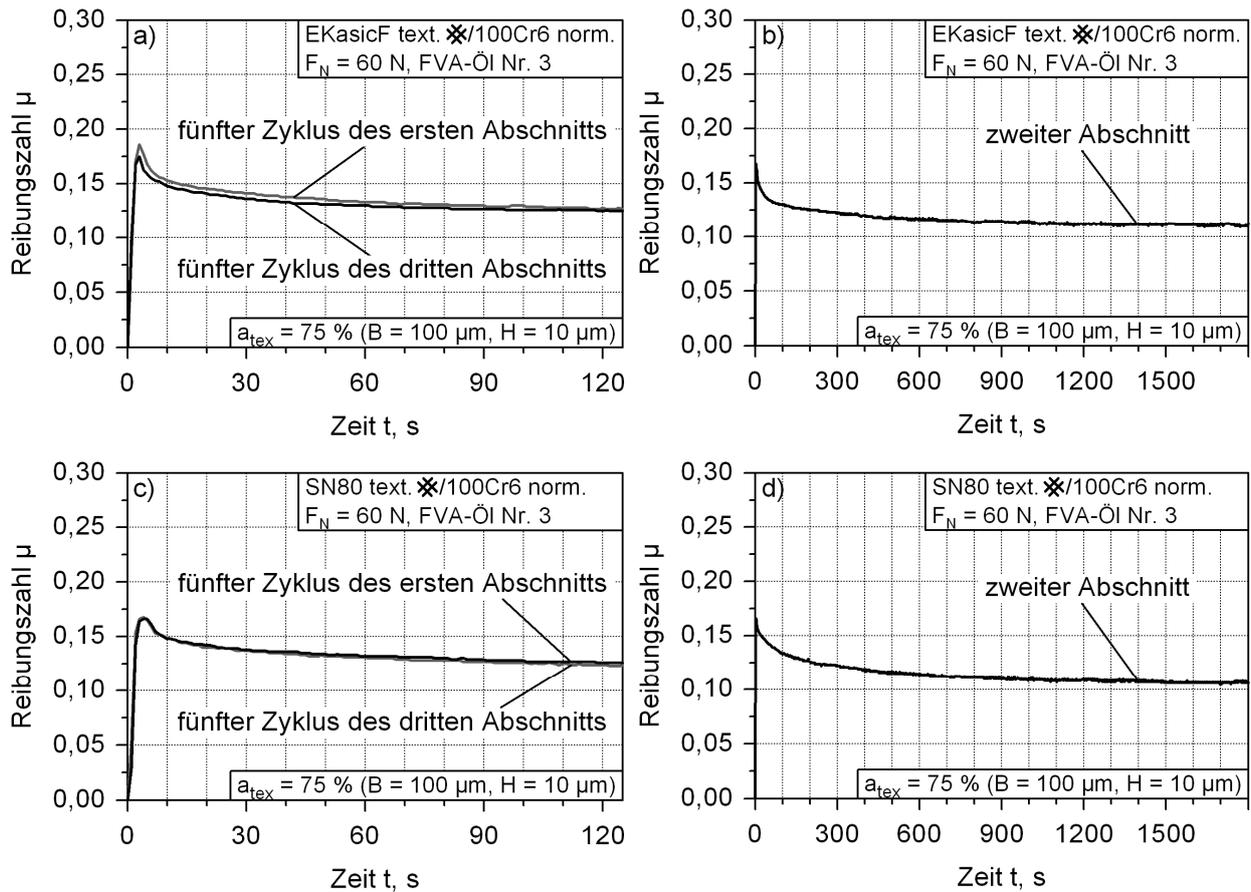


Bild 3.27: Gegenüberstellung der zeitlichen Reibungszahlverläufe des jeweils fünften Zyklus des ersten und dritten Abschnitts bei Paarung texturierter Pellets aus (a) EKasicF und (c) SN80 gegen normalisierte 100Cr6-Scheiben sowie (b,d) Reibungszahl des mittleren Langzeitabschnitts abhängig von der Gleitzeit ($F_N = 60\text{ N}$, $v_{\text{max}} = 10\text{ m/s}$, $8,9\text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3, $t = 120\text{ s}$ bzw. 30 min ; gekreuzte Kanäle mit $a_{\text{tex}} = 75\%$).

4 Diskussion

4.1 Reibungsverhalten

4.1.1 Übersicht wichtiger Einflussfaktoren

Die Ergebnisse der tribologischen Charakterisierung unter anwendungsnahen Prüfbedingungen (v_{\max} bis 10 m/s, $p = 2$ MPa) machen deutlich, dass Keramik/Stahl-Paarungen ein hohes Anwendungspotential für geschmierte Friktionssysteme, wie z. B. Lamellenkupplungen, besitzen. Unter anderem konnte gezeigt werden, dass durch den Einfluss einer Texturierung der keramischen Wirkflächen bei zahlreichen Teilaspekten des Reibungsverhaltens eine signifikante Verbesserung möglich wurde. Gegenüber Paarungen ohne texturierte Wirkfläche ergaben sich durch den Einsatz der Standard-Mikrotexturierung (gekreuzte Kanäle mit $a_{\text{tex}} = 75$ %, $B = 100$ μm , $H = 10$ μm) folgende Vorteile:

- Eine signifikante *Erhöhung des Reibungszahl-niveaus* bei gleicher Normalkraft über den Sollwert von 0,10 hinaus kann zur Übertragung höherer Drehmomente oder zu einer Reduzierung der Baugröße des Friktionssystems genutzt werden.
- Eine erhebliche *Verbesserung der Reibungszahlkonstanz* vor allem bei transienten Änderungen der Relativgeschwindigkeit wirkt sich positiv auf das Komfortverhalten aus und ermöglicht die Übertragung eines konstant hohen Drehmoments.
- Da in modernen Friktionssystemen die Zufuhr des Kühllöls aus ökonomischen Gesichtspunkten an den tatsächlichen Kühlbedarf angepasst wird, fördert die *Unabhängigkeit der Reibungszahl von der zugeführten Ölmenge* ein stabileres Reibungsverhalten.
- Eine *verbesserte Laufruhe*, d. h. Vermeidung temporärer Reibungszahlschwankungen während des Dauerschlupfes, bewirkt ein positiveres Komfortverhalten des Gesamtsystems.
- Eine *geringere Streuung der Messwerte* bzw. *bessere Reproduzierbarkeit* trägt zu einer größeren Stabilität bzw. Verlässlichkeit des Reibungsverhaltens bei, was sich vorteilhaft auf die Funktionssicherheit des Gesamtsystems auswirkt.
- Eine *verbesserte Kühlung der Wirkflächen* aufgrund der Durchströmung der kanalförmigen Mikrostrukturen mit Öl kann eine thermische Überbeanspruchung von Schmiermedium und Reibflächen verhindern.

Darüber hinaus wurden weitere wichtige Einflussgrößen auf das Reibungsverhalten identifiziert. Tabelle 4.1 enthält die qualitative Abhängigkeit der Reibungszahl $\mu_{125\text{s}}$ von wichtigen Einflussparametern, wobei Ergebnisse von untexturierten sowie mit

Standard-Texturierung versehenen Pellets gegenübergestellt sind und diese in Anlehnung an die Standard-Versuchsbedingungen (FVA-Öl Nr. 3, $v_{max} = 10 \text{ m/s}$, $F_N = 60 \text{ N}$) erstellt wurden. Bei der Untersuchung des Einflusses des Pellet-Materials zeigten SN80 und EKasicF unabhängig vom Wirkflächenzustand tendenziell die höchsten Werte der Reibungszahl, während sich im Fall von F99,7 das niedrigste Reibungszahlniveau einstellte und auch eine starke Streuung der Messwerte auftrat. Die Variation des Scheibenmaterials offenbarte – wiederum unabhängig davon, ob die Wirkfläche texturiert vorlag oder nicht – einen Anstieg der Reibungszahl in der Reihenfolge C15E norm. – 100Cr6 norm. – AlZnMgCu1,5. Mit zunehmender Normalkraft, Gesamtversuchsdauer sowie Pellet-Temperatur war grundsätzlich ein Absinken der Reibungszahl zu beobachten. Dagegen resultierte aus einer Zunahme der Viskosität des Schmiermediums ein Anstieg der Reibungszahl.

untexturiert				
	Material Pellet	Material Gegenkörper	Normalkraft F_N	Gleitgeschw. v_{gleit}
texturiert mit gekreuzten Kanälen*				
Material Pellet	Material Gegenkörper	Normalkraft F_N	Gleitgeschw. v_{gleit}	
untexturiert				
texturiert mit gekreuzten Kanälen*				
* $a_{tex} = 75 \%$ B = $100 \mu\text{m}$ H = $10 \mu\text{m}$	zugeführte Ölmenge \dot{V}	Ölviskosität η	Gesamtversuchsdauer t_{ges}	Pellet-Temperatur T_{Pellet}

Tabelle 4.1: Qualitative Abhängigkeit der Reibungszahl μ_{125s} bei $t = 125 \text{ s}$ von Pellet- und Scheibenmaterial, Normalkraft, Gleitgeschwindigkeit, zugeführter Ölmenge, Ölviskosität, Gesamtversuchsdauer und Pellet-Temperatur in Anlehnung an Standard-Bedingungen ($F_N = 60 \text{ N}$, $v_{max} = 10 \text{ m/s}$, $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3).

In Tabelle 4.2 ist in qualitativer Form der Einfluss der untersuchten Texturparameter auf die Reibungszahl $\mu_{125\text{ s}}$ bei $F_N = 60\text{ N}$ und $v = 10\text{ m/s}$ dargestellt. Die beiden getesteten Texturmuster zeigten bei gleichem Flächenanteil von 50 % sowie gleichen Abmessungen der Kanäle bzw. Nöpfchen von $B = 100\text{ }\mu\text{m}$ ein stark unterschiedliches Verhalten. Während die gekreuzten Kanäle zum Zeitpunkt $t = 125\text{ s}$ eine sehr hohe Reibungszahl ($\mu \approx 0,125$) verursachten, lagen die Werte der runden Nöpfchen ($\mu \approx 0,05$) sogar noch unterhalb der Reibungszahlhöhe der untexturierten Wirkfläche ($\mu \approx 0,075$). Mit zunehmendem texturierten Flächenanteil trat eine Zunahme, mit zunehmender Kanalbreite dagegen eine Abnahme der Reibungszahl auf. Ein Einfluss der Kanaltiefe auf das Reibungsverhalten konnte unter den hier betrachteten Bedingungen bei der hohen Gleitgeschwindigkeit von $v = 10\text{ m/s}$ nicht nachgewiesen werden. Jedoch zeigte sich im Gleitgeschwindigkeitsbereich unterhalb von 3 m/s eine Zunahme der Reibungszahlwerte mit ansteigender Kanaltiefe. Aufgrund der beachtlichen Reibungszahlhöhe erscheinen gekreuzte Kanäle für die hier betrachteten ölgeschmierten Friktionssysteme prädestiniert. Um eine möglichst hohe Reibungszahl zu erzielen, sollte dabei der texturierte Flächenanteil möglichst hoch gewählt werden. Allerdings ist zu bedenken, dass die zwischen den Kanälen liegenden Plateaus in der Lage sein müssen, die Belastung noch aufzunehmen, ohne dabei Schaden zu nehmen. Daher sind Flächenanteile von deutlich über 75 % nicht empfehlenswert. Da eine geringe Kanalbreite zwar eine hohe Reibungszahl garantiert, aber im Dauerschlupf aufgrund der starken Temperaturentwicklung auch gleichzeitig mit einer schlechten Reibungszahlkonstanz verbunden ist, sollte bei der Wahl der Kanalbreite ein Kompromiss eingegangen werden. Ein günstiges Reibungsverhalten zeigte sich unter den gewählten Versuchsbedingungen bei gekreuzten Kanälen mit einem texturierten Flächenanteil von 75 %, einer Breite von $100\text{ }\mu\text{m}$ und einer Tiefe von $10\text{ }\mu\text{m}$.

$\mu_{125\text{ s}}$ texturiert				
	Art des Texturmusters	text. Flächen- anteil a_{tex} (GK)	Kanalbreite B (GK)	Kanaltiefe H (GK)

Tabelle 4.2: Qualitative Abhängigkeit der Reibungszahl $\mu_{125\text{ s}}$ bei $t = 125\text{ s}$ von Texturmuster (RN – runde Nöpfchen, GK – gekreuzte Kanäle, jeweils $a_{\text{tex}} = 50\%$), texturiertem Flächenanteil, Breite und Tiefe der gekreuzten Kanäle unter Standard-Bedingungen ($F_N = 60\text{ N}$, $v_{\text{max}} = 10\text{ m/s}$, $8,9\text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3).

4.1.2 Anstellwinkel des Pellets

Da in dieser Arbeit die tribologischen Versuche mittels einer festen Einspannung des Pellets durchgeführt wurden, war es notwendig, den Einfluss der Orientierung der Pellet-Fläche bezüglich der Scheibenoberfläche auf die Reibungszahl zu untersuchen. Grundsätzlich sah die Versuchsführung zuerst die Einspannung des Pellets im Halter und anschließend die Fixierung des Halters in der unterhalb des Feder-elements angebrachten Aufnahme vor (s. Bild 2.6a). Im Rahmen der Untersuchung

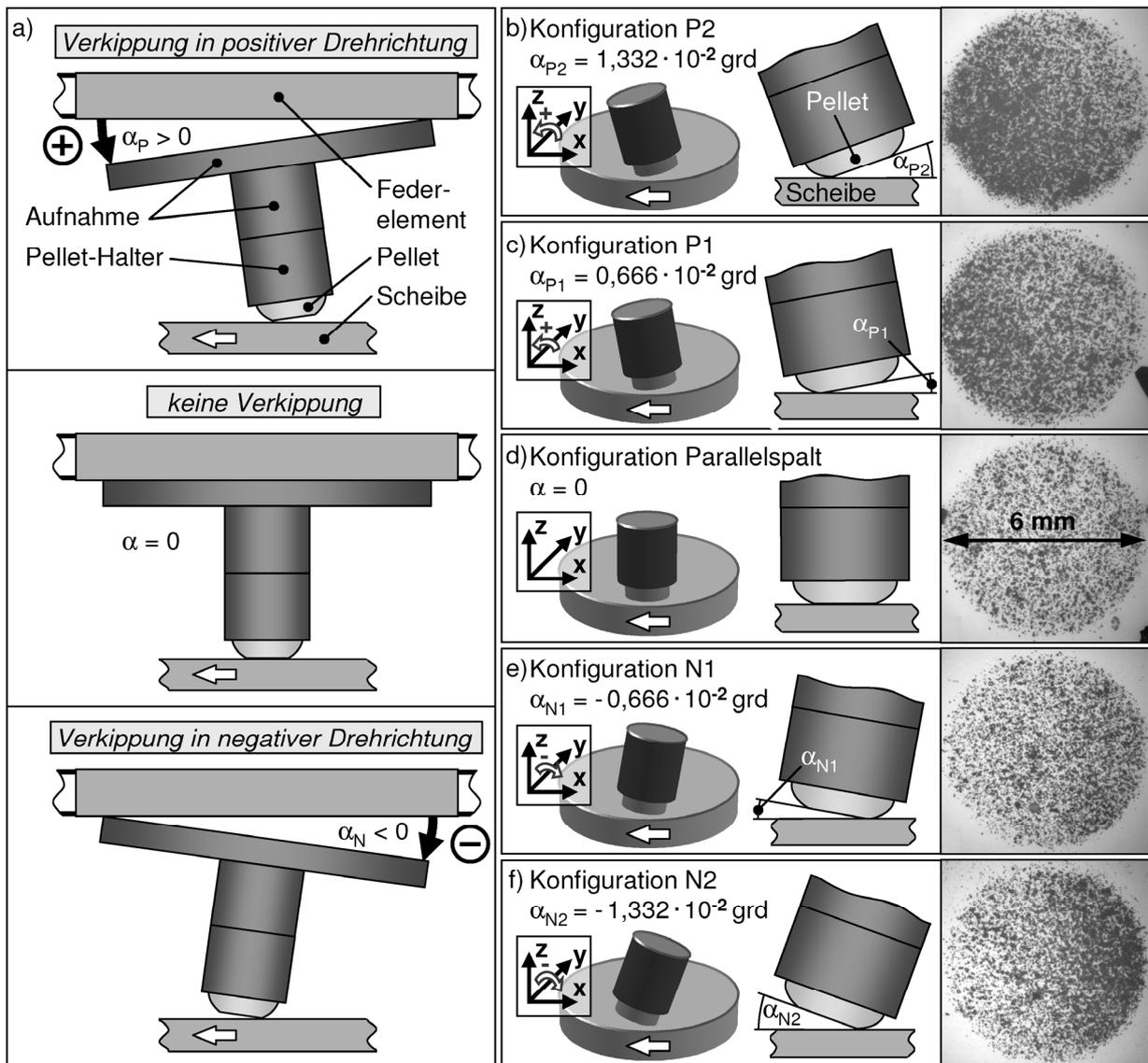


Bild 4.1: (a) Schematische Darstellung der Verkippung des Pellets gegen und im Uhrzeigersinn sowie der untersuchten Konfigurationen mit (b,c,e,f) unterschiedlicher Neigung des Pellets gegenüber der Scheibe bzw. mit (d) Parallelspace zwischen Pellet und Scheibe inklusive Erfassung des Tragbilds der jeweiligen Konfiguration durch Anfertigung von Pellet-Abdrücken auf Druckmessfolie im statischen Zustand ($v_{\text{gleit}} = 0$, $F_N = 60 \text{ N}$).

wurde die Orientierung des untexturierten Pellets gegenüber der Scheibe systematisch variiert, indem zwischen der Aufnahme des Pellet-Halters und dem Federelement definiert Bleche unterschiedlicher Dicke platziert wurden. Auf diese Weise erfuhr der Halter eine Drehung gegen den bzw. im Uhrzeigersinn. Die zugehörigen Kippwinkel erhielten ein positives bzw. negatives Vorzeichen (Bild 4.1a oben und unten). In den Bildern 4.1b bis 4.1f sind die getesteten Pellet-Konfigurationen mit dem jeweiligen Anstellwinkel α dargestellt, wobei eine Ausrichtung mit Parallelspalt zwischen Pellet und Scheibe (Bild 4.1d) sowie mittels dünner Bleche zwei unterschiedlich starke Verkippungsgrade des Pellets sowohl gegen (Bilder 4.1b und 4.1c) als auch im Uhrzeigersinn (Bilder 4.1e und 4.1f) realisiert wurden. Die Bezeichnung der Konfigurationen mit einem Anstellwinkel von $\alpha \neq 0$ setzt sich aus einem Buchstaben und einer Zahl zusammen: **P** steht für **p**ositive und **N** für **n**egative Anstellwinkel, die nachfolgende Zahl (1 oder 2) bezeichnet den Verkippungsgrad. Die Pfeile in den Abbildungen deuten die Rotationsrichtung der Scheibe an. Zur Erstellung der gezeigten Abdrücke wurde im Stillstand eine Druckmessfolie zwischen Pellet und Scheibe gelegt und im Anschluss hieran das Pellet mit der Standard-Normalkraft von $F_N = 60 \text{ N}$ beaufschlagt. Betrachtet man die Abdrücke von oben nach unten, so wird deutlich, dass durch die in negativer Drehrichtung und in Stufen umgesetzte Variation der Neigung eine Verschiebung des schwerpunktmäßigen Tragbilds der Pellet-Fläche von links nach rechts auftrat. Im Gegensatz zu den anderen Konfigurationen zeigte dabei diejenige ohne Blechunterlegung eine homogene Druckverteilung (Bild 4.1d).

In Bild 4.2 ist die Reibungszahl eines untexturierten SN80-Pellets gepaart gegen eine normalisierte 100Cr6-Scheibe unter der Standard-Normalkraft von $F_N = 60 \text{ N}$ bei Schmierung mit FVA-Öl Nr. 3 in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit nach Ablauf der Versuchszeit von 125 s aufgetragen, wobei die Verläufe der fünf unterschiedlichen Pellet-Konfigurationen (Bilder 4.1b-f) gegenübergestellt sind. Mit zunehmendem negativen Anstellwinkel des Pellets war ein starker Anstieg des Reibungszahlniveaus zu beobachten. Bei den beiden Konfigurationen N1 und N2 (Bilder 4.1e,f) kam es zunächst zu einem Abfall und im weiteren Verlauf, nach dem Durchschreiten eines Minimums, zu einem Anstieg auf hohe Werte der Reibungszahl. Im Gegensatz hierzu stieg bei den übrigen Konfigurationen P2, P1 und Parallelspalt (Bilder 4.1b-d) die Reibungszahl ausgehend von sehr kleinen Werten über den gesamten Gleitgeschwindigkeitsbereich kontinuierlich an. Ab dem ersten Verkippungsgrad in positiver Drehrichtung (Konfiguration P1) lag nahezu eine Unabhängigkeit der Reibungszahl von der Pellet-Neigung sowie das geringste Reibungszahlniveau vor. Mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit trat außerdem eine Auffächerung, d. h. eine Zunahme der Abstände zwischen den Reibungszahlwerten auf (Bild 4.2). Die hohen Reibungszahlen bei negativen Anstellwinkeln wurden durch

ein übermäßiges Tragen der Pellet-Flächenkante erklärt, wodurch einerseits aufgrund erhöhter Flächenpressung eine Zunahme von Mischreibungsanteilen auftrat und andererseits das Öl durch einen Abstreifeffekt von der Scheibenoberfläche entfernt wurde. Dieser Effekt wurde dadurch noch gesteigert, dass zur Messung der Reibungskraft prinzipbedingt eine gewisse Nachgiebigkeit im Kraftsensor erforderlich war und zusätzlich das Federelement eine begrenzte Steifigkeit aufwies. Dies führte dazu, dass die nach dem Durchschreiten eines Minimums mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit anwachsende Reibungskraft die Verkippung des Pellets in negativer Drehrichtung verstärkte, da die Richtungen von Kraft und Verkippung übereinstimmten. Dagegen bewirkte die Neigung in positiver Drehrichtung eine Anstellung des Pellets, wodurch zwischen rotierender Scheibe und Pellet-Fläche die Ausbildung eines Keilspalts ermöglicht wurde. Daher ließ sich bei beiden Konfigurationen mit positivem Anstellwinkel α (P1, P2; Bilder 4.1b,c) die Tendenz zu deutlich geringeren Reibungszahlen durch das Auftreten hydrodynamischer Flüssigkeitsreibung erklären. Es ist davon auszugehen, dass das parallel zur Scheibe ausgerichtete Pellet (Bild 4.1d) mit geschwindigkeitsbedingt anwachsender Reibungskraft eine zunehmende Verkippung in negativer Drehrichtung erfuhr, in dessen Folge der oben beschriebene Kanteneffekt ab Gleitgeschwindigkeiten oberhalb von 0,5 m/s zu einer Erhöhung der Reibungszahlwerte im Vergleich zu den Pellets mit positivem Anstellwinkel führte (Bild 4.2).

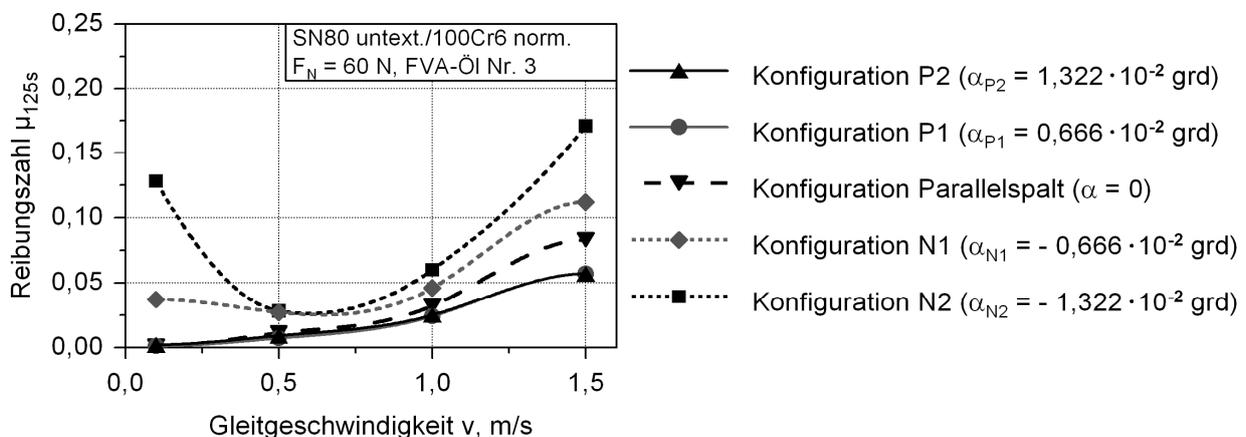


Bild 4.2: Reibungszahl nach 125 s Gleitbeanspruchung eines untexturierten SN80-Pellets mit jeweils zwei unterschiedlich starken, sowohl in positiver als auch negativer Drehrichtung realisierten Verkippungsgraden gepaart gegen normalisierte 100Cr6-Scheibe als Funktion der Gleitgeschwindigkeit im Bereich von 0,1 bis 1,5 m/s ($F_N = 60$ N, $8,9$ mm³/s FVA-Öl Nr. 3).

Bild 4.3 liefert die Bestätigung dafür, dass während des Versuchs tatsächlich eine reibungskraftbedingte Verkippung des Pellets auftrat. Es zeigt die beanspruchte Wirkfläche eines vor dem Versuch parallel zur Scheibenoberfläche ausgerichteten

(Konfiguration Parallelspalt, Bild 4.1d) und anschließend unter Standard-Bedingungen getesteten SN80-Pellets, in dessen Einlaufbereich es nach wenigen Sekunden im ersten Versuchszyklus zu einem Zusammenbruch des Schmierfilms und in der Folge zu einem Materialübertrag von der Stahlscheibe auf das Pellet kam. Der Übertrag bildete sich mittig über der gesamten Pellet-Fläche aus (Bild 4.3a), wobei als Ort des ersten, hierfür ursächlichen Festkörperkontakts eindeutig die Wirkflächenkante im Einlaufbereich des Pellets identifiziert werden konnte (Bild 4.3b). Dies lässt sich dadurch erklären, dass in diesem Bereich durch die Verkippung ein übermäßiges Tragen der Kante und damit eine Überhöhung der Flächenpressung auftrat. Um den Einfluss solcher Kanteneffekte zu eliminieren, wurde bei allen Versuchen, die mit untexturierten Pellets unter Standard-Bedingungen durchgeführt wurden, die in Bild 4.1c dargestellte Konfiguration P1 verwendet. Dagegen war bei Versuchen mit texturiertem Pellet die Abhängigkeit von der Verkippung vernachlässigbar.

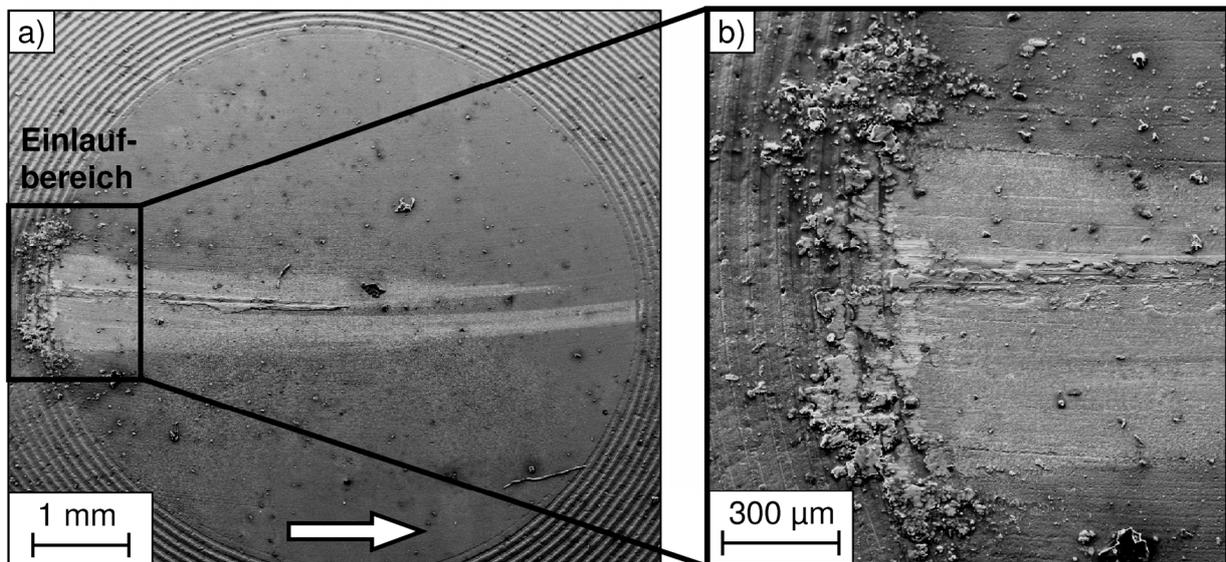


Bild 4.3: (a) REM-Übersichtsaufnahme eines gegen 100Cr6-Stahl gepaarten SN80-Pellets nach Versuchsabbruch aufgrund verkippungsbedingtem Schmierfilmdurchbruch im Einlaufbereich der Pellet-Fläche und (b) Vergrößerung der Pellet-Flächenkante im Einlaufbereich ($F_N = 60 \text{ N}$, $v_{max} = 10 \text{ m/s}$, $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3; Pellet-Ausrichtung vor dem Versuch nach Bild 4.1d, Pfeilrichtung entspricht Gleitrichtung).

Der Theorie der Hydrodynamik (Kapitel 1.3.2) zufolge sind steigende Reibungszahlen das Resultat ansteigender Schmierfilmdicken. Die nachfolgenden Darlegungen sollen zeigen, dass das Verhalten bei Versuchen mit untexturierter Pellet-Wirkfläche der hydrodynamischen Theorie entsprach. In den Bildern 4.4a-c sind Reibungszahlverläufe untexturierter SN80/100Cr6-Paarungen als Funktion der Gleitgeschwindigkeit aufgetragen (Versuchsführung s. Bilder 2.8c,d). Die Verwendung der

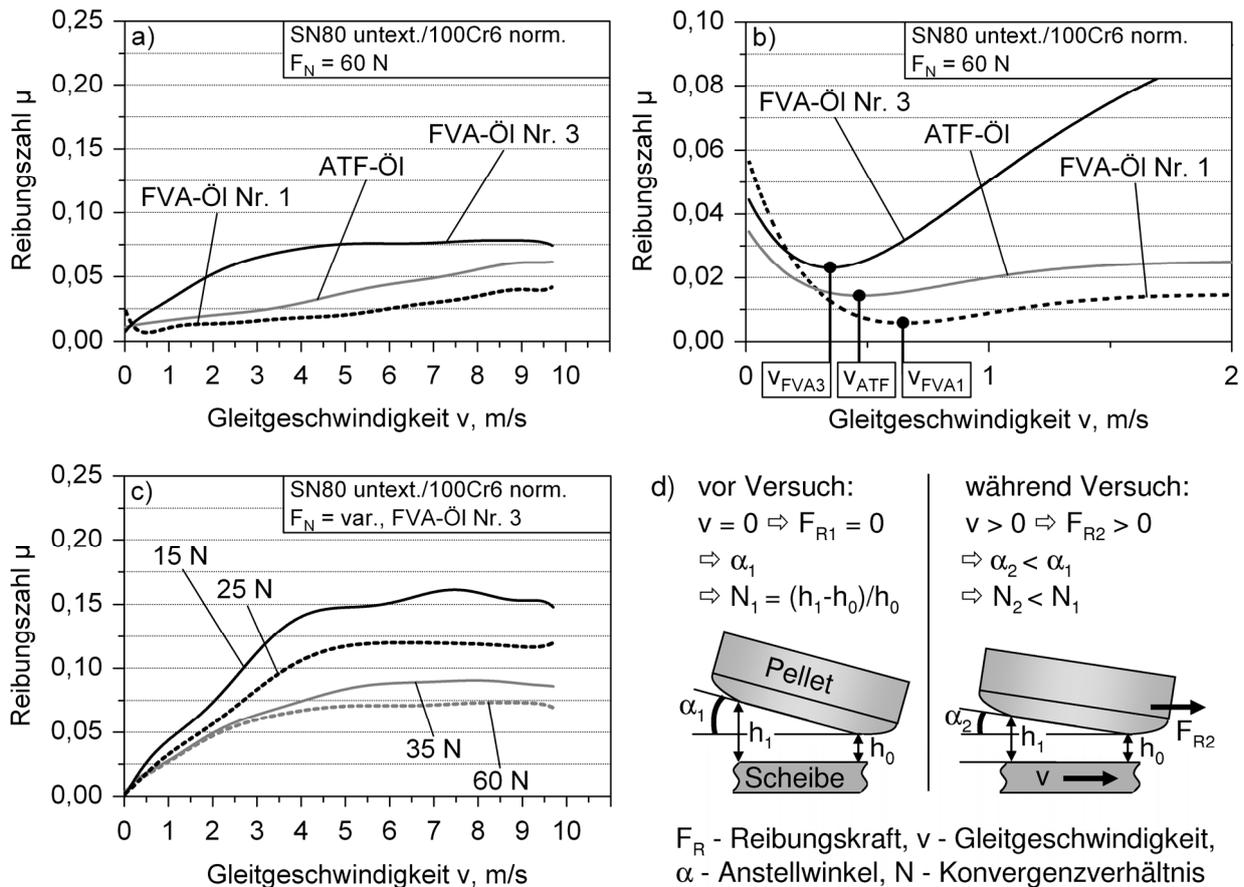


Bild 4.4: Reibungsverlauf in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit untexturierter SN80-Pellets gepaart gegen normalisierte 100Cr6-Scheiben (a,b) unter Schmierung mit drei unterschiedlichen Ölen (FVA 1, 3; ATF), (c) bei unterschiedlichen Normalkräften im Bereich von 15 bis 60 N ((a,c) Abbrems-, (b) Losreißversuch, $v_{max} = 10 \text{ m/s}$) und (d) reibungskraftbedingte Abnahme des Konvergenzverhältnisses N .

drei Versuchsöle im Abbremsversuch zeigte, dass das Niveau der Reibungszahl in der Reihenfolge FVA-Öl Nr. 1 – ATF-Öl – FVA-Öl Nr. 3 anstieg (Bild 4.4a), was mit zunehmender Viskosität der Schmieröle in der gleichen Reihenfolge erklärt wurde. Beim niedrigviskosen Öl FVA Nr. 1 war unterhalb einer Gleitgeschwindigkeit von ca. 0,5 m/s ein Reibungszahlanstieg zu beobachten, da der dünne Schmierfilm von Rauheitshügeln durchbrochen wurde und somit ein Übergang in die Mischreibung stattfand. Dagegen blieb der Übergang bei den beiden höherviskosen len ATF und FVA Nr. 3 aufgrund größerer Schmierfilmdicken aus. Zudem wirkten sich hier die im ATF-Öl enthaltenen Additive reibungsmindernd aus. Eine Steigerung der Normalkraft in vier Stufen von 15 N auf 60 N führte im Abbremsversuch unter Schmierung mit FVA-Öl Nr. 3 zu einem Absinken der Reibungszahl im gesamten Gleitgeschwindigkeitsbereich (Bild 4.4c). Bei Verwendung der drei Versuchsöle im Losreißversuch trat mit abnehmender Ölviskosität eine Verschiebung des Reibungszahlminimums zu höheren Gleitgeschwindigkeiten hin auf (Bild 4.4b:

$\eta_{FVA3} > \eta_{ATF} > \eta_{FVA1} \Leftrightarrow v_{FVA3} < v_{ATF} < v_{FVA1}$), was in der Stribeck-Kurve einer Verschiebung des Ausklinkpunktes entspricht. Des Weiteren wird deutlich, dass grundsätzlich mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit das Reibungsniveau zunahm. Die Zunahme der Reibungszahl mit ansteigender Ölviskosität und Gleitgeschwindigkeit infolge Schmierfilmdickenzunahme, das Absinken der Reibungszahl bei Normalkrafterhöhung aufgrund Schmierfilmdickenabnahme und die Verschiebung des Gebiets der Flüssigkeitsreibung mit abnehmender Ölviskosität und daraus resultierender abnehmender Tragfähigkeit des Öls hin zu höheren Gleitgeschwindigkeiten konnten bei Versuchen mit untexturierten Pellets als Indizien für die Gültigkeit der hydrodynamischen Theorie gewertet werden.

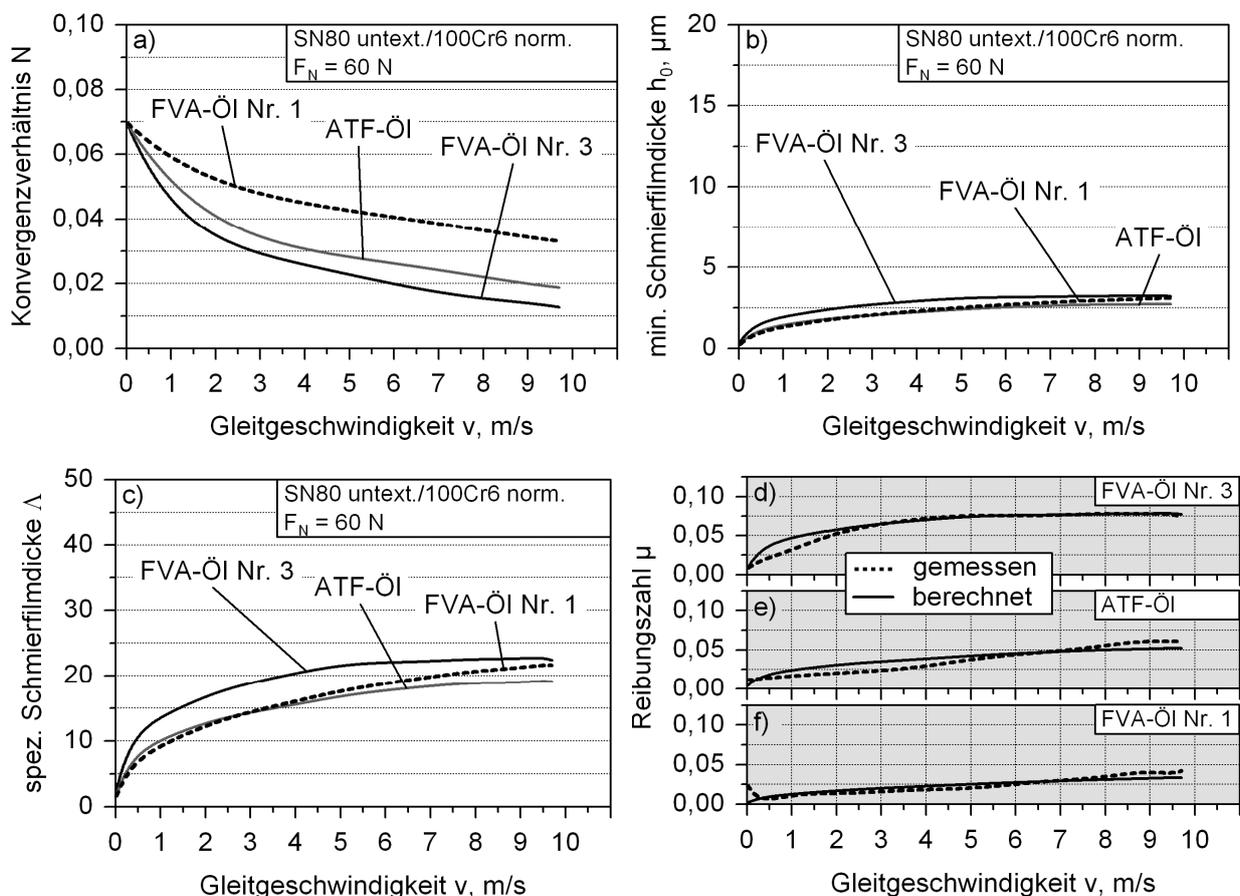


Bild 4.5: (a) Beim Abbremsversuch angenommenes Konvergenzverhältnis N , daraus berechnete (b) minimale und (c) spezifische Schmierfilmdicken h_0 und λ der Schmieröle FVA 1, 3 und ATF bei untexturierten SN80/100Cr6-Paarungen in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit sowie (d-f) Gegenüberstellung der im Abbremsversuch gemessenen und mittels hydrodynamischer Theorie berechneten Reibungszahlverläufe ($F_N = 60 \text{ N}$, $v_{max} = 10 \text{ m/s}$, $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ Öl).

Insbesondere die beim hochviskosen FVA-Öl Nr. 3 gemessenen Reibungszahlwerte erscheinen für Hydrodynamik allerdings sehr hoch. Nimmt man jedoch für das Kon-

vergenzverhältnis N geringe Werte an, so lassen sich mit den Gleichungen der Hydrodynamik (Kapitel 1.3.2) durchaus Reibungszahlverläufe errechnen, die den gemessenen Werten entsprechen. Standardmäßig wurde das untexturierte Pellet vor dem Versuch durch eine Blechunterlegung definiert angestellt (s. Bild 4.1c), um Kanteneffekte zu vermeiden. Diese Konfiguration ist in Bild 4.4d links dargestellt. Aufgrund des geringen Anstellwinkels α_1 ergab sich so ein geringer Wert für die Differenz (h_1-h_0) und als Konsequenz ein geringer N_1 -Wert. Mit Hilfe des Anstellwinkels $\alpha_{P1} = 0,666 \cdot 10^{-2}$ grd konnte über trigonometrische Berechnungen für die Differenz (h_1-h_0) ein Wert von ca. $0,7 \mu\text{m}$ abgeschätzt werden. Eine erste Annahme für die Schmierfilmdicke von $h_0 = 10 \mu\text{m}$ bei $v = 10 \text{ m/s}$ lieferte für N ungefähr einen Wert von $0,07$. In Abhängigkeit der während des Versuchs wirkenden Reibungskraft wurde das Pellet aufgrund der vorhandenen Nachgiebigkeit im Prüfstandsaufbau in Reibungskraftrichtung bewegt, so dass sich im Vergleich zur Ausgangssituation der Anstellwinkel und infolgedessen das Konvergenzverhältnis verringerte (Bild 4.4d rechts). Mit zunehmender Reibungskraft bzw. Gleitgeschwindigkeit nahmen also die Anstellung, die Differenz (h_1-h_0) und damit der N -Wert kontinuierlich ab. Aufgrund dieser Tatsache kann man weiterhin annehmen, dass sich der Anstellwinkel bei Maximalgeschwindigkeit reibungskraftbedingt nochmals um mindestens die Hälfte verringerte, was zu N -Werten von deutlich unter $0,05$ führte. Unter Schmierung mit den verschiedenen Ölen ergaben sich unterschiedliche Werte der Reibungszahl, was Auswirkungen auf das jeweilige Konvergenzverhältnis hatte. Dabei stellten sich mit zunehmender Reibungszahl kleiner werdende N -Werte ein. Legt man im Fall der Ölvariation beim Abbremsversuch (Bild 4.4a) die in Bild 4.5a dargestellten Verläufe der Konvergenzverhältnisse zu Grunde, lässt sich mit Hilfe der Gl. 1-17 für alle drei Öle die minimale Schmierfilmdicke h_0 abschätzen. Die für die Berechnung notwendigen Ölviskositäten wurden aus den am Ende des stationären Dauerschlupfbereichs zum Zeitpunkt $t = 125 \text{ s}$ gemessenen Pellet-Temperaturen abgeleitet und über die gesamte Abbremsphase als konstant angenommen ($\eta_{FVA1} = 17,4 \text{ mPas}$; $\eta_{ATF} = 23,5 \text{ mPas}$; $\eta_{FVA3} = 47,6 \text{ mPas}$); darüber hinaus galt $B_G = L_G = d_P$ und $F_N = 60 \text{ N}$. Die für die drei Versuchsöle errechneten Verläufe der minimalen Schmierfilmdicke unterscheiden sich nur geringfügig, in allen Fällen werden sehr geringe Maximalwerte von ca. $3 \mu\text{m}$ erreicht (Bild 4.5b). Aufgrund der unterschiedlichen Viskositätswerte würde man eigentlich ungleich stark ansteigende Verläufe erwarten. Jedoch sind die lediglich geringen Unterschiede zwischen den Verläufen und auch das niedrige Niveau insgesamt den kleinen und mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit noch unterschiedlich stark abnehmenden N -Werten geschuldet. Die eigentlich zu erwartenden viskositätsbedingten Schmierfilmdickenunterschiede werden also durch die voneinander abweichenden N -Wert-Verläufe kompensiert. Die für die drei Öle mittels Gl. 1-7 aus der minimalen Schmierfilmdicke be-

rechnete spezifische Schmierfilmdicke Λ (Bild 4.5c; SN80: $R_q \approx 1,25 \cdot R_a \approx 0,078 \mu\text{m}$, 100Cr6 norm.: $R_q \approx 0,119 \mu\text{m}$) liefert mit Werten von $\Lambda \gg 3$, welche bei allen Ölen nahezu im gesamten Gleitgeschwindigkeitsbereich vorkommen, ein weiteres Indiz für das Vorliegen von Hydrodynamik, die der Theorie nach im Bereich von $\Lambda > 3$ zu erwarten ist (vgl. Bild 1.5). Unter Zuhilfenahme der Gl. 1-19 lassen sich aus den Verläufen der minimalen Schmierfilmdicke (Bild 4.5b) die Reibungszahlverläufe der drei Versuchsöle abschätzen. Eine Gegenüberstellung in den Bildern 4.5d-f verdeutlicht, dass bei allen Ölen eine gute Übereinstimmung zwischen gemessenen und berechneten Werten vorherrscht. Für die Berechnung der Konstante C^{++} wurde aus den Verläufen der Konvergenzverhältnisse (Bild 4.5a) derjenige Wert als konstant angenommen, der jeweils bei Höchstgeschwindigkeit vorlag, da hierdurch die Übereinstimmung mit den Messwerten besser war. Bei den beiden Ölen ATF und FVA Nr. 1 hatte die Annahme der in Bild 4.5a dargestellten N-Wert-Verläufe ($C^{++}(N \neq \text{konstant})$) nur geringe Unterschiede zu den in den Bildern 4.5e und 4.5f gezeigten berechneten Verläufen ($C^{++}(N = \text{konstant})$) zur Folge. Jedoch ergab sich beim FVA-Öl Nr. 3 aufgrund eines eher linear ansteigenden Reibungszahlverlaufs eine größere Abweichung im Vergleich zum berechneten Verlauf aus Bild 4.5d, wobei die Werte bei Höchstgeschwindigkeit jedoch gut übereinstimmten.

Um aus beanspruchten Scheibenoberflächen Aussagen über den bei Versuchen mit untexturierten Pellets vorliegenden Reibungszustand gewinnen zu können, wurde gegenüber den Standard-Bedingungen die stationäre Dauerschlupfphase auf 300 s erweitert und nur ein Versuchszyklus gefahren. In Bild 4.6 sind lichtmikroskopische Aufnahmen der auf diese Weise beanspruchten Scheibenoberflächen dargestellt, wobei die Spur der gegen die Scheiben gepaarten SN80-Pellets markiert ist. Die Scheiben wurden bei Gleitgeschwindigkeiten von 1 m/s (Bilder 4.6a-c) und 10 m/s (Bilder 4.6d-f) getestet. Vergleicht man den Bereich außerhalb mit dem Bereich innerhalb der Spur, so stellt man fest, dass es durch die tribologische Beanspruchung bei beiden Gleitgeschwindigkeiten zu keinerlei verschleißbedingten Veränderungen der Stahloberfläche kam. Lediglich bei der Gleitgeschwindigkeit von 10 m/s war am innersten Rand der Spur eine lokal auftretende, geringfügige Riefenbildung zu beobachten (Bild 4.6f), deren Ursache wahrscheinlich in einer nur begrenzt genau möglichen Ausrichtung der Pellet-Fläche zur Scheibe lag und welche vermutlich beim Durchfahren niedriger Gleitgeschwindigkeiten eintrat. Die markante Riefe am äußersten Rand der Scheibe (Bilder 4.6d,e) entstand nicht als Folge des Versuchs, sondern war der Höhengschlagminimierung der Scheibe mit Hilfe eines Fühlhebelmessgeräts geschuldet. Die geschilderten Sachverhalte lassen den Schluss zu, dass sich zwischen Pellet und Scheibe immer ein trennender Schmierfilm befand, der ein Verschleifen der Oberflächen verhinderte. Beim vorliegenden Reibungszustand konnte es sich also nur um hydrodynamische Flüssigkeitsreibung handeln ($\Lambda > 3$).

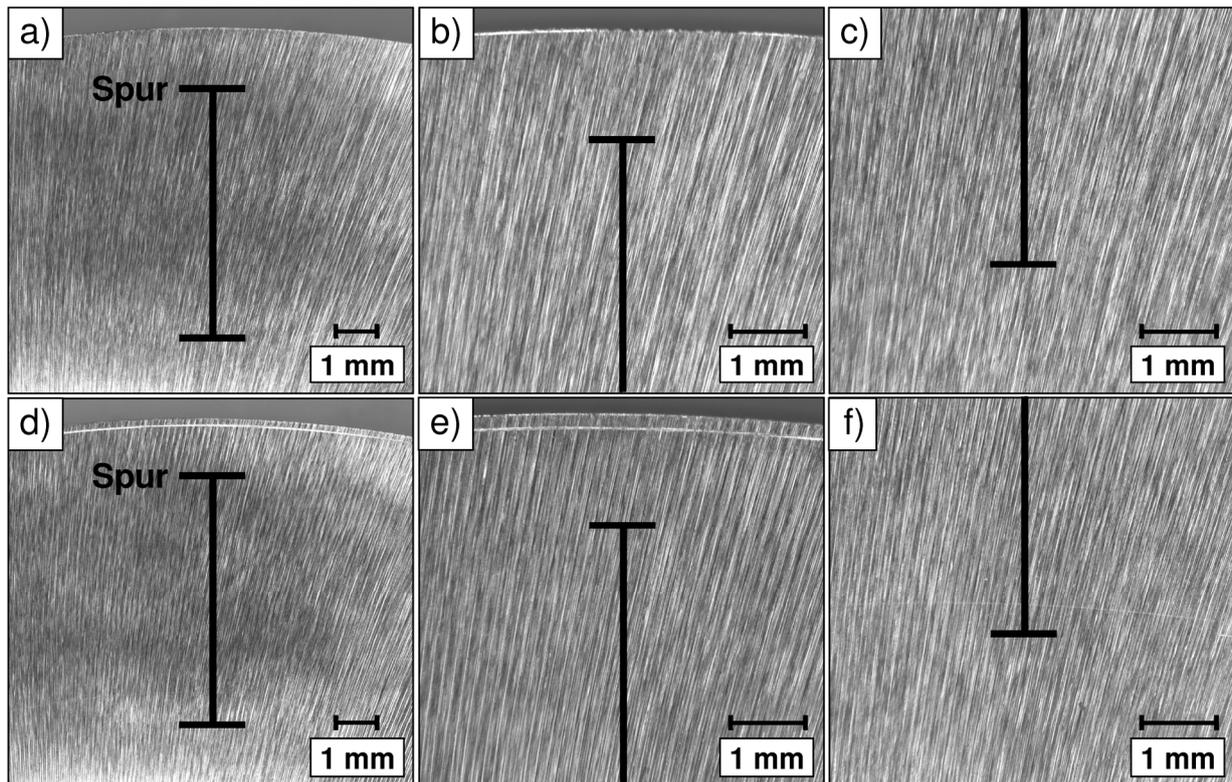


Bild 4.6: Lichtmikroskopische Aufnahmen von bei einer Gleitgeschwindigkeit von (a-c) $v_{max} = 1 \text{ m/s}$ und (d-f) 10 m/s gegen untexturierte SN80-Pellets gepaarte 100Cr6-Scheiben; (a,d) Spurübersicht, Vergrößerung der (b,e) äußeren und (c,f) inneren Spurhälfte ($F_N = 60 \text{ N}$, $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3, stationärer Dauerschlupf über 300 s).

4.1.3 Eigenschaften der Scheibenoberfläche

Im Zusammenhang mit der Variation des Gegenkörpers war darüber hinaus von Interesse, ob das Benetzungsverhalten von Öl auf den unterschiedlichen metallischen Scheibenoberflächen einen Einfluss auf das Reibungsverhalten im geschmierten Gleitkontakt hatte. Hierzu wurden die Benetzungswinkel von FVA-Öl Nr. 3 auf den fein geschliffenen Oberflächen der Scheiben aus den beiden Stählen und der Aluminiumlegierung ermittelt (s. Kapitel 3.3). Voraussetzung zur Minimierung von Reibung und Verschleiß in technischen Systemen ist eine gute Benetzbarkeit der Oberflächen der beteiligten Reibpartner mit dem eingesetzten Schmiermedium, so dass ein tragfähiger Schmierfilm entstehen kann und damit die Trennung der tribologisch beanspruchten Bauteile möglich wird [237, 238]. Hierbei zeigt sich eine gute Benetzbarkeit in Form kleiner Benetzungswinkel, eine schlechte dagegen in Form großer Winkel. In Bild 4.7a ist die Reibungszahl $\mu_{125\text{s}}$ untexturierter EKasicF-Pellets zum Zeitpunkt $t = 125 \text{ s}$ bei Paarung gegen die drei Scheibenwerkstoffe unter Schmierung mit FVA-Öl Nr. 3 über dem dynamischen Vorrückwinkel θ_v des gleichen Öls auf den geschliffenen Scheibenoberflächen aufgetragen. Das Diagramm verdeutlicht, dass mit

zunehmendem Benetzungswinkel die Tendenz zu steigenden Reibungszahlen zu beobachten war. Bei texturiertem Pellet zeigte sich eine direkte Linearität zwischen dynamischem Vorrückwinkel und Reibungszahl (Bild 4.7b). Dabei lag beim normalisierten C15E-Stahl der kleinste Benetzungswinkel ($\theta_v = 8,5$ grad) und der geringste Wert der Reibungszahl vor, was sich durch die sehr gute Benetzbarkeit der Oberfläche des Stahls und den dadurch geförderten Schmierfilmaufbau erklären ließ. Im Gegensatz dazu lieferte die Aluminiumlegierung AlZnMgCu1,5 die höchste Reibungszahl, wobei auch der ermittelte Benetzungswinkel ($\theta_v = 20,3$ grad) am größten und somit die Benetzbarkeit von allen drei Werkstoffen am schlechtesten war, was zu einer reduzierten Schmierfilmdicke führte. Der Grund, warum sich im texturierten Fall eine sehr gute lineare Korrelation ergab und im untexturierten Fall nicht, dürfte in der Tatsache liegen, dass eine Texturierung mit gekreuzten Kanälen gegenüber der untexturierten Wirkfläche zusätzlich die Schmierfilmdicke reduzierte. Während bei untexturiertem Pellet also nur die abnehmende Benetzbarkeit alleine zu einer Reduzierung der Schmierfilmdicke führte, kam bei texturiertem Pellet noch der Faktor der texturbedingten Schmierfilmdickenverringerung hinzu. Folglich war es möglich, dass sich bei texturiertem Pellet im Fall des 100Cr6-Stahls gegenüber dem C15E-Stahl in geringem Maße bereits reibungserhöhender Festkörperkontakt einstellte, wohingegen dies bei untexturierter Wirkfläche noch nicht eintrat.

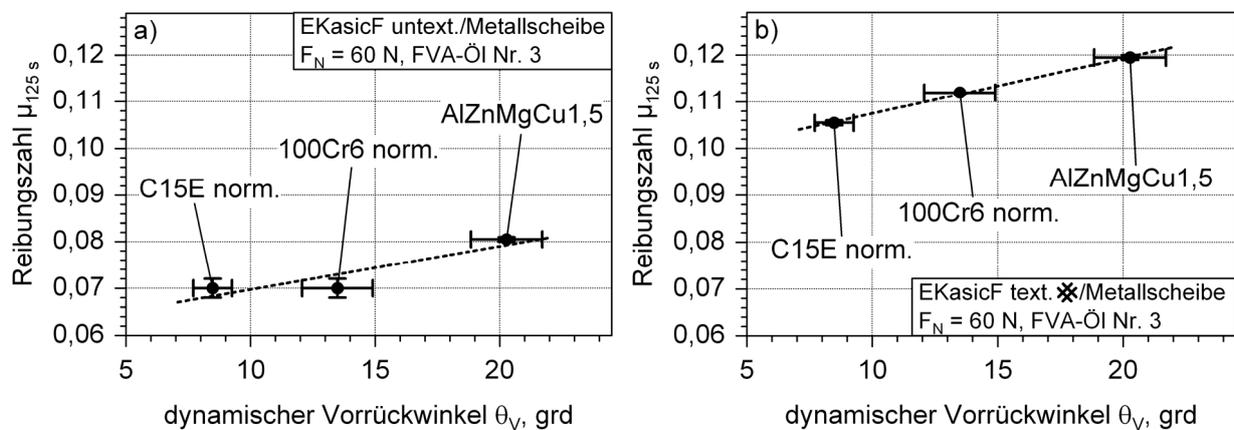


Bild 4.7: Reibungszahl μ_{125s} (a) untexturierter und (b) texturierter EKasicF-Pellets zum Zeitpunkt $t = 125$ s bei Paarung gegen 100Cr6, C15E und AlZnMgCu1,5 in Abhängigkeit des dynamischen Vorrückwinkels θ_v von FVA-Öl Nr. 3 auf den geschliffenen Scheibenoberflächen ($F_N = 60$ N, $v_{max} = 10$ m/s, $8,9$ mm³/s FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle mit $a_{tex} = 75$ %, $B = 100$ μ m, $H = 10$ μ m).

Ein Ansteigen der Reibungszahl sowie eine Zunahme des Verschleißes mit zunehmendem Benetzungswinkel, also abnehmender Benetzbarkeit, bei einem der beteiligten Reibpartner wurde in ölgeschmierten Versuchen auch in [239] beobachtet. Als Begründung hierfür wurde angeführt, dass sich durch das ölabweisende

Verhalten nur ein dünner bzw. kein durchgängiger Schmierfilm bilden konnte, und es somit zu einem Durchbruch des Films kam.

Als Kontaktwinkelhysterese $\Delta\theta$ wird die Differenz zwischen dynamischem Vorrück- und Rückzugswinkel θ_V bzw. θ_R bezeichnet [240-242]:

$$\Delta\theta = \theta_V - \theta_R \quad \text{Gl. 4-1}$$

Bei typischen Kontaktwinkelbestimmungen ist das Auftreten von Kontaktwinkelhysteresen eher die Regel als die Ausnahme. Die Ursache hierfür liegt hauptsächlich in Abweichungen der realen, zu vermessenden Oberfläche von einer idealen, strukturell und physikochemisch homogenen Oberfläche. Das Auftreten einer Hysterese hängt also einerseits von der Oberflächentopographie und andererseits vom Vorhandensein chemischer Inhomogenitäten in der betrachteten Oberfläche ab [242-245]. Über den Einfluss der Rauheit von Oberflächen verschiedenster Materialien auf das Benetzungsverhalten wird in zahlreichen Forschungsarbeiten [238, 246-248] berichtet. In Bild 4.8a ist die Kontaktwinkelhysterese von FVA-Öl Nr. 3 auf den geschliffenen Oberflächen der Scheiben aus 100Cr6 norm., C15E norm. und AlZnMgCu1,5 dargestellt. Während beim Stahl C15E mit $\Delta\theta = 5,4$ grad der geringste Wert gemessen wurde, lagen die Werte beim Stahl 100Cr6 und der Aluminiumlegierung mit $\Delta\theta = 8,7$ grad bzw. $\Delta\theta = 12,2$ grad deutlich höher. Um der Ursache für die recht deutlichen Unterschiede zwischen den ermittelten Hysteresewerten auf den Grund zu gehen, wurden die beiden bereits genannten Faktoren näher untersucht.

Chemische Inhomogenitäten einer Oberfläche können zu Inhomogenitäten der Oberflächenenergie führen. Da diese Vorrück- und Rückzugswinkel in unterschiedlichem Maß beeinflussen, kommt es zur Ausbildung einer Kontaktwinkelhysterese. Wenn beispielweise eine Oberfläche überwiegend hochenergetische (flüssigkeitsanziehende) Anteile aufweist, während der Rest niederenergetisch (flüssigkeitsabweisend) ist, so wird die Flüssigkeitsfront durch die abweisenden Inseln beim Vorrücken behindert und beim Rückzug durch die anziehenden Flächenanteile festgehalten (Pineffekt). Als Folge wird der Vorrückwinkel größer und der Rückzugswinkel kleiner, als es bei einer homogenen Oberfläche zu erwarten wäre [245, 249, 250]. Da Energieunterschiede zwischen den verschiedenen Oberflächen also zu einem unterschiedlich starken Einfluss auf Vorrück- und Rückzugswinkel der aufgetragenen Flüssigkeit führen können, wurde die Oberflächenenergie der drei Metalle ermittelt. Owens, Wendt, Rabel und Kaelble (OWRK) [251] stellten 1969 die Theorie auf, dass sich die Oberflächenspannung jeder beteiligten Phase (Festkörper/Flüssigkeit/Gas) in einen polaren (P) und einen dispersiven (D) Anteil aufspaltet. Hierbei kann eine Wechselwirkung jeweils nur mit

dem gleichartigen Anteil der anderen Phase stattfinden [252]. Aufgrund dieser Tatsache ergibt sich nach [251] der Ansatz

$$\gamma_{sl} = \gamma_{sg} + \gamma_{lg} - 2 \left(\sqrt{\gamma_{sg}^P \cdot \gamma_{lg}^P} + \sqrt{\gamma_{sg}^D \cdot \gamma_{lg}^D} \right), \quad \text{Gl. 4-2}$$

wobei γ_{sg} die Grenzflächenspannung zwischen Festkörper und Luft, γ_{sl} die Grenzflächenspannung zwischen Festkörper und Flüssigkeit und γ_{lg} die Grenzflächenspannung zwischen Flüssigkeit und Luft bezeichnet. In Kombination mit der Young-Gleichung [253]

$$\gamma_{sg} = \gamma_{sl} + \gamma_{lg} \cos \theta_V, \quad \text{Gl. 4-3}$$

welche im Fall einer ideal glatten Oberfläche eine Beschreibung des Zusammenhangs zwischen den Grenzflächenenergien der beteiligten Phasen und dem Vorrückwinkel θ_V im thermodynamischen Gleichgewicht liefert, ergibt sich ein Ausdruck, der sich durch Umformung in die allgemeine Geradengleichung der Form $y = m \cdot x + b$ transformieren lässt:

$$\underbrace{\frac{(1 + \cos \theta_V) \cdot \gamma_{lg}}{2 \sqrt{\gamma_{lg}^D}}}_{y} = \underbrace{\sqrt{\gamma_{sg}^P}}_m \cdot \underbrace{\sqrt{\frac{\gamma_{lg}^P}{\gamma_{lg}^D}}}_x + \underbrace{\sqrt{\gamma_{sg}^D}}_b \quad \text{Gl. 4-4}$$

Mittels den durch Messungen mit mindestens zwei unterschiedlichen Testflüssigkeiten ermittelten Kontaktwinkeln sowie den bekannten Parametern der Flüssigkeiten γ_{lg} , γ_{lg}^D und γ_{lg}^P ist eine Berechnung der x- und y-Werte möglich, die anschließend in einem OWRK-Diagramm aufgetragen werden. Aus der Steigung und dem y-Achsenabschnitt der Geraden lassen sich mit Hilfe der Gl. 4-4 der dispersive und polare Anteil γ_{sg}^D bzw. γ_{sg}^P der gesuchten Oberflächenenergie des Festkörpers errechnen. Um die Oberflächenenergien der metallischen Scheiben zu ermitteln, wurden die erforderlichen Kontaktwinkel der drei Testflüssigkeiten Ethylenglycol ($\gamma_{lg}^D = 26,3$ mN/m; $\gamma_{lg}^P = 21,4$ mN/m), Dimethylsulfoxid ($\gamma_{lg}^D = 36,0$ mN/m; $\gamma_{lg}^P = 8,0$ mN/m) und Dimethylformamid ($\gamma_{lg}^D = 32,4$ mN/m; $\gamma_{lg}^P = 4,9$ mN/m) auf den fein geschliffenen Oberflächen der Scheiben gemessen. Das auf diese Weise erhaltene OWRK-Diagramm ist in Bild 4.8b dargestellt und enthält die Geradengleichungen für die drei untersuchten Werkstoffe. Aus diesen ließen sich jeweils beide Anteile der Oberflächenenergien (γ_{sg}^D , γ_{sg}^P) für 100Cr6 norm., C15E norm. und AlZnMgCu1,5 errechnen. Aus den in Bild 4.8c aufgetragenen Energiewerten ist ersichtlich, dass beim dispersiven Anteil γ_{sg}^D nahezu keine Unterschiede zwischen den Metallen auftraten und der polare Anteil γ_{sg}^P in allen Fällen verschwindend gering ausfiel. Hieraus

lässt sich folgern, dass der energetische Einfluss auf Vorrück- und Rückzugswinkel, also auf die Hysterese (Bild 4.8a), bei den drei Werkstoffen im Fall von FVA-Öl Nr. 3 nahezu gleich sein musste, was gleichbedeutend mit der Tatsache war, dass die Ursache der unterschiedlichen Hysteresewerte nicht in der Oberflächenenergie liegen konnte und demnach in der Topographie zu finden sein musste.

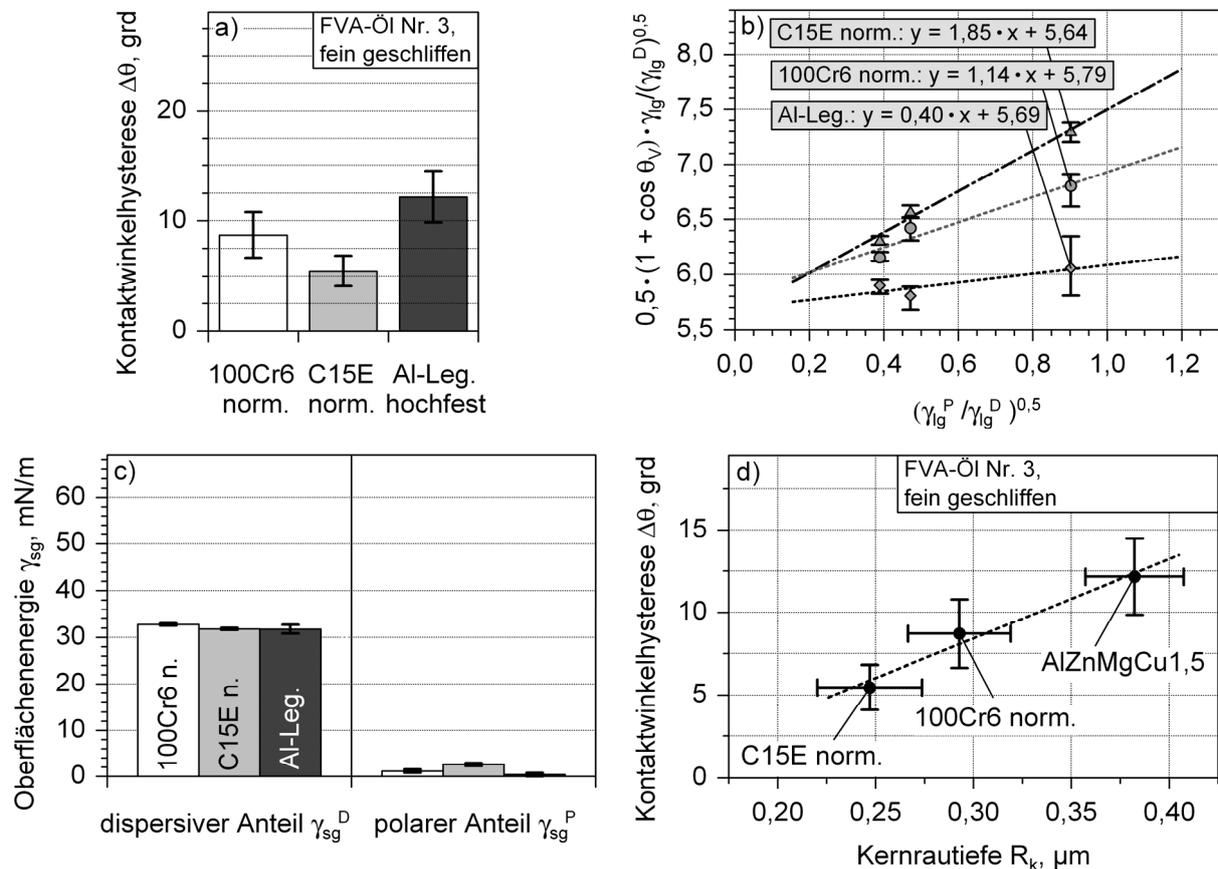


Bild 4.8: (a) Kontaktwinkelhysterese $\Delta\theta$ von FVA-Öl Nr. 3 auf den fein geschliffenen Scheibenoberflächen von 100Cr6 norm., C15E norm. und AlZnMgCu1,5, (b) OWRK-Diagramm mit Ausgleichsgeraden für die drei Werkstoffe, (c) dispersiver und polarer Anteil $\gamma_{\text{sg}}^{\text{D}}$ bzw. $\gamma_{\text{sg}}^{\text{P}}$ der Oberflächenenergie der drei metallischen Scheibenwerkstoffe sowie (d) Kontaktwinkelhysterese $\Delta\theta$ von FVA-Öl Nr. 3 auf den Scheibenoberflächen als Funktion der Kernrautiefe R_k des Gegenkörpers.

Eine Auftragung der Kontaktwinkelhysterese $\Delta\theta$ von FVA-Öl Nr. 3 auf den Oberflächen der drei metallischen Werkstoffe in Abhängigkeit der Kernrautiefe R_k bestätigt dies (Bild 4.8d). Das Diagramm verdeutlicht, dass mit ansteigendem R_k -Wert eine lineare Zunahme der Hysteresewerte zu beobachten war. In Bezug auf die konkrete Topographie der Oberfläche ist ein geringer R_k -Wert gleichbedeutend mit einer plateauartigen Ausbildung des betrachteten Profils. Eine solche Oberfläche zeichnet sich dadurch aus, dass sie einen hohen Traganteil besitzt und sich auf ihr problemlos

ein kontinuierlicher Ölfilm ausbreiten kann, was die Voraussetzung für verschleißarmes, hydrodynamisches Tragen ist. Ein Anwachsen dieses Werts – gerade auch in Kombination mit dem R_{pk} -Wert – bewirkt demnach aufgrund aufragender Rauheitsspitzen einen zunehmenden Verlust des flächigen Charakters der Oberfläche und damit eine schlechter werdende Oberflächenqualität. Die verschiedenen Metalle besaßen durch die Schleifbearbeitung zwar mehr oder weniger den gleichen arithmetischen Mittenrauwert ($R_a \approx 0,10 \mu\text{m}$), jedoch waren bei den übrigen Rauheitskenngrößen (R_k , R_{vk} , R_{pk}) deutliche Unterschiede erkennbar. Die drei Größen lagen beim C15E-Stahl am niedrigsten, gefolgt vom 100Cr6-Stahl und der Aluminiumlegierung, welche die höchsten Werte zeigte (vgl. Bild 3.4). In den Bildern 4.9a-c sind weißlichtmikroskopische Aufnahmen von Ausschnitten der Oberflächen der drei Scheibenwerkstoffe dargestellt, wobei die Richtung der Schleifriefen durch den Pfeil angedeutet ist. Die Aufnahmen liefern eine optische Bestätigung dafür, dass die Oberflächenqualität in der Reihenfolge C15E norm. – 100Cr6 norm. – AlZnMgCu1,5 abnahm. Während beim C15E-Stahl die Tiefe bzw. Höhe der Rauheitstäler und -spitzen sehr gering ausfiel, dessen Oberfläche also recht glatt erschien (Bild 4.9a), waren bei der Aluminiumlegierung stark ausgeprägte Riefen vorhanden (Bild 4.9c), was vor allem an der unteren Schnittkante des gezeigten Flächenelements deutlich zu erkennen ist. Der 100Cr6-Stahl ordnete sich bezüglich der Oberflächenqualität zwischen den beiden anderen metallischen Werkstoffen ein (Bild 4.9b). Die ebenfalls in dieser Reihenfolge auftretende Zunahme der Hysteresewerte steht in Einklang mit der Theorie. Je weiter die Oberfläche vom strukturellen Idealzustand abweicht, je schlechter also deren Güte ist, desto mehr differieren Vorrück- und Rückzugswinkel und desto größer fällt die Kontaktwinkelhysterese aus [249]. In [254] wurde die Ursache der rauheitsbedingten Vergrößerung des dynamischen Vorrückwinkels sowie der Entstehung der Hysterese mit Hilfe eines einfachen Modells erklärt. Hiernach wirken die Rauheitsspitzen der Oberfläche als Barriere, so dass die Flüssigkeitsfront zurückgehalten wird und der Vorrückwinkel dadurch im Vergleich zur ideal glatten Oberfläche größer ausfällt. Auch beim Rückzug wird die Front durch die Barrierefunktion der Spitzen an der Bewegung gehindert, was in diesem Fall zu einer Abnahme des Rückzugswinkels führt. Die Bilder 4.9d-f zeigen lichtmikroskopische Aufnahmen von Öltropfen (FVA Nr. 3) auf den fein geschliffenen Oberflächen der Scheiben aus den drei Metallen. Die Pfeile deuten die Verlaufsrichtung der Schleifriefen auf der Scheibenoberfläche an. Um die Tropfen besser sichtbar zu machen, wurde das Öl mittels eines kommerziell erhältlichen Färbemittels (Typ Sudan M Rot, Fa. BASF) eingefärbt. Die Zeit vom Aufbringen des Tropfens bis zur Erstellung des Bildes betrug jeweils 30 s, das zugeführte Ölvolumen lag bei 10 mm^3 . Aufgrund der Beleuchtung von oben entstanden auf den Tropfen ellipsenförmige Reflexionen, die sich von der dunklen Färbung der Tropfen deutlich

abhoben. Es fällt auf, dass der Öltropfen auf dem C15E-Stahl (Bild 4.9d) eine nahezu kreisförmige, auf dem 100Cr6-Stahl (Bild 4.9e) und der Aluminiumlegierung (Bild 4.9f) dagegen eine elliptische Kontur annahm, wobei die Ausprägung der Ellipse im letzteren Fall noch deutlich stärker war. Da die Streckung der Öltropfen offensichtlich in Verlaufsrichtung der Schleifriefen erfolgte und mit Zunahme der Riefenausprägung bzw. der Riefentiefe größer wurde, war davon auszugehen, dass deren Ursache im Eindringen des Öls in die Rauheitstäler lag. Ein solches Verhalten wurde auch in [244, 255] beobachtet und mit einer Wirkung der Rauheiten als Kapillaren erklärt, in welche die Flüssigkeit infolge des kapillaren Unterdruckes und unter dem Einfluss des Laplace-Drucks eingesaugt wurde. Hierfür spricht auch die Tatsache, dass der Effekt beim AlZnMgCu1,5 am stärksten ausgebildet war, da die Kapillaren, also die Riefen, in der Oberfläche dieses Materials die deutlichste Ausprägung besaßen.

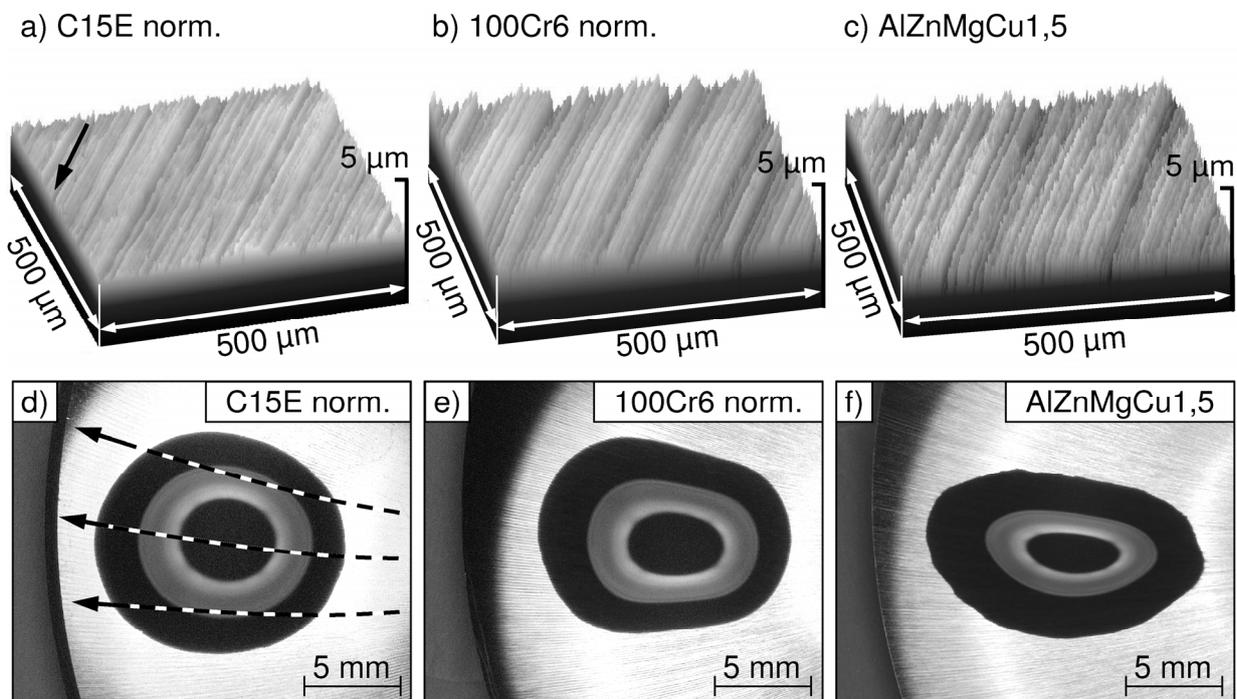


Bild 4.9: Weißlichtprofilometrische Aufnahmen von Ausschnitten der Oberflächen der Metallscheiben aus (a) C15E norm., (b) 100Cr6 norm. und (c) AlZnMgCu1,5 sowie (d-f) lichtmikroskopische Aufnahmen eingefärbter Tropfen des FVA-Öl Nr. 3 auf den Oberflächen der drei Scheibenwerkstoffe nach jeweils konstanter Zeitspanne von 30 s vom Aufbringen des Tropfens bis zur Bilderstellung (Oberflächen geschliffen und unbeanspruch; jeweils aufgebrachtes Ölvolumen von 10 mm^3 ; Pfeilrichtung entspricht Verlaufsrichtung der Schleifriefen).

In Bild 4.10 sind REM-Aufnahmen der unbeanspruchten sowie gegen untexturierte und texturierte EKasicF-Pellets gepaarten Oberflächen der metallischen Scheiben aus 100Cr6 norm., C15E norm. und AlZnMgCu1,5 dargestellt. Die beanspruchten

Scheibenoberflächen zeigen den Zustand nach Ablauf der fünf Zyklen der Standard-Versuchsführung (s. Bild 3.7a). Vergleicht man bei den beiden Stählen den fein geschliffenen, unbeanspruchten Ausgangszustand (Bild 4.10a und 4.10d) mit den durch das untexturierte Pellet beanspruchten Oberflächen (Bilder 4.10b und 4.10e), so stellt man fest, dass sich in beiden Fällen lediglich vereinzelt Verschleißfurchen parallel zur Gleitrichtung bildeten. Bei Paarung gegen das texturierte Pellet zeigte sich beim C15E-Stahl (Bild 4.10f) ebenfalls ein milder Abrasivverschleiß, beim 100Cr6-

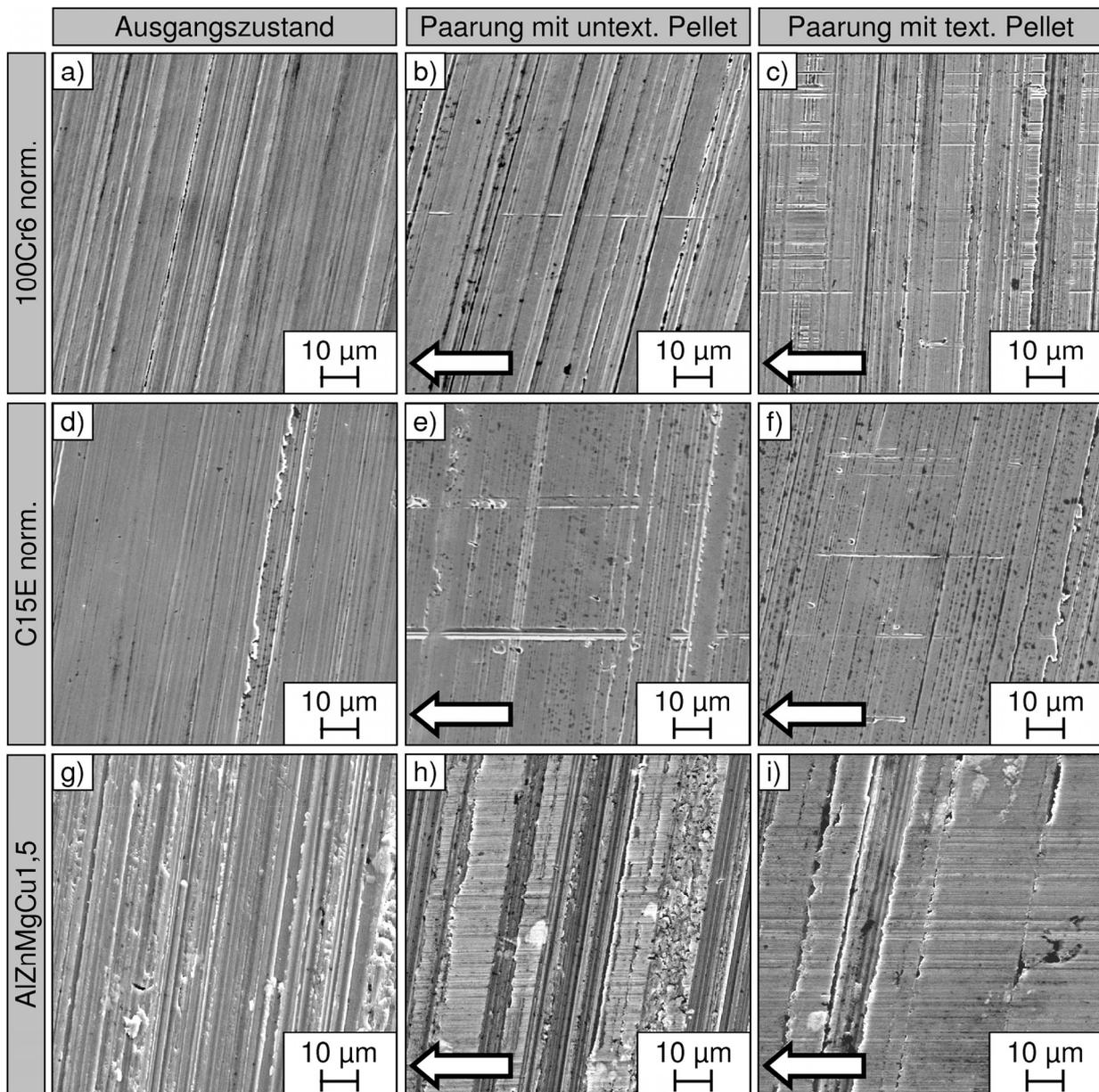


Bild 4.10: Rasterelektronenmikroskopische Aufnahmen der (a,d,g) unbeanspruchten sowie gegen (b,e,h) untexturiertes und (c,f,i) texturiertes EKasicF-Pellet gepaarten Oberfläche der geschliffenen Metallscheiben aus (a-c) 100Cr6 norm., (d-f) C15E norm. und (g-i) AlZnMgCu1,5 ($F_N = 60 \text{ N}$, $v_{max} = 10 \text{ m/s}$, $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3, $s = 6250 \text{ m}$; gekreuzte Kanäle mit $a_{tex} = 75 \%$, $B = 100 \text{ µm}$, $H = 10 \text{ µm}$).

Stahl (Bild 4.10c) dagegen eine moderate Zunahme der abrasiv bedingten Verschleißfurchen. Die Aluminiumlegierung offenbarte ein grundlegend anderes Verschleißverhalten. In ihrem Fall führte die Beanspruchung zu einer plastischen Verformung der vorhandenen Rauheitskämme, wodurch deren Materialvolumen in die angrenzenden Vertiefungen gedrückt wurde, was eine gewisse Einglättung der Oberfläche bewirkte. Während bei Paarung gegen die untexturierte Wirkfläche (Bild 4.10h) zwischen den eingeglätteten Bereichen noch größere Anteile der unbeanspruchten Ausgangsoberfläche vorhanden waren, war bei Paarung gegen die texturierte Wirkfläche (Bild 4.10i) der Effekt der Einglättung dermaßen ausgeprägt, dass nur noch wenige Riefen der Schleifbearbeitung übrig blieben. Auf der neu entstandenen Oberfläche sind Spuren abrasiven Verschleißes zu erkennen. Die REM-Aufnahmen der Bilder 4.10a, 4.10d und 4.10g bestätigten erneut die Abnahme der Oberflächenqualität in der Reihenfolge C15E – 100Cr6 – AlZnMgCu1,5, in welcher auch der dynamische Vorrückwinkel zunahm, die Benetzbarkeit mit dem FVA-Öl Nr. 3 also abnahm, und die in Versuchen ermittelte Reibungszahl aufgrund zunehmender Mischreibungsanteile anstieg (vgl. Bild 4.7). Aus der optischen Untersuchung der beanspruchten Oberflächen konnte abgeleitet werden, dass die abnehmende Benetzbarkeit tendenziell zu einer Abnahme der Schmierfilmdicke führte, was in der Folge vermehrten Festkörperkontakt und damit eine Erhöhung der Reibungszahl verursachte. Im Rahmen einer anderen Forschungsarbeit [256] wurde die Dicke des Ölfilms zwischen Pellet und Scheibe gemessen. Es stellte sich heraus, dass im Vergleich zum untexturierten Pellet eine Texturierung mit gekreuzten Kanälen eine Reduzierung der Schmierfilmdicke bewirkte. Dass dies auch im Rahmen dieser Arbeit zutraf, ließ sich durch die REM-Aufnahmen der beanspruchten Gegenkörper nachweisen. Der alleinige Einfluss der schlechten Benetzbarkeit zeigte sich anhand der gegen das untexturierte Pellet gepaarten AlZnMgCu1,5-Oberfläche (Bild 4.10h). In Kombination mit der texturbedingten Schmierfilmdickenreduzierung verschärften sich die Auswirkungen auf die Oberfläche nochmals, da der restliche Schmierfilm die Reibpartner nicht mehr zuverlässig trennen konnte (Bild 4.10i). Durch eine mögliche Verstärkung des Ölabflusses aus dem Tribokontakt spielte hierbei die durch die Oberflächenrauheiten erzeugte Kapillarwirkung (Bild 4.9f) wahrscheinlich ebenfalls noch eine Rolle.

Im Fall der gegen das EKasicF-Pellet gepaarten Aluminiumscheibe lag sowohl beim untexturierten als auch texturierten Pellet Mischreibung vor. Begründet wurde dies damit, dass einerseits die Reibungszahl – gerade auch im Vergleich zu den Stählen – sehr hohe Werte annahm und andererseits dieser Reibungszustand durch die mikroskopische Analyse des oben beschriebenen Verschleißbildes indirekt bestätigt werden konnte. Hieraus lässt sich folgern, dass der Schmierfilm zu dünn war und/oder sich nicht kontinuierlich ausbildete. Da die Scheibenoberfläche der Alumini-

umlegierung die höchsten R_{pk} -Werte aufwies (s. Bild 3.4), war ein Durchstoßen des Schmierfilms aufgrund der aufragenden Rauheitshügel sehr wahrscheinlich, was in der Folge Festkörperkontakt verursachte. Dabei wurde das Materialvolumen der leicht verformbaren Rauheitskämme durch plastisches Fließen in angrenzende Täler transferiert, wodurch die Reibungszahl erhöht wurde. Die gute Verformbarkeit der Rauheiten der Aluminiumlegierung erklärt sich durch die kubisch flächenzentrierte (kfz) Kristallstruktur, die eine hohe Anzahl bereits mit geringen Kräften aktivierbarer Gleitsysteme besitzt. Während bei der kfz-Struktur zwölf Gleitsysteme vorhanden sind, sind es bei den in kubisch raumzentrierter (krz) Struktur vorliegenden Stählen sogar 48 Systeme, für deren Aktivierung aber höhere Spannungen erforderlich sind, so dass die Verformbarkeit der Rauheiten der Stähle insgesamt schlechter ausfallen sollte. Jedoch waren auf den REM-Bildern der Stahloberflächen lediglich geringe Verschleißspuren erkennbar (Bilder 4.10b, 4.10c, 4.10e und 4.10f), was in Kombination mit den geringeren Reibungszahlen darauf schließen ließ, dass die spezifische Schmierfilmdicke höher war als im Fall der Aluminiumlegierung. In diesem Zusammenhang spielten die geringeren R_k - und R_{pk} -Werte der Stähle eine Rolle, wodurch die Höhe aufragender Rauheitshügel geringer ausfiel und die Oberfläche im Vergleich zur Aluminiumlegierung einen eher flächigen Charakter besaß, was sich positiv auf eine kontinuierliche Ölfilmbildung auswirkte und geringere Reibungszahlen förderte.

4.1.4 Viskosität und Viskositätsindex

Die in Bild 4.11 als Funktion der Zeit dargestellten Pellet-Temperaturen gehören zu den im Rahmen der Ölsortenvariation ermittelten Reibungszahlverläufen (Bild 3.24). Für die nachfolgenden Betrachtungen wurde jeweils die zum Zeitpunkt $t = 125$ s für das FVA-Öl Nr. 1 ermittelte Temperatur als Vergleichswert definiert, bei welchem $T_{FVA1} = T_{ATF} = T_{FVA3}$ galt. Aus den Schnittpunkten dieser Vergleichstemperatur mit den gemessenen Temperaturverläufen ließen sich anschließend die in den Diagrammen bezeichneten Zeitpunkte t_{FVA1} , t_{ATF} und t_{FVA3} und aus Bild 3.24 die zu diesen Zeitpunkten für das jeweilige Öl vorliegenden Reibungszahlen $\mu(t_{FVA1})$, $\mu(t_{ATF})$ und $\mu(t_{FVA3})$ ermitteln. Diese sind in Bild 4.12 für die Paarungen SN80/100Cr6 und EKasicF/100Cr6 sowohl für untexturierte als auch texturierte Pellets über der dynamischen Viskosität der drei Öle bei jeweiliger Vergleichstemperatur aufgetragen. Auf diese Weise war es möglich, die viskositätsabhängigen Reibungszahlen der verschiedenen Paarungen bei jeweils gleicher Pellet-Temperatur zu vergleichen.

Den Diagrammen in Bild 4.12 ist zu entnehmen, dass die Reibungszahlen bei untexturierter und texturierter Wirkfläche mit zunehmender dynamischer Ölviskosität anstiegen, wobei die Unterschiede zwischen den beiden getesteten Materialpaarungen sehr gering ausfielen. Der Anstieg ließ sich dadurch erklären, dass die innere Reibung

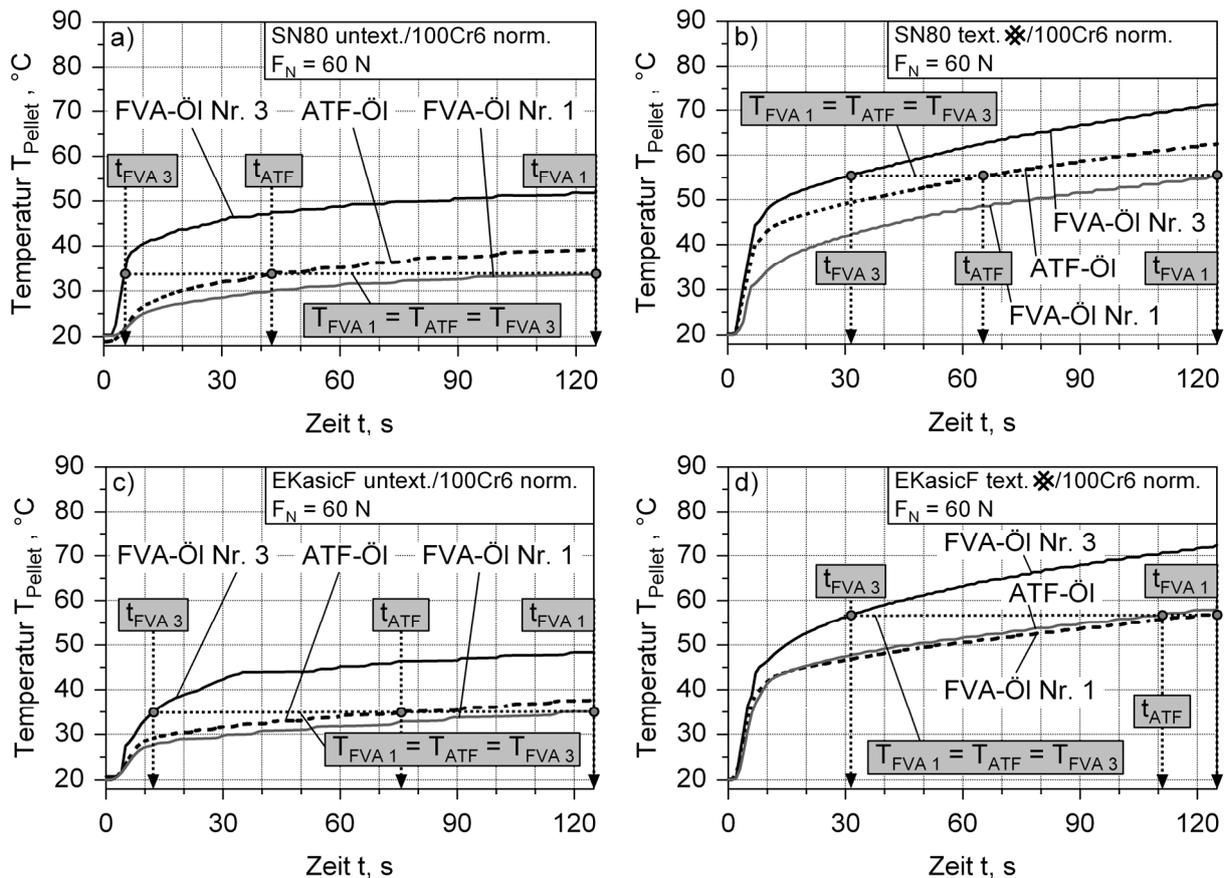


Bild 4.11: Temperatur (a,c) untexturierter und (b,d) texturierter SN80- bzw. EKasicF-Pellets in Paarung mit 100Cr6-Stahl unter Schmierung mit den Ölen FVA Nr. 1, ATF und FVA Nr. 3 als Funktion der Zeit mit jeweiliger Festlegung einer Vergleichstemperatur $T_{\text{FVA1}} = T_{\text{ATF}} = T_{\text{FVA3}}$ zur Ermittlung der Zeitpunkte t_{FVA1} , t_{ATF} , t_{FVA3} ($F_N = 60$ N, $v_{\text{max}} = 10$ m/s, $8,9$ mm³/s Öl; gekreuzte Kanäle: $a_{\text{tex}} = 75$ %, $B = 100$ μ m, $H = 10$ μ m).

des Öls mit zunehmender Viskosität zunahm, was im Einklang mit der Newtonschen Grundgleichung (Gl. 1-3) stand. Das Reibungszahlniveau der texturierten Pellets lag dabei signifikant über dem der untexturierten Pellets. Da die Temperatur im texturierten Fall deutlich höher lag, traten die Viskositätswerte der texturierten Materialpaarungen in einem wesentlich schmaleren Abszissenbereich auf (untexturiert: ca. 18 bis 122 mPas, Bild 4.12a; texturiert: ca. 10 bis 45 mPas, Bild 4.12b). Des Weiteren verliefen die Ausgleichsgeraden der texturierten Paarungen deutlich steiler als die der untexturierten Paarungen. Demzufolge konnte im Fall der Texturierung mit derselben Viskositätssteigerung durch die Wahl eines anderen Öls eine deutlich stärkere Reibungszahlerhöhung als bei untexturierter Wirkfläche erzielt werden. Grundsätzlich zeigte sich während der Dauerschlupfversuche ein Absinken der Reibungszahl, welches auf eine temperaturbedingte Abnahme der Viskosität zurückzuführen war.

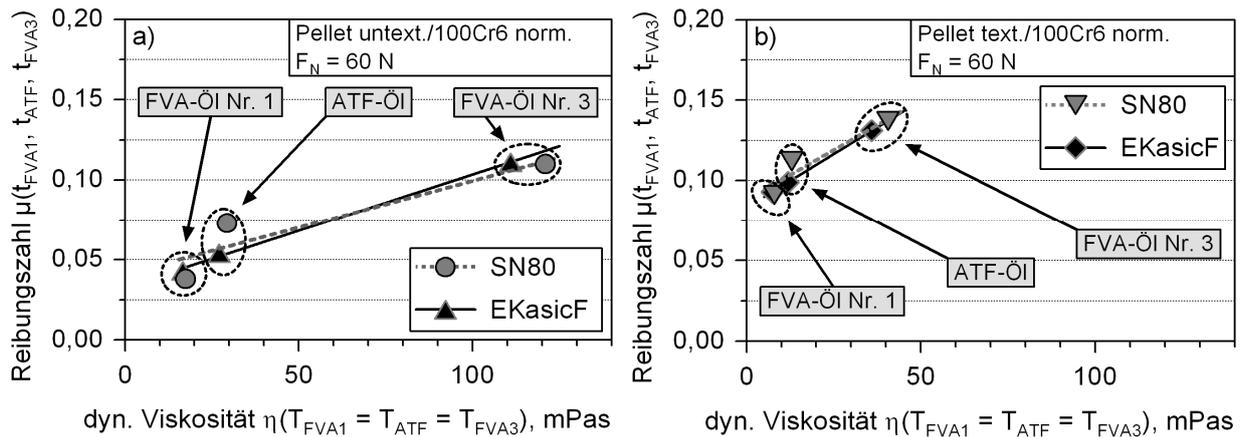


Bild 4.12: Reibungszahlen von (a) untexturierten und (b) texturierten SN80- und EKasicF-Pellets zu den aus Bild 4.11 ermittelten Zeitpunkten t_{FVA1} , t_{ATF} , t_{FVA3} als Funktion der dynamischen Viskosität der Öle FVA Nr. 1, ATF und FVA Nr. 3 bei in Bild 4.11 definierter Vergleichstemperatur gepaart gegen 100Cr6 ($F_N = 60$ N, $v_{max} = 10$ m/s, 8,9 mm³/s Öl; gekreuzte Kanäle mit $a_{tex} = 75$ %, $B = 100$ μ m, $H = 10$ μ m).

Im Rahmen der Ölsortenvariation wurde auch der Einfluss des Ölviskositätsindex VI auf das Reibungsverhalten untersucht. Der Viskositätsindex gibt an, wie stark die Viskosität eines Öls bei Temperaturerhöhung abfällt (Kapitel 1.3.1). Ein niedriger Wert ist dabei gleichbedeutend mit einem starken, temperaturbedingten Viskositätsabfall, ein hoher Wert dagegen mit einem geringen Abfall. Bei einer Temperaturerhöhung von 40 auf 100°C sinkt die kinematische Viskosität ν beim synthetischen, additivierten ATF-Öl von 26,8 auf 5,6 mm²/s und bei den additivfreien Mineralölen FVA Nr. 1 und FVA Nr. 3 von 14,9 auf 3,5 mm²/s bzw. von 98,5 auf 11,0 mm²/s, woraus sich für das ATF-Öl mit $VI_{ATF} = 151$ ein recht hoher Indexwert und für die beiden anderen Öle mit $VI_{FVA1} = 104$ bzw. $VI_{FVA3} = 95$ deutlich geringere Werte ergeben [94]. In den Bildern 4.13a und 4.13b ist für die beiden Paarungen SN80/100Cr6 und EKasicF/100Cr6 der während des Dauerschlupfs bei den drei Versuchsölen (s. Bild 3.24) innerhalb des Zeitraums von $t = 20$ s bis $t = 125$ s aufgetretene Reibungszahlabfall $\Delta\mu_{20\text{ s} \Rightarrow 125\text{ s}}$ über dem Ölviskositätsindex VI aufgetragen. Hierbei ergaben sich nur geringe Unterschiede zwischen den getesteten Materialpaarungen. Sowohl bei untexturiertem (Bild 4.13a) als auch texturiertem Pellet (Bild 4.13b) war mit ansteigendem Viskositätsindex eine Abnahme des Reibungszahlabfalls und demzufolge eine Verbesserung der Reibungszahlkonstanz während des Dauerschlupfs zu beobachten. Das Öl mit dem geringsten VI-Wert (FVA Nr. 3, $VI = 95$) zeigte den größten Abfall und das mit dem höchsten VI-Wert (ATF, $VI = 151$) den geringsten Abfall. Wie zu erwarten wirkte sich ein hoher Viskositätsindex günstig auf die Reibungszahlkonstanz aus. Ein weiterer Grund für den starken Reibungszahlabfall beim FVA-Öl Nr. 3 war der hohe reibungsbedingte Temperaturanstieg (Bild 4.13c). Der damit verbundene Viskositätsabfall betrug ein Vielfaches der Werte der

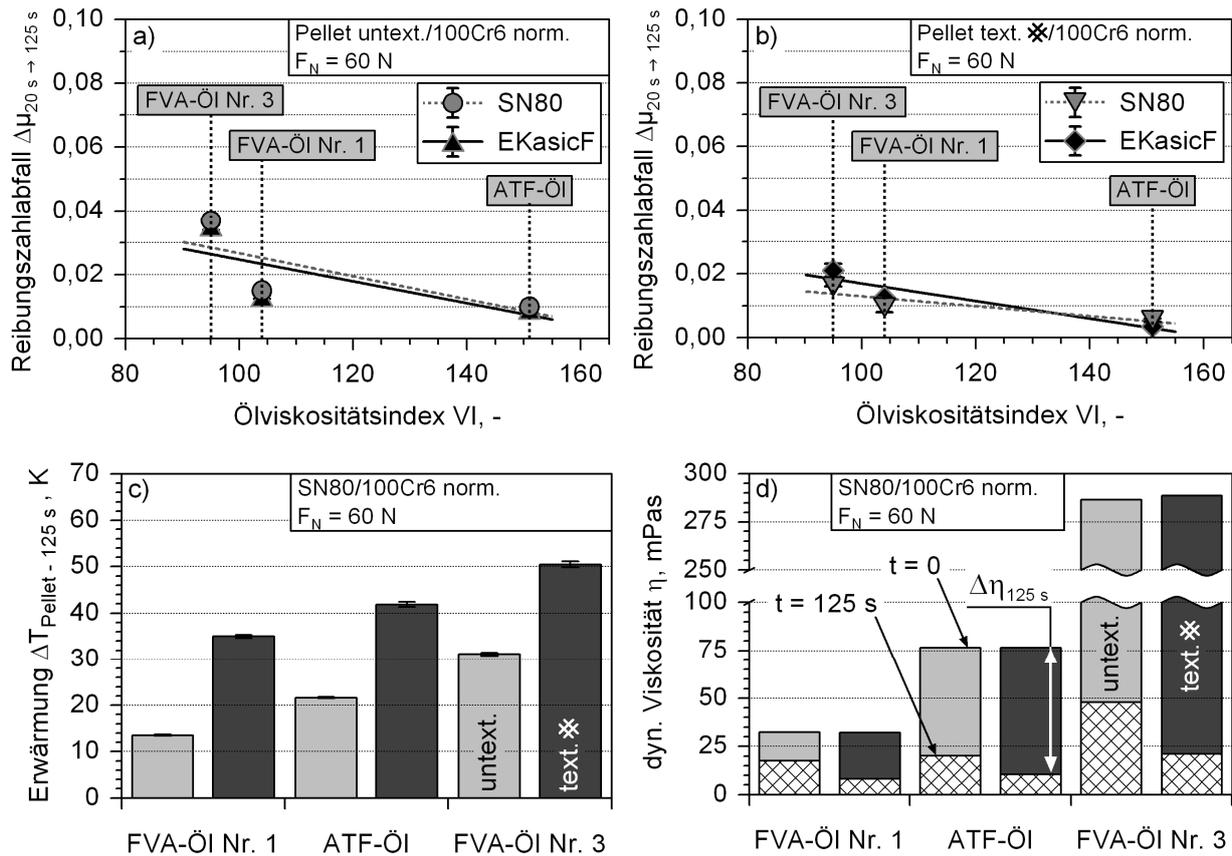


Bild 4.13: Reibungszahlabfall $\Delta\mu_{20s \Rightarrow 125s}$ für die Paarungen SN80/100Cr6 und EKasicF/100Cr6 im Fall von (a) untexturierten und (b) texturierten Pellets als Funktion des Ölviskositätsindex VI, Gegenüberstellung (c) der nach 125 s gemessenen Erwärmung und (d) der daraus berechneten, bei $t = 0$ und $t = 125$ s vorliegenden Ölviskositäten im Fall untexturierter und texturierter SN80-Pellets bei Paarung gegen 100Cr6 ($F_N = 60$ N, $v_{max} = 10$ m/s, $8,9$ mm³/s Öl; gekreuzte Kanäle mit $a_{tex} = 75$ %, $B = 100$ μ m, $H = 10$ μ m).

anderen Öle (Bild 4.13d). Trotz der stärkeren Erwärmung zeigte das häufig in der Praxis eingesetzte ATF-Öl im Vergleich zum FVA-Öl Nr. 1 den geringeren Abfall in der Reibungszahl. Vergleicht man Bild 4.13a mit Bild 4.13b, so stellt man fest, dass durch die Standard-Texturierung mit gekreuzten Kanälen bei allen drei Versuchsölen eine im Vergleich zum untexturierten Pellet bessere Reibungszahlkonstanz erzielt werden konnte, obwohl sich die texturierten Pellets viel stärker erwärmten (Bild 4.13c) und in der Folge der auftretende Viskositätsabfall $\Delta\eta_{125s}$ stärker ausfiel (Bild 4.13d).

4.2 Wirkungsweise gekreuzter Mikrokanäle

In Bild 4.14 sind die Versuchsergebnisse für SN80/100Cr6-Paarungen mit geläpften sowie geläpften und mikrotexturierten Keramik-Pellets bei gleicher Normalkraft von 60 N (Bild 4.14a) bzw. bei gleicher Flächenpressung von 3,54 MPa (Bild 4.14b) unter Schmierung mit FVA-Öl Nr. 3 gegenübergestellt (Versuchsführung s. Bild 2.8a).

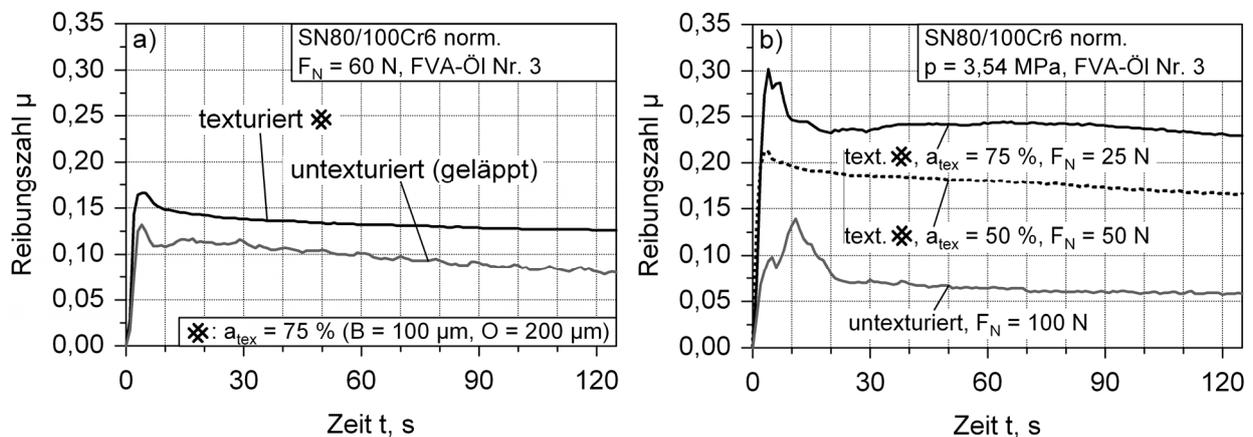


Bild 4.14: Einfluss der Texturierung von SN80-Pellets (a) mit einem Texturierungsanteil a_{tex} von 75 % bei gleicher Normalkraft von 60 N ($p = 2,12 \text{ MPa}$) und (b) mit a_{tex} von 50 % bzw. 75 % bei gleicher effektiver Flächenpressung von $p = 3,54 \text{ MPa}$ ($F_N = \text{variiert}$) auf den zeitlichen Verlauf der Reibungszahl im Vergleich zu untexturierten Pellets in Paarung mit 100Cr6 ($v_{\text{max}} = 10 \text{ m/s}$, $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle mit $B = 100 \mu\text{m}$, $H = 10 \mu\text{m}$, $a_{\text{tex}} = 50$ bzw. 75 %: $O = 340$ bzw. $200 \mu\text{m}$).

Der Vergleich (Bild 4.14a) veranschaulicht, dass die Werte der Reibungszahl durch das Einbringen gekreuzter Mikrokanäle in die Wirkfläche der Keramik-Pellets erhöht wurden. Darüber hinaus konnte eine verbesserte Konstanz der Reibungszahl bei relativ langen Beanspruchungszeiten, verglichen z. B. mit dem Schaltvorgang einer nasslaufenden Kupplung, erreicht werden. Bei konstanter Normalkraft lag im texturierten Fall die Flächenpressung wesentlich höher, da gegenüber dem untexturierten Fall der tragende Wirkflächenanteil um 75 % reduziert wurde. Bei gleicher Normalkraft, aber unterschiedlichen effektiven Flächenpressungen von $p = 2,12 \text{ MPa}$ (untexturiert) bzw. $8,49 \text{ MPa}$ (texturiert) wurde die Reibungszahl durch die Texturierung um etwa den Faktor 1,6 erhöht (Bild 4.14a). Um herauszufinden, ob das höhere Reibungszahlniveau der vierfach höheren Flächenpressung geschuldet war, wurden durch Anpassung der Normalkraft vergleichbare Bedingungen geschaffen. Bild 4.14b zeigt den Einfluss des Flächenanteils der Mikrokanäle auf den texturierten Wirkflächen der SN80-Pellets. Hierbei wurden Flächenanteile von $a_{\text{tex}} = 50 \%$ und 75% mit der nicht-texturierten, geläpften Wirkfläche verglichen. Dabei wurde die angelegte Normalkraft so angepasst, dass jeweils die auf die tragenden Flächenanteile wirkende Flächenpressung $p = 3,54 \text{ MPa}$ betrug. Die niedrigsten Werte im Rei-

bungszahlverlauf unter konstanter Gleitgeschwindigkeit von 10 m/s stellten sich nach Überschreiten des jeweiligen Maximums im Fall der nicht-texturierten Wirkfläche ein. Der Anstieg der Reibungszahlwerte durch die Wirkflächentexturierung der Pellets nahm mit dem Flächenanteil a_{tex} von 50 % auf 75 % noch einmal deutlich zu. Bei gleicher nomineller Flächenpressung von $p = 3,54$ MPa und auf ein Viertel reduzierter Normalkraft lag die Reibungszahl der Paarung mit dem höchsten texturierten Flächenanteil im Vergleich zur Paarung mit der untexturierten Wirkfläche um etwa den Faktor 4 höher (Bild 4.14b).

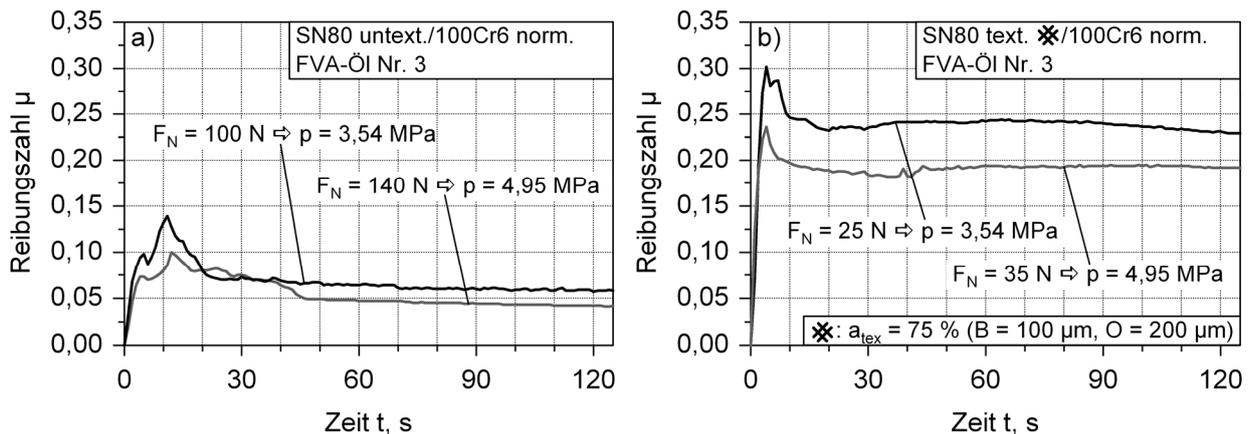


Bild 4.15: Reibungszahl von SN80/100Cr6-Paaren mit (a) untexturierten und (b) texturierten Wirkflächen der Pellets bei den Flächenpressungen von 3,54 bzw. 4,95 MPa als Funktion der Zeit ($F_N =$ variiert, $v_{\text{max}} = 10 \text{ m/s}$, $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle mit $a_{\text{tex}} = 75\%$, $B = 100 \mu\text{m}$, $H = 10 \mu\text{m}$).

In Bild 4.15 sind die Ergebnisse aus einer Versuchsreihe mit variiertem Flächenpressung durch Anpassung der Normalkraft bei geläppten bzw. geläppten und texturierten SN80-Pellets in Paarung mit 100Cr6 dargestellt. Sowohl bei untexturierten als auch mit der kanalförmigen Textur versehenen Pellets wurden die jeweiligen Reibungszahlkurven mit steigender Normalkraft oder steigender Flächenpressung von 3,54 auf 4,95 MPa zu niedrigeren Werten verschoben. Das Niveau der Reibungszahlwerte lag im Fall der texturierten Wirkflächen, unabhängig von der Flächenpressung, deutlich höher. Trotz vierfacher Normalkraft ($F_N = 140 \text{ N}$) wurden Reibungszahlwerte bei untexturierten Pellet-Wirkflächen gemessen, die nur ca. ein Viertel der Werte mit texturierten Wirkflächen ($F_N = 35 \text{ N}$) bei der gleichen Flächenpressung von 4,95 MPa erreichten (Bilder 4.15a und 4.15b). Hieraus wurde gefolgert, dass die Erhöhung der Reibungszahlwerte im Fall der texturierten Wirkflächen nicht auf die wesentlich kleinere wirksame Kontaktfläche zurückgeführt werden kann, sondern mit dem Einfluss der Mikrotextrurierung auf den Schmierzustand im Gleitkontakt zu begründen ist. In beiden Fällen, also sowohl bei gleicher Normalkraft und unterschiedlicher Flächenpressung als auch bei angepasster Normalkraft und gleicher

Flächenpressung, erzielte die Mikrotextrurierung im Vergleich zur untexturierten Wirkfläche unter sonst gleichen Bedingungen eine deutlich höhere Reibungszahl.

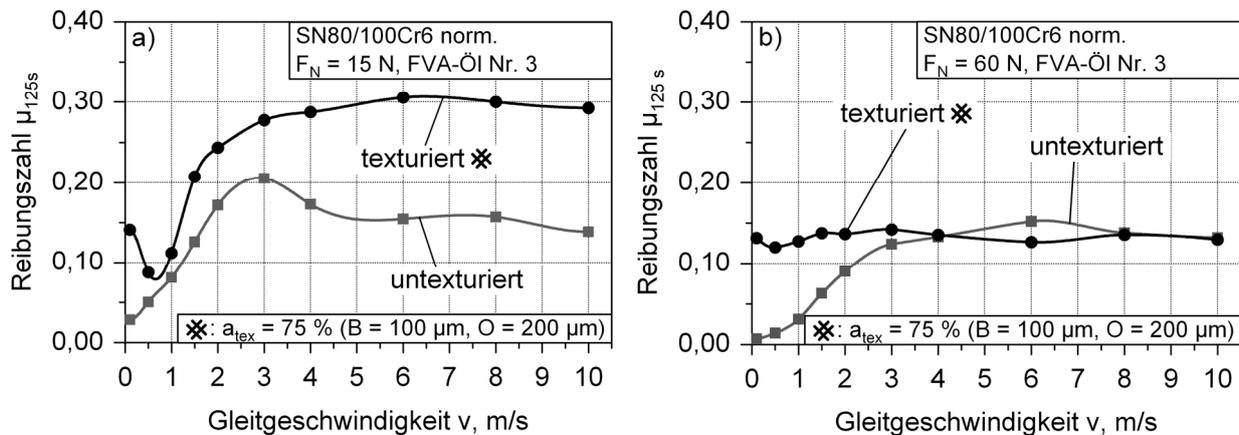


Bild 4.16: Reibungszahl μ_{125s} von Paarungen mit untexturierter oder mit durch gekreuzte Kanäle texturierter Pellets der Paarung SN80/100Cr6 norm. bei einer Normalkraft F_N von (a) 15 N und (b) 60 N in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit ($8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle mit $a_{\text{tex}} = 75 \%$, $B = 100 \mu\text{m}$, $H = 10 \mu\text{m}$).

In Bild 4.16 ist die Reibungszahl μ_{125s} zum Zeitpunkt $t = 125$ s von SN80/100Cr6-Paarungen mit untexturierter und texturierter Pellet-Wirkfläche bei zwei unterschiedlichen Normalkräften in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit gegenübergestellt (Versuchsführung s. Bild 2.8b). Mit steigender Normalkraft von 15 auf 60 N zeigten sowohl die Paarungen mit untexturierter als auch mit texturierter Pellets abnehmende Reibungszahlen (Bilder 4.16a und 4.16b). Bei untexturierter Pellet war dies besonders unterhalb einer Gleitgeschwindigkeit von ca. 5 m/s ausgeprägt, während oberhalb kein signifikanter Einfluss festgestellt wurde. Dagegen wurden im Fall des texturierten Pellets oberhalb von ca. 1 m/s die Werte der Reibungszahl etwa halbiert, wenn die Normalkraft von 15 auf 60 N erhöht wurde. Besonders bei geringen Gleitgeschwindigkeiten unterhalb von etwa 3 m/s wurde die Reibungszahl durch die Mikrotextrurierung deutlich angehoben (Bild 4.16b). Die mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit auftretende Zunahme im Bereich kleiner 0,5 m/s war dabei auf den Übergang von Flüssigkeits- zu Mischreibung zurückzuführen. Der sich bei der Normalkraft von 15 N im Fall des untexturierten Pellets ab $v \approx 3$ m/s mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit einstellende Abfall der Reibungszahl wurde auf eine Reduzierung der Schmierfilmdicke infolge des Abschleuderns von Öl von der rotierenden Scheibe zurückgeführt.

In [235] kam neben dem im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten Prüfstand ein weiteres Tribometer zum Einsatz, welches mit Normalkräften bis 10 N und Gleitgeschwindigkeiten bis 0,30 m/s arbeitete und in der Lage war, Schmierfilmdicken zwischen Pellet und Scheibe zu ermitteln. Mit diesem Gerät wurden die Reibungs-

zahlen der texturierten und untexturierten Wirkflächen unter den Normalkräften von 2 und 10 N in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit gemessen. Das unter diesen Bedingungen ermittelte Reibungsverhalten war ganz analog zu den in Bild 4.16 dargestellten Ergebnissen. Auch wurde deutlich, dass die Schmierfilmdicken zum einen durch die kanalförmige Texturierung der Wirkfläche im Vergleich zur nicht-texturierten Wirkfläche, zum anderen mit zunehmender Normalkraft und mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit reduziert wurden. Bei Unterschreitung einer bestimmten Filmdicke war in [235] ein Reibungszahlanstieg zu beobachten, der auf vermehrten Festkörperkontakt zurückzuführen war. Der Anstieg trat in dieser Arbeit bei den texturierten Pellets unter beiden Normalkräften unterhalb von 0,5 m/s ebenfalls auf (Bilder 4.16a und 4.16b). In beiden Arbeiten kam es im Fall der untexturierten Pellets jedoch zu keinem Anstieg.

An dieser Stelle soll der Reibungszustand texturierter Paarungen näher untersucht werden und mit dem untexturierter Paarungen verglichen werden. In Bild 4.17 ist das Reibungsverhalten von EKasicF-Pellets in Paarung gegen 100Cr6 unter Schmierung mit FVA Öl Nr. 1 und Nr. 3 in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit dargestellt. Dabei werden für einen Wirkflächenzustand die Verläufe beider Schmieröle gegenübergestellt. Im Fall des untexturierten Pellets stieg die Reibungszahl beim hochviskosen FVA-Öl Nr. 3 bis zu der Gleitgeschwindigkeit von 4 m/s kontinuierlich an (Bild 4.17a). Darüber hinaus war ein mäßiger Abfall zu beobachten, der sich bis zur Maximalgeschwindigkeit fortsetzte. Bei Verwendung des niedrigviskosen FVA-Öl Nr. 1 ergaben sich wesentlich geringere Reibungszahlen. Auch hier trat ein kontinuierlicher Anstieg der Reibungszahl auf, der allerdings bis zu $v = 10$ m/s anhält. Das hochviskose Öl bewirkte bei texturierter Wirkfläche zunächst einen geringfügigen Reibungszahlabfall, so dass sich bei 0,5 m/s ein Minimum ergab (Bild 4.17d). Mit weiter ansteigender Gleitgeschwindigkeit nahm die Reibungszahl zu und gipfelte bei 2 m/s in einem Maximum. Im Anschluss daran fiel die Reibungszahl erneut geringfügig ab und erreichte bei 10 m/s einen Wert von ca. 0,10. Ein Wechsel zum niedrigviskosen Öl bewirkte eine Reduzierung der Reibungszahl, jedoch nicht so stark wie im untexturierten Fall. Wie unter Schmierung mit FVA-Öl Nr. 3 deutete ein Anstieg der Reibungszahl mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit unterhalb von 0,5 m/s auf einen Übergang in die Mischreibung hin. Unter ansteigender Gleitgeschwindigkeit nahm die Reibungszahl bis 3 m/s kontinuierlich ab und verblieb bis zum Erreichen von $v = 10$ m/s auf einem Wert von ca. 0,08.

Aus der Abhängigkeit der Reibungszahl vom Schmieröl kann indirekt auf den vorherrschenden Reibungszustand geschlossen werden. Sowohl bei untexturierter als auch texturierter Wirkfläche stellte sich infolge der weitaus geringeren Viskosität und damit auch Tragfähigkeit unter Schmierung mit FVA-Öl Nr. 1 eine wesentlich geringere Schmierfilmdicke ein. Hätte unter Schmierung mit FVA-Öl Nr. 3 Mischreibung

vorgelegen, was in Anbetracht der hohen Reibungszahlen durchaus hätte der Fall sein können, so hätte die Verwendung eines niedrigviskosen Öls aufgrund der geringeren Schmierfilmdicke zu einer Zunahme von Festkörperkontakten zwischen

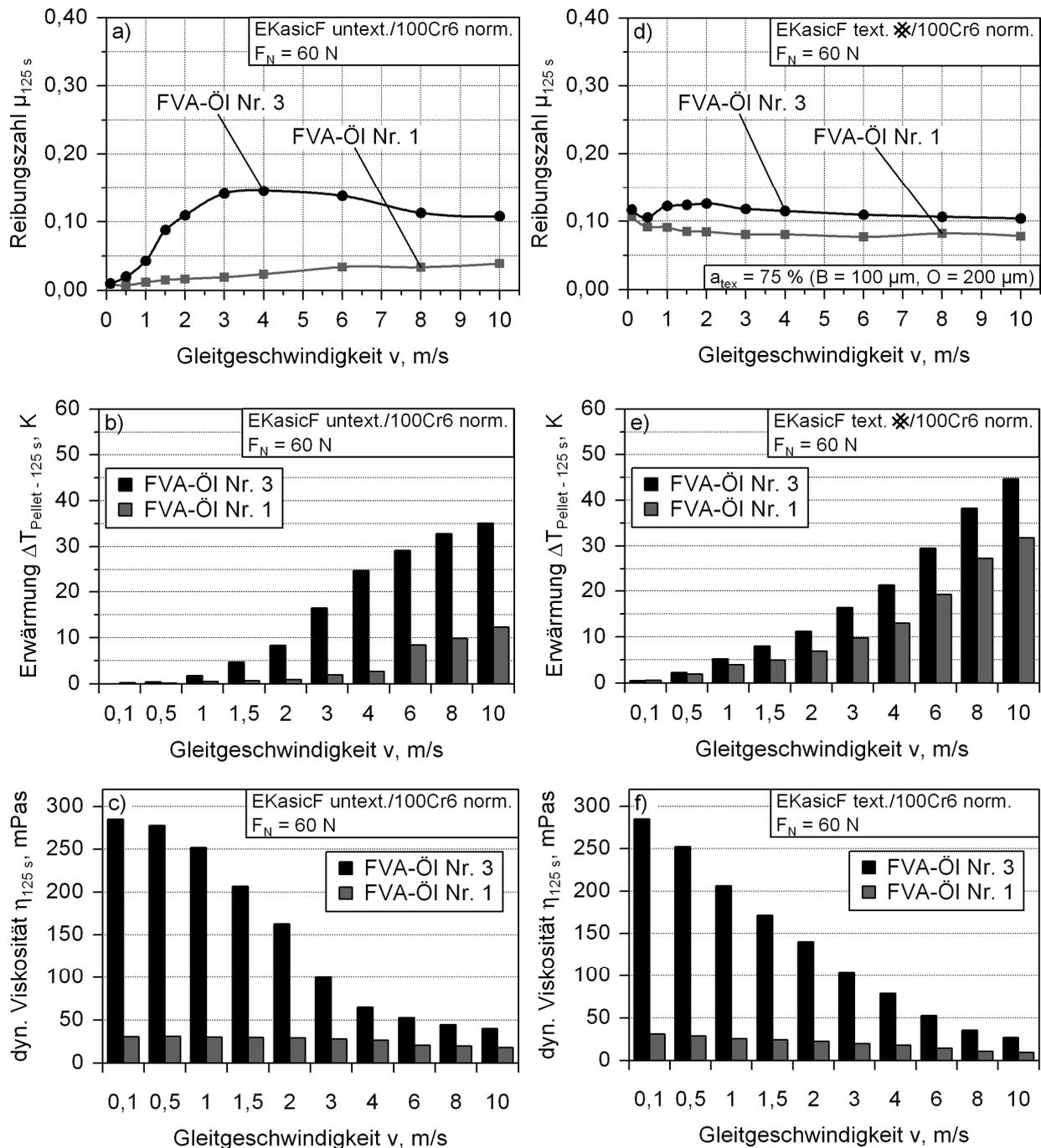


Bild 4.17: Bei $t = 125$ s ermittelte Reibungszahl μ_{125s} (a) untexturierter und (d) texturierter Pellets aus EKasicF bei Paarung gegen 100Cr6 unter Schmierung mit den Ölen FVA 1 und 3, (b,e) in den Pellets gemessene Erwärmung $\Delta T_{Pellet-125s}$ sowie (c,f) daraus berechnete dynamische Viskosität η_{125s} als Funktion der Gleitgeschwindigkeit ($F_N = 60$ N, $8,9$ mm³/s Öl; gekreuzte Kanäle mit $a_{tex} = 75$ %, $B = 100$ μ m, $H = 10$ μ m).

Rauheitshügeln der Reibpartner und einer Abnahme des Anteils an Flüssigkeitsreibung führen müssen. Als Folge des Ölwechsels wäre dann ein Ansteigen der Reibungszahl zu beobachten gewesen. Es trat jedoch genau das Gegenteil ein. Dies lässt nur den Schluss zu, dass auch beim dünneren Schmierfilm des FVA-Öl Nr. 1 eine vollständige Trennung der Reibpartner vorlag, es sich also bei beiden Ölen um reine Flüssigkeitsreibung handelte. Die sich stark voneinander unterscheidenden Reibungszahlen lassen sich im Fall des untexturierten Pellets demnach über die Unterschiede in den Viskositätswerten der Schmieröle erklären ($F_R \propto \eta$, s. Gl. 1-18). Aufgrund des höheren Reibungszahl-niveaus nahm die Erwärmung beim FVA-Öl Nr. 3 sehr viel stärker zu (Bild 4.17b). Aus den daraus berechneten Viskositätswerten (Bild 4.17c) ist ersichtlich, dass die Unterschiede zwischen den beiden Ölen mit ansteigender Gleitgeschwindigkeit stark reduziert wurden, was außerdem für die Unterschiede in den Reibungszahlen galt und folglich ebenfalls für Hydrodynamik sprach. Dies konnte durch die Tatsache untermauert werden, dass sich bei Maximalgeschwindigkeit unter Schmierung mit FVA-Öl Nr. 1 ca. 43 % der Reibungszahlhöhe und ca. 44 % des Viskositätswerts des FVA-Öl Nr. 3 einstellten ($\mu_{FVA3} = 0,105$, $\mu_{FVA1} = 0,045$, $\eta_{FVA3} = 40,0$ mPas, $\eta_{FVA1} = 17,5$ mPas). Trotz der stärkeren Erwärmung (Bild 4.17e) lag bei texturierter Wirkfläche die Viskosität (Bild 4.17f) und damit auch die Tragfähigkeit des FVA-Öl Nr. 3 bei $v = 10$ m/s immer noch deutlich über der des FVA-Öl Nr. 1.

In [257] wurden ölgeschmierte Versuche in Pellet/Scheibe-Geometrie bis zu einer Gleitgeschwindigkeit von 0,3 m/s und einer Normalkraft von 10 N durchgeführt. Zusätzlich zur Reibungskraft konnte dabei mit Hilfe eines kapazitiven Wegaufnehmers die Schmierfilmdicke ermittelt werden. Für den Fall polierter Wirkflächen wurde angenommen, dass sich zwischen Pellet und Scheibe ein Keilspalt einstellte, der eine hydrodynamische Schmierfilmbildung ermöglichte. Unter dieser Voraussetzung ließen sich mit Hilfe der Gleichungen der hydrodynamischen Theorie (s. Kapitel 1.3.2) die Schmierfilmdicke h_0 und die Reibungszahl μ_{pol} in Abhängigkeit der Belastungsgrößen, der Ölviskosität und der geometrischen Abmessungen abschätzen. Es konnte experimentell nachgewiesen werden, dass das im Reibkontakt befindliche Ölvolumen $V_{öl} = A \cdot h_{pol}$ über in der Wirkfläche vorhandene Mikrokanäle teilweise abfloss. Durch die Annahme eines abfließenden Volumenstroms proportional zum Ölfassungsvermögen der Kanäle $V_{tex} = A \cdot a_{tex} \cdot H$ ergab sich als Konsequenz zum einen eine Reduzierung der Schmierfilmdicke h im Vergleich zur hydrodynamisch auf der lediglich polierten Wirkfläche erzeugten Schmierfilmdicke h_{pol} und zum anderen eine Erhöhung der Reibungszahl unter Flüssigkeitsreibung μ_{tex} verglichen mit der Reibungszahl bei nur polierter Wirkfläche μ_{pol} . Unter Berücksichtigung dieser Aspekte konnte ein Ansatz zur näherungsweise Beschreibung des Einflusses gekreuzter Kanäle auf

die Schmierfilmdicke h und die Reibungszahl μ_{tex} bei Flüssigkeitsreibung erarbeitet werden [256, 257]:

$$h \propto \frac{V_{\text{Öl}} - V_{\text{tex}}}{V_{\text{Öl}}} \cdot h_{\text{pol}} \propto \left(1 - \frac{a_{\text{tex}} \cdot H}{h_{\text{pol}}}\right) \cdot h_{\text{pol}} \quad \text{Gl. 4-5}$$

$$\mu_{\text{tex}} \propto \frac{h_{\text{pol}}}{h} \cdot \mu_{\text{pol}} \propto \frac{1}{1 - \frac{a_{\text{tex}} \cdot H}{h_{\text{pol}}}} \cdot \mu_{\text{pol}} \quad \text{Gl. 4-6}$$

mit h_{pol} = bei nur polierter Referenzpaarung in Abhängigkeit der Normalkraft gemessene hydrodynamische Schmierfilmdicke = 7,0 μm bei $F_N = 10 \text{ N}$, a_{tex} = texturierter Flächenanteil und H = Tiefe gekreuzter Kanäle. Es stellte sich heraus, dass in der Realität weniger Öl über die Kanaltextrur abfluss als angenommen. Diese Diskrepanz ergab sich aus der Annahme rechteckiger Kanalquerschnitte. In Wirklichkeit waren die Querschnitte jedoch eher trapezförmig, so dass das tatsächlich zur Verfügung stehende Kanalvolumen V_{Trapez} kleiner ausfiel als das ideale Volumen V_{tex} . Beide Volumina wurden durch den Geometriefaktor [257]

$$k = \frac{V_{\text{Trapez}}}{V_{\text{tex}}} \quad \text{Gl. 4-7}$$

verknüpft, mit dessen Hilfe der Ansatz an die realen Bedingungen angepasst werden konnte. k lässt sich in Abhängigkeit des Flankenwinkels ε der Kanäle, des texturierten Anteils a_{tex} , der Kanalbreite B , der Kanaltiefe H und der Größe $\tilde{B} = 2 \cdot H / \tan \varepsilon$ abschätzen [257]:

$$k = \frac{2B^2 a_{\text{tex}} - 2\tilde{B}^2 + 2\tilde{B}^2 \sqrt{1 - a_{\text{tex}}} + \tilde{B}^2 a_{\text{tex}} - 2B\tilde{B} \sqrt{1 - a_{\text{tex}}} + 2B\tilde{B} - 2B\tilde{B} a_{\text{tex}}}{2B^2 a_{\text{tex}}} \quad \text{Gl. 4-8}$$

Wenn nun als Referenz anstelle der polierten Paarung die Paarung mit geläppter, untexturierter Pellet-Wirkfläche verwendet und dementsprechend h_{pol} durch h_{untex} bzw. μ_{pol} durch μ_{untex} substituiert wird, lässt sich der Ansatz auch auf die im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Daten anwenden. Im Folgenden soll exemplarisch der Einfluss des texturierten Flächenanteils abgeschätzt werden. Da der Ansatz für reine Flüssigkeitsreibung gedacht ist und unter hoher Normalkraft aufgrund des schmierfilmreduzierenden Effekts texturierter Wirkflächen schnell Schmierfilmdicken $< 1 \mu\text{m}$ erreicht werden, soll die Abschätzung unter der Normalkraft von lediglich 15 N erfolgen. Zur Berechnung des k -Werts war es notwendig, den Flankenwinkel der Kanalwand zu bestimmen. Da Weißlichtprofilometrie zwar zur Ermittlung von Texturabmessungen geeignet war, jedoch aufgrund des Messprinzips nur unzuverlässige Aussagen zur Neigung der Kanalwände lieferte, musste ein anderes Ver-

fahren gefunden werden. Die in [257] angewandte Methode zur Herstellung von Replika-Abdrücken zeigte bei tiefen Kanälen gute Ergebnisse. Dagegen gestaltete sich im Fall flacher Kanäle die Vermessung der Abdrücke aufgrund hoher Rauheitswerte im Kanalgrund als schwierig. Ein anderer Ansatz zur Ermittlung der Schräge von Kanalwänden ergab sich aus der Vermessung geeigneter REM-Aufnahmen. In Bild 4.18a ist ein auf SN80-Keramik erzeugter, 100 µm breiter und 10 µm tiefer Kanal mit den angrenzenden Plateaus dargestellt. Daraus entstand durch Drehung um 45° die in Bild 4.18b gezeigte schematische Skizze der Kanalflanke, wobei H die Kanaltiefe, X die Länge der geneigten Flanke und ε den Flankenwinkel bezeichnet. Aus der unter einem Kippwinkel von 30° gemachten REM-Aufnahme konnte die Länge X direkt abgemessen werden, da die Blickrichtung unter ca. 90° auf die Kanalschräge fiel und dadurch perspektivisch bedingte Messfehler vernachlässigbar waren. Anschließend konnte über die trigonometrische Beziehung

$$\sin \varepsilon = \frac{H}{X} \quad \text{Gl. 4-9}$$

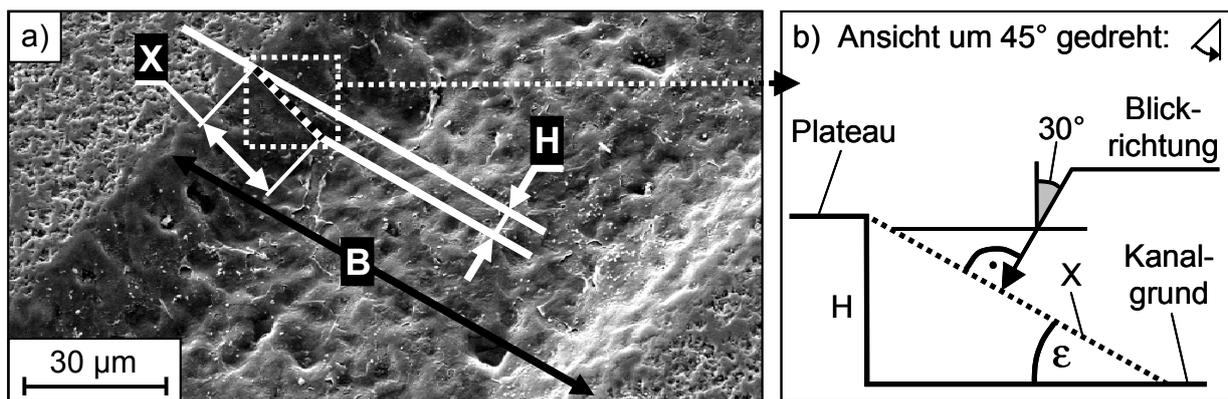


Bild 4.18: (a) REM-Aufnahme eines auf SN80 erzeugten Mikrokanals mit angrenzenden Plateaus und (b) daraus abgeleitete, um 45° gedrehte Ansicht der Kanalflanke mit ε = Flankenwinkel, X = Länge der geneigten Flanke vom Plateau bis zum Kanalgrund, B = Kanalbreite = 100 µm, H = Kanaltiefe = 10 µm.

der Flankenwinkel ε bestimmt werden. Für die hier betrachteten Kanäle ergab sich auf diese Weise ein Winkel von $\varepsilon \approx 30^\circ$, woraus für alle texturierten Flächenanteile nach Gl. 4-7 ein k-Wert von ca. 0,85 errechnet wurde. Tabelle 4.3 enthält die Ergebnisse der Abschätzung des Einflusses des texturierten Flächenanteils für die Paarung SN80/100Cr6. Für die Schmierfilmdicke wurde mittels der hydrodynamischen Theorie nach Gl. 1-17 bei $v = 10$ m/s ein Wert von $h_{\text{untex}} \approx 8$ µm abgeschätzt, für die Reibungszahl μ_{untex} wurde der zum Zeitpunkt $t = 125$ s gemessene Wert von ca. 0,15 verwendet. Bei einem Anteil von $a_{\text{tex}} = 35$ % lieferten die Gleichungen 4-5 und 4-6 Schätzwerte für die Schmierfilmdicke von ca. 5,0 µm und für die

Reibungszahl von $\mu_{\text{tex}} \approx 0,24$. Der Messwert lag mit $\mu_{125\text{ s}} = 0,26$ nur unwesentlich höher. Eine Erhöhung des Anteils auf 50 % resultierte in einer Reduzierung der Schmierfilmdicke auf $h \approx 3,8\ \mu\text{m}$ und in einem Anstieg der Reibungszahl auf $\mu_{\text{tex}} \approx 0,31$. Auch hier stimmte der Schätzwert gut mit dem Messwert von $\mu_{125\text{ s}} = 0,29$ überein. Insgesamt erzielte der Ansatz also eine gute Übereinstimmung mit den experimentell ermittelten Reibungszahlwerten. Während der Ansatz für die Anteile von 35 und 50 % noch einen trennenden Schmierfilm und somit reine Flüssigkeitsreibung vorhersagte, ergab sich für den Anteil von 75 % laut Abschätzung lediglich eine sehr geringe Schmierfilmdicke von ca. $1\ \mu\text{m}$ und folglich Mischreibung.

text. Flächenanteil a_{tex} , %	Schmierfilmdicke h , μm Schätzung ($k = 0,85$)	Reibungszahl bei $t = 125\text{ s}$	
		Messung	Schätzung ($k = 0,85$)
35	$\approx 5,0$	$\mu_{125\text{ s}} = 0,26$	$\mu_{\text{tex}} \approx 0,24$
50	$\approx 3,8$	$\mu_{125\text{ s}} = 0,29$	$\mu_{\text{tex}} \approx 0,31$

Tabelle 4.3: Schätzwerte für die Schmierfilmdicke h sowie Mess- und Schätzwerte für die Reibungszahl $\mu_{125\text{ s}}$ von SN80-Pellets mit texturierten Flächenanteilen a_{tex} von 35 und 50 % bei Paarung gegen 100Cr6 norm. ($F_N = 15\text{ N}$, $v_{\text{max}} = 10\text{ m/s}$, $8,9\text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle mit $B = 100\ \mu\text{m}$, $H = 10\ \mu\text{m}$).

Texturkenngroße

In Bild 4.19a ist die unter der Normalkraft von 60 N zum Zeitpunkt $t = 5\text{ s}$ ermittelte Reibungszahl $\mu_{5\text{ s}}$ für die Paarungen der mit verschiedenen Texturierungen versehenen SN80-Pellets über der Texturkenngroße $a_{\text{tex}} \cdot H / B$ [257] aufgetragen. Das Diagramm verdeutlicht, dass zwischen den Reibungszahlen und der Kenngroße eine Korrelation vorhanden war. Die Auftragung in dieser Art und Weise ergab eine sehr gute Linearität. Eine im Zusammenhang mit besagter Kenngroße auftretende Linearität konnte bereits in [257] für Texturierungen festgestellt werden, bei denen das verfügbare Ölvolumen zur Aufrechterhaltung einer Schmierfilmdicke durch die Kanäle so weit abgeführt wurde, dass die gemessene Schmierfilmdicke bei etwa $1\ \mu\text{m}$ lag. Bild 4.19b enthält in Tabellenform die für die betrachteten Kanalbreiten B und texturierten Flächenanteile a_{tex} mit Hilfe der folgenden Formel berechnete Plateauanzahl z_{PI} :

$$z_{\text{PI}} = \frac{\pi \cdot (0,5 \cdot d_{\text{p}})^2}{O^2} \quad \text{Gl. 4-10}$$

mit d_{p} = Pellet-Flächendurchmesser und O = Kanal-Offset. In Bild 4.19c ist die Reibungszahl $\mu_{5\text{ s}}$ der verschiedenen Texturierungen in Abhängigkeit der besagten Plateauanzahl z_{PI} dargestellt, wobei die Abszisse logarithmisch unterteilt ist. Auch hier ist eine lineare Zunahme erkennbar. Die Ursache für diese Zunahme lag in der stei-

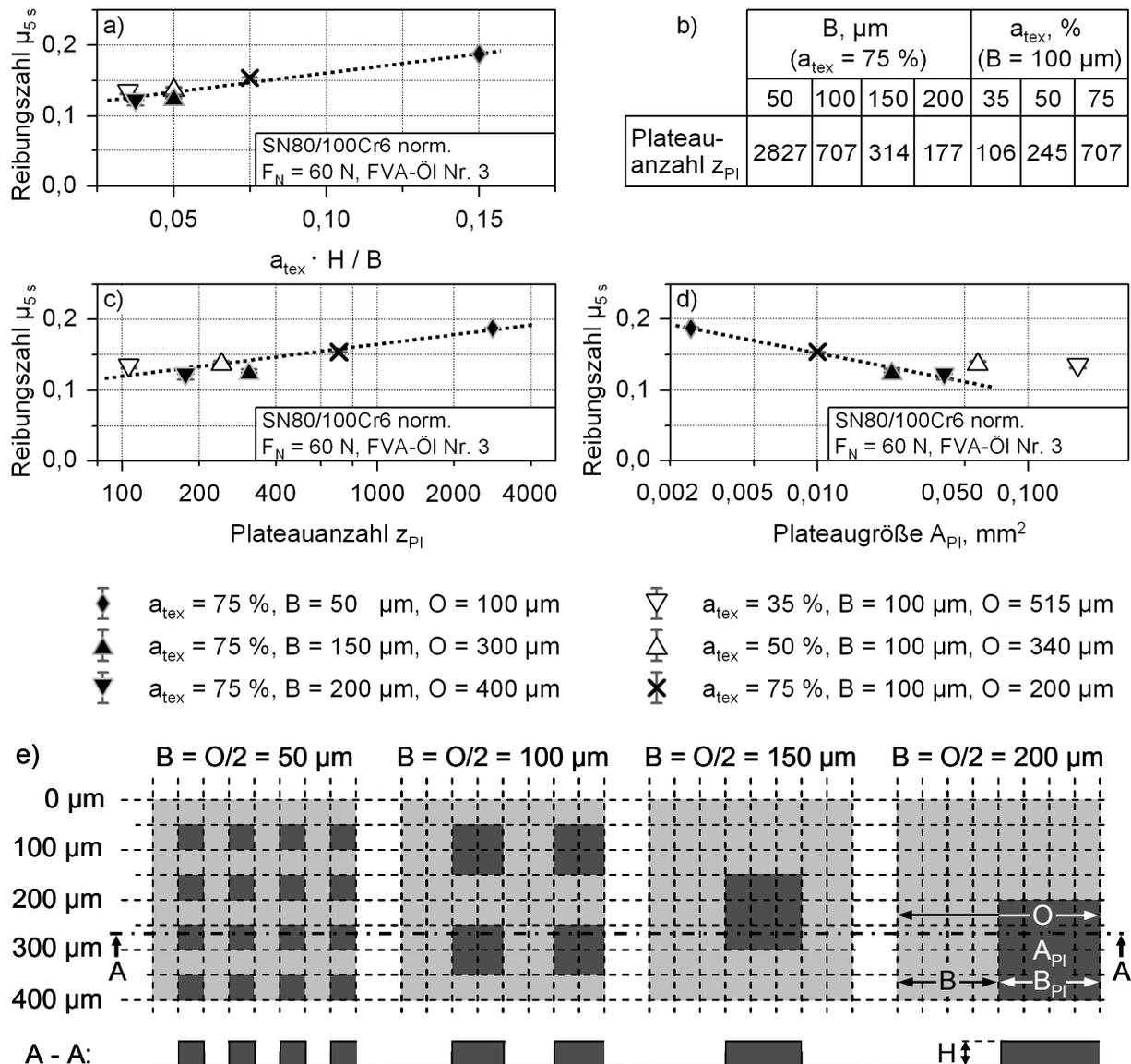


Bild 4.19: (a) Reibungszahl μ_{5s} zum Zeitpunkt $t = 5 \text{ s}$ von SN80-Pellets mit unterschiedlicher Texturierung unter der Normalkraft von 60 N bei Paarung gegen 100Cr6 als Funktion der Texturkennggröße $a_{\text{tex}} \cdot H / B$, (b) Anzahl der Plateaus z_{Pl} in Abhängigkeit der Texturierung, Reibungszahl μ_{5s} als Funktion der logarithmisch aufgetragenen (c) Plateauanzahl z_{Pl} und (d) Plateaugröße A_{Pl} sowie (e) schematische Darstellung der Texturierung bei Variation der Kanalbreite ($v_{\text{max}} = 10 \text{ m/s}$, $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle mit $H = 10 \mu\text{m}$).

genden Anzahl und gleichzeitig abnehmenden Größe der durch die gekreuzten Kanäle erzeugten Plateaus. Am Beispiel der Kanalbreitenvariation sind in Bild 4.19e diesbezüglich die Verhältnisse bei den verschiedenen Texturierungen schematisch dargestellt. Die Zeichnung macht deutlich, wie mit abnehmender Kanalbreite bei konstantem texturierten Anteil von 75 % einerseits die Größe der Plateaus A_{Pl} ab- und andererseits deren Anzahl z_{Pl} zunimmt. Eine Erhöhung des texturierten

Flächenanteils führt bei konstanter Kanalbreite ebenfalls zu einer Verringerung der Größe und einer Zunahme der Anzahl der Plateaus. Beispielsweise zeigt ein Vergleich zwischen den 50 und 200 μm breiten Kanälen, dass die Anzahl der Plateaus im Fall der schmalen Kanäle um nahezu den Faktor 16 größer ist und die Plateaugröße lediglich ein Sechzehntel der Größe der breiten Kanäle beträgt ($B = 50 \mu\text{m}$: $A_{\text{PI}} = 0,0025 \text{ mm}^2$; $B = 200 \mu\text{m}$: $A_{\text{PI}} = 0,04 \text{ mm}^2$). Bild 4.19d ist zu entnehmen, dass sich die Reibungszahl μ_{5s} umgekehrt proportional zur Plateaugröße A_{PI} verhielt. Es scheint, als ob die vier linksseitig im Diagramm liegenden Punkte, welche der Kanalbreitenvariation zuzuordnen sind, recht genau auf einer Linie zu liegen kommen. Dagegen befinden sich die beiden verbleibenden Punkte, die der Variation des texturierten Flächenanteils zugehörig sind, etwas oberhalb der Linie, so dass sie sich in diesen linearen Zusammenhang nicht einordnen lassen. Wie bereits in [257] gezeigt werden konnte, stellte sich die Wirkung auf die Reibungszahl also in Abhängigkeit der Plateaugröße ein. Im Fall der großen Plateaus war eine geringfügige Balligkeit vorhanden, so dass sich zwischen Scheibenoberfläche und Plateau ein Keilspalt ausbildete, der ab einer bestimmten Gleitgeschwindigkeit einen hydrodynamischen Schmierfilm ermöglichte. Beispielsweise führte dies bei den großen Plateauflächen im Fall des texturierten Flächenanteils von 35 % zu geringen Reibungszahlen ($A_{\text{PI}} = 0,172 \text{ mm}^2$, $z_{\text{PI}} = 106$, Bild 3.8). Dagegen stellten sich bei der geringen Plateaugröße im Fall der schmalsten Kanalbreite von 50 μm die höchsten Reibungszahlen ein ($A_{\text{PI}} = 0,0025 \text{ mm}^2$, $z_{\text{PI}} = 2827$, Bild 3.10).

4.3 Wärmestrombilanz

Durch die Aufstellung einer Wärmestrombilanz sollen Aussagen über die Verteilung der Wärme auf die beteiligten Komponenten des Tribosystems ermöglicht werden. Zur Vereinfachung der komplexen Zusammenhänge wird hierbei der Zustand nach dem Erreichen einer quasi-stationären Reibungszahl sowie einer konstanten Temperatur betrachtet. Im thermischen Gleichgewicht gilt für den zu- und abgeführten Gesamtwärmestrom \dot{Q}_{zu} bzw. \dot{Q}_{ab} die Beziehung

$$\dot{Q}_{\text{zu}} = \dot{Q}_{\text{ab}} \quad \text{Gl. 4-11}$$

Der zugeführte Wärmestrom \dot{Q}_{zu} entspricht der im Friktionskontakt umgesetzten Reibungsleistung P_{R} , wobei als Wärmequelle der durch Scherung beanspruchte Ölfilm zwischen den Reibpartnern dient. Die entstehende Wärme wird dabei in drei aus dem Friktionskontakt abführende Teilströme umgesetzt: Wärmestrom durch Ölkonvektion $\dot{Q}_{\text{Öl-K}}$, in die Scheibe \dot{Q}_{S} sowie ins Pellet \dot{Q}_{P} . Die einzelnen Wärmeströme im Friktionskontakt sind schematisch in Bild 4.20a dargestellt und werden durch die folgenden Gleichungen beschrieben:

$$\dot{Q}_{\text{Öl-K}} = \dot{m}_{\text{Öl}} \cdot c_{p\text{-Öl}} \cdot \Delta T = \dot{V} \cdot \rho_{\text{Öl}} \cdot c_{p\text{-Öl}} \cdot (T_{\text{Öl}} - T_0) \quad \text{Gl. 4-12}$$

$$\dot{Q}_S(\lambda_S) = A_P \cdot \Delta T \cdot k_S = A_P \cdot (T_{\text{Öl}} - T_0) \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{\text{Öl-S}}} + \frac{L_S}{\lambda_S} \right)^{-1} \quad \text{Gl. 4-13}$$

$$\dot{Q}_P(\lambda_P) = A_P \cdot \Delta T \cdot k_P = A_P \cdot (T_{\text{Öl}} - T_0) \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{\text{Öl-P}}} + \frac{L_P}{\lambda_P} \right)^{-1} \quad \text{Gl. 4-14}$$

mit $\dot{m}_{\text{Öl}}$ = Ölmassenstrom, $c_{p\text{-Öl}}$ = spez. Wärmekapazität des Öls, \dot{V} = Ölvolu-
menstrom, $\rho_{\text{Öl}}$ = Öldichte, A_P = nominelle Pellet-Kontaktfläche, k_S = Wärmedurchgangs-
koeffizient der Scheibe, $T_{\text{Öl}}$ = Temperatur im Ölfilm, T_0 = Raumtemperatur,
 $\alpha_{\text{Öl-S}}$ = Wärmeübergangskoeffizient zwischen Öl und Scheibe, L_S = Abstand zwi-
schen Kontaktfläche und Scheibenauflage, λ_S = Wärmeleitfähigkeit der Scheibe,
 k_P = Wärmedurchgangskoeffizient des Pellets, $\alpha_{\text{Öl-P}}$ = Wärmeübergangskoeffizient
zwischen Öl und Pellet, L_P = Abstand zwischen Kontaktfläche und Pellet-Einspan-
nung sowie λ_P = Wärmeleitfähigkeit des Pellets.

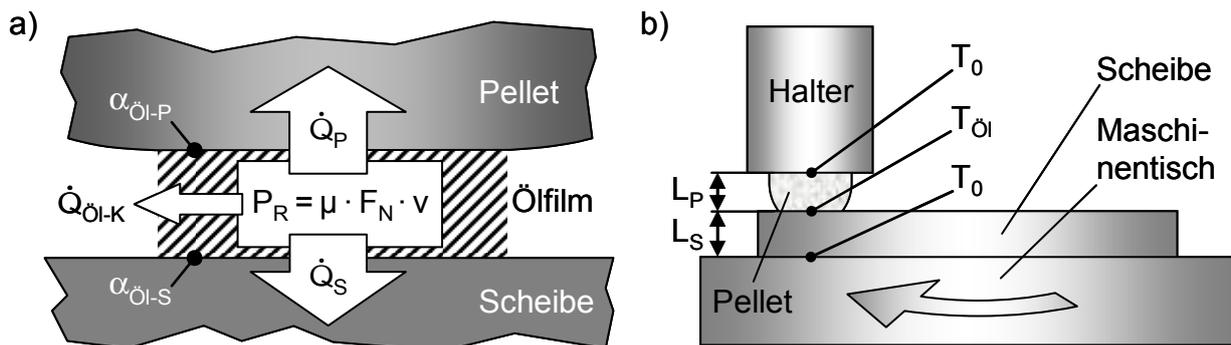


Bild 4.20: (a) Schematische Darstellung des Systems Pellet/Scheibe mit den beteiligten Wärmeströmen und dem Ölfilm als Wärmequelle (\dot{Q}_P , \dot{Q}_S – Wärmestrom ins Pellet bzw. in die Scheibe; $\dot{Q}_{\text{Öl-K}}$ – Wärmestrom durch Ölkonvektion; P_R – Reibungsleistung; $\alpha_{\text{Öl-P}}$, $\alpha_{\text{Öl-S}}$ – Wärmeübergangskoeffizient zwischen Öl und Pellet bzw. Öl und Scheibe) sowie (b) Abmessungen und Temperaturen im System Pellet/Scheibe (L_P , L_S – Abstand zwischen Kontaktfläche und Pellet-Einspannung bzw. zwischen Kontaktfläche und Scheibenauflage; $T_{\text{Öl}}$ – Öltemperatur; T_0 – Raumtemperatur).

Unter der Voraussetzung, dass das zugeführte Öl den Friktionskontakt vollständig durchströmt, lässt sich der durch Ölkonvektion anfallende Beitrag zur Wärmeabfuhr nach Gl. 4-12 abschätzen. Zum besseren Verständnis sind die Abstände L_P und L_S sowie die Orte, an welchen die Temperaturen T_0 und $T_{\text{Öl}}$ vorherrschen, in Bild 4.20b dargestellt. Es wird angenommen, dass sowohl der Pellet-Halter als auch die Auflage der Scheibe, also der Maschinentisch, hierbei eine Wärmesenke darstellen und somit die Temperatur T_0 der Umgebung aufweisen (s. Bild 4.20b). Während im Fall des

Pellets ein stationärer Wärmestrom und eindimensionale Wärmeleitung angenommen werden kann, stellt sich die Situation im Fall der Scheibe komplizierter dar. Da es sich beim Pellet aus Sicht der Scheibe um eine bewegte Wärmequelle handelt, ist hier von einem transienten Wärmestrom sowie einer mehrdimensionalen Wärmeausbreitung in der Scheibe auszugehen.

Die Gl. 4-13 und 4-14 verdeutlichen, dass die Wärmeleitfähigkeiten von Pellet und Scheibe λ_S und λ_P wichtige Einflussgrößen auf die Wärmeströme \dot{Q}_S und \dot{Q}_P darstellen. Im Rahmen der Arbeit wurde daher untersucht, inwieweit die Wärmeleitfähigkeit beider Reibpartner im geschmierten Friktionskontakt von Bedeutung ist. Darüber hinaus wurde untersucht, ob die spezifische Wärmekapazität im Fall von Kurzzeitversuchen bis 125 s – also bei nicht gleichbleibender Temperatur – eine Rolle spielt.

	Wärmeleitfähigkeit λ , W/mK	spez. Wärmekapazität c_p , J/gK
Scheibe	100Cr6 norm.: 37	100Cr6 norm.: 0,46
Pellet	SN80: 25 EKasicF: 110	SN80: 0,85 EKasicF: 0,60
FVA-Öl Nr. 3	0,13 [94]	1,90 [94]

Tabelle 4.4: Thermophysikalische Eigenschaften der in den Langzeitversuchen über $t = 30$ min verwendeten Pellet-Materialien SN80 und EKasicF, des gepaarten Scheibenwerkstoffs 100Cr6 norm. sowie des Schmieröls FVA Nr. 3 bei Raumtemperatur.

In Tabelle 4.4 sind Werte der Wärmeleitfähigkeit und -kapazität der in den Langzeitversuchen eingesetzten Pellet-Keramiken SN80 und EKasicF, des Scheibenwerkstoffs 100Cr6 sowie des zur Schmierung verwendeten FVA-Öl Nr. 3 aufgeführt. Auf der Grundlage dieser Werte lassen sich Tendenzen in Bezug auf die Wärmestrombilanz im Fall von Langzeitversuchen nach einer Messzeit von $t = 30$ min abschätzen. Trotz der vergleichsweise hohen Ölwärmekapazität von ca. 1,90 J/gK sollte der durch Ölkonvektion abgeführte Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Öl-K}}$ relativ gering ausfallen, wenn – wie im vorliegenden Fall – der zugeführte Ölvolumenstrom \dot{V} klein ist (s. Gl. 4-12). Da die Wärmeleitfähigkeit des Öls mit ca. 0,13 W/mK einen extrem niedrigen Wert aufweist, erscheint ein durch Wärmeleitung im Öl abgeführter Anteil im vorliegenden Fall vernachlässigbar. Im Gegensatz hierzu sind die Werte der Wärmeleitfähigkeit von Scheibe und Pellet um Größenordnungen höher, so dass zu erwarten ist, dass auch die Wärmeströme \dot{Q}_S und \dot{Q}_P sehr viel größer ausfallen und dementsprechend die entscheidenden Anteile darstellen. Insbesondere die hohe Wärmeleitfähigkeit der SSiC-Keramik EKasicF könnte sich vorteilhaft auswirken. Aufgrund des hier betrachteten thermischen Gleichgewichtszustands nach $t = 30$ min bei $v = 10$ m/s sollten die spezifischen Wärmekapazitäten beider Reibpartner keinen Ein-

fluss auf die Wärmestrombilanz haben. Demzufolge basieren die Wärmeströme ins Pellet bzw. in die Scheibe ausschließlich auf Wärmeleitungsvorgängen (s. Gl. 4-13 und 4-14).

Aus den in Langzeitversuchen nach 30 min ermittelten Pellet-Temperaturen (s. Bild 3.25) ließen sich folgende Aspekte ableiten: Im Fall der untexturierten Paarungen fielen die im Vergleich zu den texturierten Paarungen gemessenen Erwärmungswerte deutlich geringer aus. Dabei hatte die im Vergleich zur Paarung SN80/100Cr6 um ca. 4 K stärkere Erwärmung im Fall der Paarung EKasicF/100Cr6 ihre Ursache im etwas höheren Reibungszahlniveau. Insgesamt schien die unter diesen Bedingungen ins Pellet gelangte Wärmemenge zu gering, um einen deutlichen Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Pellets nachweisen zu können. Die Höhe der sich im Fall der Paarungen mit texturiertem Pellet einstellenden Temperaturen spricht dafür, dass erheblich mehr Wärme ins Pellet gelangte und dadurch die Wärmeleitfähigkeit einen Einfluss ausüben konnte. Die deutlich geringere Erwärmung im Fall der Paarung EKasicF/100Cr6 wurde dabei auf den hohen Wärmeleitfähigkeitswert des SSiC-Pellets zurückgeführt. Es ist naheliegend, dass sich durch die Texturierung der Pellet-Wirkfläche eine verbesserte Wärmeeinkopplung ins Pellet einstellte. Dabei resultierte die vermehrte Wärmeaufnahme aus einer durch die eingebrachten Kanäle erzeugten Vergrößerung der am Wärmeaustausch beteiligten Pellet-Kontaktfläche A_P . Die texturbedingt vergrößerte Kontaktfläche A_P^* lässt sich folgendermaßen berechnen:

$$A_P^* = \varphi \cdot A_P = \left(\frac{A_P + \Delta A_P}{A_P} \right) \cdot A_P = \frac{A_P + (4 \cdot H \cdot z_{PI} \cdot (O - B))}{A_P} \cdot A_P \quad \text{Gl. 4-15}$$

mit φ = texturabhängiger Vergrößerungsfaktor, A_P = nominelle Pellet-Kontaktfläche, ΔA_P = texturbedingter Flächenzuwachs, H , O , B = Tiefe, Offset und Breite der Kanäle sowie z_{PI} = Anzahl der Plateaus auf der Pellet-Fläche (s. Bild 4.19b). φ betrug im untexturierten Fall 1,0, wodurch $A_P^* = A_P$ galt. Im texturierten Fall galt dagegen $\varphi > 1,0$, so dass die Pellet-Kontaktfläche und nach Gl. 4-14 damit auch der Wärmestrom \dot{Q}_P ins Pellet zunahmen. Darüber hinaus fiel die umgesetzte Reibungsenergie W_R , also die zugeführte Wärmemenge Q_{zu} , mit ca. 124 kJ ungefähr doppelt so hoch aus als im untexturierten Fall, womit ein deutlicher Anstieg der Temperatur $T_{Öl}$ und eine weitere Zunahme des Wärmestroms ins Pellet verbunden waren (s. Gl. 4-14).

4.3.1 Einfluss der thermophysikalischen Eigenschaften

Die Leistungsgrenze eines ölgeschmierten Friktionssystems wird wesentlich durch die im Reibkontakt auftretenden Temperaturen bestimmt. Als Folge thermischer Überbeanspruchung von Reibbelägen und Öl ist eine unzulässige Veränderung des

Reibungsverhaltens und letztendlich der totale Funktionsverlust zu erwarten. Aus diesem Grund war es von Interesse, ob mittels hoher Werte der Wärmeleitfähigkeit und spezifischen Wärmekapazität sowohl des Pellet- als auch Scheibenwerkstoffs eine geringere Temperaturerhöhung im Friktionskontakt erreicht werden kann. Außerdem stellte sich die Frage, ob hierdurch eine Verbesserung des Reibungsverhaltens möglich ist. Darüber hinaus ist aus der Literatur bekannt, dass eine in den Reibflächen einer Lamellenkupplung vorhandene Makronutung den Öldurchfluss und damit die Kühlung im Reibkontakt erhöht und diese auch im geschlossenen Zustand der Kupplung ermöglicht [6, 118, 133, 236]. Deshalb wurde zum anderen untersucht, ob durch eine Texturierung der Pellet-Wirkfläche mit kommunizierenden Mikrokanälen gegenüber der lediglich geläpten Wirkfläche ein Beitrag zur Kühlung geleistet werden kann.

Die Bilder 4.21 und 4.22 zeigen Kenngrößen des Reibungs- und Temperaturverhaltens aller vier Keramiken in Paarung mit 100Cr6-Stahl (s. Bild 3.15). Für untexturierte und texturierte Wirkflächen ist in Bild 4.21a die nach 125 s vorliegende Pellet-Erwärmung $\Delta T_{\text{Pellet} - 125 \text{ s}}$ für die getesteten Materialien aufgetragen. Aus Bild 3.15 ist ersichtlich, dass die Erwärmung sowohl bei untexturiertem als auch texturiertem Pellet mit zunehmender Reibungszahl anstieg. Die jeweils eingebrachte Reibungsenergie $W_{R - 125 \text{ s}}$ ließ sich durch Auftragung der Reibungskraft F_R über den

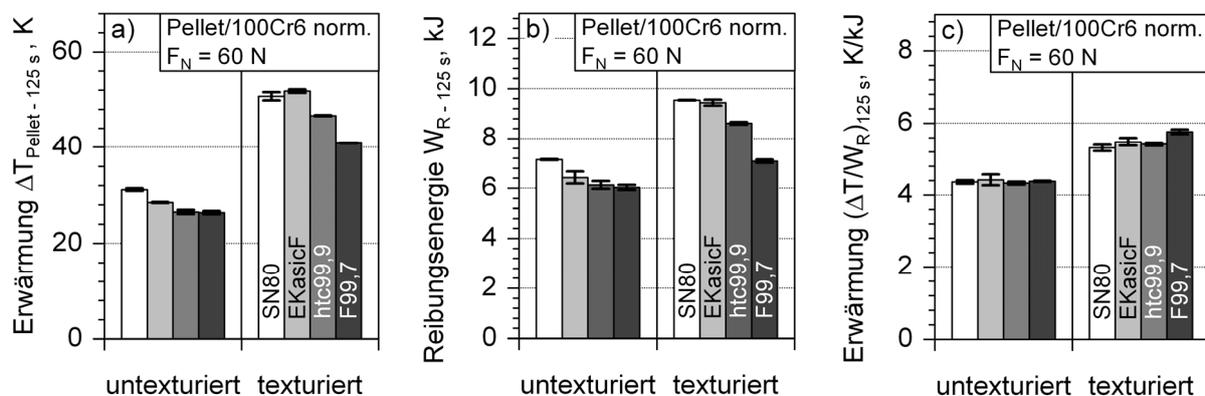


Bild 4.21: (a) Nach 125 s Gleitbeanspruchung im untexturierten und texturierten SN80-, EKasicF-, htc99,9- und F99,7-Pellet gemessene Erwärmung $\Delta T_{\text{Pellet} - 125 \text{ s}}$ bei Paarung gegen 100Cr6 norm., (b) die dabei umgesetzte Reibungsenergie $W_{R - 125 \text{ s}}$ und (c) die auf die Reibungsenergie bezogene Erwärmung $(\Delta T/W_R)_{125 \text{ s}}$ ($F_N = 60 \text{ N}$, $v_{\text{max}} = 10 \text{ m/s}$, $t_{\text{ges}} = 125 \text{ s}$, $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle mit $a_{\text{tex}} = 75 \%$, $B = 100 \mu\text{m}$, $H = 10 \mu\text{m}$).

Gleitweg s mittels Integration im Bereich von 0 bis $s_{125 \text{ s}}$ (zum Zeitpunkt $t = 125 \text{ s}$ zurückgelegter Gleitweg; bei $v_{\text{max}} = 10 \text{ m/s}$ beträgt $s_{125 \text{ s}} = 1225 \text{ m}$) nach Gl. 1-23 berechnen und ist dem Diagramm in Bild 4.21b zu entnehmen. Ein Vergleich beider

Diagramme verdeutlicht, dass bei allen Materialpaarungen die im Pellet gemessene Temperaturerhöhung mit der eingebrachten Reibungsenergie korrelierte. Während die ZTA-Keramik (SN80) und das SSiC (EKasicF) die höchsten Werte der Reibungsenergie und somit der Erwärmung lieferten, lagen die Werte der Al₂O₃-Keramik F99,7 bei beiden Größen und Wirkflächenzuständen am niedrigsten. Die alleinige Begutachtung der Erwärmungswerte genügte nicht, um zu überprüfen, ob eine Paarung Vorteile bezüglich einer geringeren Kontakterwärmung bzw. einer verbesserten Wärmeabfuhr aus dem Friktionskontakt bot. Zusätzlich war zu berücksichtigen, dass unterschiedliche Reibungsenergien umgesetzt wurden. Daher bot sich die Normierung der Erwärmungswerte mit den Werten der Reibungsenergie an. Als Ergebnis dieser Normierung wurde die bezogene Erwärmung $(\Delta T/W_R)_{125\text{ s}}$ zum Zeitpunkt $t = 125\text{ s}$ erhalten, welche in Bild 4.21c aufgetragen ist. Bei untexturiertem Pellet traten keine Unterschiede auf. Die bezogene Erwärmung aller Materialpaarungen betrug ca. 4,4 K/kJ. Verglichen mit den untexturierten Pellets lagen die Werte für die texturierten Pellets deutlich höher, wobei sich die Keramiken SN80, EKasicF und htc99,9 ungefähr auf dem gleichen Niveau befanden. Der Wert der F99,7-Keramik lag geringfügig höher.

Sofern die Wärmeleitfähigkeit einen Einfluss besitzt, wäre mit deren Zunahme eine ansteigende Höhe der Reibungszahl zu erwarten. Bei einer hohen Wärmeleitfähigkeit würde die Abfuhr der hauptsächlich im Schmierfilm durch Flüssigkeitsreibung generierten Wärme gefördert werden. Dies sollte zu einer Reduzierung der temperaturbedingten Viskositätsabnahme und in der Folge aufgrund der Proportionalität von Viskosität und Reibung zu einem höheren Reibungszahlniveau und darüber hinaus zu einer verbesserten Reibungszahlkonstanz führen. Ein weiterer Faktor ist die spezifische Wärmekapazität der eingesetzten Werkstoffe. Dabei handelt es sich um ein Maß für die Wärmespeicherfähigkeit eines Materials. Beispielsweise besitzt AlZnMgCu1,5 mit $c_p = 0,86\text{ J/gK}$ eine nahezu doppelt so große spezifische Wärmekapazität wie der Stahl C15E ($c_p = 0,44\text{ J/gK}$). Um in beiden Fällen die gleiche Temperaturerhöhung zu erreichen, muss die Wärmezufuhr bei gleicher Masse folglich fast doppelt so lange aufrechterhalten werden. Ein hoher c_p -Wert wäre also gleichbedeutend mit einer *trägen* Aufheizung des Probenkörpers, ein geringer Wert dagegen mit einer *schnellen* Aufheizung. Aufgrund des langsamen temperaturbedingten Absinkens der Ölviskosität sollte sich eine träge Aufheizung während der Gleitbeanspruchung in Bezug auf Reibungszahlniveau und -konstanz positiv auswirken.

Die Bilder 4.22a-d enthalten die Reibungszahl $\mu_{20\text{ s}}$ zum Zeitpunkt $t = 20\text{ s}$ bzw. den während der Gleitbeanspruchung von $t = 20\text{ s}$ bis $t = 125\text{ s}$ aufgetretenen Reibungszahlabfall $\Delta\mu_{20\text{ s} \Rightarrow 125\text{ s}}$ der Materialpaarungen mit den vier getesteten Keramiken. Diese Werte sind in den Bildern 4.22a,c bzw. 4.22b,d sowohl für untexturierte als

auch texturierte Wirkflächen als Funktion der Wärmeleitfähigkeit λ der Keramiken aufgetragen. Eine Abhängigkeit der Höhe der Reibungszahl von der Wärmeleitfähigkeit schien bei untexturierter Wirkfläche nicht vorzuliegen (Bild 4.22a). Auch die reibungszahlbedingte Erhöhung der eingebrachten Reibungsenergie durch die Textu-

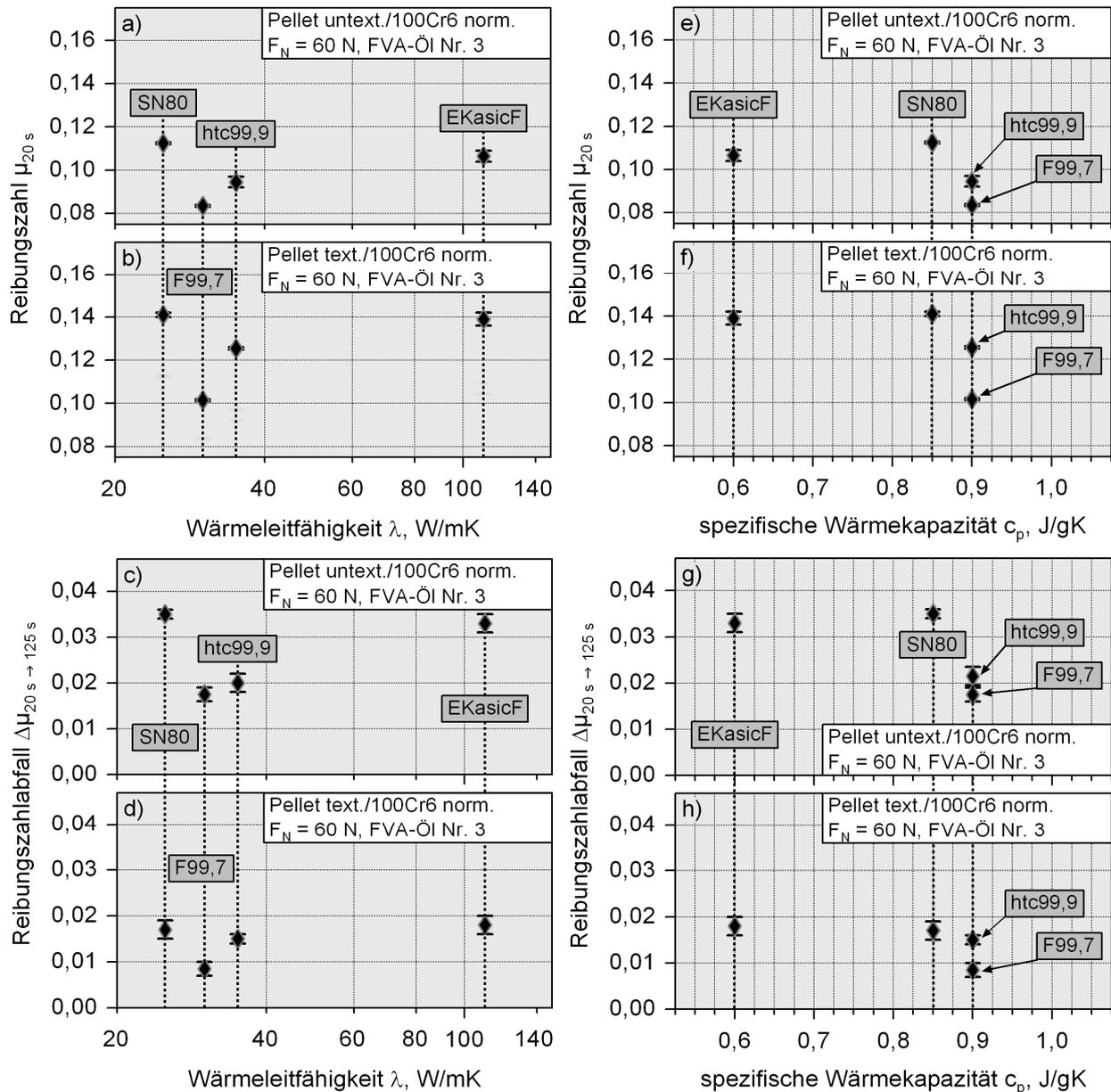


Bild 4.22: (a,b,e,f) Reibungszahl μ_{20s} bei $t = 20$ s sowie (c,d,g,h) während der Gleitbeanspruchung von $t = 20$ s bis $t = 125$ s aufgetretener Reibungszahlabfall $\Delta\mu_{20s \rightarrow 125s}$ im Fall (a,c,e,g) untexturierter und (b,d,f,h) texturierter Pellets aus SN80, EKasicF, htc99,9 und F99,7 aufgetragen über der (a-d) Wärmeleitfähigkeit λ bzw. (e-h) spezifischen Wärmekapazität c_p der Keramiken bei Paarung gegen 100Cr6 norm. ($F_N = 60$ N, $v_{max} = 10$ m/s, $8,9$ mm³/s FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle mit $a_{tex} = 75$ %, $B = 100$ μ m, $H = 10$ μ m).

rierung der Pellets änderte an diesem Sachverhalt nichts (Bild 4.22b). Vergleicht man die Keramik mit dem geringsten λ -Wert (SN80: $\lambda = 25 \text{ W/mK}$) und die mit dem höchsten λ -Wert (EKasicF: $\lambda = 110 \text{ W/mK}$), so ist erkennbar, dass sowohl beim untexturierten als auch texturierten Pellet bezüglich der Höhe (Bilder 4.22a,b) und auch der Konstanz der Reibungszahl (Bilder 4.22c,d) nur geringe Unterschiede vorlagen. Hätte die Wärmeleitfähigkeit eine Rolle gespielt, so hätte beim EKasicF gegenüber dem SN80 die Reibungszahl deutlich höher liegen und/oder die Reibungszahlkonstanz deutlich besser sein müssen. Auffällig ist, dass die Al_2O_3 -Keramik F99,7 bei beiden Wirkflächenzuständen die geringsten Werte der Reibungszahl lieferte. Im Vergleich zu den Pellets mit untexturierter Wirkfläche zeichneten sich die texturierten Pellets neben dem grundsätzlich höheren Reibungszahlniveau zusätzlich durch eine geringere Reibungszahlabnahme im betrachteten Zeitraum aus (vgl. Bilder 4.22c und 4.22d).

Die Bilder 4.22e-h enthalten die gleichen Wertebereiche der Reibungszahl, jedoch als Funktion der spezifischen Wärmekapazität c_p der unterschiedlichen Pellet-Keramiken. Ein Einfluss der Wärmekapazität auf Reibungszahlhöhe und -konstanz konnte ebenfalls nicht festgestellt werden, wobei dies sowohl für untexturierte (Bilder 4.22e,g) als auch texturierte Wirkflächen (Bilder 4.22f,h) galt. Die Al_2O_3 -Keramiken htc99,9 und F99,7 lieferten bei gleichem c_p -Wert von $0,9 \text{ J/gK}$ unterschiedliche Reibungszahlen. Das texturierte F99,7-Pellet zeigte zwar die beste Reibungszahlkonstanz (Bild 4.22h), was seine Ursache aber in der geringen umgesetzten Reibungsenergie und der dadurch vergleichsweise geringen Erwärmung hatte (vgl. Bilder 4.21a und 4.21b).

Da die Möglichkeit bestand, dass die innerhalb von 125 s Gleitbeanspruchung umgesetzten Reibungsenergien und die dabei entstandenen Wärmemengen zu gering ausfielen, um einen Einfluss der Wärmeleitfähigkeit der Pellet-Materialien nachzuweisen, wurden die Paarungen SN80/100Cr6 und EKasicF/100Cr6 Langzeitversuchen unterzogen, deren Dauerschlupfphase einen Zeitraum von 30 min umfasste. Bild 4.23 ist das Ergebnis der Auswertung der Reibungszahl- und Temperaturverläufe der Langzeitversuche aus Bild 3.25. Die während des Versuchs umgesetzte Reibungsenergie des untexturierten Pellets lag beim EKasicF aufgrund der geringfügig höheren Reibungszahl über der des SN80 (Bild 4.23b). Wie auch schon bei den Standard-Versuchen ($t_{\text{ges}} = 125 \text{ s}$) zu beobachten war, korrelierte hier die Reibungsenergie mit den Werten der Erwärmung, so dass EKasicF gegenüber dem SN80 eine um ca. 4 K größere Temperaturerhöhung zeigte (Bild 4.23a). Die Bildung des Quotienten aus Erwärmung und Reibungsenergie ließ erkennen, dass zwischen den Paarungen keine Unterschiede auszumachen waren und sich somit bei untexturiertem Pellet kein Vorteil durch die höhere Wärmeleitfähigkeit des EKasicF ergab (Bild 4.23c). Durch die Texturierung der Pellet-Wirkfläche stiegen die Beträge

der eingebrachten Reibungsenergie stark an, wobei beide Paarungen ungefähr auf dem gleichen Niveau lagen (Bild 4.23b). Obwohl bezüglich der Energie keine Unterschiede auftraten, stellte sich beim EKasicF gegenüber dem SN80 eine um ca. 18 K geringere Temperaturerhöhung ein (Bild 4.23a). Als Konsequenz ergab sich, dass die bezogene Erwärmung des texturierten EKasicF-Pellets gegenüber dem des SN80 um ca. 20 % geringer ausfiel (Bild 4.23c). Diese signifikante Verbesserung der Wärmeabfuhr wurde auf die im Vergleich zum SN80 um den Faktor 4,5 höhere Wärmeleitfähigkeit der SSiC-Keramik EKasicF zurückgeführt. Durch die ausgedehnte Versuchszeit von 30 min war davon auszugehen, dass die Wärmekapazität der eingesetzten Probenkörper keinen Einfluss mehr auf die Wärmebilanz hatte, weil im stationären Dauerschlupfbetrieb bei konstanter Reibungszahl und Temperatur die maximal mögliche Wärmemenge in den Reibpartnern gespeichert war. Dies hatte zur Folge, dass im Friktionskontakt Wärmeleitungseffekte in den Vordergrund rückten. Obwohl zwischen SN80 und EKasicF große Unterschiede bei den Werten der Wärmeleitfähigkeit vorhanden sind, traten in den Langzeitversuchen (Bild 3.25) unter den vergleichsweise hohen Energieeinträgen bei Paarung gegen texturierte Pellets jedoch keine nennenswerten Reibungszahlunterschiede auf.

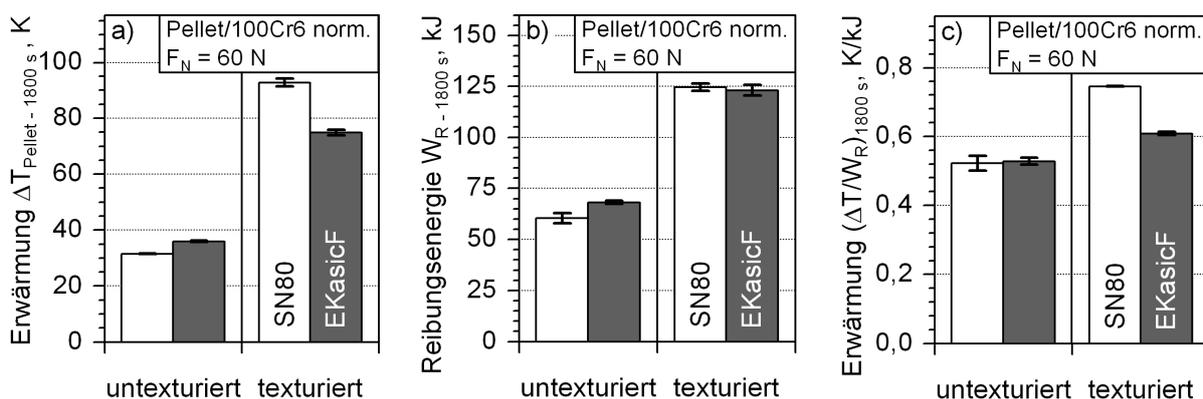


Bild 4.23: (a) Nach 30 min Gleitbeanspruchung im untexturierten und texturierten SN80- und EKasicF-Pellet gemessene Erwärmung $\Delta T_{\text{Pellet}-1800\text{s}}$ bei Paarung gegen 100Cr6 norm., (b) die dabei umgesetzte Reibungsenergie $W_{R-1800\text{s}}$ und (c) die auf die Reibungsenergie bezogene Erwärmung $(\Delta T/W_R)_{1800\text{s}}$ ($F_N = 60\text{ N}$, $v_{\text{max}} = 10\text{ m/s}$, $t_{\text{ges}} = 30\text{ min}$, $8,9\text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle mit $a_{\text{tex}} = 75\%$, $B = 100\text{ }\mu\text{m}$, $H = 10\text{ }\mu\text{m}$).

Die Variation des Gegenkörpers (Bild 3.18) hatte zum Ziel, den Einfluss thermo-physikalischer Eigenschaften auf das Reibungs- und Temperaturverhalten zu untersuchen. Die Scheibenmaterialien wurden so gewählt, dass diese unterschiedliche Wärmeleitfähigkeiten aufwiesen. So besitzen die normalisierten Stähle 100Cr6 und C15E λ -Werte von 37 bzw. 48 W/mK, wohingegen der Wert der hochfesten Aluminiumlegierung AlZnMgCu1,5 mit 147 W/mK um den Faktor 4 bzw. 3 höher liegt. Die

recht hohe Wärmeleitfähigkeit des C15E rührt von einem vergleichsweise hohen Anteil an Ferrit her. Die Wärmekapazitäten der Stähle unterscheiden sich nur geringfügig (100Cr6: $c_p = 0,46 \text{ J/gK}$; C15E: $c_p = 0,44 \text{ J/gK}$), die der Aluminiumlegierung liegt mit $c_p = 0,86 \text{ J/gK}$ nahezu doppelt so hoch.

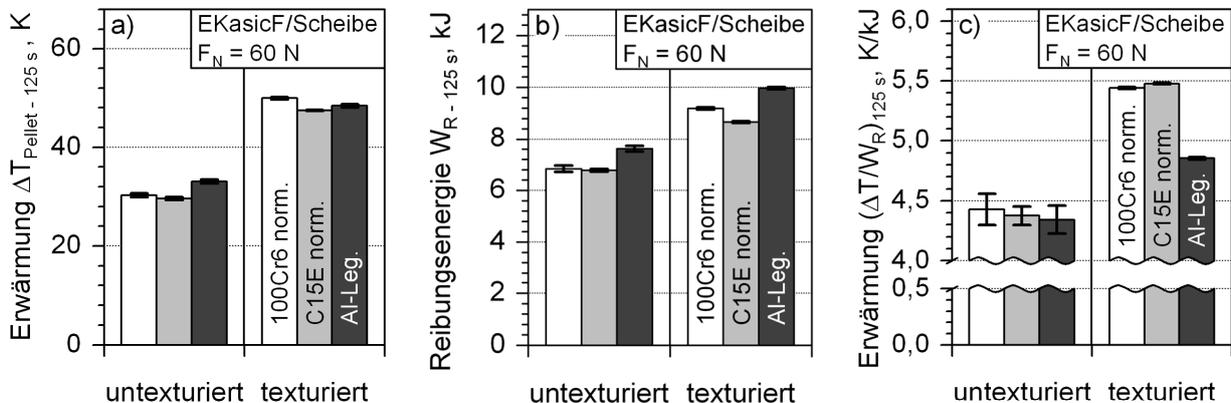


Bild 4.24: (a) Nach 125 s Gleitbeanspruchung im untexturierten und texturierten EKasicF-Pellet gemessene Erwärmung $\Delta T_{\text{Pellet} - 125 \text{ s}}$ bei Paarung gegen 100Cr6 norm., C15 norm. und AlZnMgCu1,5, (b) die dabei umgesetzte Reibungsenergie $W_{R - 125 \text{ s}}$ und (c) die auf die Reibungsenergie bezogene Erwärmung $(\Delta T/W_R)_{125 \text{ s}}$ ($F_N = 60 \text{ N}$, $v_{\text{max}} = 10 \text{ m/s}$, $t_{\text{ges}} = 125 \text{ s}$, $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle mit $a_{\text{tex}} = 75 \%$, $B = 100 \mu\text{m}$, $H = 10 \mu\text{m}$).

In den Bildern 4.24a und 4.24b ist die in sowohl untexturierten als auch texturierten EKasicF-Pellets während der 125 s Gleitbeanspruchung gemessene Erwärmung und die dabei umgesetzte Reibungsenergie bei Paarung gegen die drei metallischen Scheibenwerkstoffe aufgetragen. Die Diagramme wurden auf der Grundlage der Reibungszahl- und Temperaturverläufe in Bild 3.18 erstellt. Bei beiden Wirkflächenzuständen ergaben sich im Fall der Aluminiumlegierung die höchsten Werte der umgesetzten Reibungsenergie, da auch das höchste Reibungszahlniveau vorlag. Im Vergleich zu den anderen Paarungen fiel hier die Erwärmung in Relation zum Energieeintrag geringer aus. Beim untexturierten Pellet war in der Reihenfolge 100Cr6 - C15E - AlZnMgCu1,5 tendenziell eine Abnahme der Werte der bezogenen Erwärmung zu beobachten (Bild 4.24c), was mit der in der gleichen Reihenfolge zunehmenden Wärmeleitfähigkeit und einer dadurch verbesserten Wärmeabfuhr aus dem Friktionskontakt erklärt werden kann. Eine reibungszahlbedingte Erhöhung des Energieeintrags aufgrund der Texturierung bewirkte bei der Aluminiumlegierung gegenüber den Stählen einen weitaus geringeren Anstieg der bezogenen Erwärmung. Dieser im Vergleich zum Standard-Werkstoff 100Cr6 um ca. 12 % niedrigere Wert lässt sich wiederum mit der hohen Wärmeleitfähigkeit sowie der hohen spezifischen Wärmekapazität erklären. Zwischen den beiden Stählen traten dagegen keine messbaren Unterschiede auf, da auch die Unterschiede zwischen den λ - und

c_p -Werten sehr gering ausfallen. Man könnte nun argumentieren, dass die Wärmeleitfähigkeit keine Rolle spielte, da die Erwärmungswerte der Aluminiumlegierung nicht deutlich unter denen der beiden Stähle lagen, sondern sich ungefähr auf gleichem Niveau befanden (Bild 4.24a). Jedoch ist zu berücksichtigen, dass die Reibungszahl der Paarung EKasicF/AlZnMgCu1,5 deutlich höher lag und dies zu einer Kompensation des Temperaturvorteils führte.

In Bild 4.25 ist für das untexturierte und texturierte EKasicF-Pellet der während der Gleitbeanspruchung aufgetretene Abfall $\Delta\mu_{20\text{ s} \Rightarrow 125\text{ s}}$ vom Zeitpunkt $t = 20\text{ s}$ des Reibungszahlverlaufs bis zu $t = 125\text{ s}$ bei Paarung gegen die drei metallischen Scheibenwerkstoffe dargestellt. Innerhalb eines Wirkflächenzustandes ergaben sich bei allen Paarungen nahezu keine Unterschiede zwischen den Werten des Reibungszahlabfalls, so dass davon auszugehen ist, dass diesbezüglich weder Wärmeleitfähigkeit noch -kapazität des Gegenkörpers entscheidende Einflussfaktoren darstellten. Ein Vergleich der Bilder 4.25a und 4.25b zeigt, dass der Reibungszahlabfall beim texturierten EKasicF-Pellet weniger als halb so hoch ausfiel als der des untexturierten Pellets, obwohl die ermittelten Pellet-Temperaturen im besagten Zeitraum im untexturierten Fall nur um ca. 10 K, im texturierten Fall jedoch um ca. 20 K anstiegen (vgl. Bilder 3.18b und 3.18d). Die hohen Reibungszahlen bei Paarung gegen die Aluminiumlegierung hatten ihre Ursache nicht in den mit Abstand höchsten Werten der thermophysikalischen Größen des metallischen Werkstoffs. Die im Vergleich zu den beiden Stählen deutlich schlechtere Benetzbarkeit der Aluminiumlegierung bewirkte eine reduzierte Schmierfilmdicke, die in Kombination mit den hohen R_k - und R_{pk} -Werten zu vermehrtem Festkörperkontakt führte, wie aus den Bildern 4.10h und 4.10i ersehen werden kann.

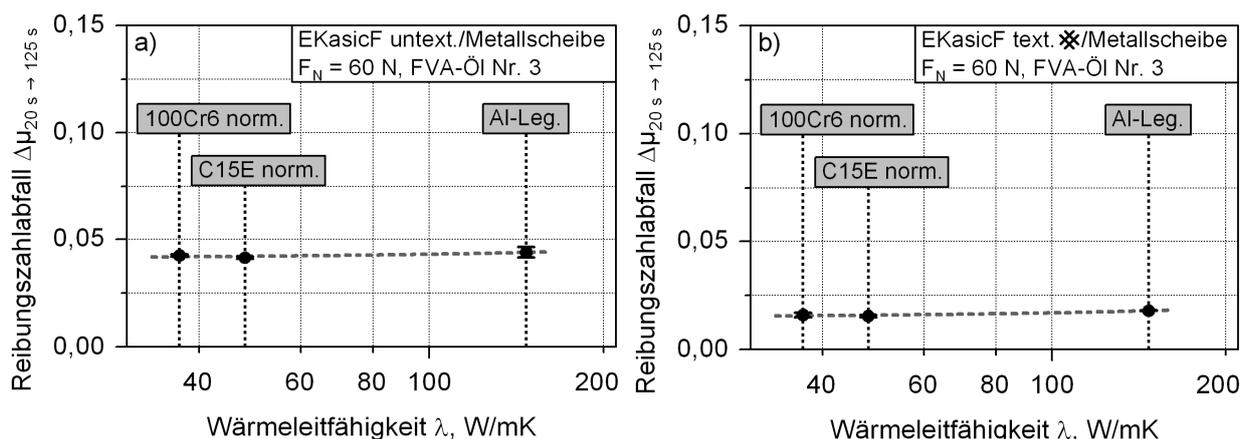


Bild 4.25: Während der Gleitbeanspruchung von $t = 20\text{ s}$ bis $t = 125\text{ s}$ aufgetretener Reibungszahlabfall $\Delta\mu_{20\text{ s} \Rightarrow 125\text{ s}}$ (a) untexturierter und (b) texturierter EKasicF-Pellets bei Paarung gegen 100Cr6 norm., C15E norm. und AlZnMgCu1,5 als Funktion der Wärmeleitfähigkeit der metallischen Scheibe ($F_N = 60\text{ N}$, $v_{max} = 10\text{ m/s}$, $t_{ges} = 125\text{ s}$, $8,9\text{ mm}^3/\text{s}$ FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle mit $a_{tex} = 75\%$, $B = 100\text{ }\mu\text{m}$, $H = 10\text{ }\mu\text{m}$).

Bei der Betrachtung der Wärmestrombilanz (Kapitel 4.3) wurde bereits festgestellt, dass sich ein zu vermutender Wärmeleitfähigkeitseinfluss des Pellets erst durch einen aufgrund der texturbedingten Oberflächenvergrößerung verbesserten Wärmeübergang in Kombination mit einer hohen eingebrachten Reibungsenergie bemerkbar machte. Die im texturierten Fall während der Standard-Versuchsdauer von 125 s umgesetzten Reibungsenergien lagen mit $W_{R-125\text{ s}} < 10\text{ kJ}$ deutlich unter denen der im Langzeitversuch über 30 min umgesetzten Reibungsenergien von $W_{R-1800\text{ s}} \approx 125\text{ kJ}$ (s. Bilder 4.21b und 4.23b). Die während des Kurzzeitversuchs vom Öl ins Pellet übergetretene Wärmemenge schien demnach nicht auszureichen, um einen Wärmeleitfähigkeitseinfluss des Pellets messbar zu machen. Etwas anders stellte sich die Situation bei Paarung eines texturierten Pellets gegen die Aluminiumlegierung dar. Hier genügte bereits eine umgesetzte Reibungsenergie von ca. 10 kJ (Bild 4.24b), damit zumindest im Fall der bezogenen Erwärmung $(\Delta T/W_R)_{125\text{ s}}$ ein wärmeleitfähigkeitsbedingter Unterschied zu den Stählen auftrat (Bild 4.24c). Erklärt werden konnte dies durch den im Vergleich zu den Stählen vermehrt auftretenden Festkörperkontakt, in dessen Folge sich der Wärmeübergang verbesserte und somit mehr Wärme aus dem Friktionskontakt abgeführt wurde.

4.3.2 Kühleffekt durch Texturierung

Ein weiterer Untersuchungsgegenstand war ein möglicher Beitrag der kanalförmigen Texturierung zur Kühlung des Friktionskontaktes. Die Bilder 4.26 und 4.27 zeigen Messergebnisse zur Reibungszahl, eingebrachten Reibungsleistung und der als Folge auftretenden Erwärmung im Friktionskontakt der ölgeschmierten Friktionspaarung SN80/100Cr6. Die Reibungszahl $\mu_{125\text{ s}}$ und die im Pellet gemessene Temperaturerhöhung $\Delta T_{\text{Pellet}-125\text{ s}}$ wurde bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten nach jeweils 120 s quasi-stationärem Gleiten ermittelt (Versuchsführung s. Bild 2.8b). In Bild 4.26 ist zunächst das Verhalten untexturierter und texturierter Pellets bei gleicher Normalkraft von $F_N = 60\text{ N}$ gegenübergestellt, wobei die Werte der Reibungsleistung $P_{R-125\text{ s}}$ (Bild 4.26b) aus den vorliegenden Messdaten nach Gl. 1-21 errechnet wurden.

Während die Reibungszahl bei texturiertem Pellet über den gesamten Geschwindigkeitsbereich recht konstant blieb, stieg sie im untexturierten Fall ausgehend von sehr geringen Werten zuerst kontinuierlich an und erreichte dann das Niveau des texturierten Pellets (Bild 4.26a). Für die Reibungsleistung ergaben sich zwischen untexturierter und texturierter Wirkfläche im unteren Gleitgeschwindigkeitsbereich bis 2 m/s bedingt durch die abweichenden Reibungszahlen recht große Unterschiede, die jedoch mit weiter ansteigender Gleitgeschwindigkeit immer geringer wurden (Bild 4.26b). Für die Paarung mit texturiertem Pellet ergab sich abhängig von der Gleitge-

schwindigkeit eine teilweise deutlich stärkere Erwärmung (Bild 4.26c), so dass unter den gewählten Bedingungen kein durch die Texturierung erzeugter Kühleffekt nachzuweisen war. Geht man allerdings davon aus, dass die aufgebrachte Normalkraft bei dem mit einem Flächenanteil von 75 % texturierten Pellet nur von einem Viertel der Wirkfläche des untexturierten Pellets aufgenommen wird, so ergibt sich ein anderes Bild. Berücksichtigt man also die tragende Fläche bzw. die tatsächliche Flächenpressung p im Friktionskontakt, so kann die bezogene Reibungsleistung P_{R-125s}^* nach Gl. 1-22 berechnet werden. In Bild 4.26d ist die Reibungsleistung P_{R-125s}^* bezogen auf die Kontaktfläche für beide Wirkflächenzustände in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit aufgetragen. Es wird deutlich, dass die Werte im texturierten Fall aufgrund der hohen Pressung von 8,48 MPa gegenüber dem untexturierten Fall ($p = 2,12$ MPa) bei allen Geschwindigkeiten ungefähr um den Faktor 4 höher lagen.

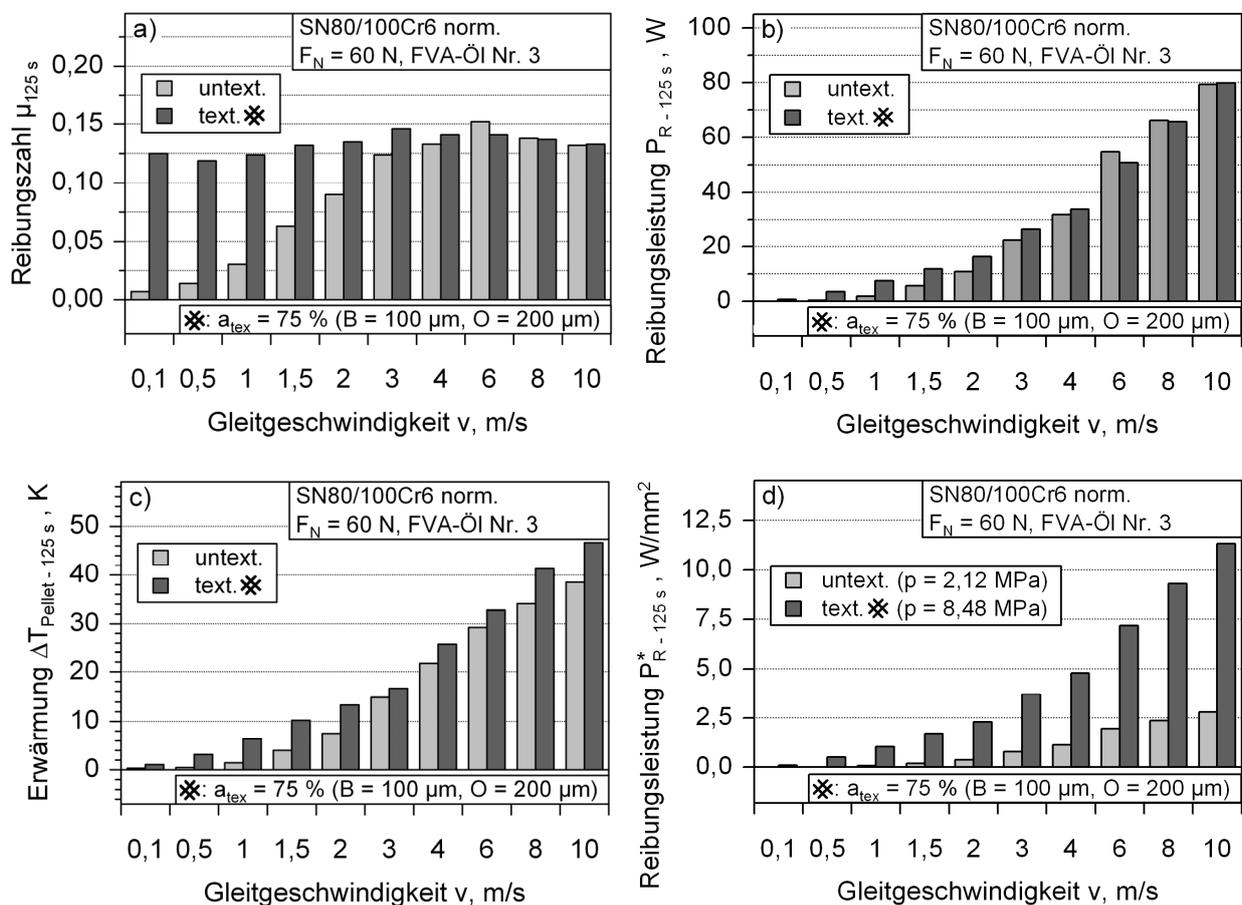


Bild 4.26: (a) Reibungszahl μ_{125s} , (b) Reibungsleistung P_{R-125s} , (c) Erwärmung $\Delta T_{\text{Pellet}-125s}$ im Friktionskontakt und (d) Reibungsleistung P_{R-125s}^* bezogen auf die Kontaktfläche nach einer Gesamtversuchszeit von 125 s bei der Materialpaarung SN80/100Cr6 norm. mit und ohne Texturierung der Pellet-Wirkfläche bei gleicher Normalkraft abhängig von der Gleitgeschwindigkeit ($F_N = 60$ N, $8,9$ mm³/s FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle mit $a_{\text{tex}} = 75\%$, $B = 100$ μm , $H = 10$ μm).

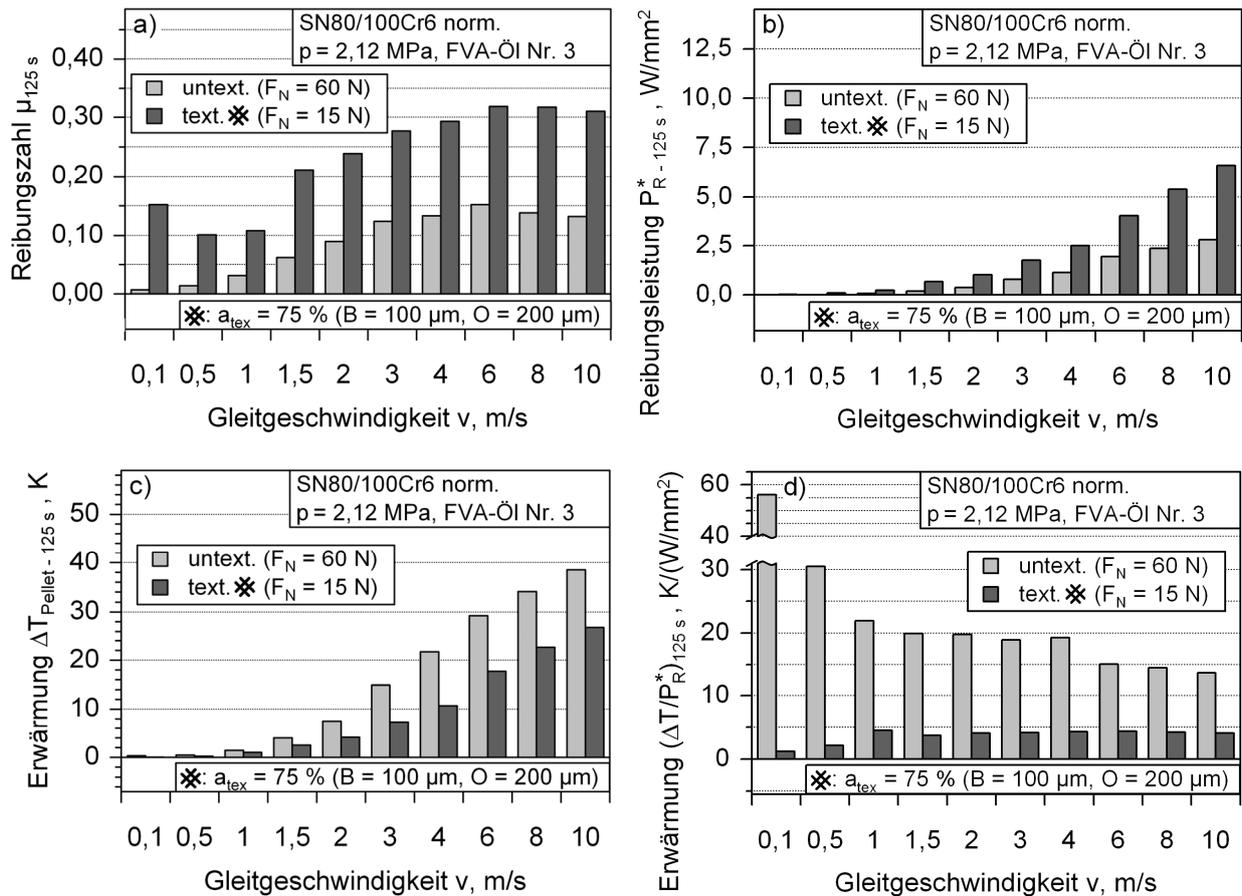


Bild 4.27: (a) Reibungszahl μ_{125s} , (b) Reibungsleistung P^*_{R-125s} bezogen auf die Kontaktfläche, (c) Erwärmung $\Delta T_{Pellet-125s}$ im Friktionskontakt und (d) auf die Reibungsleistung bezogene Erwärmung $(\Delta T/P^*_R)_{125s}$ nach einer Gesamtversuchszeit von 125 s bei der Materialpaarung SN80/100Cr6 norm. mit und ohne Texturierung der Pellet-Wirkfläche bei gleicher Flächenpressung abhängig von der Gleitgeschwindigkeit ($p = 2,12$ MPa, $8,9$ mm³/s FVA-Öl Nr. 3; gekreuzte Kanäle mit $a_{tex} = 75\%$, $B = 100$ μ m, $H = 10$ μ m).

Um vergleichbare Bedingungen zu schaffen, wurde durch Anpassung der Normalkraft sowohl bei texturierter als auch untexturierter Pellet-Wirkfläche die gleiche Flächenpressung von 2,12 MPa eingestellt. Nach Bild 4.27a wurden unter den geänderten Bedingungen für die texturierte Wirkfläche bei den unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten wesentlich größere Werte der Reibungszahl ermittelt als in der Paarung mit untexturiertem Pellet. Entsprechend der Definition der auf die tragende Fläche bezogenen Reibungsleistung (Gl. 1-22) nahmen diese Werte mit zunehmender Geschwindigkeit deutlich zu und waren in der Paarung mit texturiertem Pellet erheblich größer als im untexturierten Fall (Bild 4.27b). Betrachtet man nun die gemessene Erwärmung in den Pellets (Bild 4.27c), so war die Temperaturerhöhung $\Delta T_{Pellet-125s}$ nach der Gesamtlaufzeit von 125 s für alle Geschwindigkeiten bei der

Paarung mit texturierter Wirkfläche deutlich niedriger, obwohl die eingebrachte Reibungsleistung (Bild 4.27b) größer war als bei untexturierter Wirkfläche des Pellets. Die geringere Kontakttemperatur wurde auf einen Kühleffekt durch die kanalförmige Texturierung der Pellet-Wirkfläche zurückgeführt. Bildet man den Quotienten aus Erwärmung $\Delta T_{\text{Pellet} - 125 \text{ s}}$ und bezogener Reibungsleistung $P_{R - 125 \text{ s}}$, so erhält man die bezogene Erwärmung $(\Delta T/P^*_R)_{125 \text{ s}}$, welche in Bild 4.27d über der Gleitgeschwindigkeit aufgetragen ist. Das Diagramm verdeutlicht nochmals die kühlende Wirkung der Wirkflächentexturierung mit gekreuzten Mikrokanälen, da die Werte der bezogenen Erwärmung bei der Paarung mit dem texturierten Pellet über den gesamten Geschwindigkeitsbereich signifikant geringer ausfielen als im untexturierten Fall. Während die Werte beim texturierten Pellet ab einer Geschwindigkeit von 1 m/s nahezu konstant blieben, war beim untexturierten Pellet mit steigender Geschwindigkeit ein kontinuierlicher Abfall zu beobachten. Ein auf Mikrotexturierung basierender Kühleffekt im ölgeschmierten Friktionskontakt wurde ebenfalls in [257] nachgewiesen, wobei die Untersuchungen im Gleitgeschwindigkeitsbereich bis 10 m/s und bei gleicher Normalkraft von lediglich $F_N = 10 \text{ N}$ durchgeführt wurden. Die im Vergleich dazu um den Faktor 6 höhere Normalkraft in Kombination mit der texturbedingt geringeren Schmierfilmdicke könnte erklären, warum im Rahmen dieser Arbeit unter gleicher Normalkraft von $F_N = 60 \text{ N}$ kein Kühleffekt auftrat.

5 Zusammenfassung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde das Reibungs- und Verschleißverhalten unterschiedlicher Ingenieurkeramiken in Paarung mit metallischen Werkstoffen unter einsinniger, ölgeschmierter Gleitbeanspruchung im Hinblick auf die Anwendung in nass laufenden Friktionssystemen charakterisiert. Als zusätzlicher Aspekt wurde darüber hinaus der Einfluss einer lasergestützten Mikrotexturierung der keramischen Wirkflächen untersucht.

Die Versuche wurden im Tribosystem Keramik-Pellet/Metallscheibe durchgeführt, wobei als Pellet-Material SSiC, ZTA-Keramik und zwei unterschiedliche Al_2O_3 -Qualitäten und als Scheibenwerkstoff die Stähle 100Cr6 und C15E in normalisiertem Zustand sowie die hochfeste Aluminiumlegierung AlZnMgCu1,5 zum Einsatz kamen. Bei den Pellets handelte es sich um zylindrische Probenkörper mit einem Durchmesser von 16 mm, deren Stirnseiten mit einem Radius von 100 mm ballig gefertigt waren. Diese wurden zunächst im Prüfstand an einer Stirnseite angeläppt, so dass mittig eine kreisförmige Kontaktfläche mit einem Durchmesser von $6 \pm 0,1$ mm und einem R_a -Wert kleiner $0,10 \mu\text{m}$ entstand. Die Wirkflächen der Metallscheiben, welche einen Durchmesser von 70 mm und eine Dicke von 7 mm aufwiesen, wurden in einer Topfschleifmaschine auf einen R_a -Wert von ungefähr $0,10 \mu\text{m}$ fein geschliffen. Mittels eines Benetzungswinkelmessgeräts wurde das Benetzungsverhalten von FVA-Öl Nr. 3 auf den fein geschliffenen Scheibenoberflächen ermittelt.

Zur Texturierung der Pellet-Wirkflächen wurde ein Ytterbium-Faserlaser-System (Typ IPG YLP-1-100-20-20, Fa. ACSYS) mit einer Wellenlänge von $\lambda_L = 1,062 \mu\text{m}$ und einer maximalen Leistung von 20 W eingesetzt. Die Wahl der Laserprozessparameter erfolgte in Abhängigkeit der zu texturierenden Keramikart, der Oberflächenqualität sowie des Texturmusters. Der Schwerpunkt der Arbeit lag auf einer Texturierung mit kommunizierenden, gekreuzten Mikrokanälen. Die die Textur definierenden Parameter Kanalbreite B , -tiefe H und texturierter Flächenanteil a_{tex} wurden systematisch variiert ($B = 50$ bis $200 \mu\text{m}$, $H = 10$ bis $100 \mu\text{m}$, $a_{\text{tex}} = 35$ bis 75%) und deren Einfluss auf das Reibungsverhalten untersucht.

Zur tribologischen Prüfung wurde ein Labortribometer vom Typ UMT3 der Fa. CETR verwendet. Mit Gleitgeschwindigkeiten bis 10 m/s und einer Flächenpressung von ca. 2 MPa bzw. einer Normalkraft von $F_N = 60$ N wurden die Prüfparameter in Anlehnung an reale Beanspruchungsbedingungen einer ölgeschmierten Lamellenkupplung gewählt. Während der Versuche wurde standardmäßig das hochviskose, additivfreie Mineralöl FVA Nr. 3 (ISO-VG 100) mittels Tropfschmierung in einer Menge von $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ zugeführt. An Messgrößen wurden die Reibungszahl und die im Pellet mit Hilfe eines Thermoelements ca. 0,15 mm oberhalb der Pellet-Wirkfläche ermittelte Temperatur aufgezeichnet. Um das Reibungsverhalten in unterschiedlichen Betriebs-

situationen erfassen zu können, wurden verschiedene Versuchsführungen eingesetzt. Im Fall der Standard-Versuchsführung wurde unter der Normalkraft von 60 N die Relativgeschwindigkeit innerhalb von 5 s von 0 auf 10 m/s hochgefahren, anschließend über 120 s konstant gehalten und wiederum innerhalb von 5 s auf 0 heruntergefahren. Insgesamt bestand ein Versuch aus fünf gleichen, hintereinander gefahrenen Belastungszyklen, wobei nach jedem Zyklus eine Abkühlpause bis zum Erreichen der Umgebungstemperatur folgte. Beim sogenannten Losreißversuch wurde aus dem Stillstand heraus die Relativgeschwindigkeit innerhalb von 5 s auf $v_{\max} = 10$ m/s beschleunigt, wohingegen beim sogenannten Abbremsversuch ausgehend von der maximalen Gleitgeschwindigkeit von $v_{\max} = 10$ m/s innerhalb von 5 s auf $v = 0$ m/s abgebremst wurde. In beiden Fällen wurde die Normalkraft von $F_N = 60$ N konstant gehalten. Mit Hilfe dieser Versuchsführungen sollten die Bedingungen im Dauerschlupfbetrieb sowie die transienten Betriebszustände während des Öffnungs- und Schließvorgangs einer Lamellenkupplung nachgebildet werden.

Durch eine Texturierung mit gekreuzten Kanälen konnten gegenüber dem untexturierten Zustand zahlreiche Verbesserungen bezüglich des Reibungsverhaltens erzielt werden. Grundsätzlich ergaben sich eine deutliche Erhöhung der Reibungszahl sowie eine erhebliche Verbesserung der Reibungszahlkonstanz unter variiertem Relativgeschwindigkeit. Auch zeigte sich bei texturierter Wirkfläche eine deutlich reduzierte Abhängigkeit der Reibungszahl von der zugeführten Ölmenge. Darüber hinaus waren eine geringere Streubreite der Messwerte sowie eine Reduzierung temporärer Reibungszahlschwankungen zu beobachten. Mit zunehmendem texturiertem Flächenanteil an gekreuzten Kanälen stieg die Reibungszahl an. Mit geringerer Kanalbreite kam es ebenfalls zu einem Anstieg der Reibungszahl, jedoch nahm gleichzeitig die Konstanz während der stationären Gleitgeschwindigkeitsphase ab, da die Ölviskosität bedingt durch den höheren Energieeintrag stärker absank. Ein Einfluss der Kanaltiefe war dagegen unter den Bedingungen der Standard-Versuchsführung nicht erkennbar. Erst die Messung der Reibungszahl in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit offenbarte Unterschiede in der Art, dass mit zunehmender Tiefe im Bereich bis 3 m/s ein Anstieg zu verzeichnen war.

Es konnte gezeigt werden, dass das Reibungsverhalten von mit gekreuzten Kanälen versehenen Pellets auf Basis eines bereits existierenden Reibungsmodells zu beschreiben war. Das Modell ging von einem durch die kanalartige Textur begünstigten Abfließen des Schmiermittels aus der Kontaktzone aus, was gegenüber der untexturierten Wirkfläche in einer Reduzierung der Schmierfilmdicke proportional zum Kanalvolumen resultierte. Hieraus ergab sich zum einen ein hydrodynamischer Bereich und zum anderen ein Bereich, in welchem keine messbaren Schmierfilmdicken mehr vorhanden waren und demzufolge auch Anteile an Festkörperreibung eine Rolle spielten. Bei der geringen Normalkraft von 15 N und einer Kanaltiefe von 10 μm entsprach das Verhalten dem unter hydrodynamischer Schmierung. Eine Erhöhung der

Normalkraft auf 60 N reduzierte die Schmierfilmdicke so weit, dass ein Übergang in die Mischreibung eintrat. Unter diesen Bedingungen stellte sich eine lineare Korrelation zwischen den Reibungszahlen für Paarungen von mit verschiedenen Texturierungen versehenen Pellets und der Texturkenngroße $a_{\text{tex}} \cdot H / B$ ein. Die Reibungszahlen verhielten sich umgekehrt proportional zur Plateaubreite bzw. -größe. Folglich trat mit zunehmendem texturierten Flächenanteil ($B = \text{konst.}$) oder mit geringer werdender Breite der Kanäle ($a_{\text{tex}} = \text{konst.}$) ein Reibungszahlanstieg auf, da die Größe der durch die gekreuzten Kanäle erzeugten Plateaus deutlich abnahm und deren Anzahl zunahm. Die Wirkung auf die Reibungszahl stellte sich also in Abhängigkeit von Plateaugröße und -anzahl ein. Gegenüber dem untexturierten Fall kamen bei geringen Gleitgeschwindigkeiten aufgrund geringer Schmierfilmdicken zusätzlich noch reibungserhöhende Festkörperkontakte hinzu. Im Gegensatz dazu stieg die Reibungszahl bei untexturiertem Pellet mit zunehmender Relativgeschwindigkeit kontinuierlich an, was auf hydrodynamisches Verhalten schließen ließ.

Bei der im Folgenden beschriebenen Variation der verschiedenen Versuchsparameter wurde jeweils das Verhalten des untexturierten Pellets dem des mit einer Standard-Texturierung ($a_{\text{tex}} = 75 \%$, $B = 100 \mu\text{m}$, $H = 10 \mu\text{m}$) versehenen Pellets gegenübergestellt. Bei Paarung der unterschiedlichen Keramiken gegen den 100Cr6-Stahl konnte unter Verwendung der Standard-Versuchsführung nach dem Gleitweg von insgesamt 6250 m an beiden Reibpartnern kein quantifizierbarer Verschleiß festgestellt werden. Die rasterelektronenmikroskopische Bewertung ergab, dass nur auf Seiten des Stahls, jedoch nicht auf Seiten der Keramik, ein geringfügiger, lediglich lokal begrenzt auftretender Abrasivverschleiß nachzuweisen war. Sowohl im Fall untexturierter als auch texturierter Pellets lieferten die $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-ZrO}_2$ - und die SSiC -Keramik tendenziell höhere Reibungszahlen als die beiden Al_2O_3 -Keramiken. Unter Verwendung der Standard-Versuchsführung führte eine Zunahme der Normalkraft im Bereich von 15 N bis 60 N zu einer Abnahme der Reibungszahl, wobei bei texturierter Wirkfläche ein wesentlich höheres Reibungszahlniveau vorlag. Eine Variation der Ölsorte machte deutlich, dass bei gleicher zugeführter Ölmenge die Reibungszahl mit zunehmender Ölviskosität anstieg, da die durch Scherung verursachte innere Reibung des Öls zunahm. Außerdem stellte sich heraus, dass der unter Dauerschlupfbeanspruchung bei $F_N = 60 \text{ N}$ und $v_{\text{max}} = 10 \text{ m/s}$ auftretende Reibungszahlabfall $\Delta\mu$ mit größer werdendem Viskositätsindex der Öle abnahm. Demnach wirkte sich ein hoher Viskositätsindex günstig auf die Reibungszahlkonstanz aus, da in diesem Fall die Viskosität des Schmieröls weniger empfindlich auf eine Temperaturerhöhung reagierte und die Reibungszahl direkt von der Viskosität des Schmieröls abhing. Mit steigender zugeführter Ölmenge im Bereich von $8,9 \text{ mm}^3/\text{s}$ bis $1242 \text{ mm}^3/\text{s}$ war beim untexturierten Pellet ein Absinken der Reibungszahl zu beobachten. Im Fall des texturierten Pellets jedoch hatte die zugeführte Ölmenge nahezu keinen Einfluss auf die zum Zeitpunkt $t = 125 \text{ s}$ vorliegende Reibungszahl.

Um den Einfluss des Gegenkörperwerkstoffs zu untersuchen, wurden Scheiben aus den Stählen 100Cr6 und C15E sowie der hochfesten Aluminiumlegierung AlZnMgCu1,5 gegen SSiC-Pellets gepaart. Die gemessenen Reibungszahlen lagen im Fall der Aluminiumlegierung höher als bei den beiden Stählen. Die Ursache hierfür lag im unterschiedlichen Benetzungsverhalten der Scheiben, welches wiederum durch Unterschiede in der Oberflächenbeschaffenheit bestimmt wurde. Der für die Scheibenoberfläche der Aluminiumlegierung ermittelte Benetzungswinkel lag deutlich über denen der Stahloberflächen. Ebenso wies die Aluminiumlegierung die mit Abstand höchsten Werte für Kernrautiefe R_k und reduzierte Spitzenhöhe R_{pk} auf. Es war davon auszugehen, dass die im Vergleich zu den Stählen schlechtere Benetzbarkeit mit einer reduzierten Schmierfilmdicke einherging. Gleichzeitig wiesen die hohen R_k -Werte auf einen weniger flächigen Charakter der Oberfläche der Aluminiumlegierung hin, was in Kombination mit den ebenfalls hohen R_{pk} -Werten zu vermehrtem Festkörperkontakt und somit zu erhöhten Reibungszahlen führte. Die hohe Reibung hatte ihre Ursache in der plastischen Deformation der aufragenden, gut verformbaren Rauheitskämme durch das gepaarte Pellet.

Es wurde davon ausgegangen, dass die erzeugte Reibungswärme hauptsächlich über drei Wärmeströme aus dem geschmierten Friktionskontakt abgeführt wurde: über Scheibe und Pellet sowie durch Konvektion über das abgeführte Öl. Anhand der auf die umgesetzte Reibungsarbeit bezogenen, im Pellet gemessenen Erwärmung konnte gezeigt werden, dass im Fall von Langzeitversuchen über eine Dauer von 30 min bei texturierter Wirkfläche eine hohe Wärmeleitfähigkeit des Pellets eine geringere Temperaturerhöhung im Friktionskontakt bewirkte. Dieser gegenüber den untexturierten Paarungen messbare Effekt war auf eine texturbedingte Verbesserung des Wärmeübergangs aufgrund der vergrößerten Pellet-Oberfläche zurückzuführen. Hinzu kam, dass die eingebrachte Reibungsenergie ungefähr doppelt so hoch ausfiel als im untexturierten Fall. Demnach schien die während der Standard-Versuchszeit von 125 s vom Öl ins Pellet übergetretene Wärmemenge nicht ausreichend, um einen Wärmeleitfähigkeitseinfluss des Pellets auf das Reibungsverhalten nachweisen zu können. Im Rahmen der Variation des Scheibenmaterials wurde im Fall der Aluminiumlegierung eine geringere bezogene Erwärmung nach der kurzen Versuchszeit von 125 s festgestellt. Allerdings wirkte sich eine hohe Wärmeleitfähigkeit der Scheibe nicht vorteilhaft auf eine Verbesserung der Reibungszahlkonstanz während der Dauerschlupfbeanspruchung aus. Durch Anpassung der Normalkraft wurde erreicht, dass sowohl im untexturierten als auch im texturierten Fall die gleiche Flächenpressung vorlag. Unter diesen Bedingungen konnte ein durch die kanalartige Texturierung bewirkter Kühleffekt nachgewiesen werden.

6 Literatur

- [1] K. Fronius: Doppelkupplungssysteme für moderne Fahrzeuggetriebe. In VDI-Berichte 1987, Düsseldorf (2007), S. 181-195.
- [2] H. Pecceu, R. Morawetz, S. Pattijn, D. Genouw, J. Wallaert, F. De Mazière: Innovatives Doppelkupplungssystem für Sportwagen. *Automobiltechnische Zeitschrift* 111 (2009) 252-261.
- [3] P. Gold, R. Möllendorf: Industriekupplungen – Bauarten, Anwendungen und Entwicklungen. In VDI-Berichte 1786, Düsseldorf (2003), S. 31-58.
- [4] VDI-Richtlinie 2241, Blatt 2: Schaltbare fremdbetätigte Reibkupplungen und Bremsen – Systembezogene Eigenschaften, Auswahlkriterien, Berechnungsbeispiele. Beuth Verlag, Berlin (1984).
- [5] T. Miyoshi: Wet clutch. *Japanese Journal of Tribology* 47 (2002) 449-457.
- [6] A. Rohm, W. Reißer: Thermische Festigkeit des Reibsystems nasslaufender (Doppel-) Kupplungen bei Extrembelastungen. In VDI-Berichte 1827, Düsseldorf (2004), S. 509-530.
- [7] Y. Yang, P. Twaddell, Y.-F. Chen, R. Lam: Theoretical and experimental studies on the thermal degradation of wet friction materials. SAE Technical Paper 970978 (1997).
- [8] B.-R. Höhn, H. Pflaum, B. Hämmerl: Ermittlung der Leistungsgrenze ölgekühlter Lamellenkupplungen anhand von Temperaturkriterien. In VDI-Berichte 1323, Düsseldorf (1997), S. 507-525.
- [9] A. Albers, J. Bernhardt, S. Ott: Experimentelle Untersuchungen zum Systemverhalten von Keramik-Keramik Friktionspaarungen in nasslaufenden Friktionssystemen am Beispiel eines CVT-Variators. Tribologie-Fachtagung, GfT, Göttingen (2006) S. 67/1-67/7.
- [10] I. Etsion: State of the art in laser surface texturing. *J. Tribol.* 127 (2005) 248-253.
- [11] S. Schreck, K.-H. Zum Gahr: Laser-assisted structuring of ceramic and steel surfaces for improving tribological properties. *Applied Surface Science* 247 (2005) 616-622.
- [12] M.-S. Suh, Y.-H. Chae: Friction characteristic of sliding direction and angle of micro-grooved crosshatch patterns under lubricated contact. *Advanced Materials Research* 47-50 (2008) 507-510.

- [13] P. Andersson, J. Koskinen, S. Varjus, Y. Gerbig, H. Haefke, S. Georgiou, B. Zhmud, W. Buss: Microlubrication effect by laser-textured steel surfaces. *Wear* 262 (2007) 369-379.
- [14] K.-H. Zum Gahr, R. Wahl, K. Wauthier: Experimental study of the effect of microtexturing on oil lubricated ceramic/steel friction pairs. *Wear* 267 (2009) 1241-1251.
- [15] G. Ryk, Y. Kligerman, I. Etsion: Experimental investigation of laser surface texturing for reciprocating automotive components. *Tribol. Trans.* 45 (2002) 444-449.
- [16] X. Wang, W. Liu, F. Zhou, D. Zhu: Preliminary investigation of the effect of dimple size on friction in line contacts. *Tribology International* 42 (2009) 1118–1123.
- [17] M. Wöppermann: Einfluss einer Wirkflächentexturierung auf das tribologische Verhalten von Stahl/Keramik-Paarungen unter reversierender mediengeschmierter Gleitbeanspruchung. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe (2011).
- [18] S. Trepte: Dauerbeanspruchung von Reibwerkstoffen für Bremsen und Kupplungen. *Tribologie und Schmierungstechnik* 52 (2005) 9-16.
- [19] A. Albers, M. Behrendt: Innovationen in Antriebsstrang und Getriebe fordern neue Kupplungssystemlösungen. In *VDI-Berichte 1827*, Düsseldorf (2004), S. 345-366.
- [20] C. Chan, G. W. Stachowiak: Review of automotive brake friction materials. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 218 (2004) 953-966.
- [21] J. Winkler: Tribologischer Schichtaufbau bei Synchronisierungen und sein Einfluss auf Reibung und Verschleiß. Dissertation, Technische Universität München, München (2008).
- [22] W. Reik, O. Friedmann, I. Agner, O. Werner: Die Kupplung – das Herz des Doppelkupplungsgetriebes. In *VDI-Berichte 1827*, Düsseldorf (2004), S. 65-88.
- [23] A. Albers: Kupplungen und Bremsen. In *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 – Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben* (Hrsg. W. Steinhilper, B. Sauer). Springer Verlag, Berlin, 6. Auflage (2008).
- [24] W. Ost, P. De Baets, J. Degriek: The tribological behaviour of paper friction plates for wet clutch application investigated on SAE#II and pin-on-disk test rigs. *Wear* 249 (2001) 361-371.

-
- [25] F. Pfleger: Schalt- und Lebensdauerverhalten von Lamellenkupplungen. Dissertation, Technische Universität München, München (1998).
- [26] G. Korherr, C. Dörr, A. Rink, R. Wörner: Neues Automatikgetriebe im PKW-Hochleistungssegment. In VDI-Berichte 2029, Düsseldorf (2006), S. 437-456.
- [27] M. Hirt, M. Witzemberger: Modulationskupplung für Nutzfahrzeuggetriebe. In VDI-Berichte 1175, Düsseldorf (1995), S. 407-417.
- [28] B. Hämmerl: Neuartiger thermischer Überlastschutz für Nasslauf-Reibkupplungen am Beispiel von Exzenterpressen. In VDI-Berichte 1786, Düsseldorf (2003), S. 533-540.
- [29] S. Kitahara, T. Matsumoto: Present and future trends in wet friction materials. Japanese Journal of Tribology 39 (1994) 1451-1459.
- [30] H. Naunheimer, B. Bertsche, G. Lechner: Fahrzeuggetriebe – Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. Springer Verlag, Berlin (2007).
- [31] A. Albers, A. Krüger: Aktive Dämpfung friktionskontaktinduzierter Schwingungen in Antriebssträngen. In VDI-Berichte 1786, Düsseldorf (2003), S. 193-209.
- [32] S. Trepte: Tribologische Kennwerte für Reibwerkstoffe. Materialwissenschaft und Werkstofftechnik 33 (2002) 142-154.
- [33] W. Schatt, E. Simmchen, G. Zouhar: Konstruktionswerkstoffe des Maschinen- und Anlagenbaues. Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Stuttgart, 5. Auflage (1998).
- [34] K.-H. Habig: Tribologisches Verhalten keramischer Werkstoffe: Grundlagen und Anwendungen. expert Verlag, Ehningen bei Böblingen (1993).
- [35] Verband der Keramischen Industrie: Brevier Technische Keramik. Fahner Verlag, Lauf (2003).
- [36] DIN V ENV 12212: Hochleistungskeramik – Einheitliches Verfahren zur Klassifizierung. Beuth Verlag, Berlin (1996).
- [37] H.-D. Tietz: Technische Keramik. VDI Verlag, Düsseldorf (1994).
- [38] W. Kollenberg: Technische Keramik. Vulkan-Verlag, Essen (2004).
- [39] K. Evans: The manufacture of alumina and its use in ceramics and related applications. Key Engineering Materials 122-124 (1996) 489-526.
- [40] L. Hench: Bioceramics. Journal of the American Ceramic Society 81 (1998) 1705-1728.

- [41] J. Chevalier, L. Gremillard: Ceramics for medical applications: A picture for the next 20 years. *Journal of the European Ceramic Society* 29 (2009) 1245-1255.
- [42] B. Nau: Mechanical seal face materials. *Engineering Tribology* 211 (1997) 165-183.
- [43] W. Chen, A. Rajendran, B. Song, X. Nie: Dynamic fracture of ceramics in armor applications. *Journal of the American Ceramic Society* 90 (2007) 1005-1018.
- [44] K. Sujirote, K. Dateraksa, N. Chollacoop: Practical requirements for alumina armor systems. *American Ceramic Society Bulletin* 86 (2007) 20-25.
- [45] L. Sui, L. Yu: K-V-Ca catalysts supported on porous alumina ceramic substrate for soot combustion: Preparation and characterization. *Chemical Engineering Journal* 155 (2009) 508-513.
- [46] I. Zacharaki, C. Kontoyannis, S. Boghosian, A. Lycourghiotis, C. Kordulis: Cobalt oxide supported on alumina catalysts supported by various methods for use in catalytic afterburner of PEM fuel cell. *Catalysis Today* 143 (2009) 38-44.
- [47] S. He, C. Sun, Z. Bai, X. Dai, B. Wang: Dehydrogenation of long chain paraffins over supported Pt-Sn-K/Al₂O₃ catalysts: A study of the alumina support effect. *Applied Catalysis A: General* 356 (2009) 88-98.
- [48] D. Casellas, M. Nagl, L. Llanes, M. Anglada: Fracture toughness of alumina and ZTA ceramics: microstructural coarsening effects. *Journal of Materials Processing Technology* 143-144 (2003) 148-152.
- [49] K. Okada, T. Sakuma: The role of Zener's pinning effect on the grain growth in Al₂O₃-ZrO₂. *Journal of the Ceramic Society of Japan* 100 (1992) 382-386.
- [50] J. Wang, R. Stevens: Review - zirconia-toughened alumina (ZTA) ceramics. *Journal of Materials Science* 24 (1989) 3421-3440.
- [51] W. Tuan, R. Chen, T. Wang, C. Cheng, P. Kuo: Mechanical properties of Al₂O₃/ZrO₂ composites. *Journal of the European Ceramic Society* 22 (2002) 2827-2833.
- [52] R. Hannink, P. Kelly, B. Muddle: Transformation toughening in zirconia-containing ceramics. *Journal of the American Ceramic Society* 83 (2000) 461-487.
- [53] W. Bergmann: *Werkstofftechnik – Teil 1: Grundlagen*. Hanser Verlag, München, 6. Auflage (2008).
- [54] N. Claussen: Fracture toughness of Al₂O₃ with an unstabilized ZrO₂ dispersed phase. *Journal of the American Ceramic Society* 59 (1976) 49-51.

- [55] W. Pompe, H.-A. Bahr, G. Gille, W. Kreher: Increased fracture toughness of brittle materials by microcracking in an energy dissipative zone at the crack tip. *Journal of Materials Science Letters* 13 (1978) 2720-2723.
- [56] A. Harun, E. Holm, M. Clode, M. Miodownik: On computer simulation methods to model Zener pinning. *Acta Materialia* 54 (2006) 3261-3273.
- [57] A. Nevarez-Rascon, A. Aguilar-Elguezabal, E. Orrantia, M. Bocanegra-Bernal: On the wide range of mechanical properties of ZTA and ATZ based dental ceramic composites by varying the Al_2O_3 and ZrO_2 content. *Int. J. of Refractory Metals & Hard Materials* 27 (2009) 962-970.
- [58] V. Sergo, V. Lughì, G. Pezzotti, E. Lucchini, S. Meriani, N. Muraki, G. Katagiri, S. Lo Casto, T. Nishida: The effect of wear on the tetragonal-to-monoclinic transformation and the residual stress distribution in zirconia-toughened alumina cutting tools. *Wear* 214 (1998) 264-270.
- [59] G. Magnani, A. Brillante: Effect of the composition and sintering process on mechanical properties and residual stresses in zirconia-alumina composites. *Journal of the European Ceramic Society* 25 (2005) 3383-3392.
- [60] A. Kühn, R. Zieschang: Bewertung von Werkstoffen für produktgeschmierte Lagerungen in Pumpen. In *VDI-Berichte 1331*, Düsseldorf (1997), S. 259-266.
- [61] J. Greim: Gesintertes Siliciumcarbid für hochbeanspruchte Komponenten in der Lager- und Dichtungstechnik. In *VDI-Berichte 1331*, Düsseldorf (1997), S. 153-159.
- [62] P. Schmitz: SiC-Werkstoffe für Hausmüllverbrennungsanlagen. *Keramische Zeitschrift* 49 (1997) 706-715.
- [63] W. Dressler, R. Riedel: Progress in silicon-based non-oxide structural ceramics. *Int. J. of Refractory Metals & Hard Materials* 15 (1997) 13-47.
- [64] A. Okada: Automotive and industrial applications of structural ceramics in Japan. *Journal of the European Ceramic Society* 28 (2008) 1097-1104.
- [65] K. Yamada, M. Mohri: Properties and applications of silicon carbide ceramics. *Silicon carbide ceramics – 1*, S. Somiya, Y. Inomata (ed.), Elsevier Applied Science, London (1991) 13-44.
- [66] I. Lauermann, R. Memming, D. Meissner: Electrochemical properties of silicon carbide. *J. Electrochem. Soc.* 144 (1997) 73-80.
- [67] A. Kovalčíková, J. Dusza, P. Šajgalík: Thermal shock resistance and fracture toughness of liquid-phase-sintered SiC-based ceramics. *Journal of the European Ceramic Society* 29 (2009) 2387-2394.

- [68] H. Salmang, H. Scholze: *Keramik*. Springer Verlag, Berlin, 7. Auflage (2007).
- [69] S. Aroati, M. Cafri, H. Dilman, M. Dariel, N. Frage: Preparation of reaction bonded silicon carbide (RBSC) using boron carbide as an alternative source of carbon. *Journal of the European Ceramic Society* 31 (2011) 841–845.
- [70] H. Qingwei, J. Zhihao: The high temperature oxidation behavior of reaction-bonded silicon carbide. *Journal of Materials Processing Technology* 110 (2001) 142-145.
- [71] S. Clijsters, K. Liu, D. Reynaerts, B. Lauwers: EDM technology and strategy development for the manufacturing of complex parts in SiSiC. *Journal of Materials Processing Technology* 210 (2010) 631–641.
- [72] F. Porz, G. Grathwohl, R. Hamminger: Siliziumkarbid als Strukturmaterial im Bereich der ersten Wand von Kernfusionsanlagen. *Journal of Nuclear Materials* 124 (1984) 195-214.
- [73] W. Böcker, R. Hamminger, J. Heinrich, J. Huber, A. Roosen: Covalent high-performance ceramics. *Advanced Materials* 4 (1992) 169-178.
- [74] H. Czichos, K.-H. Habig: *Tribologie-Handbuch; Reibung und Verschleiß*. Vieweg Verlag, Wiesbaden (2003).
- [75] L. Deters: *Reibung, Verschleiß und Schmierung*. In *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 – Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben* (Hrsg. W. Steinhilper, B. Sauer). Springer Verlag, Berlin, 6. Auflage (2008).
- [76] U. J. Möller, J. Nassar: *Schmierstoffe im Betrieb*. Springer Verlag, Berlin (2002).
- [77] W. Bartz: *Additive für Schmierstoffe*. expert Verlag, Renningen-Malmsheim (2007).
- [78] W. Bartz: *Handbuch der Tribologie und Schmierungstechnik; Band 7: Viskosität und Fließverhalten*. expert Verlag, Renningen-Malmsheim (1994).
- [79] B. Hamrock, B. Jacobson, S. Schmid: *Fundamentals of machine elements*. WCB/McGraw-Hill, Boston (1999).
- [80] G. Stachowiak, A. Batchelor: *Engineering tribology*. Elsevier Butterworth-Heinemann, Amsterdam (2005).
- [81] DIN 1342: *Viskosität – Teil 2: Newtonsche Flüssigkeiten*. Beuth Verlag, Berlin (2003).
- [82] DIN 1342: *Viskosität – Teil 3: Nicht-Newtonsche Flüssigkeiten*. Beuth Verlag, Berlin (2003).

-
- [83] Deutsches Institut für Normung: Rheologie. Beuth Verlag, Berlin (2007).
- [84] DIN 1342: Viskosität – Teil 1: Rheologische Begriffe. Beuth Verlag, Berlin (2003).
- [85] T. Mezger: Das Rheologie-Handbuch – für Anwender von Rotations- und Oszillations-Rheometern. Vincentz Verlag, Hannover (2010).
- [86] T. Mang, W. Dresel (Hrsg.): Lubricants and lubrication. Wiley-VCH, Weinheim (2007).
- [87] DIN ISO 3448: Flüssige Industrie-Schmierstoffe – ISO-Viskositätsklassifikation. Beuth Verlag, Berlin (2010).
- [88] H. Schwarze, L. Brouwer, D. Becker: Druck- und scherratenabhängige Viskositätsveränderung bei Schmierölen im Betrieb. Tribologie-Fachtagung, GfT, Göttingen (2006), S. 60/1-10.
- [89] DIN 31652 Teil 2: Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb – Funktionen für die Berechnung von Kreiszyylinderlagern. Beuth Verlag, Berlin (1983).
- [90] VDI 2202: Schmierstoffe und Schmiereinrichtungen für Gleit- und Wälzlager. Beuth Verlag, Berlin (1970).
- [91] DIN ISO 2909: Mineralölerzeugnisse – Berechnung des Viskositätsindex aus der kinematischen Viskosität. Beuth Verlag, Berlin (2004).
- [92] D. Muhs, H. Wittel, D. Jannasch, J. Voßiek: Roloff/Matek Maschinenelemente. Vieweg Verlag, Wiesbaden, 18. Auflage (2007).
- [93] Shell Deutschland Oil GmbH: Datenblatt des Shell Getriebeöls EP 75W-90. Hamburg (2009).
- [94] M. Schilling: Forschungsheft der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. Nr. 180: Referenzöle für Wälz- und Gleitlager-, Zahnrad- und Kupplungsversuche; Datensammlung für Mineralöle. Frankfurt/Main (1985).
- [95] DIN 51563: Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen – Bestimmung des Viskositäts-Temperatur-Verhaltens – Richtungskonstante m. Beuth Verlag, Berlin (2010).
- [96] GfT Arbeitsblatt 7; Tribologie: Definitionen, Begriffe, Prüfung. Gesellschaft für Tribologie, Moers (2002).
- [97] DIN 50320: Verschleiß; Begriffe, Systemanalyse von Verschleißvorgängen, Gliederung des Verschleißgebietes. Beuth Verlag, Berlin (1979).

- [98] K.-H. Zum Gahr: Reibung und Verschleiß: Ursachen – Arten – Mechanismen. In H. Grewe (Hrsg.): Reibung und Verschleiß. DGM-Informationsgesellschaft Verlag, Frankfurt (1992) S. 3-14.
- [99] K.-H. Zum Gahr: Grundlagen des Verschleißes. In VDI Berichte 600, Düsseldorf (1987), S. 29-56.
- [100] O. Pigors: Werkstoffe in der Tribotechnik. Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig (1993).
- [101] K.-H. Zum Gahr: Tribologie: Reibung – Verschleiß – Schmierung. Naturwissenschaften 72 (1985) 260-267.
- [102] N. Umehara, K. Kato: The effect of initial surface roughness on friction of self-mating silicon nitride in water. Japanese Journal of Tribology 42 (1997) 1287-1297.
- [103] M. Kalin, I. Velkavrh, J. Vižintin: The Stribeck curve and lubrication design for non-fully wetted surfaces. Wear 267 (2009) 1232-1240.
- [104] U. Dulias, L. Fang, K.-H. Zum Gahr: Effect on surface roughness on self-mated alumina on friction and wear in isooctane-lubricated reciprocating sliding contact. Wear 252 (2002) 351-358.
- [105] M. Woydt, R. Wäsche: The history of the Stribeck curve and ball bearing steels: The role of Adolf Martens. Wear 268 (2010) 1542-1546.
- [106] O. Reynolds: On the theory of lubrication and its application to mr. beauchamp tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil. Philosophical Transactions of the Royal Society of London 177 (1886) 157–234.
- [107] B. Hamrock: Fundamentals of fluid film lubrication. McGraw-Hill, New York (1994).
- [108] A. Harnoy: Bearing design in machinery – Engineering tribology and lubrication. Dekker, New York (2003).
- [109] U. Scholz, D. Bartel, L. Deters: Instationäre Thermoelastohydrodynamik in Wälzkontakten. Tribologie-Fachtagung, GfT, Göttingen (2007), S. 1/1-19.
- [110] M. Holgerson: Apparatus for measurement of engagement characteristics of a wet clutch. Wear 213 (1997) 140-147.
- [111] A. Haj Fraj: Dynamik und Regelung von Automatikgetrieben. Dissertation, Technische Universität München, München (2001).
- [112] T. Matsumoto: Influence of paper-based friction material visco-elasticity on the performance of a wet clutch. SAE Technical Paper 970977 (1997).

-
- [113] G. Wagner: Doppelschaltungen bei Doppelkupplungsgetrieben. In VDI-Berichte 1170, Düsseldorf (1994), S. 119-135.
- [114] K. Abu Snima: Kenngrößen und Belastungsgrenzen von nasslaufenden Lamellenkupplungen unter Dauerschlupfbeanspruchung. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), Karlsruhe (2006).
- [115] H. Reso: Systematische Untersuchungen an einer ölgekühlten Lamellenschaltkupplung für ein Schiffswendegetriebe. Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg, Hamburg-Harburg (1995).
- [116] A. Krüger: Kupplungsrupfen – Ursachen, Einflüsse und Gegenmaßnahmen. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), Karlsruhe (2003).
- [117] A. Albers, S. Ott, L. Nowicki: Ganzheitliche Untersuchungsmethode von friktionskontaktinduzierten Schwingungen in Antriebssträngen. In VDI-Berichte 1786, Düsseldorf (2003), S. 177-192.
- [118] R. Mäki: Wet clutch tribology – friction characteristics in limited slip differentials. Doctoral thesis, Luleå University of Technology, Luleå, Sweden (2005).
- [119] G. Bauknecht, C. Bock, F. Küçükay, J. Neuner, F. Renoth: Das neue Fünfgang-Automatikgetriebe für die überarbeiteten BMW Achtzylindermotoren. Automobiltechnische Zeitschrift 98 (1996) 508-519.
- [120] C. Mosbach: Das Reibungs- und Reibschwingverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. Dissertation, Technische Universität München, München (2002).
- [121] A. Albers, A. Arslan, D. Herbst: Keramik für den Einsatz in Bremsen und Kupplungen. Automobiltechnische Zeitschrift 103 (2001) 414-419.
- [122] C. Hauser: Einfluss der Ölalterung auf Reibcharakteristik und Reibschwingverhalten von Lamellenkupplungen. Dissertation, Technische Universität München, München (2007).
- [123] T. Matsumoto: A study of the influence of porosity and resiliency of a paper-based friction material on the friction characteristics and heat resistance of the material. SAE Technical Paper 932924 (1993).
- [124] T. Matsumoto: The influence of paper-based friction material porosity on the performance of a wet clutch. SAE Technical Paper 941032 (1994).
- [125] T. Matsumoto: A study of the durability of a paper-based friction material influenced by porosity. Journal of Tribology 117 (1995) 272-278.

- [126] S. Kitahara, T. Matsumoto: The relationship between porosity and mechanical strength in paper-based friction materials. SAE Technical Paper 960982 (1996).
- [127] Y. Chen, R. Lam: The shear strength of wet friction materials: Its determination and effect on the life of friction materials. SAE Technical Paper 932923 (1993).
- [128] M. Ingram, J. Noles, R. Watts, S. Harris, H. Spikes: Frictional properties of automatic transmission fluids: Part I - measurement of friction-sliding speed behaviour. Tribology Transactions 54 (2011) 145-153.
- [129] H. Zhao, A. Neville, A. Morina, R. Vickerman, J. Durham: Improved anti-shudder performance of ATFs – Influence of a new friction modifier and surface chemistry. Tribology International 46 (2012) 62-72.
- [130] M. Ingram, H. Spikes, J. Noles, R. Watts: Contact properties of a wet clutch friction material. Tribology International 43 (2010) 815-821.
- [131] M. Ingram, J. Noles, R. Watts, S. Harris, H. Spikes: Frictional properties of automatic transmission fluids: Part II – origins of friction-sliding speed behavior. Tribology Transactions 54 (2011) 154-167.
- [132] M. Ingram, T. Reddyhoff, H. Spikes: Thermal behaviour of a slipping wet clutch contact. Tribology Letters 41 (2011) 23-32.
- [133] K. Sittig: Tribologisch induzierte oberflächennahe Veränderung der Stahl- und Belaglamellen einer nasslaufenden Lamellenkupplung. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), Karlsruhe (2007).
- [134] T. Kassel, M. Fugel, F. Küçükay: Repräsentative Prüfprogramme für Kupplungen von Automatik- und Doppelkupplungsgetrieben. In VDI-Berichte 2029, Düsseldorf (2008), S. 739-770.
- [135] T. Hirano, K. Maruo, X. Gu, T. Fujii: Development of friction material and quantitative analysis for hot spot phenomenon in wet clutch system. SAE Technical Paper 2007-01-0242 (2007).
- [136] P. Zagrodzki, S. Truncone: Generation of hot spots in a wet multidisk clutch during short-term engagement. Wear 254 (2003) 474-491.
- [137] J. Jang, M. Khonsari: On the formation of hot spots in wet clutch systems. Journal of Tribology 124 (2002) 336-345.
- [138] J. Greiner: Die Entwicklung der Lamellenschaltelemente für das 5-Gang Pkw-Automatikgetriebe W5A580 von Mercedes Benz. In VDI-Berichte 1323, Düsseldorf (1997), 395-413.

- [139] B. Hämmerl: Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung. Dissertation, Technische Universität München, München (1994).
- [140] G. Rao, J. Patzer, F. Kurrle: Lebensdauervorhersage und Verschleißsimulation nasslaufender Reiblamellenkupplungen am Beispiel einer Porsche Hängon-Kupplung. In VDI-Berichte 2029, Düsseldorf (2008), S. 771-791.
- [141] M. Maeda, Y. Murakami: Testing method and effect of ATF performance on degradation of wet friction materials. SAE Technical Paper 2003-01-1982 (2003).
- [142] K. Takezaki: Thermal and mechanical damage of paper wet friction material induced by non-uniform contact. SAE Technical Paper 922095 (1992).
- [143] D.-H. Hwang, K.-H. Zum Gahr: Tribological behaviour of steel-alumina sliding pairs under boundary lubrication conditions. Tribotest journal 9 (2003) 209-217.
- [144] A. Albers, A. Stuffer, K.-H. Zum Gahr, D. Wang: Keramik als Friktionswerkstoff im CVT-Getriebe. In VDI-Berichte 1595, Düsseldorf (2001), S. 199-211.
- [145] D.-H. Hwang, K.-H. Zum Gahr: Tribologische Modelluntersuchungen an ölgeschmierten $Al_2O_3/100Cr6$ -Paarungen unter einsinniger Gleitbeanspruchung. In 1. Statuskolloquium SFB 483 – Hochbeanspruchte Gleit- und Friktionssysteme auf Basis ingenieurkeramischer Werkstoffe, Karlsruhe (2002), S. 105-113.
- [146] J. Denape, A. Marzinotto, J. Petit: Roughness effect of silicon nitride sliding on steel under boundary lubrication. Wear 159 (1992) 173-184.
- [147] A. Stuffer, A. Albers, D.-H. Hwang, K.-H. Zum Gahr: Modelluntersuchungen an hochbeanspruchten, ölgeschmierten Friktionskontakten zur Drehmomentübertragung. Tribologie-Fachtagung, GfT, Göttingen (2001), S. 69/1-9.
- [148] A. Winn, D. Dowson, J. Bell: The lubricated wear of ceramics – Part I. Tribology International 28 (1995) 395-402.
- [149] A. Winn, D. Dowson, J. Bell: The lubricated wear of ceramics – Part II. Tribology International 28 (1995) 383-393.
- [150] M. Kalin, J. Vizintin, S. Novak, G. Drazic: Wear mechanisms in oil-lubricated and dry fretting of silicon nitride against bearing steel contacts. Wear 210 (1997) 27-38.
- [151] S. Novak, G. Drazic, M. Kalin, J. Vizintin: Interactions in silicon nitride ceramics vs. steel contact under fretting conditions. Wear 225-229 (1999) 1276-1283.

- [152] B. Basu, J. Vleugels, O. Van Der Biest: Fretting wear behavior of TiB₂-based materials against bearing steel under water and oil lubrication. *Wear* 250 (2001) 631-641.
- [153] X. Zhao, J. Liu, B. Zhu, H. Miao, Z. Luo: Effects of antiwear additives on the friction and wear of Si₃N₄/steel sliding contacts. *Wear* 201 (1996) 99-105.
- [154] K.-H. Zum Gahr: Sliding wear of ceramic-ceramic, ceramic-steel and steel-steel pairs in lubricated and unlubricated contact. *Wear* 133 (1989) 1-22.
- [155] Y. Enomoto: Ceramic tribology in Japan. *Tribology International* 28 (1995) 1-6.
- [156] T. Morimoto, K. Kamikawa: Friction and wear in silicon nitride-steel and cemented carbide-steel pairs in lubricated sliding. *Tribology International* 29 (1996) 537-546.
- [157] X. Zhao, J. Liu, T. Fischer: Effects of lubricant rheology and additive chemistry in the wear of Si₃N₄ sliding on steel. *Wear* 223 (1998) 37-43.
- [158] W. Liu, J. Duda, E. Klaus: Wear property of silicon nitride in steel-on-Si₃N₄ and Si₃N₄-on-Si₃N₄ systems. *Wear* 199 (1996) 217-221.
- [159] W. Liu, C. Ye, Y. Chen, Z. Ou, D. Sun: Tribological behaviour of sialon ceramics sliding against steel lubricated by fluorine-containing oils. *Tribology International* 35 (2002) 503-509.
- [160] X. Zhao, J. Liu, B. Zhu, H. Miao, Z. Luo: Effects of antiwear additives on the friction and wear of Si₃N₄/steel sliding contacts. *Wear* 201 (1996) 99-105.
- [161] K. Demizu, H. Ishigaki, M. Kawamoto: The effect of trialkyl phosphites and other oil additives on the boundary friction of oxide ceramics against themselves and metals. *Tribology International* 30 (1998) 651-657.
- [162] S. Jiang, S. Yang: Synergistic effect of diisopropyl phosphite and triphenyl thiophosphate additives on tribological properties of T8 steel/Al₂O₃ ceramics. *Wear* 268 (2010) 777-783.
- [163] C. Lorenzo-Martin, O. Ajayi, R. Erck, J. Routbort: Tribo-mechanical etching of structural ceramic materials during lubricated severe sliding contact. *Wear* 267 (2009) 608-613.
- [164] L. Wang, R. Wood, T. Harvey, S. Morris, H. Powrie, I. Care: Wear performance of oil lubricated silicon nitride sliding against various bearing steels. *Wear* 255 (2003) 657-668.
- [165] A. Khurshudov, Y. Drozdov, K. Kato: Transitional phenomena in the lubricated heavily loaded sliding contact of ceramics and steel. *Wear* 184 (1995) 179-186.

- [166] M. Hua, X. Wei, J. Li: Friction and wear behavior of SUS 304 austenitic stainless steel against Al₂O₃ ceramic ball under relative high load. *Wear* 265 (2008) 799-810.
- [167] L. Fang, Y. Gao, S. Si, Q. Zhou: Effect of lubricants on the friction and wear of Al₂O₃ against gray cast iron. *Wear* 120 (1997) 145-150.
- [168] B. Dumont, P. Blau, G. Crosbie: Reciprocating friction and wear of two silicon nitride-based ceramics against type 316 stainless steel. *Wear* 238 (2000) 93-109.
- [169] A. Albers, A. Stuffer, J. Bernhardt: Continuously variable transmission (CVT) with ceramic components. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 36 (2005) 96-101.
- [170] D.-H. Hwang, K.-H. Zum Gahr: Transition from static to kinetic friction of unlubricated or oil lubricated steel/steel, steel/ceramic and ceramic/ceramic pairs. *Wear* 255 (2003) 365-375.
- [171] D.-H. Hwang, K.-H. Zum Gahr: Friktionsverhalten von ölgeschmierten Stahl- und Keramik-Paarungen. *Tribologie-Fachtagung, GfT, Göttingen* (2003), S. 66/1-8.
- [172] V. P. Bulatov, V. A. Krasny, Y. G. Schneider: Basics of machining methods to yield wear- and fretting-resistive surfaces, having regular roughness patterns. *Wear* 208 (1997) 132-137.
- [173] M. Wakuda, Y. Yamauchi, S. Kanzaki, Y. Yasuda: Effect of surface texturing on friction reduction between ceramic and steel materials under lubricated sliding contact. *Wear* 254 (2003) 356-363.
- [174] N. P. Suh, M. Mosleh, P. S. Howard: Control of friction. *Wear* 175 (1994) 151-158.
- [175] M. Mosleh, S. J. P. Laube, N. P. Suh: Friction of undulated surfaces coated with MoS₂ by pulsed laser deposition. *Tribol. Trans.* 42 (1999) 495-502.
- [176] B. Denkena, J. Kästner, G. Knoll, S. Brandt, F.-W. Bach, B. Drößler, E. Reithmeier, M. Bretschneider: Mikrostrukturierung funktionaler Oberflächen – Auslegung, Fertigung und Charakterisierung von Mikrostrukturen zur tribologischen Funktionalisierung von Oberflächen. *wt Werkstattstechnik online* 98 (2008) 486-494.
- [177] U. Pettersson, S. Jacobson: Tribological texturing of steel surfaces with a novel diamond embossing tool technique. *Tribol. Int.* 39 (2006) 695-700.

- [178] U. Pettersson, S. Jacobson: Textured surfaces for improved lubrication at high pressure and low sliding speed of roller/piston in hydraulic motors. *Tribol. Int.* 40 (2007) 355-359.
- [179] P. Pawlus, L. Galda, A. Dzierwa, W. Koszela: Abrasive wear resistance of textured steel rings. *Wear* 267 (2009) 1873-1882.
- [180] W. Yan-qing, W. Gao-feng, H. Qing-gong, F. Liang, G. Shi-rong: Tribological properties of surface dimple-textured by pellet-pressing. *Procedia Earth and Planetary Science* 1 (2009) 1513–1518.
- [181] X. Wang, K. Kato, K. Adachi: The lubrication effect of micro-pits on parallel sliding faces of SiC in water. *Tribol. Trans.* 45 (2002) 294-301.
- [182] X. Wang, K. Kato: Improving the anti-seizure ability of SiC seal in water with RIE texturing. *Tribol. Lett.* 14 (2003) 275-280.
- [183] C. Moisescu, J. Kieselbach: Structuring of metallic 3D-surfaces by etching process – Microstructuring reduces friction losses between curved surfaces by improving tribological properties. *Advanced Engineering Materials* 8 (2006) 12-13.
- [184] M.-S. Suh, Y.-H. Chae, S.-S. Kim, T. Hinoki, A. Kohyama: Effect of geometrical parameters in micro-grooved crosshatch pattern under lubricated sliding friction. *Tribology International* 43 (2010) 1508-1517.
- [185] L. S. Stephens, R. Siripuram, M. Hayden, B. McCartt: Deterministic micro asperities on bearings and seals using a modified LIGA process. *J. Eng. Gas Turbines Power* 126 (2004) 147-154.
- [186] A. Erdemir: Review of engineered tribological interfaces for improved boundary lubrication. *Tribol. Int.* 38 (2005) 249-256.
- [187] A. Samant, N. Dahotre: Laser machining of structural ceramics – A review. *Journal of the European Ceramic Society* 29 (2009) 969-993.
- [188] E. Gualtieri, A. Borghi, L. Calabri, N. Pugno, S. Valeri: Increasing nanohardness and reducing friction of nitride steel by laser surface texturing. *Tribology International* 42 (2009) 699-705.
- [189] L. M. Vilhena, M. Sedlaček, B. Podgornik, J. Vižintin, A. Babnik, J. Možina: Surface texturing by pulsed Nd:YAG laser. *Tribology International* 42 (2009) 1496-1504.
- [190] A. Lasagni, C. Holzapfel, T. Weirich, F. Mücklich: Laser interference metallurgy: A new method for periodic surface microstructure design on multi-layered metallic thin films. *Applied Surface Science* 253 (2007) 8070-8074.

-
- [191] M. Duarte, A. Lasagni, R. Giovanelli, J. Narciso, E. Louis, F. Mücklich: Increasing lubricant film lifetime by grooving periodical patterns using laser interference metallurgy. *Advanced Engineering Materials* 10 (2008) 554-558.
- [192] I. Etsion: Improving tribological performance of mechanical components by laser surface texturing. *Tribol. Lett.* 17 (2004) 733-737.
- [193] G. Ryk, I. Etsion: Testing piston rings with partial laser surface texturing for friction reduction. *Wear* 261 (2006) 792-796.
- [194] I. Etsion: Improving fuel efficiency with laser surface textured piston rings. *Tribol. Int.* 42 (2009) 542-547.
- [195] A. Borghi, E. Gualtieri, D. Marchetto, L. Moretti, S. Valeri: Tribological effects of surface texturing on nitriding steel for high-performance engine applications. *Wear* 265 (2008) 1046-1051.
- [196] K.-H. Zum Gahr, M. Mathieu, B. Brylka: Friction control by surface engineering of ceramic sliding pairs in water. *Wear* 263 (2007) 920-929.
- [197] V. Brizmer, Y. Kligerman, I. Etsion: A laser surface textured parallel thrust bearing. *Tribol. Trans.* 46 (2003) 397-403.
- [198] I. Etsion, G. Halperin, V. Brizmer, Y. Kligerman: Experimental investigations of laser surface textured parallel thrust bearings. *Tribol. Lett.* 17 (2004) 295-300.
- [199] X. Wang, K. Kato, K. Adachi, K. Aizawa: Loads carrying capacity map for the surface texture design of SiC thrust bearing sliding in water. *Tribol. Int.* 36 (2003) 189-197.
- [200] M. Wöppermann, K.-H. Zum Gahr: Stahl/Keramik-Gleitpaare mit laserstrukturierten Funktionsflächen unter reversierender Beanspruchung in Wasser und Isooktan. *Tribologie und Schmierungstechnik* 55 (2008) 5-9.
- [201] T. Nanbu, Y. Yasuda, K. Ushijima, J. Watanabe, D. Zhu: Increase of traction coefficient due to surface microtexture. *Tribol. Lett.* 29 (2008) 105-118.
- [202] X. Wang, K. Kato, K. Adachi, K. Aizawa: The effect of laser texturing of SiC surface on the critical load for the transition of water lubrication mode from hydrodynamic to mixed. *Tribology International* 34 (2001) 703-711.
- [203] Y. Qiu, M. Khonsari: Experimental investigation of tribological performance of laser textured stainless steel rings. *Tribology International* 44 (2011) 635-644.
- [204] T. G. Mathia, P. Pawlus, M. Wiczorowski: Recent trends in surface metrology. *Wear* 271 (2011) 494-508.

- [205] A. Kovalchenko, O. Ajayi, A. Erdemir, G. Fenske: The effect of laser texturing on steel surfaces and speed-load parameters on the transition of lubrication regime from boundary to hydrodynamic. *Tribol. Trans* 47 (2004) 299-307.
- [206] D. Yan, N. Qu, H. Li, X. Wang: Significance of simple parameters on the friction of sliding surfaces investigated by orthogonal experiments. *Tribology Transactions* 53 (2010) 703-712.
- [207] A. Ronen, I. Etsion: Friction-reducing surface-texturing in reciprocating automotive components 44 (2001) 359-366.
- [208] I. Etsion, L. Burstein: A model for mechanical seals with regular microsurface structure. *Tribology Transactions* 39 (1996) 677-683.
- [209] I. Etsion, Y. Kligerman, G. Halperin: Analytical and experimental investigation of laser-textured mechanical seal faces. *Tribology Transactions* 42 (1999) 511-516.
- [210] I. Etsion: Improving tribological performance of mechanical seals by laser surface texturing. In *Proceedings of the 17th International Pump Users Symposium* (2000), pp. 17-22.
- [211] X. Yu, S. He, R. Cai: Frictional characteristics of mechanical seals with a laser-textured seal face. *Journal of Materials Processing Technology* 129 (2002) 463-466.
- [212] A. Hoppermann, M. Kordt: Tribological optimisation using laser-structured contact surfaces. *O+P Ölhydraulik und Pneumatik* 46 (2002) 560-564.
- [213] G. Dumitru, V. Romano, H. Weber, H. Haefke, Y. Gerbig, E. Pflüger: Laser microstructuring of steel surfaces for tribological applications. *Applied Physics A: Materials Science & Processing* 70 (2000) 485–487.
- [214] U. Pettersson, S. Jacobson: Friction and wear properties of micro textured DLC coated surfaces in boundary lubricated sliding. *Tribology Letters* 17 (2004) 553-559.
- [215] I. Krupka, M. Hartl, M. Zimmerman, P. Houska, S. Jang: Effect of surface texturing on elastohydrodynamically lubricated contact under transient speed conditions. *Tribology International* 44 (2011) 1144–1150.
- [216] H. Yamakiri, S. Sasaki, T. Kurita, N. Kasashima: Effects of laser surface texturing on friction behavior of silicon nitride under lubrication with water. *Tribology International* 44 (2011) 579-584.

-
- [217] F. Meng, R. Zhou, T. Davis, J. Cao, Q. Wang, D. Hua, J. Liu: Study on effect of dimples on friction of parallel surfaces under different sliding conditions. *Applied Surface Science* 256 (2010) 2863-2875.
- [218] A. Higuera Garrido, R. González, M. Cadenas, A. Hernández Battez: Tribological behavior of laser-textured NiCrBSi coatings. *Wear* 271 (2011) 925-933.
- [219] A. Schubert, R. Neugebauer, D. Sylla, M. Avila, M. Hackert: Manufacturing of surface microstructures for improved tribological efficiency of powertrain components and forming tools. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology* 4 (2011) 200-207.
- [220] Y. Chae: Friction behavior for micro-scale grooved crosshatch pattern under lubricated sliding contact. *Key Engineering Materials* 345-346 (2007) 769-772.
- [221] S. Yuan, W. Huang, X. Wang: Orientation effects of micro-grooves on sliding surfaces. *Tribology International* 44 (2011) 1047-1054.
- [222] H. Costa, I. Hutchings: Hydrodynamic lubrication of textured steel surfaces under reciprocating sliding conditions. *Tribology International* 40 (2007) 1227-1238.
- [223] M. Nakano, A. Korenaga, A. Korenaga, K. Miyake, T. Murakami, Y. Ando, H. Usami, S. Sasaki: Applying micro-texture to cast iron surfaces to reduce the friction coefficient under lubricated conditions. *Tribology Letters* 28 (2007) 131-137.
- [224] D. Altenpohl: *Aluminium und Aluminiumlegierungen*. Springer Verlag, Berlin (1984).
- [225] G. Petzow: *Metallographisches, keramographisches, plastographisches Ätzen*. Gebrüder Borntraeger, Berlin (1994).
- [226] E. Macherauch: *Praktikum in Werkstoffkunde*. Vieweg Verlag, Braunschweig (1992).
- [227] DIN EN 623-3: *Hochleistungskeramik - Monolithische Keramik; Allgemeine und strukturelle Eigenschaften*. Beuth Verlag, Berlin (2003).
- [228] L. Mummery, R. Rometsch: *Rauheitsmessung – Theorie und Praxis*. Hommelwerke, VS-Schwenningen (1993).
- [229] DIN EN ISO 4287: *Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren; Benennung, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit*. Beuth Verlag, Berlin (1998).

- [230] DIN EN ISO 4288: Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren; Regeln und Verfahren für die Beurteilung von der Oberflächenbeschaffenheit. Beuth Verlag, Berlin (1998).
- [231] DIN EN ISO 13565-1: Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren; Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften – Teil 1: Filterung und allgemeine Messbedingungen. Beuth Verlag, Berlin (1998).
- [232] DIN EN ISO 13565-2: Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren; Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften – Teil 2: Beschreibung der Höhe mittels linearer Darstellung der Materialanteilkurve. Beuth Verlag, Berlin (1998).
- [233] DIN EN ISO 828: Klebstoffe, Benetzbarkeit; Bestimmung durch Messung des Kontaktwinkels und der kritischen Oberflächenspannung fester Oberflächen. Beuth Verlag, Berlin (1997).
- [234] Deutsche Shell & DEA Oil GmbH: Datenblatt des Automat-Getriebeöls Shell ATF M-1375.4. Hamburg (2004).
- [235] K. Wauthier, R. Wahl, K.-H. Zum Gahr: Einfluss einer Wirkflächentexturierung auf ölgeschmierte Reibpaarungen. Tribologie-Fachtagung, GfT, Göttingen (2008), S. 58/1-10.
- [236] A. Albers, J. Bernhardt, S. Ott: Experimentelle Untersuchung geschmierter Friktionssysteme mit ingenieurkeramischen Werkstoffen am Beispiel einer nasslaufenden Lamellenkupplung. Tribologie-Fachtagung, GfT, Göttingen (2008), S. 35/1-9.
- [237] W. Hild: Tribologische Untersuchungen an Mikrosystemen. Dissertation, Technische Universität Ilmenau, Ilmenau (2005).
- [238] K. Kubiak, M. Wilson, T. Mathia, P. Carval: Wettability versus roughness of engineering surfaces. *Wear* 271 (2011) 523-528.
- [239] A. Borruto, G. Crivellone, F. Marani: Influence of surface wettability on friction and wear tests. *Wear* 222 (1998) 57-65.
- [240] A. Gajewski: Contact angle and sessile drop diameter hysteresis on metal surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008) 4628-4636.
- [241] C. Berendsen, M. Škerekň, D. Najdek, F. Černý: Superhydrophobic surface structures in thermoplastic polymers by interference lithography and thermal imprinting. *Applied Surface Science* 255 (2009) 9305-9310.

- [242] L. Gao, T. McCarthy: Contact angle hysteresis explained. *Langmuir* 22 (2006) 6234-6237.
- [243] D. Kwok, A. Neumann: Contact angle measurement and contact angle interpretation. *Advances in Colloid and Interface Science* 81 (1999) 167-249.
- [244] S. Palzer, C. Hiebl, K. Sommer, H. Lechner: Einfluss der Rauigkeit einer Feststoffoberfläche auf den Kontaktwinkel. *Chemie Ingenieur Technik* 73 (2001) 1032-1038.
- [245] F. Rupp, L. Scheideler, J. Geis-Gerstorfer: Einfluss heterogener Oberflächen auf Kontaktwinkelhysterese: Dynamische Kontaktwinkelanalytik in der Materialforschung. *Chemie Ingenieur Technik* 73 (2001) 1629-1635.
- [246] C.-T. Hsieh, F.-L. Wu, W.-Y. Chen: Contact angle hysteresis and work of adhesion of oil droplets on nanosphere stacking layers. *Journal of Physical Chemistry C* 113 (2009) 13683-13688.
- [247] K. Narayan Prabhu, P. Fernandes, G. Kumar: Effect of substrate surface roughness on wetting behaviour of vegetable oils. *Materials and Design* 30 (2009) 297-305.
- [248] J. Zhang, Y. Han: A topography/chemical composition gradient polystyrene surface: toward the investigation of the relationship between surface wettability and surface structure and chemical composition. *Langmuir* 24 (2008) 796-801.
- [249] H. Jennissen: Ultra-hydrophile metallische Biomaterialien. *Biomaterialien* 2 (2001) 45-53.
- [250] R. Dettre, R. Johnson: Contact angle hysteresis. IV. Contact angle measurements on heterogeneous surfaces. *Journal of Physical Chemistry* 69 (1965) 1507-1516.
- [251] D. Owens, R. Wendt: Estimation of the surface free energy of polymers. *Journal of Applied Polymer Science* 13 (1969) 1741-1747.
- [252] D. Kaelble: Dispersion-polar surface tension properties of organic solids. *Journal of Adhesion* 2 (1970) 66-81.
- [253] L. Boinovich, A. Emelyanenko: Wetting and surface forces. *Advances in Colloid and Interface Science* 165 (2011) 60-69.
- [254] K. Kubiak, M. Wilson, T. Mathia, P. Carval: Wettability versus roughness of engineering surfaces. In *Proceedings of 12th International Conference on Metrology & Properties of Engineering Surfaces* (2009), S. 265-275.
- [255] R. Rye, J. Mann, F. Yost: The flow of liquids in surface grooves. *Langmuir* 12 (1996) 555-565.

- [256] R. Wahl, K.-H. Zum Gahr, J. Schneider: Untersuchung der Reibungsmechanismen ölgeschmierter Gleitpaare mit kanalartigen Mikrotexturen. Tribologie und Schmierungstechnik 57 (2010) 12-16.
- [257] R. Wahl: Untersuchung des Einflusses von Mikrotexturierungen auf den einseitigen ölgeschmierten Gleitkontakt von Stahl/Saphir-Paarungen. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe (2010).